

УДК 621.316

OPTIMIZATION OF OPERATING MODES OF POSITIONAL PNEUMATIC DRIVE OF PACKAGING MACHINE

L. Kryvoplias-Volodina, A. Derenivska, N. Maslo, O. Volodin*National University of Food Technologies*

Key words:

positional pneumatic actuator,
mechatronic module,
packaging,
packing machine,
law of motion

Article history:

Received 15.11.2021

Received in revised form
17.11.2021

Accepted 24.11.2021

Corresponding author:

tmipt.deren.a@gmail.com

ABSTRACT

Modern problems of design, layout and selection of packaging equipment for food production lines, which is developing in conditions of fierce competition and rapid product renewal, packaging, the topical issue is to ensure a reasonable choice of optimal structure and parameters of machines, reduce development and manufacturing time, quality and competitive ability. Modern packaging machines are highly mechanized and automated equipment with the use of mechatronic modular systems.

The mathematical model for the synthesis of a functional mechatronic module based on a positional pneumatic actuator for a packaging machine has been developed and implemented. A scientific approach to the choice of process modeling parameters characteristic of a linear positional pneumatic actuator of bilateral action with an additional condition of backpressure braking is proposed. Theoretical and experimental analysis of the existing laws of motion of the working bodies of functional devices in the system of functional mechatronic modules on the example of tracking electro pneumatic systems with changing the acceleration of the output working link. The obtained results should be used during the design of dosing and packing equipment, which includes a positional pneumatic actuator.

The result is that the stop and stabilization of the location of the output link of the drive is within the error of 0.4%, and this significantly increases the positioning accuracy for the object of processing — consumer packaging on the reception table during the packaging of artificial products.

The processed results confirmed the effectiveness of adjusting the breakpoint of the output link of the pneumatic actuator. It is planned to test the obtained results experimentally on the own stand of research of positional drives.

DOI: 10.24263/2225-2916-2021-30-13

ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОЧИХ РЕЖИМІВ ПОЗИЦІЙНОГО ПНЕВМОПРИВОДУ ПАКУВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Л. О. Кривопляс-Володіна, д-р техн. наук

А. В. Деренівська, канд. техн. наук

М. А. Масло, д-р техн. наук

О. С. Володін

Національний університет харчових технологій

У статті розроблено та реалізовано математичну модель синтезу функціонального мехатронного модуля на основі позиційного пневмоприводу для пакувальної машини. Запропоновано науковий підхід щодо вибору параметрів моделювання процесів, характерних для лінійного позиційного пневмоприводу двосторонньої дії із додатковою умовою гальмування протитиском. Здійснено теоретичний та експериментальний аналіз існуючих законів руху робочих органів функціональних пристроїв у системі функціональних мехатронних модулів на прикладі слідкувальних електропневматичних систем із зміною прискорення вихідної робочої ланки. Отримані результати доцільно використовувати під час проєктування дозувально-фасувального обладнання, у складі якого є позиційний пневмопривод.

Ключові слова: позиційний пневмопривод, мехатронний модуль, упаковка, пакувальна машина, закон руху.

Постановка проблеми. З огляду на сучасні проблеми конструювання, компоновки і вибору пакувального обладнання потокових ліній харчових виробництв, яке розвивається в умовах жорсткої конкуренції та швидкого оновлення продукції, упаковки, актуальним питанням є забезпечення обґрунтованого вибору оптимальних структури й параметрів машин, скорочення термінів розроблення та виготовлення, раціонального зниження вартості, підвищення якості та конкурентоспроможності. Сучасні пакувальні машини — це високомеханізована і автоматизована техніка із застосуванням мехатронних модульних систем [1, с. 51].

Зважаючи на сучасний етап розвитку пакувальної індустрії, рівень удосконалення методів аналізу і синтезу обладнання, важливим є долучення багатокритеріальної оптимізації для можливості одержання суттєвого підвищення показників ефективності. Тому актуальною є науково-прикладна проблема розроблення наукової концепції синтезу пакувального обладнання з використанням адаптованого до специфіки машин математично-програмного супроводу. [2, с. 266]. Такий підхід до проєктування надасть можливість у мінімальні терміни з високою достовірністю здійснити вибірковий аналіз допустимих варіантів компонувань із визначеного набору функціональних мехатронних модулів (ФММ), оцінити їх параметри та обрати кращі варіанти [3, с. 7].

У праці [4, с. 719] запропонована реалізація нового підходу до синтезу мехатронної системи окремих вузлів пакувальної машини. Система керування побудована на двох типах приводу: електричній і пневматичній. Так, електрична система контролює безпеку машини, температурний контроль окремих вихідних ланок, а також активує пневматичну систему. Пневмопривод вмикає клапан дозування та горизонтальні механізми формування поперечного і повздовжнього швів. Взаємодія між цими системами має недостатній теоретичний опис, а тому не може бути впроваджена в інші типи пакувальних машин. Описане порівняльне дослідження на основі експериментальних досліджень впливу контролерів на роботу пневматичних систем, а також принципів їх вибору [5, с. 112] дає змогу розробити обґрунтовані рекомендації до підбору елементів мехатронної системи. Визначенню впливу геоме-

тричних, кінематичних і технологічних параметрів окремих мехатронних функціональних модулів на процеси в пакувальних машинах присвячено дослідження [6, с. 621], де описано тільки один вид синтезу на основі ежекторної конструкції, що обмежує можливість використання описаного методу з іншим видом обладнання.

Пневматичний привод із прикладами промислових застосувань для спеціальних технологічних пакувальних модулів описано в [7, с. 442]. Зокрема, авторами приділяється увага статичним і динамічним характеристикам, які відіграють важливу роль у загальній поведінці системи керування. В системах пакувальних машин усе частіше використовують модулі керування мехатронного типу. Тому дослідження динамічної поведінки пневматичного приводу є першорядним для розробників систем керування. Огляд літератури, який стосується систем пневматичних приводів, зокрема, інновації у різних підходах керування, описано авторами [8, с. 122]. Описані методи моделювання, керування та моделювання, розроблені для лінійних пневмоприводів. Описані дослідження [9, с. 14] зосереджуються на аналізі конструкції вузла пакувальної машини, але без врахування продуктивності, практичних обмежень, нелінійності, невизначеності та нових напрямків впровадження пневматичних приводів. Класичний підхід із елементами математичного моделювання, описаний у [10, с. 550], надає підґрунтя для подальших досліджень, пов'язаних із конструкцією пневматичних приводів, але не враховує моделювання поведінки технічної системи із явищами пневмопідпору.

Тому є доцільним під час проведення досліджень щодо моделювання режимів роботи для мехатронних функціональних модулів пакувальних машин, основою яких є позиційний пневмопривод.

Метою дослідження є математичне та фізичне моделювання процесів, пов'язаних із позиційними пневмоприводами. Дослідження ґрунтуються на фізико-механічних характеристиках приводу, пов'язаного з технологічними операціями обробки та пакування штучних харчових продуктів за допомогою функціональних мехатронних модулів. Додатковим завданням є моделювання окремих режимів роботи позиційних пневматичних приводів, пов'язаних із забезпеченням безперервного потоку продуктів на технологічну ділянку.

Матеріали і методи. Під час дослідження використані методи динаміки машин, теоретичної механіки, теорії числового розв'язання систем диференціальних рівнянь, методи побудови математичних моделей і дослідження динамічних характеристик функціональних мехатронних модулів пакувальних машин. Застосовані стандарти, які базуються на чинних національних стандартах (ДСТУ), гармонізованих із міжнародними (ISO) і європейськими вимогами (EN).

Математичне моделювання роботи пневматичного позиційного приводу ґрунтувалось на схемі та описі експериментального стенду, розробленого авторами. Принципова пневматична схема досліджуваної технічної системи наведена на рис. 1.

Система керування (рис. 1, а) об'єднує два основні блоки: I — система позиційного електропневматичного приводу переміщення та позиціонування об'єкту (споживчої упаковки) за час дозувально-фасувальної операції; блок II — дозувальний модуль системи шибєрного типу для обробки дрібно-штучних харчових продуктів. Компонівка функціонального мехатронного модуля базується на дозаторі об'ємного типу із шибєрними заслінками і транспортуєного модуля споживчої упаковки позиційного типу зі зворотнім зв'язком за координатою переміщення (рис. 1, б). Позиціонер (пневматичний позиційний привод) виконано на основі пневмоциліндра двосторонньої дії лінійного типу з електропневматичним керуванням. До складу позиціонера входить потенціометричний датчик місцезнаходження, установлений на корпусі пневмоциліндра та блок керування; 5/3 бістабільний електропневматичний розподільник з перекритими лініями у центральній позиції; дроселі зі зворотнім

клапаном; пропорційні реле тиску із двома окремими виходами PNP. Реле тиску забезпечує моніторинг порогів спрацьовування та гістерезис керуючого сигналу із програмним переналаштуванням виходів у функції Н.З. (нормально замкнутого) або Н.Р. (нормально розімкнутого) контактів. Загальну координацію системи керування забезпечує контролер (ПЛК). Привод, позиціонер, дає змогу отримати швидкість переміщення до 0,02 м/с, з похибкою позиціонування споживчої упаковки — 1% довжини ходу.

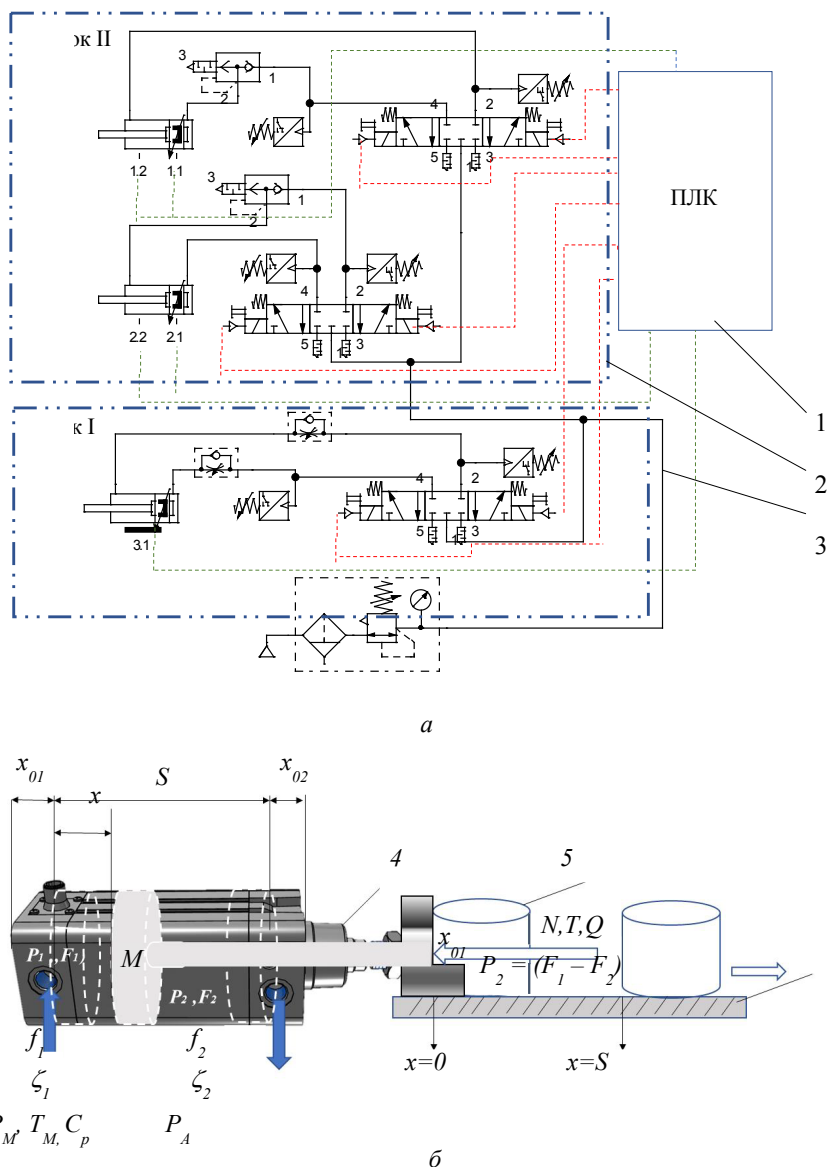


Рис. 1. Загальний вид дослідної технічної системи: *а* — принципова пневматична схема керування позиційним пневмоприводом: 1 — контролер; 2 — блок керування для дозувально-фасувального модуля шибрного типу; 3 — блок керування позиційним електропневматичним приводом для системи переміщення та позиціонування споживчої упаковки за час дозувально-фасувальної операції; *б* — функціональний мехатронний модуль подачі споживчих упаковок на ділянку обробки: 4 — позиціонер; 5 — споживча упаковка; 6 — перевантажувальний стіл

Результати дослідження. У ході дослідження кінематичного та динамічного навантаження, пов'язаного із роботою пневмоциліндра двосторонньої дії, лінійного типу, враховувався протитиск у вихлопній камері циліндра. Тобто зниження швидкості за допомогою подачі протитиску починалось, як тільки поршень досягав заданого значення координати переміщення x_t . Так, до зупинки поршня у вихлопній камері відбувається витікання газу в атмосферу. Математична модель до цього моменту описується класичними рівняннями газодинаміки і динаміки пневматичного приводу [10]. Далі, враховуючи рух приводу та відповідну зміну тиску повітря в камері нагнітання протягом усього періоду руху і гальмування, розроблена математична модель для типового позиційного пневмопривода (1)–(6). Відповідно, зміна тиску у вихлопній камері до здійснення гальмування задається рівнянням:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kf_{2H}\sqrt{RT_2}}{F_2(S-x+x_{02})\sqrt{\xi_{2H}}} \sqrt{p_2^2 - p_A^2} + \frac{kp_2}{(S-x+x_{02})} \frac{dx}{dt}. \quad (1)$$

У режимі зниження швидкості руху поршня, під дією протитиску, досліджені два принципово протилежні газодинамічні процеси.

1. Тиск вихлопної камери p_2 менше за величину протитиску p_{M2} , тобто $p_2 < p_{M2}$. Відповідно, відбувається наповнення цієї камери. Тоді рівняння зміни тиску у вихлопній камері має вигляд:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kf_{2H}\sqrt{RT_M}}{F_2(S-x+x_{02})\sqrt{\xi_{2H}}} \sqrt{p_{M2}^2 - p_2^2} + \frac{kp_2}{(S-x+x_{02})} \frac{dx}{dt}, \quad (2)$$

де p_{M2} — величина для налаштування пропорційного реле тиску, який формує протитиск у вихлопній камері; f_{2H} та ξ_{2H} — площа прохідного перерізу для вихлопної лінії та відповідний опір у режимі нагнітання протитиском.

2. У вихлопній камері тиск вищий за величину протитиску, маємо $p_2 > p_{M2}$. Відбувається витікання газу крізь лінію, пов'язану з реле тиску, мережа з тиском p_{M2} . Тобто реле тиску надає команду на стравлювання повітря в атмосферу. Будемо вважати, що при цьому клапан підтримує постійну величину протитиску. Тому в математичній моделі вважаємо, що вихлоп відбувається в середину із тиском p_{M2} . У цьому випадку рівняння зміни тиску вихлопної порожнини матиме вигляд:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kf_{2B}\sqrt{RT_M}}{F_2(S-x+x_{02})\sqrt{\xi_{2B}}} \left(\frac{p_M}{p_2} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_{M2}^2} + \frac{kp_2}{(S-x+x_{02})} \frac{dx}{dt}, \quad (3)$$

де f_{2B} та ξ_{2B} — площа прохідного перерізу вихлопної лінії та відповідний опір у

режимі випуску повітря крізь редукційний пневмоклапан. Зауважимо, що ξ_{2B} — опір лінії між камерою та лінією із реле тиску. Таким чином, протягом усього періоду руху приводу процеси у вихлопній камері описуються рівняннями з урахуванням коефіцієнтів управління, що приймають значення 0 або 1 залежно від умов технологічного процесу:

$$\begin{aligned} \frac{dp_2}{dt} = & -H_B \frac{kf_{2B}\sqrt{RT_M}}{F_2(S-x+x_{02})\sqrt{\xi_{2B}}} \left(\frac{p_2}{p_M}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_{M2}^2} + \dots \\ & \dots + H_{HM2} \frac{kf_{2H}\sqrt{RT_M}}{F_2(S-x+x_{02})\sqrt{\xi_{2H}}} \sqrt{p_{M2}^2 - p_2^2} - \dots \\ & \dots - H_{BM2} \frac{kf_{2B}\sqrt{RT_M}}{F_2(S-x+x_{02})\sqrt{\xi_{2B}}} \left(\frac{p_2}{p_M}\right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_{M2}^2} + \frac{kp_2}{(S-x+x_{02})} \frac{dx}{dt}. \end{aligned} \quad (4)$$

Коефіцієнти управління задаються за такими умовами:

$$\begin{cases} H_B = \begin{cases} 1, \text{при } x < x_T; \\ 0, \text{при } x \geq x_T; \end{cases} \\ H_{HM2} = \begin{cases} 1, \text{при } x \geq x_T \text{ і } p_2 < p_{M2}; \\ 0, \text{при } x < x_T \text{ або } x \geq x_T \text{ і } p_2 \geq p_{M2}; \end{cases} \\ H_{BM2} = \begin{cases} 1, \text{і } x \geq x_T \text{ і } p_2 \geq p_{M2}; \\ 0, \text{і } x < x_T \text{ або } x \geq x_T \text{ і } p_2 < p_{M2}. \end{cases} \end{cases} \quad (5)$$

Сформована остаточно математична модель позиціонера із системою гальмування протитиском матиме вигляд:

$$\begin{aligned}
 M \frac{d^2 x}{dt^2} &= p_1 F_1 - p_2 F_2 - p_A (F_1 - F_2) - N - T_S - T_D - h \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dp_1}{dt} &= \frac{k f_1 \sqrt{RT_M}}{F_1 (S + x_{01}) \sqrt{\xi_1}} \sqrt{p_M^2 - p_1^2} + \frac{k p_2}{(x + x_{01})} \frac{dx}{dt}; \\
 \frac{dp_2}{dt} &= -H_B \frac{k f_{2B} \sqrt{RT_M}}{F_2 (S - x + x_{02}) \sqrt{\xi_{2B}}} \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_{M2}^2} + \dots \\
 &\dots + H_{HM2} \frac{k f_{2H} \sqrt{RT_M}}{F_2 (S - x + x_{02}) \sqrt{\xi_{2H}}} \sqrt{p_{M2}^2 - p_2^2} - \dots \\
 &\dots - H_{BM2} \frac{k f_{2B} \sqrt{RT_M}}{F_2 (S - x + x_{02}) \sqrt{\xi_{2B}}} \left(\frac{p_2}{p_M} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \sqrt{p_2^2 - p_{M2}^2} + \dots \\
 &\dots + \frac{k p_2}{(S - x + x_{02})} \frac{dx}{dt}; \\
 H_B &= \begin{cases} 1, \text{ якщо } x < x_T; \\ 0, \text{ якщо } x \geq x_T; \end{cases} \\
 H_{HM2} &= \begin{cases} 1, \text{ якщо } x \geq x_T \text{ і } p_2 < p_{M2}; \\ 0, \text{ якщо } x < x_T \text{ або } x \geq x_T \text{ і } p_2 \geq p_{M2}; \end{cases} \\
 H_{BM2} &= \begin{cases} 1, \text{ якщо } x \geq x_T \text{ і } p_2 \geq p_{M2}; \\ 0, \text{ якщо } x < x_T \text{ або } x \geq x_T \text{ і } p_2 < p_{M2}; \end{cases} \\
 T_S &= \begin{cases} P_p \text{ якщо } P_p < T_{pok} \text{ і } \frac{dx}{dt} = 0; \\ T_{dvig} \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{dt} \right) \text{ в останніх випадках}; \end{cases} \\
 T_D &= \begin{cases} P_p \text{ якщо } P_p < T_0 \text{ і } \frac{dx}{dt} = 0; \\ T_0 \operatorname{sgn} \left(\frac{dx}{dt} \right) \text{ в останніх випадках}; \end{cases} \\
 \frac{d^2 x}{dt^2} &= \frac{dx}{dt} = x = 0, \text{ якщо } x \leq 0; \\
 \frac{d^2 x}{dt^2} &= \frac{dx}{dt} = 0, x = S, \text{ якщо } x \leq S.
 \end{aligned} \tag{6}$$

Розрахунки за наведеною математичною моделлю здійснювались у MathCAD за допомогою авторської програми. Графіки перехідного процесу наведено на рис. 2.

За вихідні параметри моделювання (6) прийнято: крок інтегрування $d_t = 0.0001$; газову сталу $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$; температура повітря у магістралі $T_M = 293 \text{ K}$; адіабатичний показник повітря $k = 1.4$; тиск атмосферний $P_A = 100000 \text{ Па}$; тиск магістральний у межах від $P_M = 400000 \text{ Па}$ до $P_M = 700000 \text{ Па}$; протитиск у межах від $P_M = 200000 \text{ Па}$ до $P_M = 350000 \text{ Па}$; довжину ходу пневмоциліндра $S = 0.4 \text{ м}$; масу рухомих частин $M = 2 \text{ кг}$; навантаження статичне $N = 20 \text{ Н}$; приведену координату переміщення поршня $x_{01} = x_{02} = 0.09 \text{ м}$; діаметр поршня у межах $D_1 = 0.032 \text{ м}$; $D_2 = 0.032 \text{ м}$; D_L — діаметр підвідного трубопроводу; коефіцієнт в'язкого тертя $h = 300$, для пневматичного поршня; коефіцієнт опору магістрального стисненого повітря $\xi_1 = 65$; коефіцієнт опору повітря на вихлопі $\xi_2 = 100$; коефіцієнт опору у вихлопній лінії в період гальмування $\xi_{2в} = 2000$; коефіцієнт опору у лінії протитиску $\xi_{2Н} = 67$; початок гальмування за координатою $x_t = 0.91S, \text{ м}$; F_1 — площа поршня, м^2 ; F_2 — корисна площа навантаження для штокової камери, м^2 ; $f_1 = f_1^e$ — площу перерізу для магістральної лінії стисненого повітря, м^2 ; $f_2 = f_2^e$ — площу перерізу для відвідної лінії стисненого повітря, м^2 .

Розрахунки всіх змінних виконано на кожному кроці інтегрування. Чисельне інтегрування виконано за методом Ейлера, що дає повне уявлення про фізичні процеси за їх сутністю і відображає відомі фізичні закони.

Усі отримані в ході розрахунків результати та значення змінних формувались в окремому масиві. На підставі даних масиву MathCAD забезпечив побудову графіків зміни параметрів, які входили до нього. На рис. 2 зображено графіки зміни параметрів позиційного лінійного пневмоприводу двосторонньої дії під час гальмування, за рахунок протитиску у вихлопній камері та надходженням керуючого сигналу від пропорційного реле тиску.

Результати моделювання роботи позиційного приводу для зміни тиску у діапазоні від 4 до 6 бар, рис. 3.

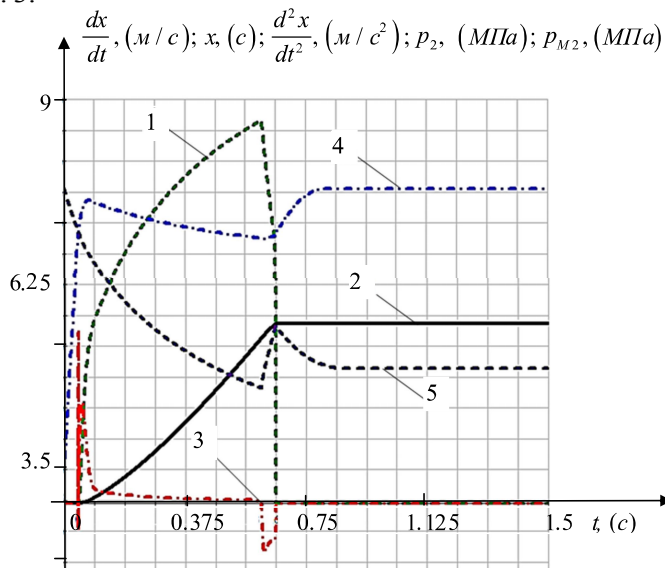


Рис. 2. Графіки характеристики роботи позиційного лінійного пневмоприводу, отримані на підставі математичного моделювання: зміни швидкості під час руху поршня — 1, зміна координати — 2, зміни прискорення — 3 і тисків у камері нагнітання — 4 і вихлопній камері — 5; діаметр поршня 32мм, діаметр штока — 12мм, магістральний тиск — 7 бар

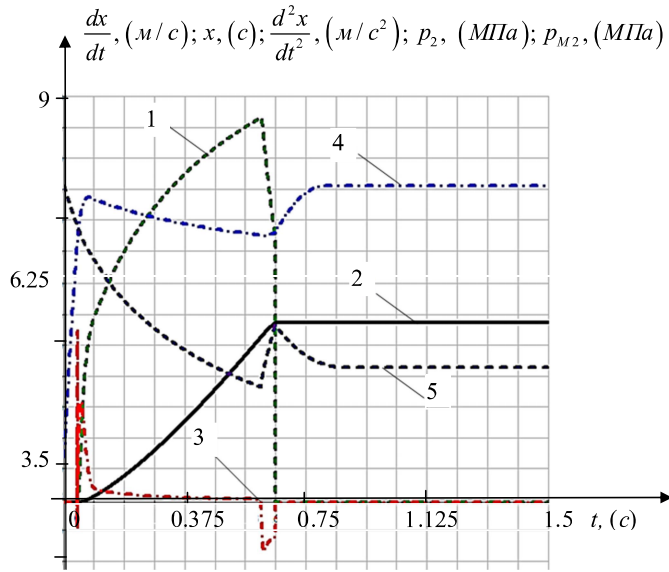


Рис. 3. Графіки характеристики роботи позиційного лінійного пневмоприводу, отримані на підставі математичного моделювання: графік зміни швидкості поршня — 1, зміна координати — 2, зміна прискорення — 3 і тисків у камері нагнітання — 4 і вихлопній камері — 5; діаметр поршня 32мм, діаметр штока — 12мм, магістральний тиск — 4 бари

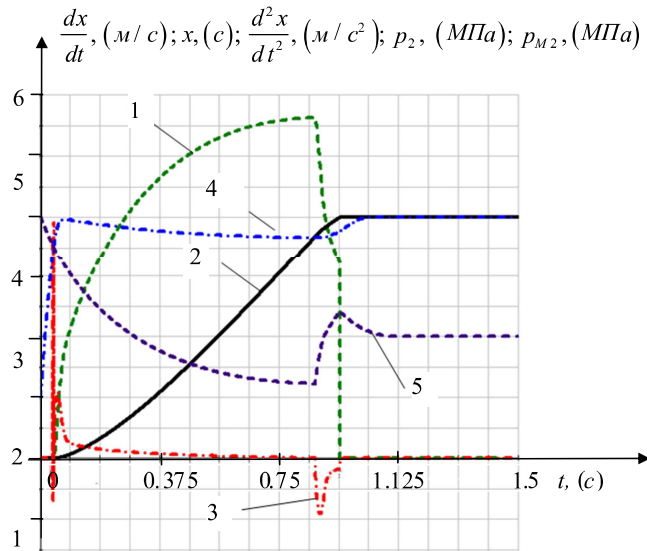


Рис. 4. Графіки характеристики роботи позиційного лінійного пневмоприводу, отримані на підставі математичного моделювання: зміни швидкості руху поршня — 1, зміна координати — 2, зміни прискорення — 3 і тисків у камері нагнітання — 4 та вихлопної камери — 5; діаметр поршня 32 мм, діаметр штока — 12 мм, магістральний тиск — 6 бар

На підставі отриманих результатів математичного моделювання, встановлено:

- з рис. 2 видно, що при досягненні приводом координати початку гальмування $x_t = 0.91S = 0,36 \text{ м}$ (в момент часу $t = 0.6 \text{ с}$);

- з рис. 3 видно, що при досягненні приводом координати початку гальмування $x_t = 0.91S = 0,36 \text{ м}$ (в момент часу $t = 0.85 \text{ с}$);

- з рис. 4 видно, що при досягненні приводом координати початку гальмування $x_t = 0.91S = 0,368 \text{ м}$ (в момент часу $t = 0.65 \text{ с}$).

Висновки. Моделювання процесів, характерних для лінійного позиційного пневмоприводу двосторонньої дії із додатковою умовою гальмування протитиском підтвердило, що, по-перше, відбувається підвищення тиску вихлопної камери, (рис. 2—4), яке обумовлює зменшення швидкості приводу до відповідної мінімальної величини описаної графіками.

По-друге, за рахунок зниження швидкості тиск у камері нагнітання підвищується. Після зупинки магістральний тиск вихлопної камери падає до величини протитиску p_{M2} , відповідно тиск у камері нагнітання зростає до значення магістрального тиску p_M .

Зупинка і стабілізація місцеположення вихідної ланки приводу відбувається у межах похибки 0,4%, і це суттєво підвищує точність позиціонування для об'єкта обробки — споживчої упаковки на приймальному столі під час операції фасування штучних продуктів.

Відповідно, зменшення часу досягнення приводом заданої координати початку гальмування x_t можливе за рахунок збільшення витратних характеристик пневмоциліндра, зокрема збільшення вихлопного перерізу робочих камер.

Опрацьовані результати підтвердили ефективність корегування точки зупинки вихідної ланки позиційного пневмоприводу. Отриманні результати планується перевірити експериментально на розробленому автрами статті стенді дослідження позиційних приводів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Packaging Equipment. The Science and Technology of Flexible Packaging /Barry A. Morris// Elsevier Science., 2016. — pp. 51—66. doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-24273-8.00003-4>.
2. Ilie Ioana. Mechatronic module for speed control in hydraulic drives / Ioana Ilie // Conference: 22nd International Conference on Hydraulics and Pneumatics. — HERVEX. — Romania, November, 2016. — Volume: Proceedings. — pp. 265—272. — Mode of access: <https://fluidas.ro/hervex/proceedings2016/> pp. 266—270.PDF.
3. Kraume Matthias. Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik: Grundlagen und apparative Umsetzungen / Matthias Kraume // Springer, 2013. — Verlag. — P.210. — Zugriffsmodus: <https://books.google.com.ec/books?id=q2keBgAAQBAJ>.
4. Lengerke Omar. Mechatronics design of a low-cost packaging and dosing machine for doughy products / Omar Lengerke // ABCM Symposium Series in Mechatronics, 2008. — Vol. 3. — pp.717—725. — Mode of access: https://www.researchgate.net/publication/229040784_Mechatronics_Design_of_a_Low-Cost_Packaging_and_Dosing_Machine_for_Doughy_Products.
5. Mihalache Ghinea. Pneumatic Cylinders Controlled by Two Different Controllers, Arduino and MyRIO: an Educational Approach / Ghinea Mihalache // Matem. modelirovanie. International journal of education and information technologies, 2022. — Volume 16. — pp. 110—121. — doi: <http://doi.org/10.46300/9109.2022.16.12>.
6. Kryvoplias-Volodina Liudmyla. Investigation of ejection process in mechatronic functional modules of packaging machines / Liudmyla Kryvoplias-Volodina, Oleksandr Gavva, Taras Hnativ, Kateryna Rivna // Ukrainian Food Journal. 2019. — Volume 8, Issue 3. — pp. 620—633. — doi: <http://doi.org/10.24263/2304-974X-2019-8-3-16>.
7. Hazem Ali. A Review of Pneumatic Actuators / Ali Hazem // Modeling and Control. Australian Journal of Basic and Applied Sciences. 2009. — Volume 3, Issue 2. — pp. 440—454. — Mode of access: [https://www.semanticscholar.org/paper/A-Review-of-Pneumatic-Actuators-\(Modeling-and-Ali-Bahari/ddbdbbc058ca5a424514b848bc7df27c8e7630d](https://www.semanticscholar.org/paper/A-Review-of-Pneumatic-Actuators-(Modeling-and-Ali-Bahari/ddbdbbc058ca5a424514b848bc7df27c8e7630d).
8. Rohrig R. Comparative computational study of turbulent flow in a 90 pipe elbow / R. Rohrig, & Tropea Jakirlic // International Journal of Heat and Fluid Flow 55. pp. 120—131. — doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2015.07.011>.

9. Shibinskiy K. G. Development of Energy Efficient Mechatronic Module for Alternative Energy / K. G. Shibinskiy, Efremkov E. A., Galin N. E. // Conference Series Materials Science and Engineering, April 2020. — Volume 795(1). P. 10. — doi: <http://doi.org/10.1088/1757-899X/795/1/012026>.

10. Kryvoplias-Volodina L. Dynamics of mechatronic function modules drives of flow technological lines in food production / L. Kryvoplias-Volodina, O. Gavva // Ukrainian Food Journal. — 2018. — Volume 7, Issue 4. — pp. 563—572. — doi: <http://doi.org/10.24263/2304-974X-2018-7-4-16>.

ОПТИМИЗАЦИЯ РОБОЧИХ РЕЖИМОВ ПОЗИЦИОННОГО ПНЕВМОПРИВОДА УПАКОВОЧНОЙ МАШИНЫ

Л. А. Кривопляс-Володина, А. В. Дереновская, Н. А. Масло, А. С. Володин
Национальный университет пищевых технологий

Разработана и реализована математическая модель синтеза функционального мехатронного модуля на основе позиционного пневмопривода для упаковочной техники. Предложено научный подход к выбору параметров моделирования процессов, характерных для линейного позиционного пневмопривода двухстороннего действия с дополнительным условием торможения противодавлением. Проведено теоретический и экспериментальный анализ основоположных законов движения рабочих органов функционирующих устройств и системно функционирующих мехатронных модулей на примере следящих электропневматических систем со сменой ускорения входящего рабочего звена. Полученные результаты следует использовать при проектировании дозировочно-фасовочного оборудования, в составе которого есть позиционный пневмопривод.

Ключевые слова: позиционный пневмопривод, мехатронный модуль, упаковка, упаковочная машина, закон движения.