

ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАКОНУ ПЕРЕМІЩЕННЯ КЛАПАНА З ПРЕЦИЗІЙНИМ СПОСОБОМ КЕРУВАННЯ В ДОЗАТОРАХ ДЛЯ РІДКИХ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ

Анотація. Створення нового пакувального обладнання для дозування рідких харчових продуктів, що має гнучку структуру є основною задачею сьогодення. Її вирішення потребує системного підходу, тому що, дозування рідкого харчового продукту є складним процесом, пов'язаним з нестационарними режимами відкриття і закриття виконавчого пристрою дозатора. Якість такого процесу суттєво залежить від кінематичних та динамічних параметрів руху рідкого харчового продукту, що впливає на реалізацію заданого закону руху запірнього елемента. Для його здійснення необхідною умовою є дослідження закону переміщення клапана дозуючого пристрою.

В роботі наведено динамічний синтез закону переміщення клапана прецизійного дозатора для оптимізації точності дозування рідких харчових продуктів.

Ключові слова: дозатор для рідких харчових продуктів, клапан, закон руху, прецизійний спосіб керування, пневматичний привод.

Розвиток способів дозування харчової продукції безпосередньо пов'язаний із підвищенням вимог до точності дозування, з вдосконаленням технології виробництва, швидкодії та надійності дозаторів. Основними вимогами до нових зразків дозаторів є забезпечення як традиційних показників: надійності, економічності (мінімальної вартості), продуктивності, так і технологічних показників: стабілізації миттєвих або середніх витрат при заданому їх значенні; зміна витрат за заданим законом (програмно) залежно від зміни параметрів технологічного процесу або об'єкту дозування [1].

Пристрої для дозування рідких харчових продуктів, традиційно, складаються з трьох основних елементів: сідла (1), клапана (2) та корпусу (3) (рис. 1) [2]. Запірний клапан є найбільш відповідальною ланкою дозатора, тому що, знаходиться в безпосередньому контакті з сідлом та рідким харчовим продуктом.

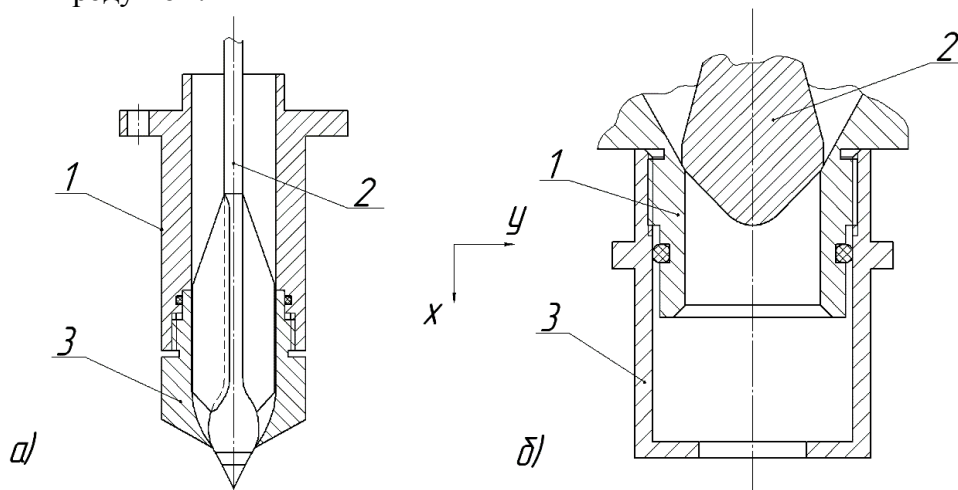


Рис. 1 - Конструкція робочого органу в дозаторах для рідких харчових продуктів: а) конічна; б) циліндрична: 1 – сідло; 2- клапан; 3 – корпус

Переміщення клапана дозатора традиційно відбувається пневматичним або електромагнітним приводом, що характеризується робочим ходом δ . Необхідною умовою для якісної реалізації нестационарних режимів відкриття і закриття виконавчого пристрою дозатора в дозуючих пристроях є реалізація заданого закону переміщення клапана [3]. Заданий закон руху клапана складається з трьох етапів (рис.2): I етап – відкриття клапана дозатора; II етап – відкритий стан клапана дозатора; III етап – закриття клапана дозатора.

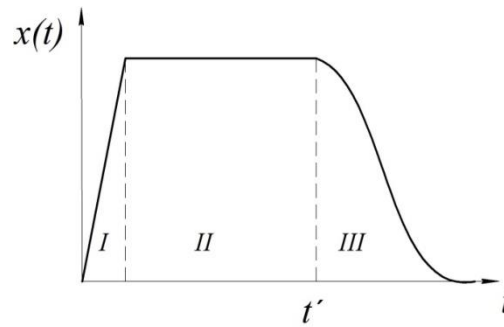


Рис. 2 – Заданий закон руху клапана дозатора з прецизійним способом керування

Було встановлено, що для реалізації точності дозування нам потрібно забезпечити плавність роботи клапана на III етапі руху. Початкові умови III етапу руху:

$$x(0) = \delta; \quad \dot{x}(0) = 0; \quad \ddot{x}(0) = 0. \quad (1)$$

Кінцеві умови III етапу руху:

$$x(T) = 0; \quad \dot{x}(T) = 0; \quad \ddot{x}(T) = 0. \quad (2)$$

Закон руху клапана дозатора, що задовольняє вимогу плавного його притискання до сідла, прийемо у вигляді:

$$x(t) = x(0) - [x(0) - x(T)] \cdot \left(\frac{t}{T} - \left(\frac{1}{2\pi} \right) \sin\left(\frac{2\pi t}{T} \right) \right) \quad (3)$$

Для реалізації заданого закону руху необхідно до клапана прикласти керуюче зусилля $F(t)$. Для визначення керуючого зусилля двічі продиференціюємо рівняння (3). Відповідно швидкість та прискорення клапана \dot{x} і \ddot{x} :

$$\dot{x} = [x(0) - x(T)] \cdot \frac{(1 - \cos(2\pi t/T))}{T}; \quad (4)$$

$$\ddot{x} = 2\pi [x(0) - x(T)] \cdot \frac{\sin(2\pi t/T)}{T^2} \quad (5)$$

В момент початку гальмування клапана прискорення \ddot{x} буде дорівнювати нулю. Звідки:

$$\frac{2\pi [x(0) - x(T)]}{T^2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi t}{T} \right) = 0 \quad (6)$$

$$\frac{2\pi}{T} = \pi, \quad \text{тобто} \quad t = \frac{T}{2}. \quad (7)$$

Таким чином, гальмування клапана починається в момент часу $t = T/2$, під час якого:

$$x\left(\frac{T}{2}\right) = \frac{[x(0) - x(T)]}{2}; \quad \dot{x}\left(\frac{T}{2}\right) = \frac{2\pi [x(0) - x(T)]}{T}; \quad \ddot{x}\left(\frac{T}{2}\right) = 0 \quad (8)$$

У випадку використання пневматичного приводу для руху клапана за заданим законом руху з кінематичними характеристиками (3), (4) та (5), їх відтворення потребує миттєвої зміни тисків повітря в порожнинах пневмоциліндру та керуючої сили [4]. Відповідно математична модель реалізації заданого закону руху клапана дозуючого пристрою з пневматичним керуванням має вигляд:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 x(t) = x(0) - [x(0) - x(T)] \cdot \left(\frac{t}{T} - \left(\frac{1}{2\pi} \right) \sin\left(\frac{2\pi t}{T} \right) \right) \\
 \dot{x} = [x(0) - x(T)] \cdot \frac{(1 - \cos(2\pi t/T))}{T} \\
 \ddot{x} = 2\pi [x(0) - x(T)] \cdot \frac{\sin(2\pi t/T)}{T^2} \\
 m_n \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = p_p \cdot F_n - P_0 - p_e \cdot F_u \\
 \frac{dp_p}{dt} = \frac{n \cdot \mu_1 \cdot f_1 \cdot p_m \sqrt{\frac{2 \cdot n}{(n-1)} \cdot R \cdot T_m \cdot 0.2588}}{F_n \cdot (x_{01} + x)} + \frac{n \cdot p_e}{(x_{01} + x)} \frac{dx}{dt} \\
 \frac{dp_e}{dt} = \frac{n \cdot \mu_2 \cdot f_2 \cdot p_e^{\frac{3n-1}{2n}} \times \sqrt{\frac{2 \cdot n}{(n-1)} \cdot R \cdot T_m \cdot 0.2588}}{F_u \cdot (s + x_{02} - x) \cdot p_a^{\frac{n-1}{2n}}} + \frac{n \cdot p_p}{(s + x_{02} - x)} \frac{dx}{dt}
 \end{array} \right. \quad (9)$$

де m_n – приведена маса дозувального пристрою; x – поточне переміщення поршня пневмоциліндра; s – робочий хід поршня пневмоциліндра; F_n , F_u – корисна площа поршня робочої і вихлопної порожнин пневмоциліндра відповідно; x_{01} , x_{02} – відношення початкових («пасивних») об’ємів V_{01} , V_{02} пневмопривода до корисної площі поршня поршневої і штокової порожнини пневмоциліндра відповідно; n – показник політропи; p_p , p_e – абсолютні тиски в робочій та вихлопній порожнинах пневмоциліндра відповідно; p_p , p_m – абсолютний атмосферний і магістральний тиски; T_m – абсолютна температура стисненого повітря в магістралі; μ_1 , μ_2 – коефіцієнти витрати пневмоліній нагнітання і вихлопу відповідно; f_1 , f_2 – еквівалентні площі пневмоліній нагнітання і вихлопу відповідно; R – питома газова стала; t – час переміщення.

Результати аналітичних досліджень показані на графіку рис. 3.

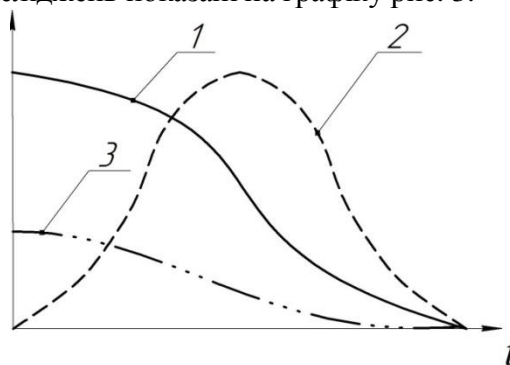


Рис. 3 - Графік зміни переміщення (1), швидкості (2) і прискорення (3) клапана під час закривання каналу дозування

Висновок. Таким чином, на основі проведених аналітичних досліджень було розроблено математичну модель реалізації заданого закону руху клапана дозуючого пристрою з пневматичним керуванням. Встановлено залежність зміни переміщення, швидкості та прискорення від часу на етапі закривання каналу дозування рідкого харчового продукту дозатора з прецизійним способом керування.

Список використаних джерел

1. *Пакувальне обладнання* : підручник / О.М. Гавва, А.П. Беспалько, А.І. Волчко, О.О. Кохан. — К. : ІАЦ Упаковка, 2010. — 746 с.
2. *Гвоздєв О.В.* Обґрунтування конструкції запорного клапану дозатора – наповнювача рідких продуктів. / О.В. Гвоздєв, І.М. Ялоха // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії* – Мелітополь: ТДАТА. – 2001. – Вип. 1. – Т.23. – С. 40 – 44.
3. *Gorchakova O.* Research of mechatronic modules of dosing weighing devices for liquid products / O. Gorchakova, M. Iakymchuk, O.Gavva, B. Mykhailyk// *Journal of Food and Packaging Science, Technique and Technologies.* - 2017. - № 12.- P. 27-32.
4. *Герц Е.В.* Динамика пневматических систем машин / Е.В. Герц. – М. : Машиностроение, 1985. – 255 с.

УДК 621.22

Лурье¹ З.Я. д.т.н., проф., **Гасюк¹ А.И.** к.т.н., доц., **Цента¹ Е.Н.**, к.т.н., **Аврунин² Г.А.** к.т.н., доц.
1 - Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина
2 - Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, г. Харьков, Украина

ДИНАМИКА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА СТАНКА ДЛЯ РЕЗАНИЯ ТРУБ

***Аннотация.** Проведен поиск улучшенной физической модели рабочего процесса объемного гидропривода (ОГП) с регулятором расхода по управлению скоростью штока гидроцилиндра на токарном станке для резания труб и повышение адекватности математической модели на этой основе путем исследования комплекса динамических характеристик на режимах холостого хода, переменных нагрузок с различными законами и малых («ползучих») скоростей.*

Результаты исследований дают возможность выявить рациональные режимы нагружения ОГП перемещения гидроцилиндра станка для резания труб.

***Ключевые слова:** динамика объемного гидропривода, гидроцилиндр, регулятор расхода, переливной клапан, математическая модель*

Резание труб широко применяется в различных отраслях промышленности. Установки, станки и машины для резания (распиловки) труб оснащаются ОГП, позволяющими расширить технологические возможности этого оборудования. Однако, выполненные исследования в этой области и накопленный опыт эксплуатации показывают, что при проектировании таких ОГП необходимо учитывать ряд важных факторов, позволяющих с большей точностью представить физическую картину процесса стабилизации скорости и на этой основе улучшить показатели качества статических и переходных процессов. К этим факторам относятся: анализ распределения давлений рабочей жидкости (РЖ) в гидравлической цепи, состоящей из насоса, гидрораспределителя, регулятора расхода, гидроцилиндра, переливного клапана и трубопровода, способствующий установлению более углубленной физической картины процесса стабилизации расхода и скорости движения рабочего органа ОГП; выявление физической сущности функционирования переливного клапана в процессе стабилизации исходя из распределения расходов РЖ в элементах ОГП.

В настоящей работе была поставлена и решена задача анализа работы ОГП с регулятором расхода с позиции теории автоматического управления как замкнутой по давлению гидромеханической системы и разомкнутой по скорости, в которой элементами системы выполняются все функции рабочего процесса. Следует отметить, что она относится к статическим системам и в ней с точки зрения теории автоматического управления не может быть равенства перепада давления $p_2 - p_3 = \text{const}$ на регулирующем дросселе, а только приближение.