

Гавва О. М.

Деренівська А. В.

Кривопляс-Володіна Л.О.

Національний
університет
харчових
технологій

УДК 621.798.3

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЗАДАНОЇ ІНТЕНСИВНОСТІ ПЕРЕМІЩЕННЯ СИПКОЇ ПРОДУКЦІЇ ІЗ БУНКЕРА В ЛІНІЙНИХ ВАГОВИХ ДОЗАТОРАХ

В статье приведены результаты исследования работы линейного весового дозатора, при условии обеспечения заданной интенсивности перемещения продукции через выпускной канал бункера. На основе построенной математической модели определены рациональные кинематические и динамические параметры перемещения шиберной заслонки бункера позиционным пневмоприводом.

The results of research of linear weight doses, under the stipulation that desired magnitude of products moving intensity through the outlet hopper. On basis of the constructed mathematical model is rational kinematic and dynamic parameters of the hopper's sleeve valve moving of positional pneumatic drive hopper.

Сипка продукція займає значну частку від загального обсягу продукції, що підлягає пакуванню в споживчу тару. Фасування її відбувається в різні види і типи споживчої тари. В залежності від кінцевого виду пакованої одиниці, продуктивності машини, способу дозування, точності дозування, структурно-механічних характеристик продукції, застосовують різні види дозувальних пристроїв.

Для забезпечення високої точності дозування, заданої продуктивності та відносно невеликої вартості обладнання, в останні роки широко використовують лінійні вагові дозатори і спостерігається тенденція до їх інтенсивного розвитку.

Структура таких дозувальних пристроїв включає чотири основних механізми [1]:

- бункер накопичувач продукції, що дозується;
- живильник, який забезпечує рівномірну подачу продукції від бункера до дозувального механізму;
- дозувальний механізм;
- механізм фасування, який переміщує дозовану продукцію в споживчу упаковку.

Незалежно від типу живильника (вібраційний, стрічковий або гравітаційний) і дозованої продукції (така, що ущільнюється та не ущільнюється; створює чи не створює пилову хмару; дрібно-, середньо- та великодисперсна) нерівномірність подачі сипкої продукції в лінійних вагових дозаторах – одне з домінуючих джерел динамічної складової похибки дозування. А тому, для мінімізації такої складової похибки доречно розглянути окремо нерівномірність подачі сипкої продукції із випускного каналу бункера з приводною заслінкою та рівномірність переміщення шару продукції на несучому органі живильника.

Важливими параметрами для вибору живильника дозувального пристрою є: властивість сипкої продукції; рівномірність її подачі по довжині живильника; можливість плавного і активного керування потоком продукції. Цим вимогам здебільшого відповідають вібраційні живильники. Крім того вони мають наступні переваги в порівнянні зі стрічковими конвеєрами: забезпечують транспортування порошкоподібної продукції та продукції з низькою повітропроникністю;



герметизацію робочих органів; оптимальне співвідношення між вартістю, точністю дозування і продуктивністю.

У загальному вигляді структуру сучасного лінійного вагового дозатора з вібраційним живильником можна навести сукупністю окремих елементів, кожний з яких виконує окремі функції операції дозування (рис. 1) [5].

Основні складові частини: рухома – лоток 1 з якорем привода 2; нерухома – корпус 3, бункер 4 та котушка з серцевиною 5 (віброзбуджувач).

Рухома частина встановлена в нерухомому корпусі за допомогою пружних елементів 6.

Встановлений на корпусі бункер з гумовою манжетою утворюють пилозахисний кожух над лотком. На бічній похилій поверхні

бункера розміщена приводна заслінка 7, за допомогою якої регулюється висота випускного каналу (інтенсивність подачі продукції із бункера). Знизу до корпусу прикріплена плита 8 з амортизаторами 9, які призначені для захисту зважувальної системи від коливань лотка.

Продуктивність вібраційного живильника, за сталих конструктивних параметрів, можна регулювати: величиною дії струму, який протікає по котушці, при зміні швидкості руху сипкої продукції по лотку і сталій товщині шару продукції; зміною положення шиберної заслінки при регулюванні висоти шару продукції на лотку і постійній швидкості руху продукції; комбінованим способом: зміною величини струму та розташуванням шиберної заслінки [3].

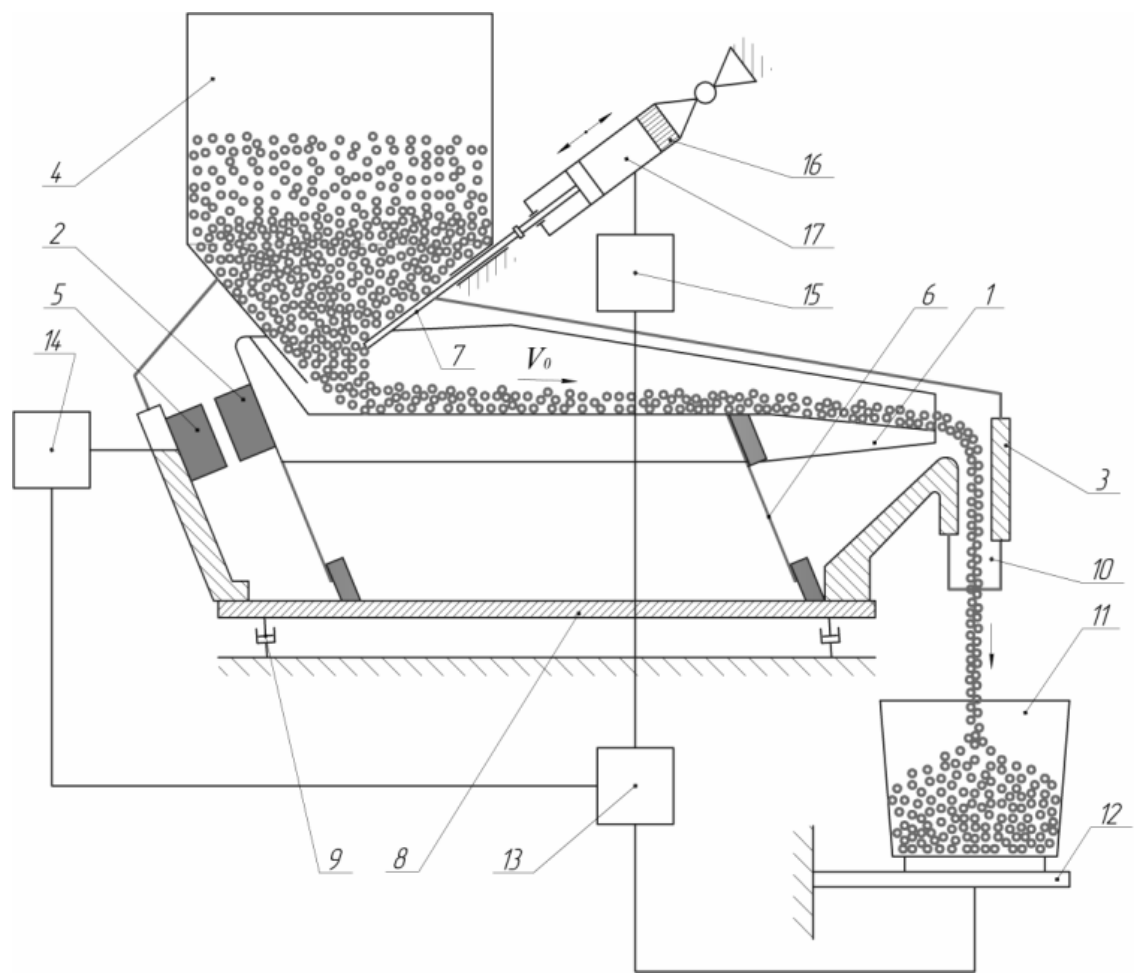


Рис. 1. Структура лінійного вагового дозатора з вібраційним живильником

При вмиканні живильника змінний струм протікає по обмотці котушки 5 віброзбуджувача. Змінне електромагнітне поле, що виникає при цьому, діє на якір 2. В результаті цього, якір робить зворотно-поступальний рух, згинає

ланки 6 і повертається у вихідне положення. Коливання якоря передається зв'язаному з ним горизонтально розміщеному лотку 1. Вісь якоря розміщена під кутом до горизонту, що забезпечує оптимальні умови для переміщення



сипкої продукції. Сипка продукція подається з бункера 4 через випускний канал на лоток 1. За кожний період коливань лотка, продукція отримавши імпульс та робить невеликі переміщення вперед. Із суми таких переміщень складається загальне переміщення продукції в живильнику з середньою швидкістю V_0 . Сипка продукція фасується через випускний патрубок 10 в зважувальну місткість 11, де набирається необхідна доза. Вага продукції в зважувальній місткості вимірюється датчиком ваги 12 і контролюється системою керування. В сучасних зразках пакувального обладнання система керування включає контролер та аналогово-цифровий перетворювач. При наблизенні маси продукції, яка знаходиться в зважувальній місткості до величини дози, система керування з контролером 13 та аналогово-цифровим перетворювачем 14 переводить вібраційний живильник в режим повільної контрольованої подачі. При

досягненні заданої величини дози несучий орган живильника – лоток, зупиняється. Стабілізація потоку може здійснюватись багатокаскадними віброживильниками.

Для підвищення точності дозування, при різних режимах роботи вагового дозувального пристрою, необхідно забезпечити потрібну постійну товщину шару сипкої продукції в вібраційному живильнику [1, 5].

Для цього при зміні режиму роботи вібраційного живильника контролер 13 подає сигнал на електропневматичний пропорційний регулятор тиску 15 (рис. 2). Далі сигнал направляється на мікроконтролер 16 лінійного позиційного пневмопривода 17, який відповідно до вхідних параметрів змінює величину вхідного (вихідного) тиску для керування приводною заслінкою. Заслінка 7 приводиться в рух і змінює робочий переріз випускного каналу бункера.

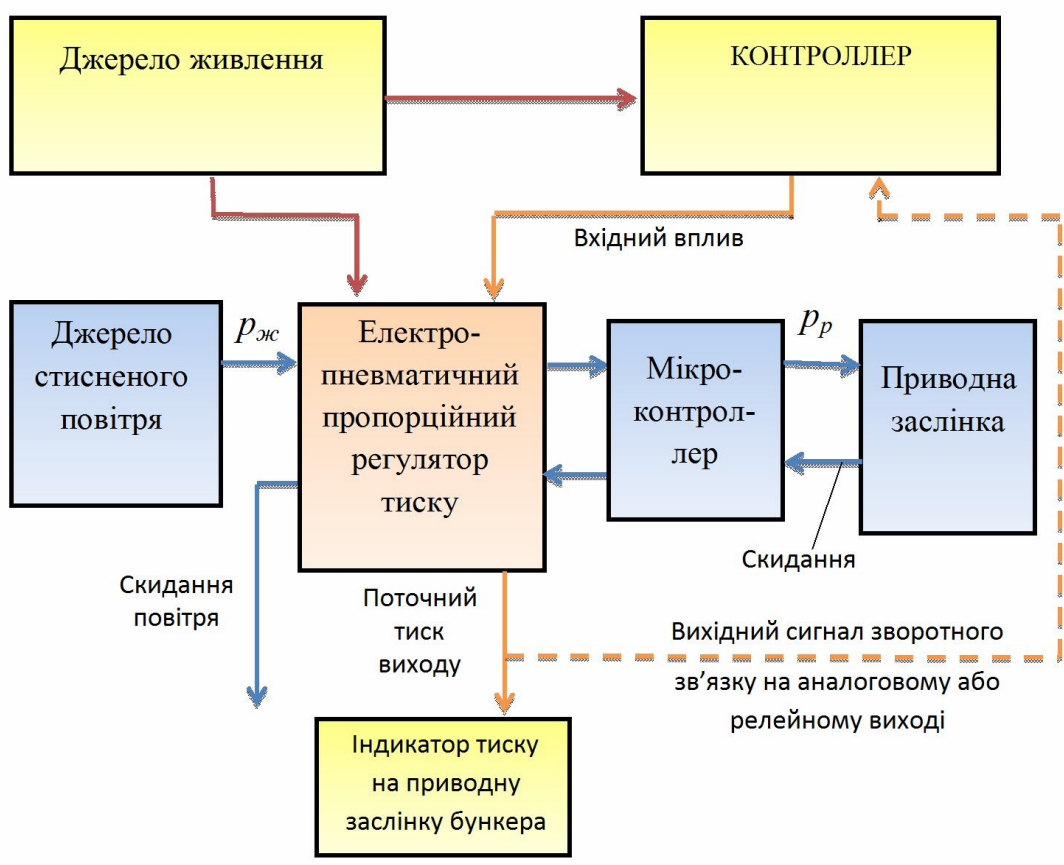


Рис. 2. Структура електропневматичного пропорційного регулятора тиску для регулювання положення приводної заслінки бункера дозування:
 $p_{ж}$ – тиск живлення; p_p – робочий тиск

Для визначення раціональних кінематичних і динамічних параметрів переміщення заслінки позиційним пневмоприводом, залежно від інтенсивності переміщення продукції, розроблена математична модель системи. Загальне силове навантаження на приводну заслінку представлено на рис. 3.

Рівняння руху приводної заслінки (штока позиційного пневмопривода) можна навести у вигляді:

$$M \cdot (d^2 x) / (dt^2) = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - \dots - p_a \cdot (F_1 - F_2) - F_{m1} - F_{m2} - F_{m3} - F_{m4}, \quad (1)$$

де M – приведена маса рухомих частин позиційного пневмоприводу та шиберної заслінки; x – поточне значення переміщення штока позиційного пневмоприводу; t – тривалість переміщення штока позиційного пневмоприводу; p_1, p_2 – тиск в поршневій та штоковій камерах; p_a – атмосферний тиск; F_1 – площа поперечного перерізу поршня, $F_1 = p / 4 \cdot (D_1)^2$; D_1 – діаметр поршня позиційного пневмоприводу; F_2 – корисна торцева площа поршня, визначається як $F_2 = p / 4 \cdot ((D_1)^2 - (D_2)^2)$; D_2 – діаметр штока позиційного пневмоприводу; F_{m1} – сила тертя ковзання продукції по заслінці; F_{m2} – сила тертя ковзання заслінки по напрямній; F_{m3} – сила тертя ковзання поршня позиційного пневмоприводу; F_{m4} – сила тертя ковзання штока позиційного пневмоприводу.

Тиск сипкої продукції на приводну заслінку бункера залежить від її властивостей (рухомості частинок і щільності продукції) та висоти рівня продукції в бункері.

Прийmemo припущення, що сипуча продукція складається з частинок, настільки малих, що розмірами їх можна знехтувати та розглядати сипучу продукцію, як суцільне середовище.

Нормальний тиск від дії легко плинної сипкої продукції на приводну заслінку бункера з кутом нахилу до горизонту α , становить [2, 4]:

$$P_n = P_e \cdot \cos^2 \alpha + P_z \cdot \sin^2 \alpha$$

або

$$P_n = P_e \cdot (\cos^2 \alpha + k \cdot \sin^2 \alpha). \quad (2)$$

Горизонтальний тиск від дії сипкої продукції на стінки бункера можна визначити за рівнянням:

$$P_z = y \cdot k \cdot \gamma, \quad (3)$$

де y – рівень розміщення продукції у бункері; k – коефіцієнт переміщення сипкої продукції, визначається як $k = (1 - \sin \varphi) / (1 + \sin \varphi)$, φ – кут природнього відкосу сипкої продукції в покої; γ – питома вага продукції.

Вертикальний тиск від дії сипкої продукції на похилі стінки бункера можна визначити за рівнянням:

$$P_e = y \cdot \gamma. \quad (4)$$

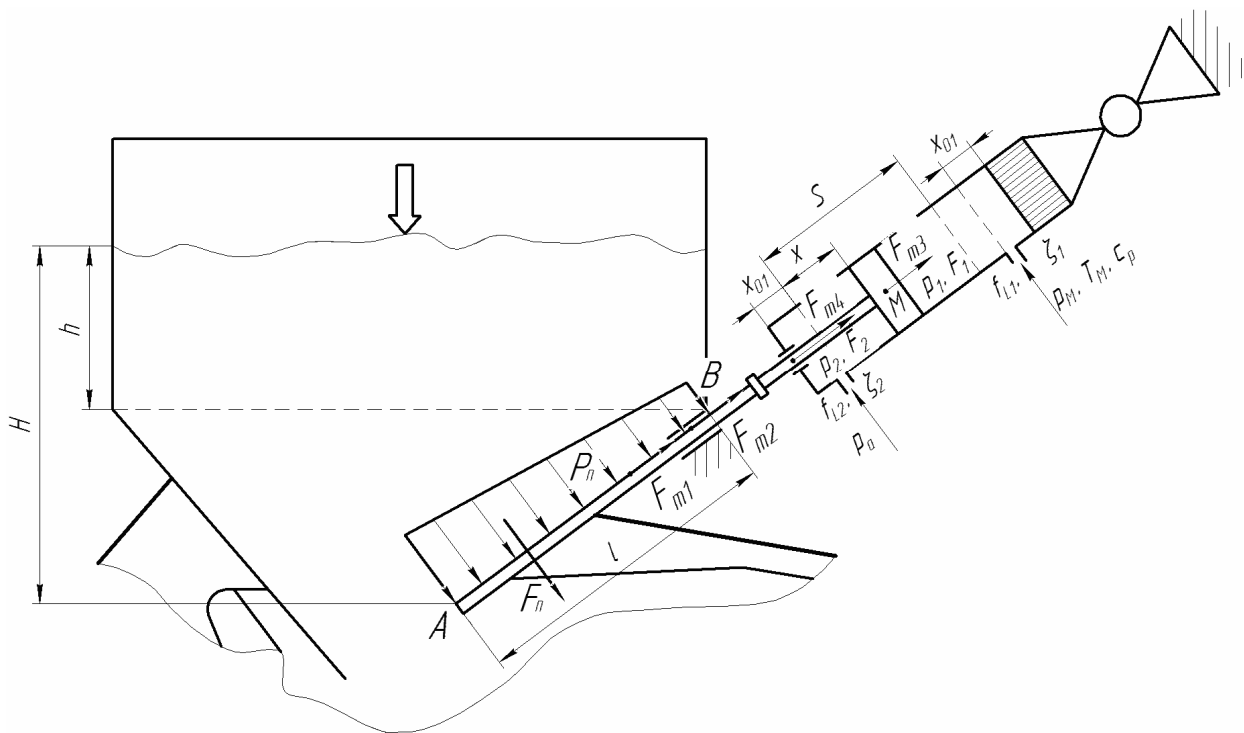
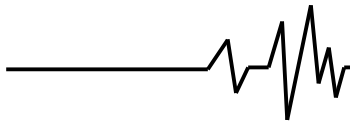


Рис. 3. Узагальнена розрахункова схема навантаження заслінки від дії продукції в бункері



Рівнодіюче нормальне навантаження від дії сипкої продукції на приводну заслінку становить:

$$F_n = 0,5 \cdot (P_{nA} + P_{nB}) \cdot S_s, \quad (5)$$

де P_{nA} , P_{nB} – нормальний тиск від дії легкоплинної сипкої продукції на приводну заслінку бункера в точках А та В; S_s – робоча площа заслінки, $S_s = l \cdot b$; l – довжина робочої ділянки заслінки; b – ширина заслінки

У кінцевому вигляді рівняння (5) набуває вигляду:

$$F_n = 0,5 \cdot (\cos^2 \alpha + k \cdot \sin^2 \alpha) \cdot \gamma \cdot l \cdot b \cdot (H + h), \quad (6)$$

де H , h – відповідно висота рівня продукції над заслінкою в точках А та В.

Сили тертя ковзання в розрахунковій схемі навантаження становлять:

- продукції по заслінці:

$$F_{m1} = f_1 \cdot F_n; \quad (7)$$

- заслінки по напрямній:

$$F_{m2} = f_2 \cdot (F_n + m \cdot g), \quad (8)$$

де m – маса шиберної заслінки;

- поршня позиційного пневмоприводу:

$$F_{m3} = f_3 \cdot F_n; \quad (9)$$

- штока позиційного пневмоприводу:

$$F_{m4} = F_n; \quad (10)$$

де f_1 , f_2 , f_3 , f_4 – коефіцієнти тертя ковзання відповідно: продукції по заслінці; заслінки по напрямній; поршня позиційного пневмоприводу; штока позиційного пневмоприводу.

Для визначення зміни тиску в поршневій та штоковій камері позиційного пневмоприводу використовуємо перший закон термодинаміки. Кількість енергії dQ_M , від повітря, що поступає в поршневу камеру з магістралі, витрачається на зміну внутрішньої енергії повітря dU_1 в камері і на здійснення роботи приводу dL , тобто [3]:

$$dQ_M = dU_1 + dL. \quad (11)$$

Кількість енергії dQ_M , що поступає в поршневу камеру, визначається:

$$dQ_M = c_p \cdot T_M \cdot G_M \cdot dt, \quad (12)$$

де c_p – питома теплоємність повітря в магістралі; T_M – температура повітря магістралі; G_M – витрати повітря; dt – зміна тривалості переміщення заслінки.

Рівняння зміни внутрішньої енергії повітря:

$$dU_1 = c_V / R \cdot (V_1 \cdot dp_1 + p_1 \cdot dV_1), \quad (13)$$

де c_V – питома теплоємність повітря при постійному об'ємі; $R = 287$ – питома газова стала, Дж / (кг · К); V_1 – об'єм повітря в поршневій камері:

$$V_1 = F_1 (x + x_{01}), \quad (14)$$

де x_{01} – приведена початкова координата положення поршня.

Робота, що виконується стисненням повітрям:

$$dL_1 = p_1 \cdot dV_1. \quad (15)$$

У пневматичних промислових приводах потік повітря близький до ізотермічного процесу і його витрати визначають [6]:

$$G_M = f_{L1} / (R \cdot T_M \cdot \xi_1)^{0,5} \cdot ((p_M)^2 - (p_1)^2)^{0,5}, \quad (16)$$

де f_{L1} – площа перерізу вхідної пневмомагістралі, яку можна визначити як $f_{L1} = \pi / 4 \cdot (D_L)^2$; D_L – діаметр трубопроводу; ξ_1 – коефіцієнт опору вхідного трубопроводу; p_M – тиск в магістралі.

Питомі теплоємності повітря при постійному тиску і постійному об'ємі пов'язані між собою залежністю $c_V + R = c_p$.

Показник адіабати для повітря:

$$k = c_p / c_V = 1,4.$$

Використовуючи формули (11), (13), (14), (15), (16) та залежності, після математичних перетворень, отримуємо рівняння зміни тиску в нагнітальній камері:

$$dp_1/dt = \{k \cdot f_{L1} \cdot (R \cdot T_M)^{0,5} \cdot ((p_M)^2 - \dots - (p_1)^2)^{0,5} / [F_1 \cdot (x + x_{01}) \cdot (\xi_1)^{0,5}] \} - \dots - \{k \cdot p_1 \cdot dx / [(x + x_{01}) \cdot dt]\} \dots \quad (17)$$

Визначення тиску в штоковій камері проводимо за подібною моделлю.

Кількість енергії dQ_2 , яка витікає з повітрям з штокової камери, витрачається на зміну внутрішньої енергії газу dU_2 в камері та на здійснення роботи приводу dL_2 :

$$-dQ_2 = dU_2 + dL_2. \quad (18)$$

Об'єм газу у штоковій камері з урахуванням об'єму того, що відводиться по трубопроводу і пневмоапаратурі рівний:

$$V_2 = (S + x_{02} - x) \cdot F_2, \quad (19)$$

де x_{02} – приведена кінцева координата положення поршня.

Рівняння зміни тиску в штоковій камері:

$$dp_2/dt = \{k \cdot f_{L2} \cdot (R \cdot T_2)^{0,5} \cdot ((p_2)^2 - \dots - (p_a)^2)^{0,5} / [F_2 \cdot (S - x + x_{02}) \cdot (\xi_2)^{0,5}] \} - \dots - \{k \cdot p_2 \cdot dx / [(S - x + x_{02}) \cdot dt]\}, \quad (20)$$

де f_{L2} – площа перерізу вихідного трубопроводу, $f_{L2} = \pi / 4 \cdot (D_L)^2$; T_2 – температура повітря, що відводиться; ξ_2 – коефіцієнт опору вихідного трубопроводу.

Для проведення числових розрахунків були прийняті такі вихідні параметри: температура повітря робочій системі; тиск в магістралі (на виході та в камерах позиційного пневмоприводу); маса рухомих частин позиційного пневмоприводу; приведені початкова та кінцева координати положення заслінки (поршня); геометричні параметри позиційного пневмоприводу; геометричні параметри бункера та рівень продукції в бункері.

Результати числових розрахунків представлені у вигляді графіків рис. 4.

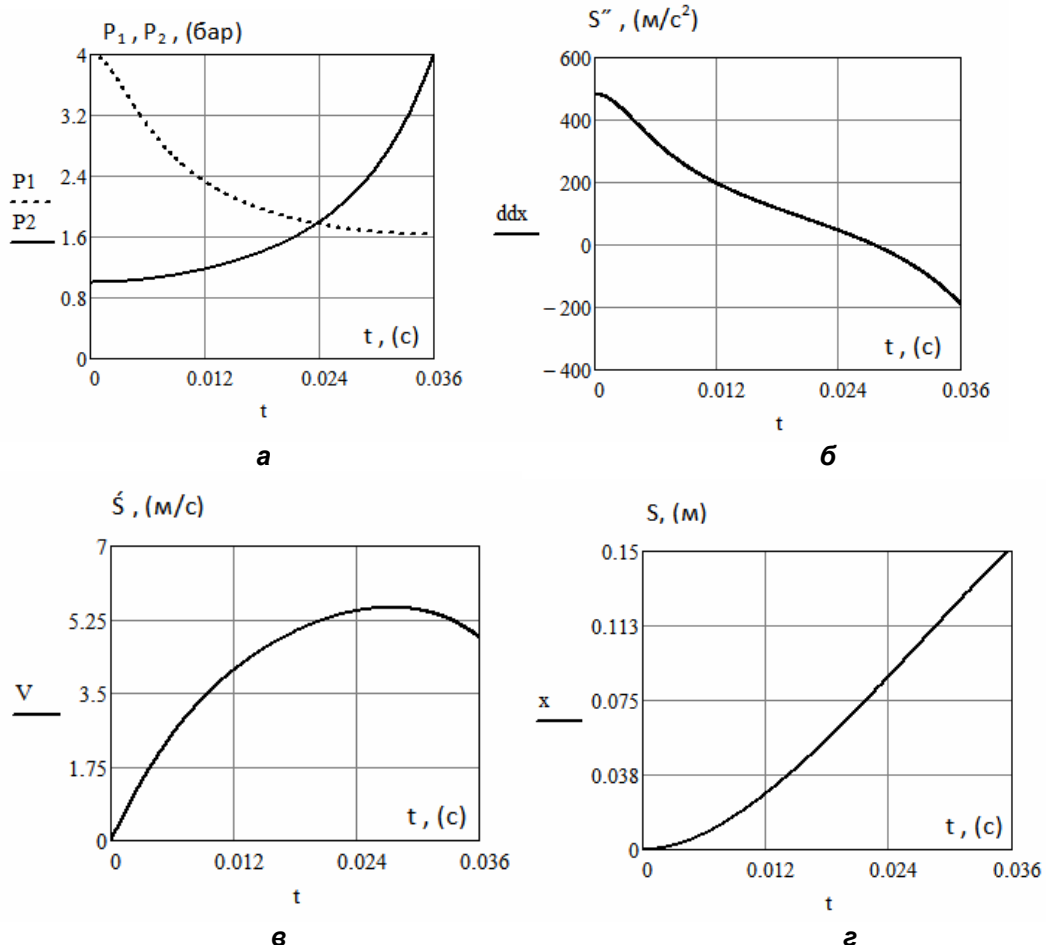
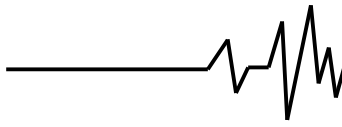


Рис. 4. Графіки зміни: а – тиску в камерах позиційного пневмоприводу; б – прискорення по часу; в – швидкості по часу; г – переміщення штоку по часу

Висновки. Динамічна складова точності лінійних вагових дозаторів з вібраційним живильником залежить від забезпечення сталої інтенсивності переміщення сипкої продукції через випускний канал бункера. Для автоматизованого регулювання положення заслінки бункера використана система керування з такими складовими елементами: контроллер, електропневматичний пропорційний регулятор тиску, мікроконтролер лінійного позиційного пневмоприводу. Відповідно до рівня продукції в бункері, положення заслінки змінюється величина вхідного (вихідного) тиску позиційного пневмоприводу керування приводною заслінкою. Розроблена математична модель руху заслінки дає можливість реалізувати раціональні режими роботи лінійних вагових дозаторів.

Література

1. Гавва О.М., Беспалько А.П., Волчко А.І. Пакувальне обладнання в 3 кн. -1 кн.

Обладнання для пакування продукції в споживчу тару / За ред. О.М. Гавви. – Київ: ІАЦ «Упаковка», 2008. -436 с.

2. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование» / Р.Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов, - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: «Машиностроение», 1987. - 432 с.

3. <http://www.vt-spb.ru/page.php?pagelid=5&topic=20>.

4. Зенков Р.Л., Гриневич Г.П., Исаев В.С. Бункерные устройства, М.: «Машиностроение», 1977. — 223 с.

5. Рогинский Г.А. Дозирование сыпучих материалов / Под ред. Б. И. Мордковича – М.: «Химия», 1978. - 173 с.

6. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. - М.: «Машиностроение», 1975. - 272 с.