

УДК 621.867.42

Р.Розум; Р. Гевко, докт. техн. наук

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

## СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК САМОЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПАТРУБКА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

*Запропоновано нову конструктивну схему самозавантажувального патрубку гнучкого гвинтового конвеєра для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів. Проведено силовий розрахунок для визначення взаємозв'язку між конструктивними параметрами і крутним моментом на активаторах патрубків.*

Процеси завантаження зернових матеріалів на токах на даний час є недостатньо механізовані і вимагають значних затрат ручної праці. Тому розробка ефективних самозавантажувальних патрубків, які захоплюють сипкі матеріали і переміщуються в бік купи матеріалу, з визначенням раціональних конструктивних, кінематичних і силових параметрів є актуальним завданням.

Останні дослідження, в яких започатковано розв'язання даної проблеми [1; 2], спрямовані на розробку конструктивно-технологічних схем завантажувальних патрубків, встановленні взаємозв'язку між регульованими параметрами, проведенні експериментальних досліджень з визначення впливу домінуючих факторів на процес самозавантаження.

Однак існуючі схеми завантажувальних патрубків [3] є конструктивно складними і викликають сумнів щодо їх стабільних експлуатаційних характеристик, оскільки ряд елементів конструкції перебувають у відкритому відносному переміщенні, що для абразивних середовищ є недоцільним.

З метою забезпечення ефективного захоплення сільськогосподарських сипких матеріалів і самопересування робочого органу в напрямку купи матеріалу розроблено конструктивну схему самозавантажувального патрубку гнучкого гвинтового конвеєра, яка зображена на рис. 1.

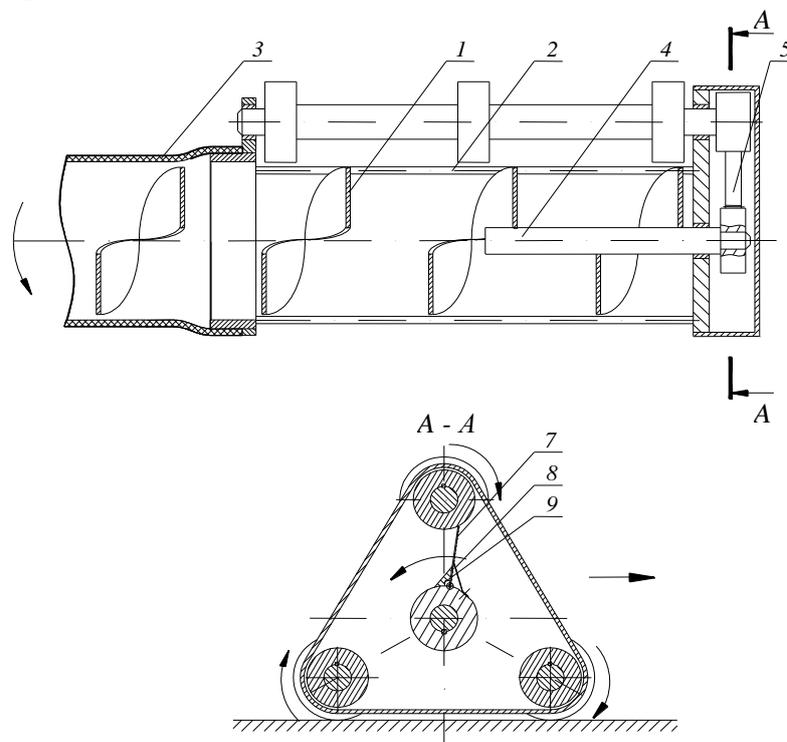


Рис. 1. Конструктивна схема самозавантажувального патрубку гнучкого гвинтового конвеєра

Самозавантажувальний патрубок гнучкого гвинтового конвеєра містить гвинтову спіраль 1, яка розташована в циліндричному обмежувачі 2 з просівними вікнами, що переходять в еластичний кожух 3. Вихідний вал 4 гвинтової спіралі через механізм повороту активатора 5 пов'язаний з активаторами 6. Активатори розташовуються над зовнішньою поверхнею циліндричного обмежувача. Механізм повороту активатора виконаний у вигляді шарнірно закріпленого важеля 7, підтиснутого плоскою пружиною 8. З іншого боку кутове повертання важеля 7 обмежене опорним демпфером 9.

В процесі роботи рух з вихідного валу гвинтової спіралі через механізм повороту активатора циклічно передається на вали активаторів, які, провертаючись, збуджують зовнішнє середовище. Сипкий матеріал проходить через просівні вікна циліндричного обмежувача на гвинтову спіраль, яка обертаючись, транспортує матеріал в зону вивантаження.

Відібравши певну частину матеріалу, патрубок за рахунок обертових активаторів зміщується в бік купи матеріалу, впирається в неї, і процес продовжується аналогічно до описаного.

Метою теоретичного розрахунку є виведення аналітичних залежностей, які пов'язують між собою конструктивні і силові параметри завантажувального патрубка, що в подальшому дозволить встановити його раціональні режими роботи.

Для цього розглянемо розрахункову схему, яка зображена на рис. 2.

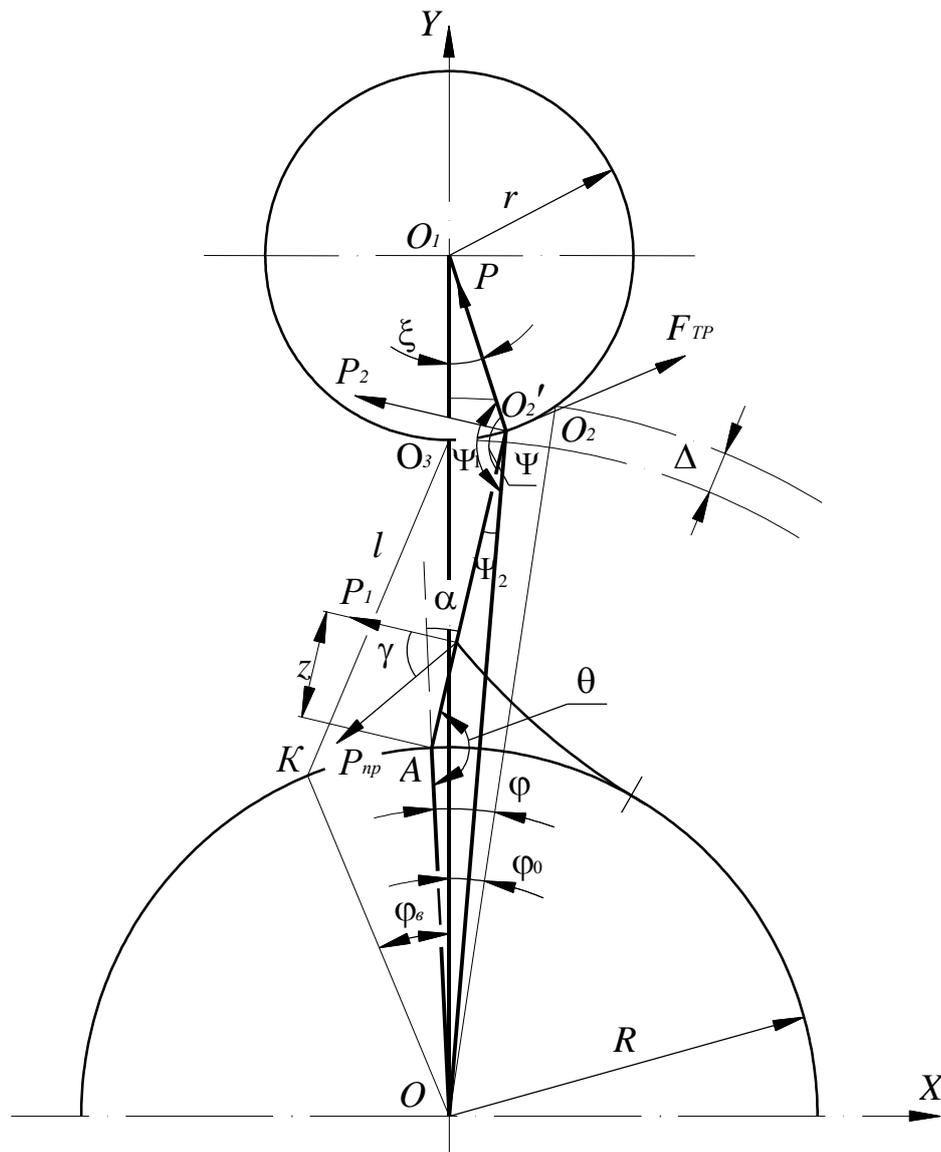


Рис. 2. Схема для визначення конструктивно-силових параметрів завантажувального патрубка

Початковий контакт шарнірно закріпленого важеля з поверхнею активатора здійснюється в точці  $O_2$ . Для цього положення визначимо кут  $\varphi_0$  розташування важеля до вертикальної осі  $OY$ . З трикутника  $OO_1O_2$  за теоремою косинусів отримаємо

$$r^2 = (R+l)^2 + (R+l-\Delta+r)^2 - 2(R+l-\Delta+r)(R+l)\cos\varphi_0;$$

$$\cos\varphi_0 = \frac{(R+l-\Delta+r)^2 + (R+l)^2 - r^2}{2(R+l-\Delta+r)(R+l)};$$

$$\varphi_0 = \arccos\left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - r\Delta}{(R+l-\Delta+r)(R+l)}\right). \quad (1)$$

Кут  $\xi_0$  розташування лінії, що з'єднує початкову точку контакту важеля і активатора (т.  $O_2$ ) з центром активатора (т.  $O_1$ ), до вертикальної осі  $OY$  визначається за теоремою синусів з трикутника  $OO_1O_2$

$$\frac{r}{\sin\varphi_0} = \frac{R+l}{\sin\xi_0}; \quad \sin\xi_0 = \frac{(R+l)\sin\varphi_0}{r};$$

$$\xi_0 = \arcsin\left(\frac{(R+l)\sin\varphi_0}{r}\right). \quad (2)$$

Взаємодія важеля з активатором, яка приводить до зростання крутного моменту, відбуватиметься в точці  $O'_2$  по дузі  $O_2O_3$ . Враховуючи динамічний процес взаємодії, а також раніше проведені подібні дослідження [1], після проходження важелем точки  $O_3$  крутий момент різко падає або ж відбувається розрив контакту при значних кутових швидкостях важеля. Тому умовно приймаємо, що повний вихід із взаємодії важеля з поверхнею активатора відбуватиметься в точці  $O_3$ . Тоді кут виходу  $\varphi_6$ , який з'єднує точку шарнірного кріплення важеля з центром патрубка визначається з трикутника  $OO_3K$

$$l^2 = R^2 + (R+l-\Delta)^2 - 2R(R+l-\Delta)\cos\varphi_6;$$

$$\cos\varphi_6 = \frac{R^2 + (R+l-\Delta)^2 - l^2}{2R(R+l-\Delta)};$$

$$\varphi_6 = \arccos\left(1 + \frac{0,5\Delta^2 - l\Delta}{R(R+l-\Delta)}\right). \quad (3)$$

Таким чином, при аналізі зміни силових параметрів кут  $\varphi$  змінюватиметься від  $\varphi_0$  до  $-\varphi_6$ , а кут  $\xi$  від  $\xi_0$  до  $0^\circ$ .

Наступним етапом розрахунків є встановлення функціональної залежності між кутом повертання  $\varphi$  центрального диска (води́ла) і кутом повороту  $\alpha$  важеля відносно свого початкового положення.

З аналітичної геометрії, загальне рівняння прямої лінії має вигляд

$$y=kx+b,$$

де  $k$  – тангенс кута нахилу прямої до осі  $X$ ;

$b$  – зміщення по осі  $Y$  відносно початку координат.

Загальне рівняння кола

$$(x-x_1)^2 + (y-y_1)^2 = R^2,$$

де  $x_1$  і  $y_1$  – координати центра кола радіусом  $R$ .

Отже:

рівняння зовнішнього кола диска

$$x^2 + y^2 = R^2;$$

рівняння ободу активатора

$$x^2 + (y - (R + l - \Delta + r))^2 = r^2;$$

рівняння прямої ОА

$$y = \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi) \cdot x.$$

Знайдемо точку А( $x_A$ ;  $y_A$ ), як перетин кола і прямої:

$$\begin{cases} y = \operatorname{tg}(90^\circ - \varphi) \cdot x; \\ x^2 + y^2 = R^2; \\ y > 0. \end{cases}$$

Точку  $O'_2(x_O; y_O)$  знайдемо, як перетин двох кіл, обода активатора і кола радіусом  $l$  з центром в точці А( $x_A$ ;  $y_A$ );

$$\begin{cases} (x - x_A)^2 + (y - y_A)^2 = l^2; \\ x^2 + (y - (R + l - \Delta + r))^2 = r^2; \\ x_O = x_1 > x_2. \end{cases}$$

Рівняння прямої А  $O'_2$  матиме вигляд

$$\frac{x - x_A}{x_O - x_A} = \frac{y - y_A}{y_O - y_A};$$

Звідси

$$y = \frac{y_O - y_A}{x_O - x_A} \cdot x + y_A - \frac{y_O - y_A}{x_O - x_A} \cdot x_A;$$

$$\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{y_O - y_A}{x_O - x_A}\right)$$

$$\theta = 90 + \varphi + \beta. \quad (4)$$

Тоді кут  $\alpha$  визначається за залежністю

$$\alpha = 180^\circ - \theta. \quad (5)$$

Визначимо переміщення  $W$  точки контакту пружної пластини з шарнірно закріпленим важелем як функцію кута  $\varphi$ . Враховуючи незначні кутові провертання важеля в даній точці контакту, умовно приймемо, що довжина хорди рівна довжині дуги

$$W = z\alpha. \quad (6)$$

Також приймемо, що точка контакту з шарнірним важелем залишається незмінною в процесі його провертання. Тому, користуючись відомою формулою для визначення деформації вільного кінця консольно закріпленої пружної балки, отримаємо

$$W = \frac{P_{np} l_{np}^3}{3EI} = z\alpha. \quad (7)$$

Визначимо силу пружини  $P_{np}$  в точці її контакту з важелем, враховуючи при цьому формулу (5)

$$P_{np} = \frac{3EIz\alpha}{l_{np}^3}. \quad (8)$$

Проекція сили пружини в напрямку, перпендикулярному до осі важеля  $P_1$ , визначається

$$P_1 = \frac{EIz\pi}{l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma. \quad (9)$$

Враховуючи постійну величину крутного моменту при провертанні важеля сила  $P_2$  в точці його контакту з активатором набуде вигляду

$$P_2 = \frac{EIz^2\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma. \quad (10)$$

Для визначення крутного моменту на активаторі необхідно встановити функціональну залежність сили  $P = f(\varphi)$ , яка спрямована в центр активатора і є визначальною для розрахунку сили тертя між поверхнями важеля і активатора.

В загальному випадку сила  $P$  визначається з умови

$$P = P_2 \cos(90^\circ - \Psi) = \frac{EIz^2\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos \gamma \sin \Psi, \quad (11)$$

де  $\Psi = \Psi_1 - \Psi_2$ .

Для визначення кутів  $\Psi_1$  і  $\Psi_2$  попередньо встановимо залежність  $\xi = f(\varphi)$

$$O'_2O = \sqrt{R^2 + l^2 - 2Rl \cos \theta}; \quad (12)$$

$$(O'_2O)^2 = r^2 + (R+l-\Delta+r)^2 - 2r(R+l-\Delta+r) \cos \xi. \quad (13)$$

З врахуванням формули (4), отримаємо

$$\xi = \arccos\left(\frac{r^2 + (R+l-\Delta+r)^2 - (O'_2O)^2}{2r(R+l-\Delta+r)}\right);$$

$$\xi = \arccos\left(\frac{r^2 + (R+l-\Delta+r)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl \cos(\alpha)}{2r(R+l-\Delta+r)}\right). \quad (14)$$

Кути  $\Psi_1$  і  $\Psi_2$  відповідно визначаються з трикутників  $AO'_2O$  і  $OO'_2O_1$

$$\frac{R+l-\Delta+r}{\sin \Psi_1} = \frac{OO'_2}{\sin \xi};$$

$$\Psi_1 = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r) \sin \xi}{OO'_2}\right); \quad (15)$$

$$\frac{R}{\sin \Psi_2} = \frac{OO'_2}{\sin \theta};$$

$$\Psi_2 = \arcsin\left(\frac{R \sin \theta}{OO'_2}\right). \quad (16)$$

Тоді

$$\Psi = \Psi_1 - \Psi_2 = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right). \quad (17)$$

Крутний момент на активаторі визначається із залежності

$$T_a = F_{mp}r = Pfr. \quad (18)$$

Для зменшення громіздкості кінцевої формули для визначення залежності крутного моменту на активаторі як функції кута повороту водила подамо  $T_a = f(\varphi)$  у вигляді системи рівнянь

$$\begin{cases} T_a = \frac{EIz^2 f\pi}{l \cdot l_{np}^3 \cdot 60^\circ} (\alpha) \cos\gamma \sin\Psi; \\ \Psi = \arcsin\left(\frac{(R+l-\Delta+r)\sin\xi}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right) - \arcsin\left(\frac{R\sin\theta}{\sqrt{R^2+l^2-2Rl\cos\theta}}\right); \\ \xi = \arccos\left(\frac{r^2 + (R+l-\Delta+r)^2 - R^2 - l^2 - 2Rl\cos(\alpha)}{2r(R+l-\Delta+r)}\right). \end{cases} \quad (19)$$

Виведена система рівнянь дозволяє оцінити вплив конструктивних параметрів завантажувального патрубку на величину крутного моменту на активаторі для його самопересування в процесі забору матеріалу.

Перспективою подальших досліджень є виготовлення дослідного зразка завантажувального патрубку із визначенням його силових параметрів, а також перевірка на адекватність виведених аналітичних залежностей до результатів експерименту.

*It is offered the new designer scheme of a self-load branch pipe of the flexible screw pipeline for transporting loose agricultures of materials. The power calculation for definition of correlation between design parameters and torque on catalyts is carried out.*

### Література

1. Розум Р.І., Гевко Р.Б. Кінестатичний розрахунок завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей, випуск 10. – Луцьк: Редакційно-видавничий відділ ЛДТУ, 2002. – С.188 – 195.
2. Розум Р.І. Силовий аналіз завантажувального патрубку гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, випуск №17 „Підвищення надійності відновлюваних деталей машин”. – Харків, 2003. – С.203 – 207.
3. Розум Р.І. Павлова І.О. Результати експериментальних досліджень завантажувального патрубку та шарнірного несучого валу гвинтового конвеєра // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства, випуск №24 „Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні”. – Харків, 2004. – С.310 – 313.

Одержано 01.07.2004 р.