

## ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ НА ПРОЦЕС ДОЗУВАННЯ СИПУЧИХ КОРМІВ ГРАВІТАЦІЙНИМ ДОЗАТОРОМ

Семенцов В.В., аспірант

(Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка)

*На основі законів динаміки твердого тіла з нерухомою віссю обертання визначена залежність потужності приводу ворушилки гравітаційного дозатора сипучих кормів від амплітуди і частоти її коливань.*

**Постановка проблеми.** Одним з найголовніших економічних показників дозаторів сипучих кормів є споживана потужність для їх приводу. Існуючі об'ємні дозатори сипучих кормів безперервної дії відрізняються значною витратою енергії для приводу їх робочих органів [1]. Тому розробка нових, енергозберігаючих конструкцій дозаторів є актуальною науковою задачею.

**Аналіз останніх досліджень.** Розрахунки для витрати потужності приводу об'ємних дозаторів безперервної дії надані в роботах [2, 3] стосовно дозаторів сипучих матеріалів. Проте аналітичні залежності для визначення потужності приводу ворушилки, як робочого органу запропонованого нами дозатора не можуть бути застосовані в нашому випадку через значні відмінності технологічних принципів їх роботи та конструктивного виконання.

**Мета роботи.** Метою досліджень є визначення залежності потужності ворушилки гравітаційного дозатора сипучих кормів від частоти та амплітуди її коливань.

**Результати досліджень.** Конструкція ворушилки, зображена на рисунку 1 і складається з циліндричного металевго прутка діаметру  $d_v$ , довжини  $l_1$  і двох металевих косинок  $C_1, C_2$  товщини  $t_v$  у вигляді кругових секторів з кутом біля вершини, рівним  $\alpha_v$ . Пруток своїми підставами прикріплений до металевих косинок так, що система є твердим тілом з нерухомою віссю обертання  $O_z$ .

Динаміка такого тіла описується рівнянням зміни проекції кінетичного моменту  $\vec{L}$  на вісь  $O_z$ , і визначається виразом [4]

$$L_z = J_z \omega, \quad (1)$$

де  $J_z$  - момент інерції тіла відносно осі  $O_z$ ,  $\omega$  - кутова швидкість обертання тіла. Теорема про зміну кінетичного моменту призводить до такого рівняння

$$J_z \frac{d\omega}{dt} = M_z^e \quad (2)$$

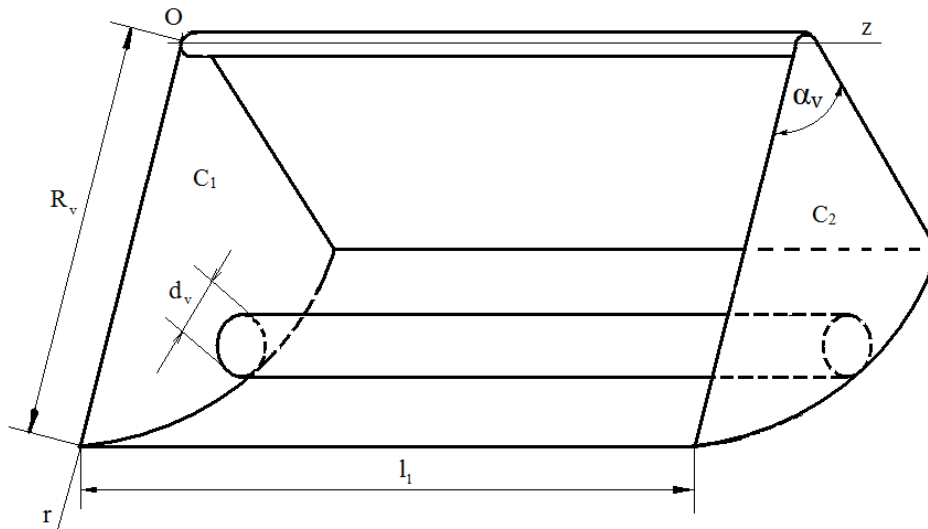


Рисунок 1 – Конструкція ворушили гравітаційного дозатора сипучих кормів

В виразі  $M_z^e$  є проекцією головного моменту зовнішніх сил на вісь  $O_z$ , тобто момент сил відносно вказаної осі.

Теорема про зміну кінетичній енергії  $T$  твердого тіла з нерухомою віссю дає рівняння

$$\frac{dT}{dt} = N \quad (3)$$

де

$$T = \frac{1}{2} J_z \omega^2 \quad (4)$$

$N^e$  - потужність сил, що діють на тіло, яке обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ .

Момент інерції тіла відносно осі  $O_z$  є аддитивною функцією маси (об'єму) тіла і дорівнює сумі моментів інерції прутка  $J_z^c$  і косинок  $J_z^k$ .

$$J_z = J_z^c + J_z^k \quad (5)$$

Кожен з доданків виражається у вигляді інтеграла за об'ємом відповідного тіла: прутка  $V_c$ , косинок  $V_k$

$$J_z^c = \rho_m \iiint_{V_c} r^3 dr dz \varphi, J_z^k = 2\rho_m \iiint_{V_k} r^3 dr dz \varphi \quad (6)$$

де  $\rho_m$  - щільність матеріалу тіла. Момент інерції однорідного циліндра відносно його осі відомий і дорівнює

$$J_z^c = \frac{m_c d_v^2}{8} = \frac{\rho_v \pi d_v^4 l_1}{32} \quad (7)$$

Застосовуючи теорему Штерна, отримуємо вираз для моменту інерції прутка ворушилки відносно осі  $O_z$  [4]

$$J_z^c = m_c R_v^2 + J_z^v = m_c R_v^2 + \frac{m_c d_v^2}{8} = \frac{\rho_v \pi d_v^2 l_1}{4} \left( R_v^2 + \frac{d_v^2}{8} \right) \quad (8)$$

Момент інерції однорідних косинок відносно осі  $O_z$  визначається інтегралом

$$J_z^k = 2\rho_v \int_0^{\alpha_v} \int_0^{t_v} \int_0^{R_v} r^3 dr dz d\varphi = \frac{1}{2} \rho_v t_v \alpha_v R_v^4 \quad (9)$$

Таким чином, сумарний момент інерції ворушилки відносно осі  $O_z$  дорівнюватиме

$$J_z = \frac{\rho_v}{2} \left[ \frac{\pi d_v^2 l_1}{2} \left( R_v^2 + \frac{d_v^2}{8} \right) + t_v \alpha_v R_v^4 \right] \quad (10)$$

Потужність сил, що діють на тіло. Осьовий момент сил, що діють на ворушилку, складається з моменту сил  $M_d$ , що прикладається двигуном, і моменту  $M_v$  диссипативних сил гідравлічного опору

$$M = M_d + M_v \quad (11)$$

де

$$M_v = F_s R_v = -C_s 6\pi\mu(d_v l_1)^{1/2} v_v R_v = -C_s 6\pi\mu(d_v l_1)^{1/2} R_v^2 \omega \quad (12)$$

а  $F_s = -C_s 6\pi\mu(d_v l_1)^{1/2} v_v$  - сила гідравлічного опору руху ворушилки [5];

$C_s$  - коефіцієнт, що враховує форму тіла,

$v_v$  - швидкість руху центру поперечного перетину прутка, що дорівнює

$$v_v = R_v \omega .$$

Потужність  $N$  сил, що діють на тіло, дорівнюватиме сумі потужностей двигуна і диссипативних сил

$$N = N_d + N_v \quad (13)$$

Потужність диссипативних сил визначається множенням осьового моменту цих сил на кутову швидкість обертання тіла

$$N_v = M_v \omega = -C_s 6\pi\mu(d_v l_1)^{1/2} R_v^2 \omega^2 \quad (14)$$

Знак мінус в останньому виразі вказує на те, що робота диссипативних сил вимагає підведення енергії ззовні (в даному випадку від двигуна).

Тоді миттєва потужність, що розвивається двигуном, згідно (3), (4), (13), (14) дорівнюватиме

$$N_d = \left| \frac{dT}{dt} \right| + |N_v| = J_z \left| \omega \frac{d\omega}{dt} \right| + C_s 6\pi\mu(d_v l_1)^{1/2} R_v^2 \omega^2 \quad (15)$$

Ворушилка здійснює гармонійні коливання згідно закону

$$\varphi = \frac{a}{R_v} \sin(2\pi vt) \quad (16)$$

з періодом коливань  $T_v = 2\pi / v$ , та, відповідно, з кутовою швидкістю

$$\omega = \frac{2\pi va}{R_v} \cos(2\pi vt) \quad (17)$$

Тоді миттєва потужність двигуна дорівнюватиме

$$N_d = J_z \frac{4\pi^3 a^2 v^3}{R_v^2} \sin(4\pi vt) + 12C_s \pi^3 \mu(d_v l_1)^{1/2} a^2 [\cos(4\pi vt) + 1] \quad (18)$$

Відповідна середня потужність  $\bar{N}_d$  двигуна за чверть періоду дорівнюватиме

$$\bar{N}_d = \frac{4}{T_v} \int_0^{T_v/4} N_d(t) dt = \pi^2 a^2 v^2 \left[ J_z \frac{8v}{R_v^2} + 12\pi C_s \mu(d_v l_1)^{1/2} \right] \quad (19)$$

В результаті чисельного рішення рівняння (19) побудовані графічні залежності (рисунок 2) потужності приводу дозатора від амплітуди і частоти коливань ворушилки. На верхньому графіку приведені рівні функції  $\bar{N}_d(v, a)$ , на нижньому графіку - залежність  $\bar{N}_d(v)$  при різних значеннях амплітуди  $a$ .

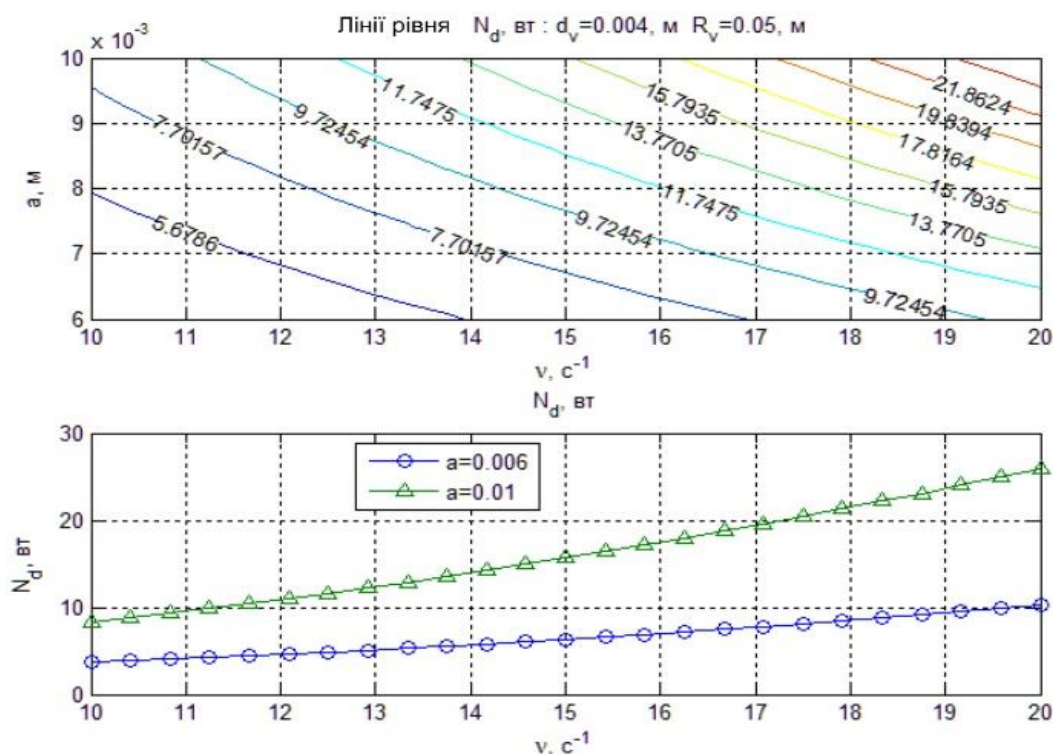


Рисунок 2 - Графічні залежності потужності приводу гравітаційного дозатора сипучих кормів від амплітуди і частоти коливань ворошилки

**Висновки.** 1. Розглядаючи динаміку ворошилки і використовуючи рівняння зміни кінетичного моменту отримано математичний вираз для визначення потужності приводу гравітаційного дозатора.

2. В результаті чисельного вирішення отриманого рівняння виявлені закономірності зміни потужності від амплітуди і частоти коливань ворошилки дозатора.

### Список літератури

1. Жислин, Я.М. Оборудование для производства комбикормов, обогатительных смесей и премиксов [Текст] / Я.М. Жислин. – М.: Колос, 1981. – 319 с.
2. Кулаковский, И.В. Машины и оборудование для приготовления кормов [Текст] / И.В. Кулаковский, Ф.С. Кирпичников, Е.М. Резник. – М. : Россельхозиздат, 1987. - 347 с.
3. Спиваковский, А.О. Вибрационные питатели и вспомогательные устройства [Текст] / А.О. Спиваковский. - М.: Машиностроение, 1972. – 225 с.
4. Кильчевський, Н.А. Курс теоретичної механіки [Текст] / Н.А. Кильчинський. - М.: Наука.-1972. - 530 с.

5. Соу, С. Гидродинамика многофазных систем М.: Мир, 1971.- 536 с.

## **Аннотация**

**Определение энергетических затрат на процесс дозирования сыпучих  
кормов гравитационным дозатором**  
Семенцов В.В.

*На основе законов динамики твердого тела с неподвижной осью вращения определена зависимость мощности ворошилки гравитационного дозатора сыпучих кормов от амплитуды и частоты ее колебаний.*

## **Abstract**

**Determination of power of working organ  
of gravity metering device of friable forages.**  
V. Sementsov

*On the basis of laws of dynamics of solid body with the immovable axes of rotation dependence of power of agitator of gravity metering device of friable forage on amplitude and frequency of its vibrations is determined.*