

**РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЗАВАНТАЖУВАЧІВ**

*В. Гудь, к. т. н., Р. Комар, к. т. н., В. Клендій, Ю. Тарасюк  
Тернопільський національний технічний університет*

**Постановка проблеми.** Гвинтові транспортно-технологічні механізми із спіральними робочими елементами є невід'ємною частиною більшості технологічних процесів у всіх галузях народного господарства, і особливо в агропромисловому комплексі. Поряд із виконанням транспортних функцій ці механізми успішно виконують функції перемішування сипких компонентів, подрібнення, пресування та багато інших операцій. Зокрема, наведена розробка (рис. 1) забезпечує якісне транспортування та завантаження різних компонентів під час їх проходження в одному напрямі по рукаві з жорсткою і гнучкою спіраллю з відповідними рукавами. Особливістю цього транспортно-завантажувального механізму є те, що процес проводиться почергово у горизонтальному і вертикальному напрямках.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Проектними розрахунками механізмів із гвинтовими елементами займалося багато науковців, зокрема М.П. Александров [1], В.А. Будишевський [3], Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський [3] та ін. Проте розрахунок кожного пристрою має свою специфіку, оскільки кожна з конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

**Постановка завдання.** Наше завдання – розробити методику розрахунку основних конструктивно-силових параметрів розробленого гвинтового завантажувача.

**Виклад основного матеріалу.** Оскільки конструктивні та кінематичні параметри даного пристрою взаємопов'язані, то необхідно задатись певним значенням продуктивності  $Q$  завантажувача, тобто величиною, яка б відображала кількість матеріалу, яка буде періодично завантажуватись у пристрій. Цей параметр є вихідною величиною для встановлення діаметра спіралі та частоти її обертання. Згідно з методикою визначення продуктивності гвинтових транспортерів [1]:

$$Q_p = Q_v \rho, \text{ т/год}, \quad (1)$$

де  $Q_v$  – об'ємна продуктивність,  $\text{м}^3/\text{год}$ ;

$\rho$  – насипна густина транспортованого матеріалу,  $\text{т}/\text{м}^3$ .

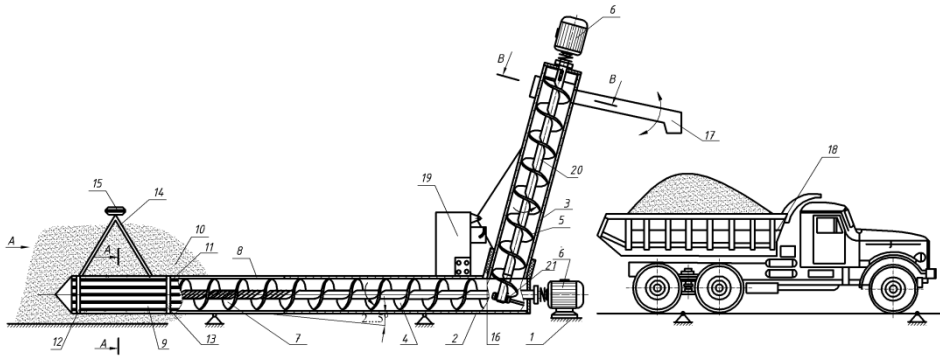


Рис. 1. Загальний вигляд гвинтового завантажувача.

Об'ємна продуктивність визначається за формулою

$$Q_v = 47 D_C^2 \xi n_C \psi c_\beta, \quad (2)$$

де  $D_C$  – зовнішній діаметр спіралі, м;

$\xi$  – емпіричний коефіцієнт, який враховує відношення кроку спіралі до її зовнішнього діаметра;

$n_C$  – частота обертання спіралі, об./хв;

$\psi$  – коефіцієнт заповнення поперечного перерізу спіралі;

$c_\beta$  – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності залежно від кута нахилу спіралі.

Відповідно розрахункова продуктивність дорівнює

$$Q_p = 47 D_C^2 \xi n_C \psi c_\beta \rho, \quad (3)$$

а отже, з рівності (3) можна визначити розрахункове значення зовнішнього діаметра спіралі

$$D_C \approx \sqrt{\frac{Q_p}{47 \xi n_C \psi c_\beta \rho}}. \quad (4)$$

Остаточне значення зовнішнього діаметра спіралі приймається згідно з ГОСТ 2037-82, при цьому приймають найближче більше, ніж розрахункове, значення.

Потужність приводу можна розрахувати виходячи з наступних міркувань. Фактично потужність привідного двигуна витрачається на подолання опору тертя при переміщенні матеріалу у відповідному рукаві, на втрати у підшипниках та на підйом матеріалу на певну висоту (секція вертикального транспортування).

Відповідно сила опору  $W$  від тертя матеріалу до стінок рукава та при нахилі пристрою під певним кутом  $\beta$  до горизонту (рис. 2):

$$W = q g f_p L_C \times \cos \alpha + q g f_p L_C \times \sin \alpha = q g (L f_p + h), \quad (5)$$

де  $q$  – розподілена маса матеріалу, кг;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$f_p$  – коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача;

$L_C, L, h$  – лінійна довжина спіралі та її проєкції на горизонтальну та вертикальну площини, м;

$\alpha$  – кут нахилу спіралі до горизонту.

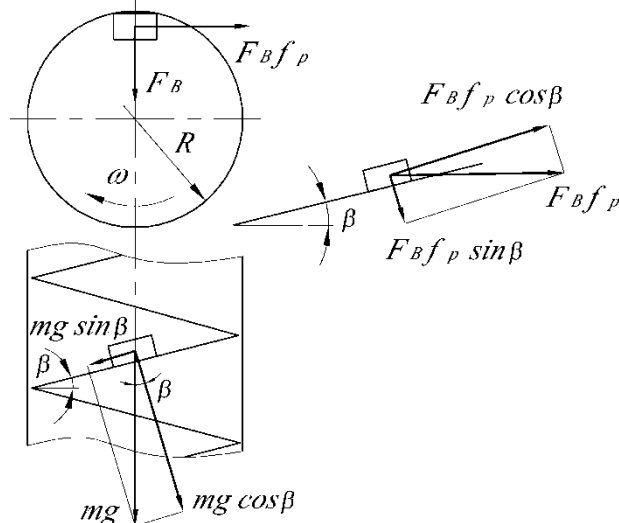


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення критичної частоти обертання спіралі.

Якщо виразити швидкість переміщення матеріалу як

$$v = t_c n_c / 60, \quad (6)$$

де  $t_c$  – крок спіралі, а розподілену масу матеріалу  $q$  через продуктивність  $Q$

$$Q = 3,6 q t_c n_c / 60, \quad (7)$$

то отримаємо потужність  $N_1$ , яка необхідна для подолання сили опору  $W$ ,

$$N_1 = \frac{Wv}{1000} = \frac{Qg(Lf_p + h)}{3600}. \quad (8)$$

Якщо прийняти силу опору за нормальний тиск на поверхню гвинтової лопаті, без врахування кута її підйому, можна розрахувати силу тертя матеріалу до спіралі

$$F_C = qgf_c(Lf_p + h), \quad (9)$$

де  $f_c$  – коефіцієнт тертя матеріалу до спіралі.

Оскільки зусилля діє в перерізі, який наближено дорівнює  $0,25D_C$ , то потужність  $N_2$ , яка витрачається на тертя до спіралі, дорівнюватиме

$$N_2 = F_C v = \frac{qgf_c(Lf_p + h)}{1000} \cdot \frac{\pi d n_c}{60}, \quad (10)$$

де  $d$  – діаметр вала спіралі, м. Після відповідних перетворень отримаємо

$$N_2 = \frac{Qf_c(Lf_p + h)}{367} \cdot \frac{\pi d}{t_c}. \quad (11)$$

Проте в реальних умовах дуже проблематично розрахувати всі сили опору, які протидіють обертовому руху спіралі, тому на практиці використовують відому залежність [3] для визначення потужності приводу

$$N = \frac{Q_p L_C}{367 \eta_{II}} \cdot (k \pm \sin \alpha), \quad (12)$$

де  $\eta_{II}$  – коефіцієнт корисної дії приводу;  
 $k$  – коефіцієнт опору матеріалу.

Відповідно знак «+» приймається при підйомі матеріалу, а знак «-» – під час опускання. А для горизонтально розміщеної секції завантажувача

$$N = \frac{Q_p L_C k}{367 \eta_{II}}. \quad (13)$$

Для підйому матеріалу вертикальною секцією, окрім відповідного діаметра та форми лопатей спіралі, необхідна певна частота її обертання. Щоб визначити мінімально необхідну частоту обертання спіралі, розглянемо кінематику руху матеріалу на прикладі схеми, показаної на рис. 2.

На деяку частку масою  $m$ , яка знаходиться на гвинтовій поверхні, діють дві сили, одна з них спрямована по гвинтовій поверхні вниз  $mg \sin \beta$ , а інша – це сила тертя частки до поверхні спіралі  $mg f_C \cos \beta$ . Під час обертового руху частки разом зі спіраллю з деякою швидкістю  $v$  по радіусу  $R$  виникає відцентрова сила  $mv^2/R$ , яка притискає частку матеріалу до нерухомої стінки рукава спіралі, де й виникає сила тертя частки до рукава  $mv^2 f_p / R$ , яка у свою чергу створює додатковий тиск на гвинтову поверхню лопаті спіралі. Вертикальна складова цього тиску – це  $mv^2 f_p \cos \beta / R$ , а сила нормального тиску на гвинтову поверхню  $mv^2 f_p \sin \beta / R$ .

Критичну швидкість, тобто швидкість на коловій поверхні спіралі, при якій частка матеріалу перебуває в стані рівноваги, знайдемо з умови

$$mg \sin \beta + mg f_C \cos \beta + mv_{кр}^2 f_p \cos \beta / R - mv_{кр}^2 f_p \sin \beta / R = 0, \quad (14)$$

звідки критична швидкість дорівнює

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{gR \sin \beta + f_C \cos \beta}{f_p \cos \beta - f_C \sin \beta}} = \sqrt{\frac{gR}{f_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho_C)}, \quad (15)$$

де  $\rho_C$  – кут тертя частки матеріалу до поверхні спіралі.

З врахуванням, що

$$v_{кр} = \rho R n_{кр} / 30, \quad (16)$$

критична частота обертання спіралі дорівнює

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi R} \sqrt{\frac{gR}{f_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho_C)}. \quad (17)$$

Для теоретичного дослідження впливу таких параметрів, як радіус спіралі  $R$ , кут її підйому  $\beta$ , коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава завантажувача  $f_p$ , на

частоту обертання спіралі було проведено розрахунок залежності (17). За отриманими результатами (рис. 3) встановлено, що частота обертання спіралі повинна бути більшою чим більше значення кута підйому спіралі і менший її радіус та менший коефіцієнт тертя матеріалу до стінок рукава.

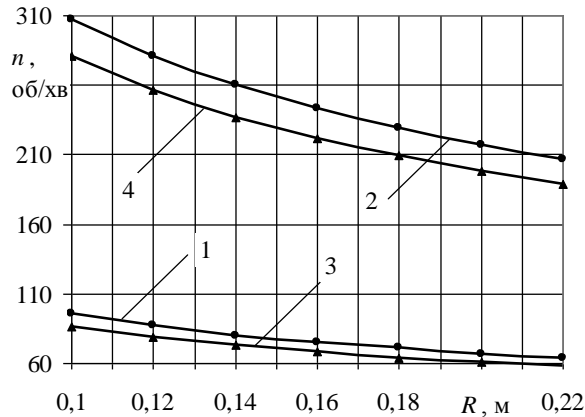


Рис. 3. Залежність зміни частоти обертання спіралі завантажувача від її радіуса  $n = f(R)$  за різних значень кута її підйому та коефіцієнта тертя матеріалу до стінок рукава: 1 – ( $\beta = 16^\circ, f_p = 0,15$ ); 2 – ( $\beta = 20^\circ, f_p = 0,15$ ); 3 – ( $\beta = 16^\circ, f_p = 0,18$ ); 4 – ( $\beta = 20^\circ, f_p = 0,18$ ).

**Висновки.** Запропонована методика дає змогу послідовно провести інженерно-технологічні розрахунки основних конструктивно-енергетичних параметрів розробленого гвинтового завантажувача і може мати практичне використання для проектування аналогічних пристроїв.

#### Бібліографічний список

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины / П. М. Александров. – М. : Высш. шк., 1985. – 514 с.
2. Механізми з гвинтовими пристроями / Б. М. Гевко, М. Г. Данильченко, Р. М. Рогатинський, М. І. Пилипець, А. В. Матвійчук. – Львів : Світ, 1993. – 208 с.
3. Расчет и проектирование транспортных средств непрерывного действия / [А. И. Барышев, В. А. Будишевский и др.] ; под ред. В. А. Будишевского. – Донецк : Норд-Пресс, 2005. – 689 с.

#### Гудь В., Комар Р., Клендій В., Тарасюк Ю. Розрахунок конструктивно-силових параметрів гвинтових завантажувачів

Наведена конструкція гвинтового завантажувача та інженерна методика розрахунку його конструктивно-силових параметрів. Виведені аналітичні залежності для визначення продуктивності, силових і конструктивних параметрів.

**Ключові слова:** гвинтовий завантажувач, конструктивно-силові параметри, сипкі матеріали.

#### Gud V., Komar R., Klendiy V., Tarasyuk Yu. Calculation of construction and power parameters of screw loaders

The construction of screw loader and engineering design procedure of its construction and power parameters were presented. Analytical dependencies for determining productivity, power and construction parameters were selected.

**Key words:** screw loader, construction and power parameters, dry materials.

**Гудь В., Комар Р., Клендий В., Тарасюк Ю. Расчет конструктивно-силовых параметров винтовых загрузчиков**

Приведены конструкция винтового загрузчика и инженерная методика расчета его конструктивно-силовых параметров. Выведены аналитические зависимости для определения производительности, силовых и конструктивных параметров.

**Ключевые слова:** винтовой загрузчик, конструктивно-силовые параметры, сыпучие материалы.