

МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.867.52

В. М. БОГОМАЗ^{1*}, П. Г. АНОФРІЄВ²

^{1*}Каф. військової підготовки спеціалістів Держспецтрансслужби, Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (096) 472 14 04, ел. пошта wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

²Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (068) 411 07 23, ел. пошта anofrievp@ukr.net, ORCID 0000-0001-7997-3523

Дослідження впливу проєктних параметрів вібраційного конвеєра на його технічні характеристики

Мета. Дослідження спрямовано на: визначення характеру впливу проєктних даних на технічні характеристики двотрубного вібраційного конвеєра з ексцентриковим приводом, зокрема діаметр труби та потужність приводу; побудову аналітичних залежностей зазначених величин від проєктних характеристик: типу та властивостей вантажу, довжини транспортування, продуктивності; проведення графічного аналізу впливу.

Методика. Для досягнення мети використано алгоритми розрахунків, представлені в сучасній технічній літературі, та проведено аналіз факторів і величин, які впливають на значення потужності приводу та діаметра труби. Установлено, що для визначення потужності приводу вібраційних конвеєрів необхідно провести детальний розрахунок, який включає: кутову швидкість конвеєра, частоту обертання ексцентрикового вала, швидкість транспортування матеріалу, внутрішній діаметр труби, загальну масу коливальної системи, жорсткість пружної системи та параметри ресор, зусиль у шатуні у випадку зарезонансного режиму роботи та в період пуску. **Результати.** Для двотрубного вібраційного конвеєра, призначеного для транспортування свинцевого конгломерату, проведено графічний аналіз впливу довжини транспортування, продуктивності на величину потужності приводу та габаритні розміри труби. Установлено, що функція зміни діаметра труби від продуктивності є нелінійною зростаючою (у разі фіксованих інших параметрів), а величини потужності приводу від продуктивності – лінійною зростаючою. **Наукова новизна.** Автори вперше виконали дослідження залежності потужності приводу та діаметра труби двотрубного вібраційного конвеєра з ексцентриковим приводом на нижній трубі, побудували аналітичні залежності технічних характеристик (потужності та діаметра) від проєктних параметрів: продуктивності, довжини транспортування, типу та фізико-механічних властивостей транспортованого вантажу. Для конвеєра, який транспортує свинцевий агломерат, побудовано графічні залежності діаметра труби та потужності приводу від величини продуктивності та довжини конвеєра. **Практична значимість.** Використання побудованих залежностей дає можливість визначити загальний характер зміни вищезазначених технічних характеристик у разі варіювання проєктних параметрів, таких як продуктивність та довжина конвеєра. Запропоновані залежності можуть бути використані для швидкого визначення раціональної потужності приводу конвеєра за конкретних проєктних даних.

Ключові слова: вібраційний конвеєр; продуктивність; потужність; привід

Вступ

Хитні конвеєри належать до групи конвеєрів без тягового органу. Їх застосовують для транспортування насипних, рідше штучних вантажів, у горизонтальному та полого-похилому напрямках за порівняно невеликих відстаней

переміщення та продуктивності. Найбільш оптимальним застосуванням хитних конвеєрів є герметичне транспортування пилюватих, гарячих, отруйних, хімічно агресивних насипних вантажів в умовах повної ізоляції від навколишнього середовища.

МАШИНОБУДУВАННЯ

Основними публікаціями, які описують будову, конструктивні особливості, експлуатаційні та розрахункові параметри сучасних машин безперервного транспорту, є [1, 4–12, 14]. Аналіз публікацій показує, що для визначення потужності приводу вібраційних конвеєрів необхідно провести детальний розрахунок, який включає: кутову швидкість конвеєра, частоту обертання ексцентрикового вала, швидкість транспортування матеріалу, внутрішній діаметр труби, загальну масу коливальної системи, жорсткість пружної системи та параметри ресор, зусилля в шатуні в разі зарезонансного режиму роботи та в період пуску. Порядок проведення таких розрахунків детально описано в літературі, зокрема в роботах [4–6]. Але існують роботи, у яких наведено скорочені алгоритми розрахунку величини потужності приводу машин безперервного транспорту. У роботі [13] автори побудували аналітичні залежності потужності приводу пневмотранспортних установок. У роботі [2] запропоновано алгоритм прискореного розрахунку величини потужності стрічкового елеватора за заданих проектних характеристик. Робота [3] присвячена побудові залежності потужності стрічкових конвеєрів від його проектних величин.

Мета

Основною метою роботи є дослідження впливу проектних даних на технічні характеристики двотрубного вібраційного конвеєра, зокрема діаметр труби та потужність приводу, побудова аналітичних та графічних залежностей зазначених величин від проектних характеристик: типу та властивостей вантажу, довжини транспортування, продуктивності.

Методика

Вихідними даними для розрахунку вібраційного конвеєра є: продуктивність Π , т/год; довжина транспортування L , м; транспортований вантаж та його щільність ρ , т/м³; максимальна крупність кусків вантажу a_{\max} , мм.

Візьмемо для подальших досліджень двотрубний зрівноважений вібраційний конвеєр (рис. 1) з ексцентриковим приводом на нижній трубі. Такі конвеєри з ексцентриковим приво-

дом зазвичай працюють у резонансному режимі, коли частоти вимушених і власних коливань збігаються.

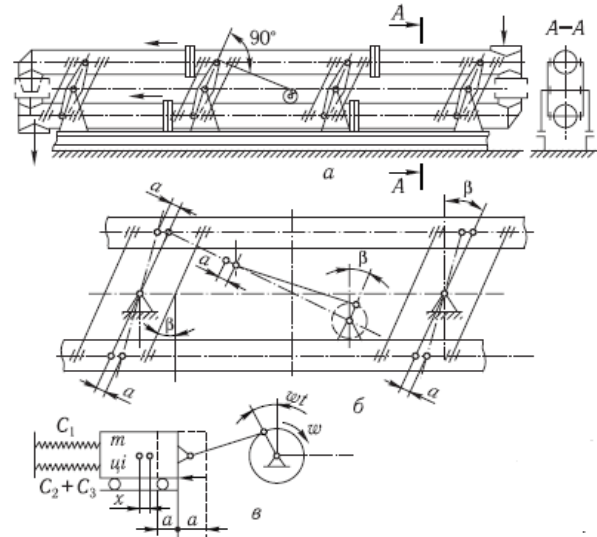


Рис. 1. Двотрубний вібраційний конвеєр:

a – схема конвеєра; *b* – схема приводу;

в – розрахункова схема

Fig. 1. Two-pipe vibrating conveyor:

a – conveyor scheme; *b* – drive scheme; *c* – design scheme

Коефіцієнт режиму роботи конвеєра беремо $\Gamma = 2$ (табл. 9.3 [4]), який у загальному вигляді можна записати так:

$$\Gamma = \frac{A\omega^2 \sin \beta_1}{g \cdot \cos \beta}, \quad (1)$$

де A – амплітуда коливань труби, м; ω – кутова швидкість ексцентрикового вала, рад/с; $\beta = 0$ – кут нахилу конвеєра; β_1 – кут напрямку коливань (кут між коромислом і перпендикуляром до труби): $\beta_1 = 20...25^\circ$ за $n \geq 1000$ об/хв; $\beta_1 = 30...35^\circ$ за $n < 1000$ об/хв; у середньому $\beta_1 = 30^\circ$.

Згідно з рекомендаціями (табл. 9.4 [4]) і досвідом експлуатації беремо амплітуду коливань труби A та радіус ексцентрика r .

Із формули (1) визначаємо кутову швидкість конвеєра:

$$\omega = \sqrt{\frac{g \cdot \Gamma \cdot \cos \beta}{A \sin \beta_1}}. \quad (2)$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

Частота обертання ексцентрикового вала:

$$n = \frac{30\omega}{\pi}. \quad (3)$$

Підставляючи (2) в (3), маємо:

$$n = \frac{30 \sqrt{\frac{g \cdot \Gamma \cdot \cos \beta}{A \sin \beta_1}}}{\pi} = 9,55 \sqrt{\frac{g \cdot \Gamma \cdot \cos \beta}{A \sin \beta_1}}. \quad (4)$$

Швидкість транспортування матеріалу визначаємо за формулою:

$$v = (k_1 \mp k_2 \sin \beta) A \omega \cos \beta_1 \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}, \quad (5)$$

де k_1 та k_2 – дослідні коефіцієнти, які враховують фізико-механічні властивості транспортованих вантажів (табл. 9.5 [4]). Знаки «мінус» і «плюс» – відповідно для конвеєрів, що працюють на підймання та опускання.

Для горизонтального конвеєра а за формулою (5) маємо:

$$v = k_1 A \omega \cos \beta_1 \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2}}. \quad (6)$$

Продуктивність двотрубного вібраційного конвеєра:

$$П = 2 \cdot 3600 A_T v \rho \psi, \quad (7)$$

де A_T – площа перерізу однієї труби, м²; $\psi = 0,5 \dots 0,6$ – коефіцієнт заповнення труби.

Із формули (7) внутрішній діаметр труби:

$$d = 2 \sqrt{\frac{П}{7200 \pi v \rho \psi}}. \quad (8)$$

За отриманим значенням обираємо d , товщина стінки δ .

Загальна вага коливальної частини (однієї труби) конвеєра:

$$m = m_T + \lambda m_B, \quad (9)$$

де m_T – вага однієї труби з закріпленими на ній вузлами; λ – дослідний коефіцієнт, який враховує вплив маси транспортованого вантажу на власну частоту коливань конвеєра, залежить від режиму його роботи і визначається за експери-

ментальним графіком (рис. 2) [4]; m_B – вага вантажу в одній трубці.

Вагу вантажу в одній трубці знаходимо за формулою:

$$m_B = m_q L = \frac{П L}{2 \cdot 3,6 v}. \quad (10)$$

Підставляючи (10) у (9), маємо:

$$m = m_T + \lambda m_B = m_T + \lambda \frac{П L}{7,2 v}. \quad (11)$$

Кутова власна частота коливань завантаженого конвеєра:

$$\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}. \quad (12)$$

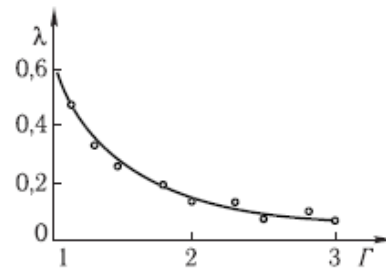


Рис. 2. Експериментальний графік $\lambda(\Gamma)$

Fig. 2. Experimental schedule $\lambda(\Gamma)$

Резонансний режим роботи конвеєра забезпечується за $\omega = \omega_0$.

Жорсткість пружної системи вібраційного конвеєра:

$$C = m \omega^2. \quad (13)$$

Підставляючи (11) у (13), маємо:

$$C = \left(m_T + \lambda \frac{П L}{7,2 v} \right) \omega^2. \quad (14)$$

Жорсткість пружної системи вібраційного конвеєра також знаходимо за залежністю:

$$C = C_1 + C_2 + C_3, \quad (15)$$

де C_1 – жорсткість ресор, Н/м; C_2 , C_3 – зведені жорсткості великих і малих гумометалевих шарнірів, Н/м, які визначаємо так:

$$C_2 = C_2' n, \quad (16)$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

де C'_2 – зведена жорсткість одного великого гумометалевого шарніра (за результатами експериментів $C'_2 = 4 \cdot 10^4$ Н/м [4]); n – кількість великих гумометалевих шарнірів (беремо $n = 32$);

$$C_3 = C'_3 n_1, \quad (17)$$

де C'_3 – зведена жорсткість одного малого гумометалевого шарніра (за результатами експериментів $C'_3 = 10^4$ Н/м [4]); n_1 – кількість великих гумометалевих шарнірів (беремо $n_1 = 64$).

Із формули (13) маємо:

$$C_1 = C - C_2 - C_3 = m\omega^2 - C'_2 n - C'_3 n_1. \quad (18)$$

Необхідна жорсткість однієї ресори:

$$C'_1 = \frac{C_1}{z_p}, \quad (19)$$

де $z_p = 256$ – кількість ресор.

Отже, із формули (19) маємо:

$$C'_1 = \frac{\left(m_T + \lambda \frac{III}{7,2v}\right)\omega^2 - C'_2 n - C'_3 n_1}{z_p}. \quad (20)$$

Жорсткість ресори:

$$C'_1 = \frac{Eb\delta^3}{(a_1 l)^3}, \quad (21)$$

де E – модуль пружності сталі, Па; $b = 0,1$ м – ширина ресори; δ – товщина ресори; $l = 0,39$ м – довжина робочої (вільної) частини ресори; a_1 – коефіцієнт збільшення робочої довжини ресори (за результатом дослідів $a_1 = 1,05$).

Товщина ресори:

$$\delta = a_1 l^3 \sqrt[3]{\frac{\left(m_T + \lambda \frac{III}{7,2v}\right)\omega^2 - C'_2 n - C'_3 n_1}{Eb z_p}}. \quad (22)$$

Нормальні напруження від згину в ресорі в місці закріплення:

$$\sigma = \frac{6E\delta A k_3}{l^2}, \quad (23)$$

де $2A$ – розмах коливань, м; k_3 – коефіцієнт, який враховує жорсткість зарубки (за результатами дослідів $k_3 = 0,96$ для закріплення ресор із металевими прокладками між ними; $k_3 = 0,68$ – із гумовими прокладками між ресорами); $[\sigma_{-1}] = 98 \dots 118$ МПа – допустиме напруження за знакозмінного циклічного навантаження для ресор зі сталей 55С2 і 60С2Н2А.

Підставляючи (22) в (23), маємо:

$$\sigma = \frac{6EA k_3 a_1^3}{l} \sqrt[3]{\frac{\left(m_T + \lambda \frac{III}{7,2v}\right)\omega^2 - C'_2 n - C'_3 n_1}{Eb z_p}}. \quad (24)$$

Власна частота коливань конвеєра:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\left(m_T + \lambda \frac{III}{7,2v}\right)\omega^2}{m_T}}, \quad (25)$$

де m_T – маса коливальної частини конвеєра без маси вантажу.

Зусилля в шатуні за резонансного режиму роботи конвеєра:

$$F_{ш} = rC \sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right) + \mu_0^2}, \quad (26)$$

де μ_0 – загальний коефіцієнт опору, який враховує внутрішнє тертя в пружних елементах, тертя в підшипниках приводу та опір переміщенню вантажу: $\mu_0 = 0,1$ – для сталевих пружних зв'язків.

Отже, залучаючи (26), маємо:

$$F_{ш} = r \left(m_T + \lambda \frac{III}{7,2v}\right)\omega^2.$$

$$\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\sqrt{\frac{\left(m_T + \lambda \frac{III}{7,2v}\right)\omega^2}{m_T}}}\right) + \mu_0^2}. \quad (27)$$

МАШИНОБУДУВАННЯ

Зусилля в шатуні в період пуску за залежністю (26):

$$F_{\text{ш}} = r \left(m_{\text{T}} + \lambda \frac{\Pi L}{7,2v} \right) \omega^2 \sqrt{1 + \mu_0^2}. \quad (28)$$

Потужність електродвигуна (типу 4AP) з підвищеним пусковим моментом визначаємо за формулою:

– для конвеєрів $L \leq 10$ м:

$$P = \frac{c_{\text{T}} \Pi}{1000 \eta} \left(k_3 L + \frac{H}{0,367} \right); \quad (29)$$

– для конвеєрів $L > 10$ м:

$$P = \frac{c_{\text{T}} \Pi}{1000 \eta} \left(10k_3 + (L-10)k_4 + \frac{H}{0,367} \right), \quad (30)$$

де c_{T} – коефіцієнт транспортабельності: $c_{\text{T}} = 1$ – для зернистих і кускових вантажів (наприклад, піску, вугілля, шлаку, збіжжя); $1,5 \dots 2,0$ – для порошко- і пилоподібних насипних вантажів (цементу, апатиту, недогарків); $\eta = 0,85 \dots 0,97$ – ККД привідного механізму; $k_3 = 4,5$ та $k_4 = 3,5$ – коефіцієнти питомої витрати потужності на транспортування 1 т вантажу на відстань 1 м (табл. 9.5 [4]); H – висота підняття вантажу, м.

Одномасові вібраційні конвеєри розраховують, як і двомасові; під час розрахунку враховуємо коливальну масу однієї труби (жолоба), маси прикріплених вузлів, транспортованого вантажу і вібратора.

Щоб одномасовий конвеєр із відцентровим приводом працював у зарезонансному режимі, потрібно, щоб загальна маса дебалансів була:

$$m_{\text{д}} \approx \frac{Am}{r_{\text{д}}}, \quad (31)$$

де m – коливальна маса, кг; $r_{\text{д}}$ – відстань між центром ваги дебалансів і віссю обертання, м.

Результати

Вихідними даними для розрахунку вібраційного конвеєра є: продуктивність $\Pi = 20 \dots 100$ т/год; довжина транспортування $L = 10 \dots 30$ м; транспортований вантаж – свинцевий агломерат (щільність $\rho = 2$ т/м³); макси-

мальна крупність кусків вантажу $a_{\text{max}} = 100$ мм.

Коефіцієнт режиму роботи конвеєра беремо $\Gamma = 2$ (табл. 3 [4]), який задовольняє як конвеєрам легкого й середнього типу, так і важкого типу.

Згідно з рекомендаціями табл.9.4 [4] і досвідом експлуатації, беремо амплітуду коливань труби $A = 4,0$ мм та радіус ексцентрика $r = 4,0$ мм.

Підставляючи (6) у (8), маємо внутрішній діаметр труби:

$$d = \sqrt{\frac{\Pi}{7200 \pi k_1 A \sqrt{\frac{g \cdot \Gamma \cdot \cos \beta}{A \sin \beta_1}} \cos \beta_1 \sqrt{1 - \frac{1}{\Gamma^2} \rho \psi}}}. \quad (32)$$

За табл. 9.5 [4] $k_1 = 0,9$ для кускових вантажів.

Графічну залежність діаметра труби від величини продуктивності конвеєра $\Pi = 20 \dots 100$ т/год подано на рис. 3.

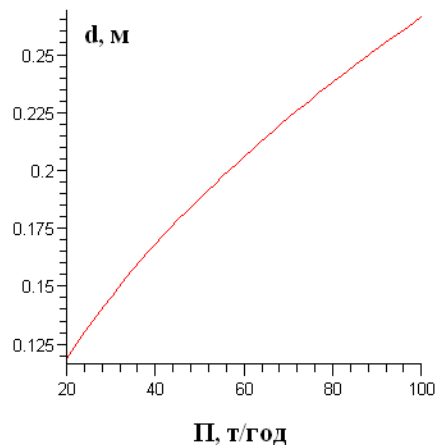


Рис. 3. Графічна залежність діаметра труби від величини продуктивності конвеєра $\Pi = 20 \dots 100$ т/год

Fig. 3. Graphical dependence of the pipe diameter on the conveyor capacity $\Pi = 20 \dots 100$ t/h

Графічну залежність потужності приводу двотрубного вібраційного конвеєра від продуктивності за $L > 10$ м зображено на рис. 4.

Графічну залежність потужності приводу двотрубного вібраційного конвеєра від продуктивності та довжини транспортування зображено на рис. 5.

МАШИНОБУДУВАННЯ

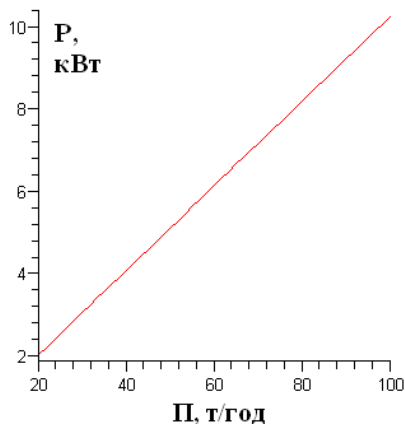


Рис. 4. Графічна залежність потужності приводу двотрубного вібраційного конвеєра від продуктивності за $L = 25$ м

Fig. 4. Graphical dependence of the drive power of a two-pipe vibrating conveyor on productivity at $L = 25$ m

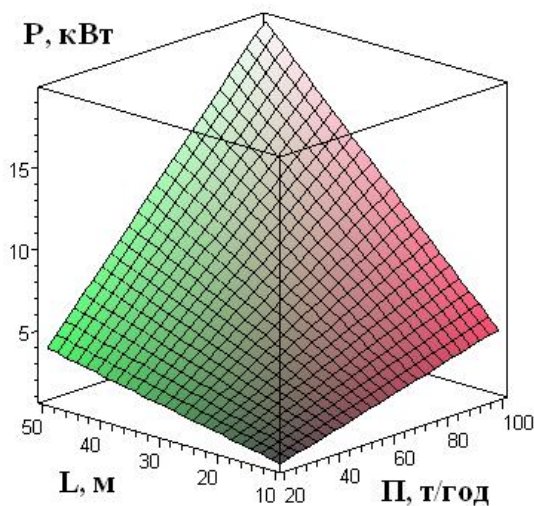


Рис. 5. Графічна залежність потужності приводу двотрубного вібраційного конвеєра від продуктивності та довжини транспортування

Fig. 5. Graphical dependence of the drive power of a two-pipe vibrating conveyor on the capacity and length of transportation

Наукова новизна та практична значимість

Виконано дослідження залежності потужності приводу та діаметра труби двотрубного вібраційного конвеєра з ексцентриковим приводом

на нижній трубі. Побудовано аналітичні залежності технічних характеристик (потужності та діаметра) від проектних параметрів: продуктивності, довжини транспортування, типу та фізико-механічних властивостей транспортованого вантажу. Для конкретного вантажу та типу конвеєра побудовано графічні залежності діаметра труби та потужності приводу від величини продуктивності та довжини конвеєра.

Використання побудованих залежностей дає можливість визначити загальний характер зміни вищезазначених технічних характеристик у разі варіювання проектних параметрів, таких як продуктивність і довжина конвеєра. Запропоновані залежності можуть бути використані для швидкого визначення раціональної потужності приводу конвеєра за конкретних проектних даних.

Висновки

Для двотрубного вібраційного конвеєра виконано:

- аналіз конструкції та сучасної методики розрахунку необхідної потужності приводу;
- аналіз факторів та величин, які впливають на значення потужності приводу та діаметру труби;
- побудовано аналітичну залежність для визначення діаметра труби за заданих проектних параметрів;
- побудовано аналітичну залежність для визначення потужності приводу вібраційних конвеєрів від типу вантажу, довжини транспортування, продуктивності у випадку фіксованих інших параметрів;
- графічний аналіз впливу довжини транспортування, продуктивності на величину потужності приводу та габаритні розміри труби.

Установлено, що функція зміни діаметра труби від продуктивності є нелінійною зростаючою (у разі фіксованих інших параметрів), а величини потужності приводу від продуктивності – лінійною зростаючою.

Для продовження дослідження доцільно побудувати алгоритм прискореного розрахунку потужності приводу за вихідними даними для проектування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Білостоцький В. О., Мазоренко Д. І., Тіщенко Л. М., Міняйло А. В., Бредихін В. В., Знайдюк В. Г., ... Харченко С. О. Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин. Ч. 2. *Транспортуючі машини*. Харків : ХНТУСГ, 2009. 98 с.
2. Богомаз В. М. Аналіз впливу проектних характеристик елеватору на параметри його приводу. *В. Наука та прогрес транспорту*. 2015. № 3 (57). С. 162–175. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2015/46076>
3. Богомаз В. М. Дослідження залежності потужності приводу стрічкового конвеєра від його проектних параметрів. *Наука та прогрес транспорту*. 2016. № 1 (61). С. 131–146. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2016/61024>
4. Бондарєв В. С., Колісник Н. П., Дубинець О. І., Горбатенко Ю. П., Бондарєв С. В., Барабанов В. Я. *Підйомно-транспортні машини: розрахунки підймальних і транспортувальних машин* : підручник. Київ : Вища школа, 2009. 734 с.
5. Дереза О. О. *Машини безперервного транспорту* : методичний посібник. Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016. 108 с.
6. Іванченко Ф. К. *Підйомно-транспортні машини*: підручник. Київ : Вища школа, 1993. 413 с.
7. *Транспортні системи електромеханічних комплексів*: конспект лекцій : навч. посіб. / уклад. С. В. Зайченко, В. А. Побігайло, В. Г. Дубовик. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 136 с. URL: <https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/48000/1/Transportni.pdf>
8. Шоловій Ю. П., Боровець В. М., Шенбор В. С. *Вивчення конструкції, основ розрахунку та дослідження вібраційного трубчастого конвеєра з електромагнітним приводом* : метод. вказівки. Львів : Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2005. 20 с.
9. Bortnowski P., Gładysiewicz L., Król R., Ozdoba M. Models of Transverse Vibration in Conveyor Belt Investigation and Analysis. *Energies*. 2021. Vol. 14. Iss. 14. P. 1–14. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14144153>
10. Kozhushko, G. G., Lukashuk, M. D., Lukashuk, O. A. Conveyor Belt Vibrations. *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020). ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. P. 837–844. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-54817-9_97
11. Pihnastyi O., Khodusov V., Kozhevnikov G., Bondarenko T. Analysis of Dynamic Mechanic Belt Stresses of the Magistral Conveyor. *Advanced Manufacturing Processes II. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. P. 186–195. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_19
12. Pukach P., Sokhan P., Stolyarchuk R. Investigation of mathematical models for vibrations of one dimensional environments with considering nonlinear resistance forces. *Econtechmod. An International Quarterly Journal*. 2016. Vol. 5, No 1. P. 97–102.
13. Raksha S., Bohomaz V., Shcheka ., Stefanov V., Nesterenko A. Research of the dependence of pneumatic conveyor compressors power on project parameters of transport machines. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 230. P. 1–8. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823001009>
14. Shenbor V., Koruniak P., Korendiy V., Brusentsov V., Brusentsova M. Analysis and Improvement of Two-Mass Vibrating Tubular Conveyers with Two-Cycle Electromagnetic Drive. *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*. 2016. Vol. 2, No. 1. P. 55–64.

V. M. BOHOMAZ^{1*}, P. G. ANOFRIEV²

^{1*}Dep. Military Training of Specialists of the State Special Service of Transport, Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (096) 472 14 04, e-mail wbogomas@i.ua, ORCID 0000-0001-5913-2671

²Dep. «Applied Mechanics and Materials Science», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (068) 411 07 23, e-mail anofrievp@ukr.net, ORCID 0000-0001-7997-3523

Research of the Influence of Design Parameters of a Vibrating Conveyor on Its Technical Characteristics

Purpose. The study is aimed at: determining the nature of the influence of design data on the technical characteristics of a two-pipe vibratory conveyor with an eccentric drive, in particular, the pipe diameter and drive power; building analytical dependencies of these values on the design characteristics: type and properties of the cargo,

МАШИНОБУДУВАННЯ

length of transportation, productivity; conducting a graphical analysis of the influence. **Methodology.** To achieve this goal, we used the calculation algorithms presented in the modern technical literature and analyzed the factors and values that affect the values of drive power and pipe diameter. It has been established that to determine the drive power of vibratory conveyors, it is necessary to carry out a detailed calculation, which includes: the angular velocity of the conveyor, the rotational speed of the eccentric shaft, the material transportation speed, the internal diameter of the pipe, the total mass of the oscillating system, the stiffness of the elastic system and the parameters of the springs, the forces in the connecting rod in the case of the resonant mode of operation and during the start-up period. **Findings.** For a two-pipe vibrating conveyor designed to transport a lead conglomerate, a graphical analysis of the influence of the length of transportation, productivity on the drive power and overall dimensions of the pipe was carried out. It was found that the function of the pipe diameter change with capacity is nonlinearly increasing (when other parameters are fixed), and the drive power with capacity is linearly increasing. **Originality.** The authors first studied the dependence of drive power and pipe diameter of a two-pipe vibrating conveyor with an eccentric drive on the lower pipe, and built analytical dependencies of technical characteristics (power and diameter) on design parameters: productivity, transportation length, type and physical and mechanical properties of the transported cargo. For a conveyor that transports lead sinter, graphical dependencies of the pipe diameter and drive power on the capacity and length of the conveyor were constructed. **Practical value.** The use of the constructed dependencies makes it possible to determine the general nature of the change in the above technical characteristics in the case of varying design parameters such as conveyor capacity and length. The proposed dependencies can be used to quickly determine the rational power of the conveyor drive for specific design data.

Keywords: vibrating conveyor; performance; power; drive

REFERENCES

1. Bilostotskyi, V. O., Mazorenko, D. I., Tishchenko, L. M., Miniailo, A. V., Bredykhin, V. V., Znaidiuk, V. H., ... & Kharchenko, S. O. (2009). Atlas konstruktivno-transportnykh mashyn. In *Transportuiuchi mashyny* (Vol. 2). Kharkiv: KHNTUA. (in Ukrainian)
2. Bohomaz, V. M. (2015). Influence analyses of designed characteristics of the elevator to the parameters of its drive. *Science and Transport Progress*, 3(57), 162-175. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2015/46076> (in Ukrainian)
3. Bohomaz, V. M. (2016). Research of dependence of belt conveyor drive power on its design parameters. *Science and Transport Progress*, 1(61), 131-146. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2016/61024> (in Ukrainian)
4. Bondariev, V. S., Kolisnyk, N. P., Dubynets, O. I., Horbatenko, Yu. P., Bondariev, S. V., & Barabanov, V. Ya. (2009). *Pidiomno-transportni mashyny: rozrakhunky pidiimalnykh i transportovalnykh mashyn: pidruchnyk*. Kyiv: Vyshcha shkola. (in Ukrainian)
5. Dereza, O. O. (2016). *Mashyny bezperervnoho transportu: metodychnyi posibnyk*. Melitopol: Dmytro motornyi tavraia state agrotechnological university. (in Ukrainian)
6. Ivanchenko, F. K. (1993). *Pidiomno-transportni mashyny: pidruchnyk*. Kyiv: Vyshcha shkola.
7. Zaichenko, S. V., Pobihailo, V. A., & Dubovyk, V. H. (2022). *Transportni systemy elektromekhanichnykh kompleksiv: konspekt lektsii: navch. posib*. Kyiv: National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute". Retrieved from <https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/48000/1/Transportni.pdf> (in Ukrainian)
8. Sholovii, Yu. P., Borovets, V. M., & Shenbor, V. S. (2005). *Vyvchennia konstruktivno, osnov rozrakhunku ta dosli-dzhennia vibratsiinoho trubchastoho konveiera z elektromahnitnym pryvodom: metod*. Vkazivky. Lviv: Vyd-vo Lviv Polytechnic National University. (in Ukrainian)
9. Bortnowski, P., Gładysiewicz, L., Król, R., & Ozdoba, M. (2021). Models of Transverse Vibration in Conveyor Belt-Investigation and Analysis. *Energies*, 14(14), 1-14. DOI: <https://doi.org/10.3390/en14144153> (in English)
10. Kozhushko, G. G., Lukashuk, M. D., Lukashuk, O. A. (2021). Conveyor Belt Vibrations. *Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020)*. ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 837-844. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-54817-9_97 (in English)
11. Pihnastyi, O., Khodusov, V., Kozhevnikov, G., & Bondarenko, T. (2021). Analysis of Dynamic Mechanic Belt Stresses of the Magistral Conveyor. *Advanced Manufacturing Processes II. InterPartner 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 186-195. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-68014-5_19 (in English)

МАШИНОБУДУВАННЯ

12. Pukach, P., Sokhan, P., & Stolyarchuk, R. (2016). Investigation of mathematical models for vibrations of one dimensional environments with considering nonlinear resistance forces. *Econtechmod. An International Quarterly Journal*, 5(1), 97-102. (in English)
13. Raksha, S., Bohomaz, V., Shcheka, I., Stefanov, V., & Nesterenko, A. (2018). Research of the dependence of pneumatic conveyor compressors power on project parameters of transport machines. In *MATEC Web of Conferences* (Vol. 230, pp. 1-8). DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823001009> (in English)
14. Shenbor, V., Koruniak, P., Korendiy, V., Brusentsov, V., & Brusentsova, M. (2016). Analysis and Improvement of Two-Mass Vibrating Tubular Conveyers with Two-Cycle Electromagnetic Drive. *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*, 2(1), 55-64. (in English)

Надійшла до редколегії: 08.05.2023

Прийнята до друку: 06.09.2023