

УДК. 631.55

## ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК МІЦНОСТІ ТРАНСПОРТЕРНИХ СТРІЧОК

Дереза О. О., к.т.н.,

Дереза С. В., інженер

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619) 42-24-36, e-mail: elena-dereza@mail.ru

**Анотація** – дано аналіз роботи стрічки транспортера під час розгону.

**Ключові слова** – приведена маса, розподілені та зосереджені маси, повздовжня жорсткість стрічки, модуль пружності.

*Постановка проблеми.* Найпоширенішим засобом безперервного транспорту для різних насипних і поштучних вантажів є стрічкові транспортери. Основним тяговонесучим елементом є транспортерна прогумована стрічка, яка володіє певною пружністю та жорсткістю. У процесі розгону двигуна в тяговому органі виникають динамічні навантаження, розмір яких, головним чином, залежить від надлишкової сили або тривалості пуску. Тому стрічка повинна мати певні пружні властивості.

*Постановка завдання.* При розрахунку стрічкових конвеєрів, як правило, основні розрахункові зусилля визначаються із статичних умов їх роботи. Між тим для конвеєрів, у яких маса частин, що рухаються співмірна з масою привода, розміри вузлів часто визначаються не статичним, а динамічним навантаженням.

Під впливом зовнішньої сили макромолекули гуми витягаються пропорційно величині прикладеного зусилля. При малих деформаціях, коли зв'язок напруження – пружна деформація можна вважати лінійним, користуються законом Гука  $\sigma = E\varepsilon$ ,  $\tau = G\gamma$ . При значних розтягуваннях спостерігається нелінійне зростання твердості. У цьому випадку модуль пружності можна визначити лише в диференціальній формі. Цей розрахунок досить складний, тому на практиці використовуються наближені розрахунки.

*Основна частина.* Для динамічного аналізу транспортера складемо розрахункову схему, замінивши транспортер механічною моделлю, складеною з дискретних мас, пов'язаних пружними ланками. Реа-

льний механізм замінимо еквівалентною схемою, що володіє таким же ланками, має такий самий енергетичний запас, як і реальна система. Задача розрахунку зведеться до розрахунку приведеної системи, що складається з розподілених і зосереджених мас. Розподілені маси системи відповідають частинам транспортера, що рухаються поступально, а зосереджені – масам приводу з барабанами [1].

Реальну схему транспортера (рисунок 1) замінюємо приведеною (рисунок 2), що складається з числа безліч розподілених і двох зосереджених мас. Місцем приведення зосереджених мас обрані точки набігання стрічки на приводний і натяжний барабани.

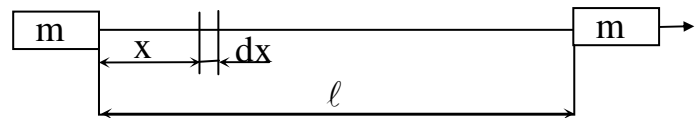
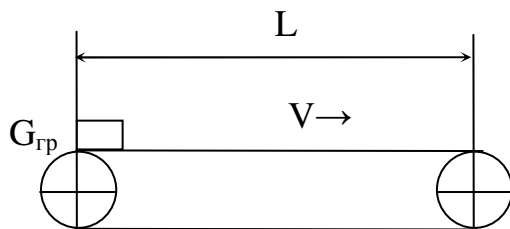


Рис. 1. Схема транспортера

Рис. 2. Приведена схема транспортера

Маса  $m_1$  є сумою приведених мас обертової частини двигуна, муфти і приводного барабана, маса  $m_2$  складається з приведених мас вантажу і натяжного барабана. Ведуча  $m_1$  і ведена  $m_2$  маси з'єднані пружним елементом із масою  $q$ .

У момент початку руху маси  $m_1$  система знаходиться в спокою і навантажена силою статичного опору конвеєра  $W_0$ . Система починає рухатися за допомогою сили  $W$  і відчуває опір із боку сили  $W_0$ . Для виходу системи зі стану спокою необхідно, щоб сила  $W$  була більше  $W_0$ , тоді  $W - W_0 = F_0$  являє собою надлишкову силу

$$F_0 = \frac{2 \cdot M_n \cdot i}{D_\delta} \cdot \eta - W_0, \quad (1)$$

де  $M_n$  – пусковий момент двигуна (максимальний), Н·м;

$i$  – передатне число механізму;

$D_\delta$  – діаметр барабана, м;

$W_0$  – сила статичного опору руху стрічки, Н.

Дослідження процесу розгону будемо проводити при таких допущеннях:

- 1) відсутнє тертя в натяжному барабані;
- 2) нехтуємо подовженням стрічки;
- 3) в жодній із точок по довжині стрічки натяг у період пуску не падає до нуля;

4) система консервативна, що дозволяє враховувати загасання коливань від внутрішніх і зовнішніх сил;

5) на систему впливає постійна сила  $F_0$ , що збурюється, яка дорівнює по розміру початковому значенню надлишкової сили.

У період розгону система описується хвилястим рівнянням

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = 0, \quad (2)$$

де  $u$  – переміщення перетинів стрічки;

$t$  – поточний час;

$x$  – координата положення перетину;

$\frac{\partial u}{\partial x}$  – відносна подовжня деформація стрижня, що залежить від по-

ложення перетину  $x$  і змінюється з часом  $t$ ;

$\frac{\partial u}{\partial t}$  – швидкість при пружному зсуві;

$a = \sqrt{\frac{E}{q}}$  – швидкість поширення пружної хвилі обурення в стрічці,

м/с;

$E$  – подовжня жорсткість стрічки, Н;

$q$  – маса стрічки, кг/м.

$$q = \frac{q'_p + q''_p \cdot l \cdot k + q_n \cdot l}{g \cdot l} \text{ кг/м}, \quad (3)$$

або

$$q = \frac{1}{g} \cdot \left( \frac{q'_p + q''_p}{2} \cdot k + q_n \right),$$

$\frac{q'_p + q''_p}{2} \cdot l \cdot k$  – вага обертових частин роликкоопор робочої і неробочої

гілок транспортера, Н;

$q_n \cdot l$  – вага стрічки;

$q'_p, q''_p$  – вага обертових роликкоопор робочої і неробочої гілок, Н/м;

$q_n$  – потокова вага стрічки, Н/м;

$g$  – прискорення сили ваги, м/с<sup>2</sup>;

$k$  – коефіцієнт участі обертових частин роликкоопор у динаміці,

$k = 0,8$ .

Для рішення рівняння (2) прийняті такі початкові і граничні умови:

1) для першого періоду:

$$\text{при } t=0 \quad u = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial t} = 0; \quad (4)$$

$$\text{при } x = 0 \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0; \quad (5)$$

$$\text{при } x = l \quad \alpha_1 \cdot q \cdot l \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = F_0 - E \cdot \frac{\partial u}{\partial x}, \quad (6)$$

де  $\alpha_1 = \frac{m_1}{q \cdot l}$  – відношення маси  $m_1$  до маси стрічки  $q \cdot l$ .

$$m_1 = \frac{\beta_1 (G \cdot D^2)_l \cdot i^2}{D_6^2}, \quad (7)$$

де  $(G \cdot D^2)_l$  – маховий момент обертових мас вала двигуна, кг·м<sup>2</sup>;

$\beta_1$  – коефіцієнт, що враховує маси валів, передач і приводного барабана,  $\beta_1 \approx 1,1$ .

2) для другого періоду:

при  $t = t_0$

$$(u)_{t_0} = \frac{F_0}{E} \cdot \left\{ x - \alpha_1 \cdot l \left[ 1 - \exp\left(-\frac{x}{\alpha_1 \cdot l}\right) \right] \right\}, \quad (8)$$

$$\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right)_{t_0} = \frac{F_0}{E} \cdot a \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{x}{\alpha_1 \cdot l}\right) \right], \quad (9)$$

при  $x = 0$

$$\alpha_2 \cdot q \cdot l \cdot \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = E \cdot \frac{\partial u_1}{\partial x}, \quad (10)$$

при  $x = l$

$$\alpha_1 \cdot q \cdot l \cdot \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} = -E \cdot \frac{\partial u_1}{\partial x}, \quad (11)$$

де  $u_1$  – переміщення перетинів стрічки при її власних коливаннях;

$\alpha_2 \cdot \frac{m_2}{q \cdot l}$  – відношення приведеної маси  $m_2$  до маси стрічки.

У результаті рішення рівняння (2) отримані формули для визначення максимального зусилля в точці набігання стрічки на приводний барабан:

1) для першого періоду

при  $x = l$

$$F_D = F_0 \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{a \cdot t}{\alpha_1 \cdot l}\right) \right], \quad (12)$$

в окремому випадку при  $t = t_0 = \frac{l}{a}$  і  $x = l$

$$F_D = F_0 \cdot \left[ 1 - \exp\left(-\frac{1}{\alpha_1}\right) \right], \quad (13)$$

2) для другого періоду динамічне зусилля в стрічці від власних і змушених коливань  $x = l$

$$F_c = F_0 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} L_n \cdot (A_n \cdot \sin \nu_n \cdot t + B_n \cdot \cos \nu_n \cdot t) \quad (14)$$

$$F_e = F_0 \cdot \sum_{n=1}^{\infty} K_{II} \cdot (1 - \cos \nu_n \cdot t) \quad (15)$$

Підсумувавши рівняння (14) і (15), отримуємо вираз у вигляді ряду:

$$F'_{\text{дин}} = F_0 \sum_{n=1}^{\infty} [L_n \cdot A_n \cdot \sin \nu_n \cdot t + (L_n \cdot B_{II} - K_{II}) \cdot \cos \nu_n \cdot t + K_{II}], \quad (16)$$

де

$$L_{II} = \frac{2 \cdot (\sin \delta_n + \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \cos \delta_n)}{\delta_n \cdot (1 + \alpha_2^2 \cdot \delta_n^2) + \frac{\sin 2\delta_n}{2} \cdot (\alpha_2^2 \cdot \delta_n^2 - 1) + 2 \cdot \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \sin^2 \delta_n} \quad (17)$$

$\nu_{II}$  – частота власних коливань системи

$$\nu_{II} = \frac{a \cdot \delta_n}{l}, \quad (18)$$

$\delta_n$  – власне число

$$t_g \cdot \delta_n = \frac{(\alpha_1 + \alpha_2) \delta_n}{\alpha_1 \cdot \alpha_2 \cdot \delta_n^2 - 1}, \quad (19)$$

$$A_n = -\frac{\delta_n \cdot (\alpha_1 + \alpha_2)}{1 + \delta_n^2 \cdot \alpha^2}, \quad (20)$$

$$B_{II} = \delta_n \cdot \left[ \frac{L_1 \cdot \delta_n (\alpha_1 + \alpha_2)}{1 + \alpha_1^2 \cdot \delta_n^2} - \alpha_2 \cdot \sin \delta_n - \frac{1 - \cos \delta_n}{\delta_n} \right], \quad (21)$$

$$K_{II} = \frac{(\alpha_2^2 \cdot \delta_n^2 - 1) \cdot \sin 2\delta_n - 2 \cdot \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \cos 2\delta_n}{\delta_n (1 + \alpha_2^2 \cdot \delta_n^2) + \frac{\sin 2\delta_n}{2} \cdot (\alpha_2^2 \cdot \delta_n^2 - 1) + 2 \alpha_2 \cdot \delta_n \cdot \sin^2 \delta_n} \quad (22)$$

Для практичних розрахунків, як показали дослідження, максимальне значення  $F_{\text{дин}}$  можна визначити по формулі

$$F''_{\text{дин}} = F_0 \cdot \left[ \sqrt{L_1^2 \cdot A_1^2 + (L_1 \cdot B_1 - K_1)^2} + K_1 \right], \quad (23)$$

Т.ч., розрахунок максимальних динамічних зусиль стрічково-пруткових конвеєрів можна робити по формулі (12) (при  $t_p < \frac{l}{a}$ ) і (16)

або (23) (при  $t_p > \frac{l}{a}$ ).

**Висновки.** Запропонована методика визначення максимального навантаження, що діє на робочий орган транспортера з урахуванням ваги транспортера. Отримані результати дозволяють розробити інженерну методику розрахунку стрічкового транспортера.

#### Література

1. Потураев В. Н. Прикладная механика резины. – 2-е изд., перераб. и доп. / В. Н. Потураев, В. И. Дырда, И. И. Круш. – К.: Наук. думка, 1980. – 260 с.

2. Ярошевич Т. С. Дослідження пуску вібраційної машини з дебалансним приводом / Т. С. Ярошевич // Вісн. Нац. ун-ту Львівська

політехніка. – 2007. – №557. – С. 94-102.

3. Вейнц В. Л. Динамические расчеты приводов машин / В. Л. Вейнц. – Л.: Машиностроение, 1971. – 215 с.

4. Струтинський С. В., Гуржій А. А. Експериментальне визначення динамічних характеристик та побудова на їх основі математичної моделі просторової системи приводів / С. В. Струтинський, А. А. Гуржій // Технологічні комплекси: міжнар. наук. журнал. – 2013. – №1 (7) – С. 10-18.

5. Ярошевич Т. С. Порівняльний аналіз динаміки вібраційної машини з дебалансним збудником коливань за різних характеристик двигуна [Електронний ресурс] / Т. С. Ярошевич. – Режим доступу: [http://vlp.com.ua/files/05\\_60.pdf](http://vlp.com.ua/files/05_60.pdf).

## ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЧНОСТИ ТРАНСПОРТЕРНЫХ ЛЕНТ

Дережа Е. А., Дереза С. В.

**Аннотация** – в статье дан анализ работы ленты транспортера во время разгона.

## STUDY OF STRENGTH CHARACTERISTICS TRANSPORT RIBBONS

H. Dereza, S. Dereza

### *Summary*

**The article gives an analysis of the work of the conveyor belt during acceleration.**