

ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗМІНИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕСКАЛАТОРІВ З ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ПРИВОДУ ЗАЛЕЖНО ВІД КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Тунельні ескалатори з проміжним приводом, що встановлений у верхній частині прямолінійної похилої ділянки траси (у міжсходинковому просторі), у порівнянні із ескалаторами з головним приводом (традиційної конструкції) мають менші габарити і характеризуються меншою металомісткістю, але, як показала практика їх випробувань і експлуатації, вони більш чутливі до збудження в їх механічних системах (МС) динамічних коливних процесів.

Динамічні характеристики ескалаторів нового покоління (з проміжним приводом) необхідно враховувати на різних етапах їх створення і експлуатації: на стадії проектування – для призначення (вибору) раціональних геометричних параметрів елементів приводу і ланцюгового тягового органа; на стадії експлуатації – для корегування швидкості руху сходового полотна. Для цього потрібно розробити алгоритм і методику відстежування закономірностей зміни динамічних властивостей механічних систем ескалаторів згідно з їх геометричними, кінематичними і силовими характеристиками.

Знання цих закономірностей дозволить у кожному випадку здійснювати науково обґрунтований вибір конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу сукупно з мінімізацією впливу динамічного навантаження на елементи його конструкції.

При дослідженні динамічних параметрів ескалаторів типового ряду (за висотою підйому) як найхарактерніші були прийняті результати досліджень ескалаторів висотою підйому 5 м, 45 м та 75 м з кроком 5 м.

Динамічні параметри досліджувались для наступних режимів роботи ескалатора: рух на підйманні без навантаження; з навантаженням (продуктивність ескалатора 4500 чол./год та 9000 чол./год).

Для дослідження динамічних властивостей МС тунельного ескалатора вибрано його динамічну модель у вигляді багатомасової системи



Ю.М. Данильченко
завідувач кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», д.т.н., професор



Ю.П. Горбатенко
старший викладач кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», академік Підйомно-транспортної академії наук України



О.В. Загора
к.т.н.

із зосередженими параметрами, рух тіл якої описується (у загальній формі) рівнянням такого виду:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [\mu]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{P\},$$

де $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$ та $\{x\}$ – відповідно вектори прискорення, швидкості та переміщення мас системи; $\{P\}$ – вектор зовнішніх навантажень; $[m]$, $[k]$ і $[\mu]$ – матриці мас, жорсткості і коефіцієнтів демпфірування системи відповідно.

Ланцюговий тяговий орган ескалатора між точками збігання та набігання на привідні зірочки розбивається на вісім відрізків (восьмимасова система), кожний з яких характеризується масою, жорсткістю та коефіцієнтом демпфірування (рис. 1).

При такому представленні динамічної моделі МС ескалатора рівняння руху кожної із восьми мас системи з зосередженими параметрами:

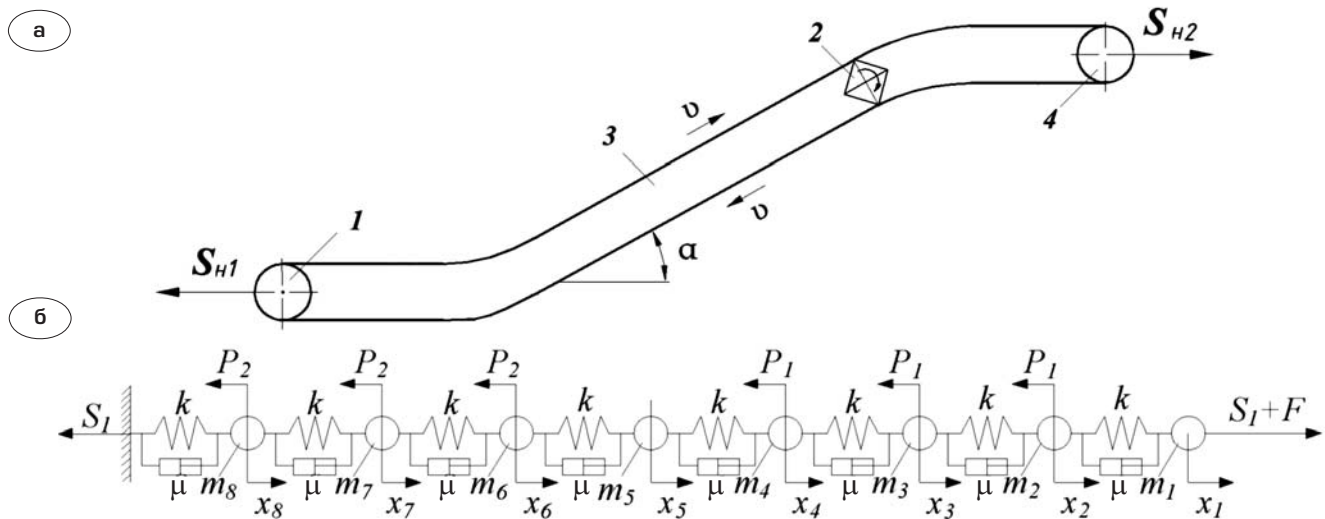


Рис. 1. Схеми ескалатора з проміжним приводом:

- а – **структурна**: 1, 4 – натяжні зірочки; 2 – привід; 3 – сходове полотно; S_{H1} та S_{H2} – сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н; α – кут нахилу лінійної частини ($\alpha = 30^\circ$); v – швидкість руху сходового полотна, м/с;
- б – **розрахункова** (восьмимасова модель механічної системи ескалатора): P_1, P_2 – сили опору пересуванню робочої та холостої вітки тягового органа, Н; F – сила, створювана двигуном у точці набігання тягового органа на привідні зірочки, Н; S_1 – сила натягу ланцюгів, Н; k – жорсткість ділянки ланцюга, Н/м; μ – коефіцієнт демпфірування ділянки ланцюга; m_{1-4} – маси робочої вітки, кг; m_{5-8} – маси неробочої вітки, кг; x_i – переміщення мас системи, м

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 - \mu (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - k(x_2 - x_1) &= S_1 + F; \\
 m_2 \ddot{x}_2 - \mu (\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3) - k(x_1 - 2x_2 + x_3) &= -P_1; \\
 m_3 \ddot{x}_3 - \mu (\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4) - k(x_2 - 2x_3 + x_4) &= -P_1; \\
 m_4 \ddot{x}_4 - \mu (\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5) - k(x_3 - 2x_4 + x_5) &= -P_1; \\
 m_5 \ddot{x}_5 - \mu (\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6) - k(x_4 - 2x_5 + x_6) &= 0; \\
 m_6 \ddot{x}_6 - \mu (\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7) - k(x_5 - 2x_6 + x_7) &= -P_2; \\
 m_7 \ddot{x}_7 - \mu (\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8) - k(x_6 - 2x_7 + x_8) &= -P_2; \\
 m_8 \ddot{x}_8 - \mu (\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8) - k(x_7 - 2x_8) &= -P_2.
 \end{aligned} \quad (1)$$

Власні частоти ескалаторів при різних режимах навантаження визначені розрахунковим матричним методом за допомогою програмного комплексу «MathCad».

Для розрахунку власних частот ескалатора його восьмимасова динамічна система розглянута у програмному комплексі «MathCad» без врахування демпфірування. Рівняння (1) в цьому випадку матиме вид:

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 - k(x_2 - x_1) &= S_1 + F; \\
 m_2 \ddot{x}_2 - k(x_1 - 2x_2 + x_3) &= -P_1; \\
 m_3 \ddot{x}_3 - k(x_2 - 2x_3 + x_4) &= -P_1; \\
 m_4 \ddot{x}_4 - k(x_3 - 2x_4 + x_5) &= -P_1; \\
 m_5 \ddot{x}_5 - k(x_4 - 2x_5 + x_6) &= 0; \\
 m_6 \ddot{x}_6 - k(x_5 - 2x_6 + x_7) &= -P_2; \\
 m_7 \ddot{x}_7 - k(x_6 - 2x_7 + x_8) &= -P_2; \\
 m_8 \ddot{x}_8 - k(x_7 - 2x_8) &= -P_2.
 \end{aligned}$$

Рівняння вільних коливань механічної системи ескалатора у матричному виді

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = 0, \quad (2)$$

де

$$[m] = \begin{bmatrix}
 m_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & m_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & m_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2
 \end{bmatrix}$$

– матриця мас системи;

$$[k] = \begin{bmatrix}
 -k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k
 \end{bmatrix}$$

– матриця жорсткості системи;

$$\{\ddot{x}\} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \\ \ddot{x}_4 \\ \ddot{x}_5 \\ \ddot{x}_6 \\ \ddot{x}_7 \\ \ddot{x}_8 \end{Bmatrix}, \{x\} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ x_7 \\ x_8 \end{Bmatrix} \text{ – вектор прискорень та переміщень системи.}$$

Виконується умова

$$\ddot{x}_i = -\lambda_i x_i, \quad i = 1 \dots n,$$

де $\lambda = p^2$; p – власна частота системи.

Характеристичне рівняння системи (2)

$$[m]^{-1}[k] - \lambda[L]\{x\} = 0,$$

де $[L]$ – одинична матриця.

Власні частоти p_i системи без демпфірування

$$p_i = \sqrt{\lambda_i},$$

де λ_i – корені характеристичного рівняння (2), $i = 1 \dots n$.

Алгоритм визначення власних частот для ескалятора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол./год реалізований у програмному комплексі «MathCad». Вихідні дані до розрахунку: $m_p = 6162,8$ кг – маса ділянок робочої вітки ланцюгового тягового органа; $m_x = 3471,1$ кг – маса ділянок холостої вітки ланцюгового тягового органа; $k = 38,2 \cdot 10^{-5}$ Н/м – жорсткість ділянки ланцюга.

Отримані власні частоти системи для ескалятора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол./год наведені у таблиці.

№ з/п	Власні частоти, рад/с	
	Позначення	Числове значення
1	p_1	4,812
2	p_2	16,141
3	p_3	25,109
4	p_4	34,573
5	p_5	42,057
6	p_6	46,802
7	p_7	55,208
8	p_8	63,412

Динамічна податливість тягового органа ескалятора. Для отримання динамічних параметрів тягового органа (гармонічних коефіцієнтів впливу) як тестовий сигнал використано змодельований за допомогою блока ChirpSignal синусоїдальний сигнал із лінійно-змінною частотою та одиничною амплітудою. Тестовий сиг-

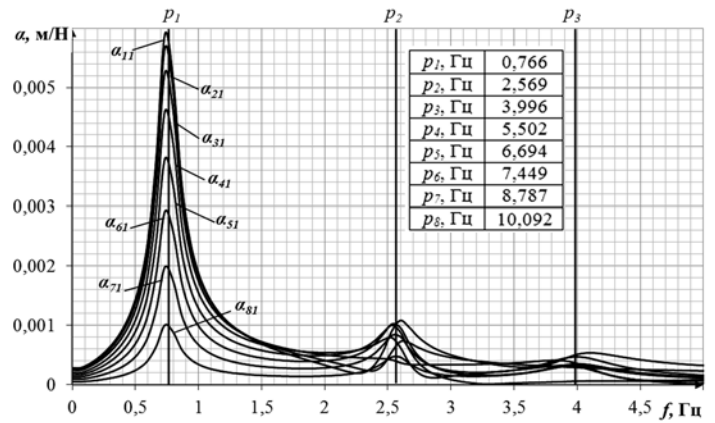


Рис. 2. Гармонічні коефіцієнти впливу α_{i1} механічної системи ескалятора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол./год:

$i = 1 \dots 8$ – номер маси, на якій визначається реакція системи на одиничне навантаження, прикладене до 1-ї маси; p_i – власні частоти системи, Гц

нал прикладено до першої маси, яка знаходиться у зоні розташування привідної зірочки. Дослідження виконано для максимального коефіцієнта демпфірування.

Вісім кривих α_{i1} на рис. 2 є гармонічними коефіцієнтами впливу восьми мас ($\alpha_{11}, \dots, \alpha_{81}$) механічної системи ескалятора висотою підйому 45 м при русі на підйомання з навантаженням (продуктивність становить 9000 чол./год). До першої маси прикладене динамічне навантаження, представлене полігармонічним тестовим сигналом з одиничною амплітудою.

На першій ділянці восьмимасової системи (перша маса системи) розміщується привідна зірочка ескалятора. На рисунку приведені перші три власні частоти.

Дослідження гармонічних коефіцієнтів впливу системи (див. рис. 2) свідчить про наявність двох резонансних зон із суттєвим рівнем коливань: *перша* зона знаходиться у межах 0,5–0,8 Гц, що відповідає першій власній частоті системи p_1 ; *друга* – у межах 2,2–2,9 Гц, що відповідає другій власній частоті системи p_2 .

Рівень коливань на третій p_3 і наступних власних частотах p_{4-8} практично не змінюється.

На першій власній частоті максимальна амплітуда коливань системи відрізняється від мінімальної у 6 разів.

Згідно з результатами досліджень гармонічних коефіцієнтів впливу з'являється небезпека виникнення надмірних динамічних навантажень при збуреннях механічної системи ескалятора на перших двох частотах власних коливань, що викликає необхідність розроблення рекомендацій для уникнення такого режиму роботи.

Оскільки найбільший рівень коливань у досліджуваному частотному діапазоні має перша маса, то оцінка динамічної податливості системи проведена за величиною гармонічного коефіцієнта впливу α_{11} (в подальшому – динамічна податливість ескалатора).

Динамічна податливість α_{11} першої маси системи ескалатора висотою підйому 45 м при навантаженнях 9000 чол./год, 4500 чол./год та без навантаження приведена на рис. 3. Крім цього рисунок містить таблицю із зазначенням перших трьох власних частот системи (p_1, p_2, p_3) для трьох випадків навантаження ескалатора (0, 4500 та 9000 чол./год).

Дослідження динамічної податливості ескалатора висотою підйому 45 м у діапазоні значень навантажень свідчить про суттєвий вплив величини продуктивності на значення частот власних коливань. У системі відбувається певне зміщення власних частот коливань:

- перша власна частота системи спадає від 0,97 Гц до 0,77 Гц зі збільшенням продуктивності від 0 до 9000 чол./год;
- друга – від 2,89 Гц до 2,57 Гц зі збільшенням продуктивності від 0 до 9000 чол./год.

Отриманий результат слід враховувати при призначенні режимів роботи ескалатора.

Динамічна податливість першої маси системи (α_{11}) ескалаторів приведена на рис. 4. Розрахунок динамічної податливості проводився в діапазоні висот підйому ескалаторів, побудованих для максимального навантаження – продуктивності 9000 чол./год.

Тенденція до зміщення власних частот коливань при зміні продуктивності ескалатора також спостерігається і при зміні висоти підйому ескалатора (див. рис. 4): для ескалатора з висотою підйому 5 м значення перших двох власних частот становлять 5,39 Гц і 18,45 Гц; для ескалатора з висотою підйому 45 м – 0,77 Гц і 2,57 Гц відповідно. Отриманий результат необхідно враховувати при проектуванні ескалаторів.

Зміна значень частот власних коливань у такому широкому діапазоні збільшує небезпеку утворення резонансних зон при роботі ескалатора і потребує врахування можливих частот зовнішніх збурень вже на стадії проектування.

Висновки. Найбільший рівень коливань ланцюгового тягового органа спостерігається на першій ділянці робочої вітки, що дозволяє обмежити дослідження динаміки всього ланцю-

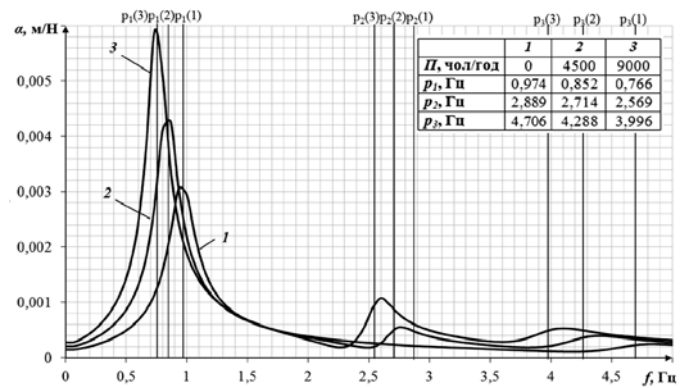


Рис. 3. Динамічна податливість ескалатора висотою підйому 45 м при навантаженні:
1 – 0 чол./год; 2 – 4500 чол./год; 3 – 9000 чол./год

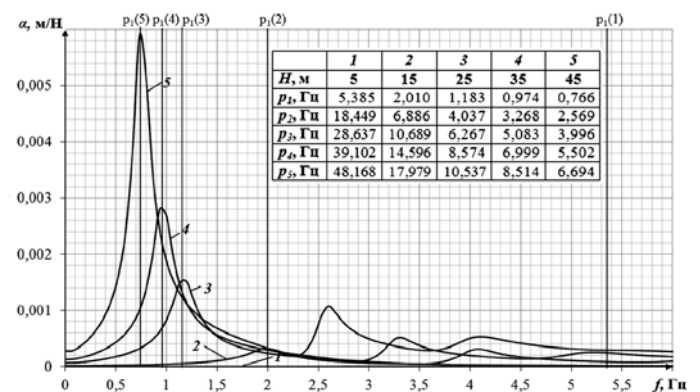


Рис. 4. Динамічна податливість ескалаторів при продуктивності 9000 чол./год висотою підйому:
1 – 5 м; 2 – 15 м; 3 – 25 м; 4 – 35 м; 5 – 45 м

гового тягового органа лише дослідженням коливань його першої ділянки.

У робочому діапазоні швидкості руху сходового полотна спостерігаються дві зони із суттєвим рівнем коливань, що відповідають зонам резонансних коливань на першій і другій власних частотах системи.

На значення частот власних коливань, а відповідно і розміщення резонансних зон у робочому діапазоні швидкості руху сходового полотна, суттєво впливають висота ескалатора та рівень його навантаження, що насамперед необхідно враховувати при експлуатації ескалатора.

[1] Бондарев С.В., Горбатенко Ю.П., Загора О.В. Дослідження динамічних характеристик електромеханічних систем транспортувальних машин із ланцюговим тяговим органом // Промислове будівництво та інженерні споруди. – 2014. – №4 – С. 44–47.

[2] Основы технической диагностики: Методические указания к практическим занятиям по курсу. Часть I. / [В.М. Писаревский, В.А. Поляков, А.Д. Прохоров, В.Д. Черняев, С.Н. Челинцев] – М: ГАНГ, 1996 – 90 с.

Надійшла 27.12.2017 р.