

ДИНАМІКА ЕСКАЛАТОРІВ ІЗ ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ПРИВОДУ: ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЗОВНІШНІХ ЗБУРЕНЬ

Робота ескалатора, в період сталого руху також, супроводжується вібраціями і супутніми шумами. Виникнення вібрацій пов'язане з перемінними силовими (або параметричними) впливами на елементи конструкції: тяговий орган, опори валів, зубчасті зачеплення в передаточному механізмі тощо.

Засоби і методи вібродіагностичного аналізу технічного стану механізмів і елементів конструкції ескалаторів дають можливість виявляти характер коливних процесів, що відбуваються в них, та ідентифікувати їх параметри, однак не усувають причини виникнення. Дослідження спрямоване на розроблення методики, яка дозволить на кожному етапі створення машини виявляти, ідентифікувати параметри та попереджати можливість виникнення шкідливих вібрацій і шумів (або знижувати їх рівень) та ризик потрапляння в резонансні режими роботи машини.

Характерні для роботи ескалатора частоти зовнішніх збурень. Для відходу від резонансних частот, які проявляються на амплітудно-частотних характеристиках (АЧХ) ескалатора [1], а також для виявлення причини виникнення вібрацій визначені та проаналізовані вібрації (їх частоти), викликані кінематичними збуреннями.

За результатами аналізу доступних джерел інформації обрано типові для роботи редукторів та ланцюгових передач частоти збурень, які наведені у таблиці.

Модель зовнішнього збурення. Для дослідження впливу вище зазначених зовнішніх збурень на динамічні властивості механічної системи ескалатора проведено моделювання її



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.

АЧХ при дії полігармонічного зовнішнього збурення типу:

$$F_d = A(\sin \omega t + \sin 2\omega t + \sin 3\omega t + \sin z\omega t), \quad (1)$$

де A – амплітуда збурення, Н [2]; ω – кутова частота обертання привідної зірочки, рад/с; z – кількість зубців привідної зірочки; t – час, с.

Амплітуда збурення розраховується як середньоквадратичне відхилення діючих сил на границях ділянок траси замкненого контуру тягових ланцюгів [2] та обчислюється для кожного розрахункового випадку (комбінації навантаження та висоти підйому) окремо.

Збурення та їх частотний склад

Частота, рад/с		Швидкість руху сходового полотна, V, м/с				
		0,4	0,50	0,65	0,7	0,75
Частота обертання зірочки (збурення викликане її дисбалансом)	ω	1,431	1,789	2,326	2,505	2,684
Кратні частоти (збурення викликані перекосом приводного вала і похибками форми зірочки)	2ω	2,863	3,578	4,652	5,010	5,368
	3ω	4,294	5,368	6,978	7,515	8,051
Зубчаста частота (збурення викликані переспряженням зубів зірочки)	$z\omega$	18,607	23,259	30,237	32,563	34,889

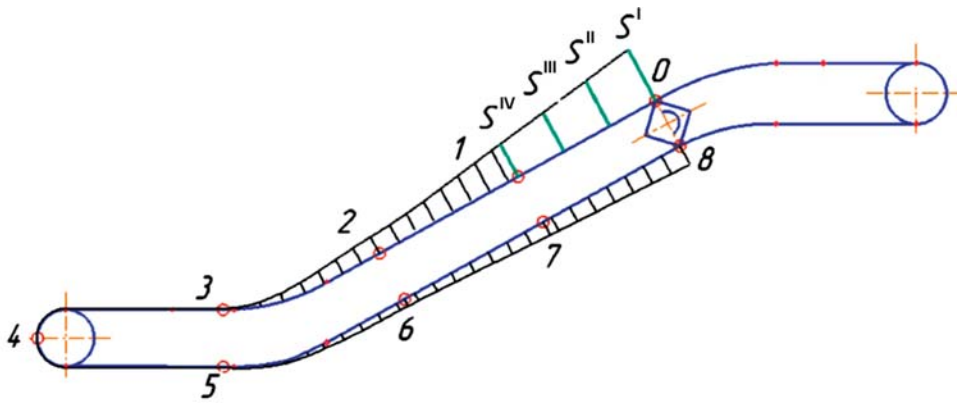


Рис. 1. Схема до визначення амплітуди зовнішнього збурення: $S^I, S^{II}, S^{III}, S^{IV}$ – зусилля в тяговому органі ескалятора на першій ділянці (першій масі) механічної системи ескалятора, Н; $O \div 8$ – умовні позначення відрізків, на які розбито ланцюговий тяговий орган ескалятора між точками збігання та набігання на привідні зірочки

Алгоритм визначення амплітуди зовнішнього збурення полягає у наступному (рис. 1):

- перша ділянка (перша маса) системи, до якої прикладене динамічне навантаження, розбивається на певну кількість відрізків;
- на кожному відрізку визначається зусилля в тяговому органі ескалятора ($S^I, S^{II}, S^{III}, S^{IV}$) – для визначення зусилля у простому випадку можливо використовувати дані тягового розрахунку або значення зусиль, отриманих з допомогою динамічної моделі, що дає більш достовірні результати;
- визначається середньоквадратичне відхилення отриманих значень зусиль у тяговому органі ескалятора $S^I, S^{II}, S^{III}, S^{IV}, H$:

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x - \bar{x})^2}{(n-1)}}, \quad (2)$$

де x – елемент вибірки;

$$\bar{x} - \text{середнє арифметичне вибірки } \bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (3)$$

n – розмір вибірки.

Амплітуда зовнішнього збурення для ескалятора висотою підйому 45 м та з максимальним завантаженням сходового полотна (продуктивністю) 9000 чол/год становить $A = 18773$ Н.

Моделювання сигналу зовнішнього збурення. Змодельований сигнал – це сума синусоїд із відповідними частотами. На блок-схемі алгоритму розрахунку динамічних властивостей сигнал представлений сумою блоків Signal Generator (рис. 2). Блок Signal Generator має параметри частоти та амплітуди для налаштування.

На рис. 3 наведено приклад змодельованого синусоїдального полігармонічного сигналу для ескалятора висотою підйому 45 м при максимальному завантаженні (продуктивності) 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с.

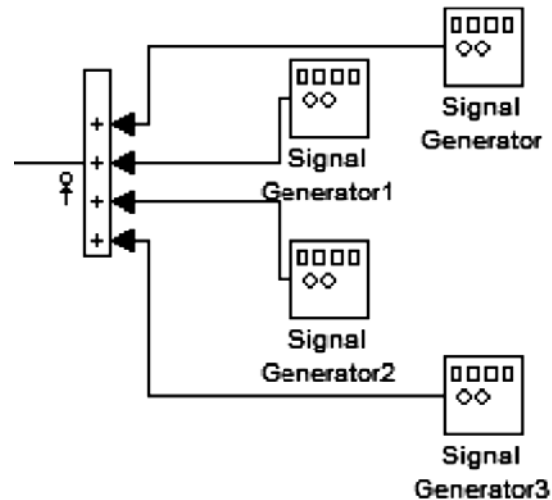


Рис. 2. Представлення синусоїдального полігармонічного сигналу на блок-схемі алгоритму визначення динамічних властивостей ескалятора

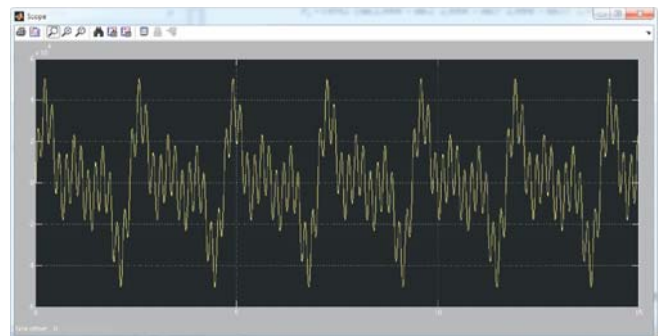


Рис. 3. Приклад полігармонічного синусоїдального сигналу

Зовнішнє збурення для ескалятора висотою підйому 45 м та продуктивністю 9000 чол/год описується функцією

$$F_d = 14542[\sin(2,684t) + \sin(2 \cdot 2,684t) + \sin(3 \cdot 2,684t) + \sin(13 \cdot 2,684t)],$$

де $\omega = 2,684$ рад/с – частота обертання зірочки; $A = 18773$ – амплітуда збурення розрахункового випадку, Н; $z = 13$ – кількість зубців привідної зірочки.

Дослідження впливу швидкості руху сходового полотна. Змодельована діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підймання з максимальним навантаженням (продуктивністю) 9000 чол/год для діапазону значень швидкості руху тягового полотна від 0,4 м/с ($\omega = 1,431$ рад/с) до 0,75 м/с ($\omega = 2,684$ рад/с) приведена на рис. 4. Амплітуда зовнішнього збурення $A = 18773$ Н. На діаграмі також показана перша власна частота системи $p_1 = 0,766$ Гц.

Діаграма містить три зони коливаль:

- перша – від 0,228 Гц до 0,427 Гц відповідає збуренню на частоті обертання зірочки ω ;
- друга – від 0,456 Гц до 0,854 Гц відповідає збуренню на подвійній частоті обертання зірочки 2ω ;
- третя – від 0,684 Гц до 1,281 Гц відповідає збуренню на потрійній частоті обертання зірочки 3ω .

Найбільші за інтенсивністю збурення виникають при суміщенні частот вимушених коливань із першою власною частотою на швидкостях руху полотна 0,43 м/с (збурення з частотою 3ω) і 0,64 м/с (збурення з частотою 2ω). Тобто при різних швидкостях руху сходового полотна проявляється вплив різних похибок виготовлення і складання елементів тягового органа.

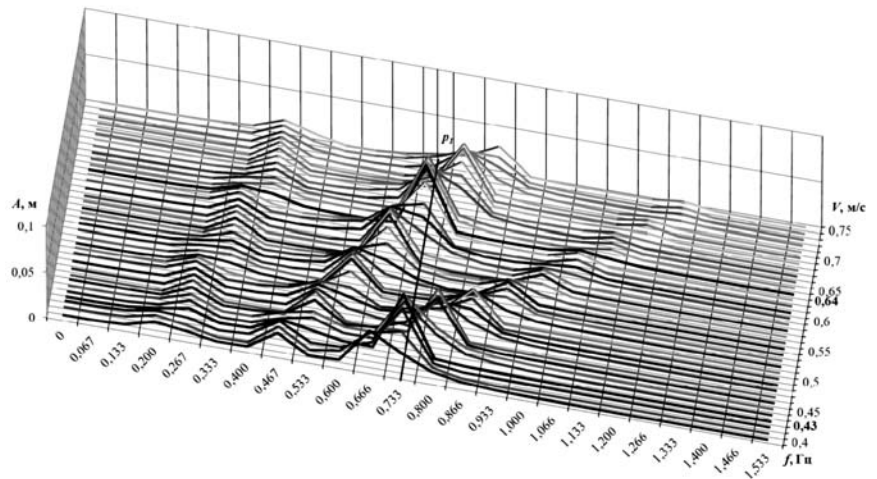


Рис. 4. Діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному завантаженні у діапазоні зміни швидкості руху тягового полотна

Дослідження впливу висоти ескалатора. Для дослідження впливу частот збурень в ескалаторах типового ряду побудовані АЧХ ескалаторів залежно від значень висот підйому при максимальній продуктивності 9000 чол/год та значенні швидкості сходового полотна 0,75 м/с (рис. 5).

Крива 1 представляє АЧХ ескалатора заввишки 5 м, крива 2 – 15 м, крива 3 – 25 м, крива 4 – 35 м, крива 5 – 45 м. Амплітуди зовнішніх збурень, розраховані за вищенаведеною методикою та становлять: для ескалатора заввишки 5 м – $A = 2191$ Н; 15 м – $A = 5869$ Н; 25 м – $A = 9999$ Н, 35 м – $A = 14759$ Н та 45 м – $A = 18773$ Н. На рис. 5 також зображені перші власні частоти системи ескалаторів висотою 45, 35 та 25 м. Власні частоти ескалаторів висотою 5, 10 та 15 м виходять за межі досліджуваного діапазону.

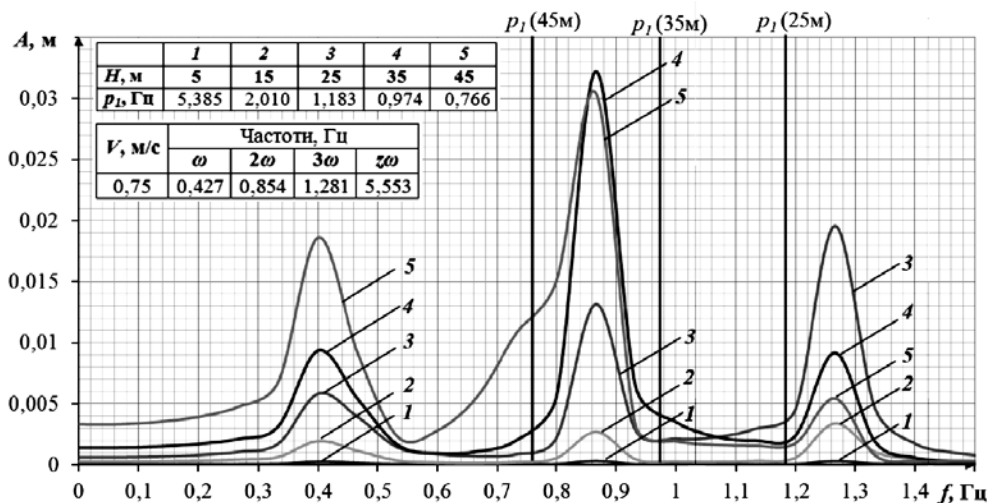


Рис. 5. АЧХ ескалатора при максимальному завантаженні 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с в залежності від висоти підйому ескалатора: 1 – 5 м; 2 – 15 м; 3 – 25 м; 4 – 35 м; 5 – 45 м

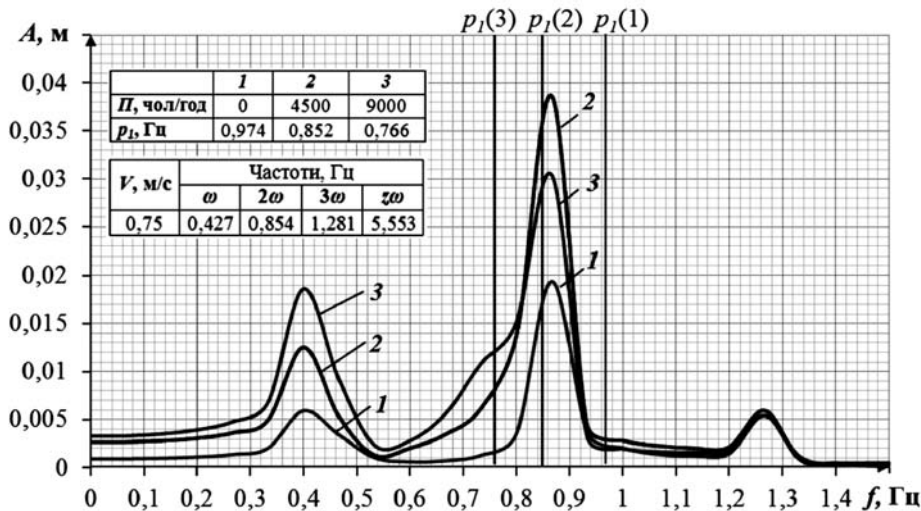


Рис. 6.
АЧХ ескалатора висотою 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с для значень продуктивності ескалатора:
1 – 0 чел/год; 2 – 4500 чел/год; 3 – 9000 чел/год

Дослідження впливу зовнішнього збурення при зміні висоти ескалатора показує, що:

- максимальні збурення ескалаторів заввишки від 25 м до 45 м відповідають наближенню частот вимушених коливань ($3\omega = 1,282$ Гц та $2\omega = 0,854$ Гц) до перших власних частот, які змінюються від 1,183 Гц до 0,766 Гц (див. рис. 5);
- перші власні частоти коливань ескалаторів висотою 5 м і 15 м значно перевищують частоти вимушених коливань, тому помітного прояву досліджуваних похибок виготовлення і складання елементів їх тягового органа не спостерігається.

Невисокий рівень амплітуд резонансних зон ескалаторів висотою від 5 м до 15 м обґрунтовує необов'язковість проектного дослідження динамічного стану «низьких» ескалаторів і проблематичність отримання адекватних результатів при динамічних дослідженнях на експериментальних стендах ескалаторів, висота яких зазвичай становить 5 м.

Дослідження впливу продуктивності ескалатора. На рис. 6 приведені АЧХ ескалатора висотою 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с для діапазону значень продуктивності. Крива 1 представляє АЧХ системи ескалатора при русі без навантаження; крива 2 – при навантаженні 4500 чел/год та крива 3 – при максимальному навантаженні 9000 чел/год. Амплітуди зовнішніх збурень становлять: для ескалатора заввишки 45 м при русі без навантаження – $A = 5786$ Н, з навантаженням 4500 чел/год – $A = 10272$ Н та з максимальним навантаженням 9000 чел/год – $A = 18773$ Н.

На рисунку також наведені перші власні частоти p_1 для ескалатора при різних значеннях навантаження (продуктивності) та таблиця зі значеннями частот зовнішніх збурень при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с.

Для ескалатора висотою 45 м на швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с за рахунок більшого зближення частот вимушених і власних коливань максимальна амплітуда коливань при навантаженні 4500 чел/год більша ніж максимальна амплітуда коливань при навантаженні 9000 чел/год (рис. 6).

Отриманий результат показує, що зміна величини навантаження на ескалатор призводить до зміни значення його першої власної частоти, що може суттєво вплинути на ступінь наближення вимушеної і першої власної частот коливань і відповідне зростання амплітуди коливань.

Висновки. Значення першої власної частоти тунельних ескалаторів із проміжним розміщенням приводу висотою більше 25 м знаходиться в діапазоні значень частот вимушених коливань, обумовлених похибками виготовлення та складання елементів тягового органа. Саме це й визначає підвищену динамічну чутливість ескалаторів цього типу порівняно з машинами із головним розміщенням приводу, частота обертання привідних зірочок яких, а відповідно і частоти вимушених коливань, значно нижчі.

[1] Левитский Н.И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для вузов / Н.И. Левитский. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 336 с.

[2] Бондарев В.С. Підійомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.

Надійшла 06.06.2017 р.