МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

На правах рукопису

ЗАКОРА ОКСАНА ВОЛОДИМИРІВНА

УДК 621.87(075.8)

ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ТУНЕЛЬНОГО ЕСКАЛАТОРА З ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ПРИВОДУ

05.02.02 Машинознавство

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник
д.т.н., проф. Ю.М. Данильченко

Київ-2016

ЗМІСТ

Вступ 5

РОЗДІЛ 1. Сучасний стан науково-дослідної бази проектування, конструювання та експлуатації тунельних ескалаторів 11

1.1 Конструктивні схеми тунельних ескалаторів 13

1.2 Аналіз методів проектування та розрахунку тунельних ескалаторів 19

1.3 Аналіз досліджень динамічних властивостей тягового органу тунельного ескалатора 26

Мета і задачі дослідження 35

РОЗДІЛ 2. Дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів 37

2.1 Тяговий розрахунок ескалаторів традиційної конструкції та з проміжним розміщенням приводу 37

2.2 Особливості застосування ланцюгового зачеплення в приводі ескалатора 46

2.3 Оцінка конструкцій тунельних ескалаторів 55

Висновки до розділу 58

РОЗДІЛ 3. динамічнА модель механічної системи ескалатора 60

3.1 Розрахункова схема динамічної моделі механічної системи ескалатора 60

3.2 Вибір коефіцієнта жорсткості ділянки тягового ланцюга 67

3.2.1 Експериментальне визначення коефіцієнта жорсткості ланцюга 69

3.2.2 Розрахунок коефіцієнта жорсткості ланцюга 72

3.2.3 Вибір коефіцієнтів жорсткості тягового органу в динамічній моделі ескалатора 79

Висновки до розділу 80

РОЗДІЛ 4. Закономірності зміни динамічних властивостей ескалаторів з проміжним розміщенням приводу залежно від конструктивно-експлуатаційних характеристик 81

4.1 Вхідні параметри динамічного аналізу 81

4.2 Динамічна податливість тягового органу ескалатора 84

4.3 Дослідження впливу зовнішніх збурень 89

4.3.1 Характерні частоти зовнішніх збурень 90

4.3.2 Модель зовнішнього збурення 90

4.3.3 Дослідження впливу швидкості руху сходового полотна 94

4.3.4 Дослідження впливу висоти підйому ескалатора 96

4.3.5 Дослідження впливу продуктивності ескалатора 97

4.4 Оцінка впливу динамічних навантажень на довговічність тягового органу 98

4.4.1 Визначення зусиль у тяговому органі ескалатора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей 99

4.4.2 Розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність 102

Висновки до розділу 103

РОЗДІЛ 5. Вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора на рівні зусиль в його тяговому органі 105

5.1 Планування експерименту 106

5.2 Оцінка впливу конструктивно-експлуатаційних параметрів на рівні зусиль 109

5.3 Застосування регресійної залежності в практиці проектування ескалаторів 113

Висновки до розділу 116

РОЗДІЛ 6. Розробка рекомендації щодо призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів..... 117

6.1 Рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора 117

6.1.1 Алгоритми проектування ескалатора 118

6.1.2 Алгоритми дослідження динамічних параметрів на етапі експлуатації 122

6.2 Рекомендації щодо зменшення впливу циклічних навантажень на роботу поручневої установки 125

6.2.1 Контактна локальна міцність (витривалість) елементів спряження стрічки і привідного блоку..... 125

6.2.2 Циклічна міцність стрічки 126

6.2.3 Міцність стрічки на розрив 127

6.2.4 Втрата стійкості форми в перерізах, послаблених отворами..... 129

Висновки до розділу 131

Загальні висновки..... 132

Список використаних літературних джерел..... 135

Додаток А. Патент на корисну модель поручень із встановленими та розвальцьованими порожнистими заклепками 149

Додаток Б. Патент на корисну модель поручень із закладною деталлю..... 153

Додаток В. Акт виконанних робіт 157

Додаток Г. Акт передачі для впровадження..... 158

Додаток Д. Акт впровадження результатів дисертаційної роботи 159

ВСТУП

Актуальність теми. Розвиток метрополітену великих міст спрямований на збільшення пасажиропотоку, що потребує застосування нових підходів до технічного забезпечення та логістики цього виду транспорту. Для станцій глибокого залягання єдиним варіантом вирішення цього завдання є збільшення пропускної здатності тунелів. Оскільки розширення самих тунелів є технологічно неможливим, то збільшення їх пропускної здатності можливе лише за рахунок зменшення габаритів тунельних ескалаторів і відповідного збільшення їх кількості в тунелі.

Створення таких машин на базі традиційної схеми ескалатора з тяговими ланцюгами і приводом на верхній криволінійній ділянці сходового полотна проблематичне внаслідок конструктивного обмеження можливості зменшення поперечного габариту ескалатора без втрат його продуктивності. Але таким вимогам відповідають конструкції тунельних ескалаторів нового покоління з проміжним приводом, встановленим у міжсходинковому просторі у верхній частині прямолінійної нахиленої ділянки траси. Ці ескалатори порівняно із тунельними ескалаторами традиційної конструкції мають менші габарити і металоємність, але разом з тим є більш чутливими до дії динамічного навантаження.

Враховувати цю особливість ескалаторів нового покоління потрібно як на стадії проектування – при призначенні геометричних параметрів елементів приводу і виборі ланцюгового тягового органу, так і на стадії експлуатації – для корегування швидкості руху сходового полотна. Для цього необхідно знати закономірності зміни динамічних властивостей його механічної системи залежно від її геометричних, кінематичних і силових характеристик.

Знання цих закономірностей дозволить здійснити науково обґрунтований вибір конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу за умови мінімізації впливу динамічного навантаження на його роботу, що й визначає актуальність теми дослідження.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана на кафедрі прикладної механіки відповідно до наукових планів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ»), ініціативної науково-дослідної роботи «Оптимізація конструктивно-експлуатаційних параметрів ескалаторів і травелаторів нового покоління» (ДР № 0115U007220) та робіт з дослідження динамічного стану тунельних ескалаторів на замовлення ескалаторної служби КП «Київський метрополітен».

Мета і задачі дослідження. Метою даної роботи є зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу шляхом призначення його конструктивно-експлуатаційних характеристик на основі встановлення закономірностей їх впливу на динамічні властивості механічної системи ескалатора.

Для досягнення зазначеної мети були поставлені наступні задачі:

- провести аналіз сучасного стану науково-практичної бази проектування, конструювання та експлуатації тунельних ескалаторів;
- провести дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів традиційної конструкції і конструкції з проміжним розміщенням приводу;
- розробити динамічну модель механічної системи ескалатора;
- встановити закономірності зміни динамічних властивостей ескалаторів з проміжним розміщенням приводу залежно від типажного ряду для різних рівнів навантажень та швидкостей руху сходового полотна;
- дослідити вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора з проміжним розміщенням приводу на характер і величину зусиль в його тяговому органі;
- розробити рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів з проміжним розміщенням приводу.

Об'єкт дослідження – динаміка механічної системи тунельних ескалаторів.

Предмет дослідження – динамічні властивості механічної системи тунельного ескалатора з проміжним приводом та їх зв'язок з конструктивно-експлуатаційними характеристиками.

Методи дослідження - поставлені в роботі задачі вирішувались з використанням сучасних теоретичних і експериментальних методів дослідження. Теоретичні положення роботи базуються на основних положеннях диференціального числення, теорії коливань, динаміки машин, теорії планування експерименту. Експериментальні дослідження проводились в лабораторних умовах. Обчислення проводились із використанням чисельних методів розрахунку на базі сучасного програмного забезпечення.

Наукова новизна отриманих результатів полягає у встановленні зв’язку динамічних властивостей механічної системи тунельного ескалатора з проміжним приводом з його основними конструктивно-експлуатаційними характеристиками (висотою підйому, продуктивністю та швидкістю руху сходового полотна) та забезпеченні на основі цього зменшення динамічного навантаження під час роботи ескалатора.

При цьому вперше:

- встановлено, що значення частот власних коливань ланцюгового тягового органу, а відповідно і розміщення резонансних зон в робочому діапазоні зміни швидкості руху сходового полотна, суттєво відрізняються у ескалаторів з різною висотою та рівнем навантаження, що робить їх досить чутливими до частотного складу діючих динамічних навантажень;
- встановлено, що вимушені коливання, викликані похибками виготовлення і збирання елементів тягового органу найбільш потужно проявляються у ескалаторів з висотою підйому більшою 25 м і не мають помітного прояву у ескалаторах з висотою підйому 5 м і 15 м, що підтверджує необхідність дослідження динамічних характеристик лише при проектуванні ескалаторів «глибокого залягання»;

– розроблено метод експрес-оцінки зусиль в тяговому органі ескалатора залежно від основних конструктивно-експлуатаційних характеристик, застосування якого на ранніх етапах проектування дозволяє без розв'язання рівнянь руху динамічної системи ланцюгового тягового органу обирати раціональні тягові і масово-габаритні характеристики тягового ланцюга та корегувати конструктивно-експлуатаційні характеристики ескалатора з умови максимального використання тягової здатності ланцюгів певного типорозміру.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблено методику вибору величин вхідних параметрів динамічної моделі механічної системи ескалатора з врахуванням похибок виготовлення і збирання елементів його ланцюгового тягового органу.

Розроблено методику попередньої оцінки конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів на ранніх етапах проектування.

В алгоритм проектування ескалаторів введено етапи моделювання його динамічних характеристик та експрес-оцінки зусиль в тяговому органі, що в сукупності дозволяє вже на стадії проектування визначати небажані режими його роботи із підвищеним рівнем динамічного навантаження.

Розроблені рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів.

Розроблені рекомендації щодо забезпечення надійної експлуатації поручневої установки ескалатора та прогресивні конструктивні рішення поручнів ескалаторів з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями, на які отримано 2 патенти України на корисну модель.

Основні положення дисертації застосовуються при викладанні дисциплін «Деталі машин-3. Вантажопідйомні і транспортувальні машини» та «Підйомно-транспортні системи та машини».

Матеріали дисертації використані при виконанні робіт з дослідження динамічного стану тунельних ескалаторів на замовлення ескалаторної служби КП

«Київський метрополітен», та можуть бути використані при проектуванні, конструюванні та експлуатації тунельних ескалаторів різних типів.

Особистий внесок здобувача. Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Серед них: виконання дослідження тягових характеристик ескалаторів, розробка динамічної моделі механічної системи ескалатора, дослідження динамічних характеристик механічної системи тунельних ескалаторів з проміжним приводом залежно від висоти підйому, продуктивності та швидкості руху сходового полотна, моделювання резонансних коливань ескалатора при зовнішньому збуренні, розробка методу експрес-оцінки зусиль в тяговому органі ескалатора, розробка методик визначення пружних характеристик ланцюгового тягового органу ескалатора та попередньої оцінки конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів на ранніх етапах проектування, розробка рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів та забезпечення надійної експлуатації поручневої установки ескалатора. Постановка задач дослідження, аналіз і обговорення одержаних результатів, відпрацювання структури та змісту роботи виконані спільно з науковим керівником.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи були заслухані і отримали позитивну оцінку на наступних конференціях: XI, XV та XVI Міжнародних науково-технічних конференціях «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Київ, 2010, 2014; м. Одеса, 2015); III Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Прикладна геометрія, дизайн та об’єкти інтелектуальної власності» (м. Київ, 2014 р.); XIV Всеукраїнській молодіжній науково-технічній конференції (м. Суми, 2014); Загальноуніверситетській науково-технічній конференції молодих вчених та студентів Національного технічного університету України «КПІ» (м. Київ, 2008 – 2011, 2013, 2014).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи викладені у 18 наукових працях, серед яких 5 статей у наукових фахових виданнях України, 3 з

них включені до міжнародних наукометричних баз, 2 патенти на корисну модель, 9 тез доповідей в збірниках матеріалів конференцій, інші публікації - 2.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів основної частини, висновків і рекомендацій, списку використаних джерел і додатків. Дисертація викладена на 159 сторінках друкованого тексту, містить 10 таблиць, 72 рисунка, включає список літератури зі 119 джерел.

РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН НАУКОВО-ДОСЛІДНОЇ БАЗИ ПРОЕКТУВАННЯ, КОНСТРУЮВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТУНЕЛЬНИХ ЕСКАЛАТОРІВ

Ескалатор – підйомник неперервної дії з рухомими сходинками [36]. Ескалатори представляють собою транспортувальні конвеєрні установки з ланцюговим тяговим органом [4, 10, 23, 48, 54, 55, 67, 84, 89, 114, 116].

Розвиток і нарощування потужностей метрополітенів, як через створення нових ліній, так і шляхом модернізації і переоснащення існуючих з метою підвищення пропускної здатності, безпеки та комфорту пасажирів (облаштування високопродуктивних, безпечних і зручних комунікації на об’єктах суспільного користування, таких як вокзали, аеропорти, торгівельні та розважальні комплекси та інше), значною мірою обумовлюються технічними можливостями відповідного конструктивного ряду ескалаторів.

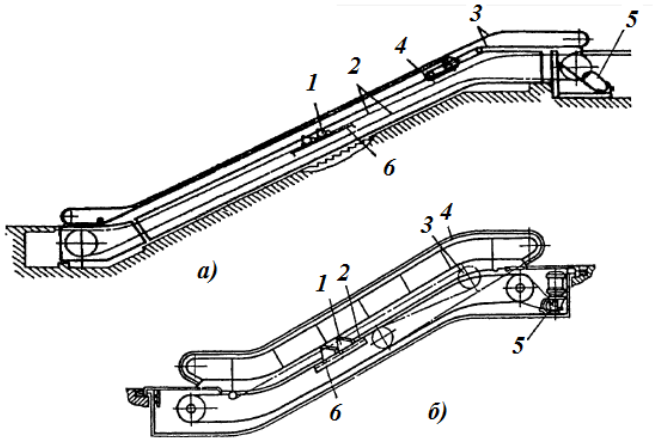


Рис. 1.1. Схема ескалатора: *а*) тунельний; *б*) міжповерховий; *1* – сходове полотно; *2* – тягові ланцюги; *3* – поручневий пристрій; *4, 5* - приводи поручнів, сходового полотна; *6* – напрямні ходових катків ступенів [54]

Залежно від місця встановлення і величини пасажиропотоку розрізняють ескалатори:

– міжповерхові (висота підйому до 12 м, швидкість сходового полотна 0,4...0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год, рис. 1.1, *б*);
– тунельні (висота підйому до 75 м, швидкість сходового полотна 0,75...1,0 м/с, продуктивність до 8000...16 000 чол/год, рис. 1.1, *а*) [10].

Напрямок розвитку світового ескалаторобудування спрямований на створення компактних, високотехнологічних конструкцій, які зорієнтовані на серійне виробництво. Нижче представлені характеристики ескалаторів деяких провідних світових компаній:

– Otis (США) - міжповерхові ескалатори, висота підйому ескалаторів від 1,5 до 8 м, швидкість руху сходового полотна 0,5 м/с (рис. 1.2, *а*);

– KONE (Фінляндія) - міжповерхові ескалатори, висотою підйому до 18 м, швидкістю руху сходового полотна від 0,4 до 0,75 м/с (див. рис. 1.2, *б*);

– Schindler (Швейцарія) – міжповерхові ескалатори, швидкістю руху сходового полотна від 0,5 до 0,65 м/с, продуктивністю до 9000 чол/год (рис. 1.2, *в*);

б

в *г*

Рис. 1.2. Ескалатори провідних світових фірм: *а*) OTIS XO-508; *б*) KONE TransitMaster 140; *в*) Schindler 9700AE; *г*) Mitsubishi 0,5

– Mitsubishi (Японія) - лінійні ескалатори, висотою підйому від 3,5 до 6,6 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, максимальною продуктивністю 9000 чол/год (рис. 1.2, *г*);

– Canny Elevator (Китай) - міжповерхові ескалатори, висотою підйому від 1,5 до 16 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год;

– IZAMET(Болгарія) – міжповерхові ескалатори, висотою підйому до 6 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год;

– ЗАО «ЛАТРЭС» (Росія) - міжповерхові та тунельні ескалатори;

– ThyssenKrupp Elevator (Німеччина) – тунельні ескалатори, висотою підйому від 4 до 6 м, швидкістю руху сходового полотна до 0,75 м/с, продуктивність до 7300 чол/год;

– ЗАО «ЭЛЭС» (Росія) - тунельні ескалатори, висотою підйому від 3 до 75 м [97];

– ЗАО «Эс-сервис» (Росія) - тунельні ескалатори, висотою підйому від 3 до 65 м, швидкістю руху сходового полотна 0,75 м/с;

– ООО «Конструктор» та ОАО «Кировский завод» (Росія) - тунельні ескалатори, висотою підйому від 5 до 75 м, швидкістю руху сходового полотна 0,75 м/с, продуктивність до 9000 чол/год;

– ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (Україна) [109]:

а) міжповерхові (висотою підйому від 3 до 6 м, швидкістю руху сходового полотна 0,5 м/с, продуктивність до 9000 чол/год);

б) тунельні (висотою підйому від 3 до 65 м, швидкістю руху сходового полотна до 0,75 м/с, продуктивність до 9000 чол/год) ескалатори.

1.1 Конструктивні схеми тунельних ескалаторів

Традиційна конструкція (рис. 1.3) тунельного ескалатора (а також переважної більшості міжповерхових) складається зі сходинок шарнірно

пов'язаних з двома тяговими ланцюгами, що огинають приводну та натяжну зірочки (рис. 1.4).

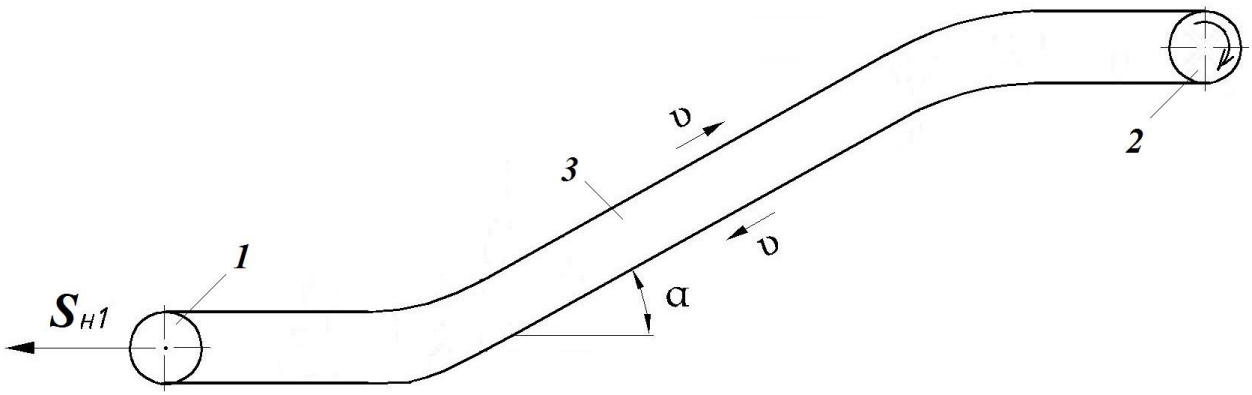


Рис. 1.3. Традиційна конструктивна схема ескалатора з приводом розміщеним у головній частині: *1* – натяжна зірочка; *2* – привід; *3* – сходове полотно; $S_{н1}$ - сила натягу ланцюгового контуру, створювана натяжним пристроєм, Н; α ($\alpha = 30^{\circ}$) – кут нахилу лінійної частини; v - швидкість руху сходового полотна, м/с

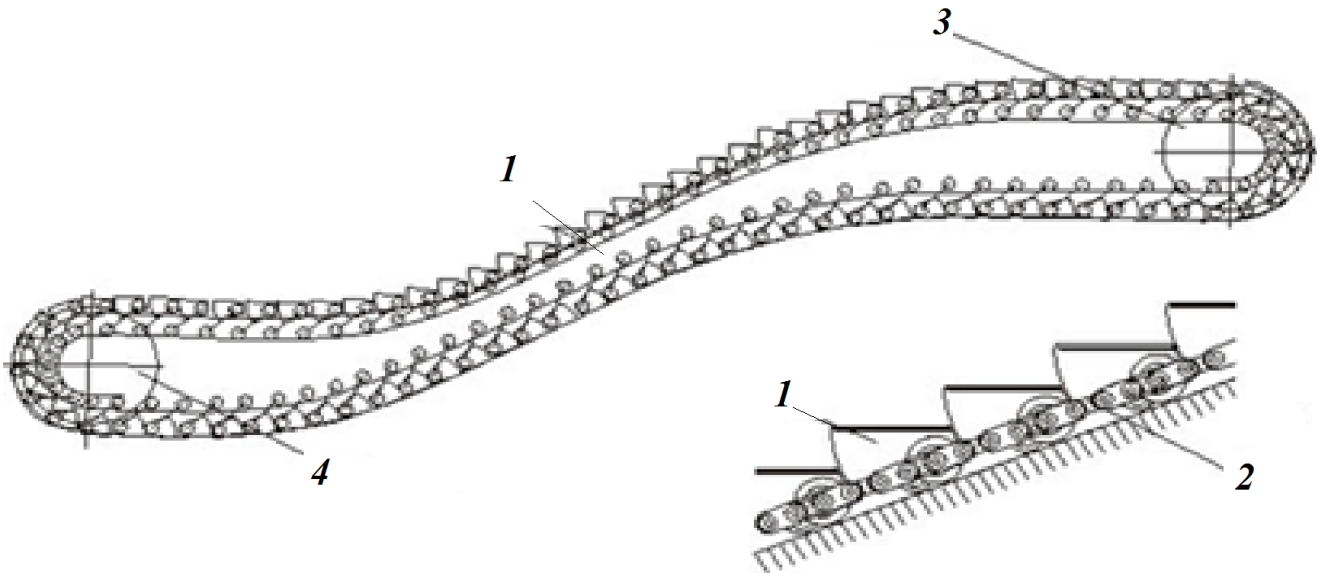


Рис. 1.4. Схема сходового полотна ескалатора: *1*- сходинка; *2* – тяговий ланцюг; *3* – привідна зірочка; *4* – натяжна зірочка [101]

Сходи представляють собою візок на чотирьох колесах, що рухається по напрямним [4]. Сходинка ескалатора забезпечена двома парами коліс (бігунків):

робочими, насадженими на осі, які шарнірно пов’язані з тяговими ланцюгами, і холостими [48].

Сходове полотно приводиться у рух двома тяговими зірочками, зубці яких входять у зачеплення з шарнірами тягових ланцюгів з прикріпленими до них сходами. Тягові зірочки обертаються механізмом приводу, який з’єднаний муфтами з валом зірочок. Для натягу тягових ланцюгів і забезпечення правильного руху сходинок по трасі ескалатора у нижній його частині розміщується натяжна каретка з двома зірочками і натяжним пристроєм [67].

Привід у такій конструкції розміщений у головній частині - верхній прямолінійній ділянці траси [48, 67]. Традиційним для таких машин є використання ланцюгового зачеплення.

Важливою складовою частиною конструкції ескалатора є привідні поручневі пристрої. Поручень ескалатора є додатковою опорою, що забезпечує стійке положення пасажирів на сходинці рухомого сходового полотна. Поручнева установка розміщується з обох сторін ескалатора, монтується на балюстрадах і рухається з тією ж швидкістю, що і сходове полотно. Нормальне функціонування поручневої установки є невід’ємною частиною нормального функціонування ескалатора в цілому. Класична конструкція поручневої установки складається із поручня, приводних та натяжних пристроїв, напрямних для спирання робочої вітки на прямолінійних і криволінійних ділянках траси та роликів для спирання холостої вітки [67].

Багатопривідна схема (рис. 1.5) ескалатора представляє собою набір однакових модулів. У такій схемі тяговими елементами є зубчасті рейки, а привідна зірочка замінена на гусеницю з роликами або зубчастим пасом [101]. Прикладом багатоприводної схеми ескалатора є машина фірми Mitsubishi, що оснащена десятьма приводами і має найбільшу висоту підйому серед машин такої конструктивної схеми (42 м) [109].

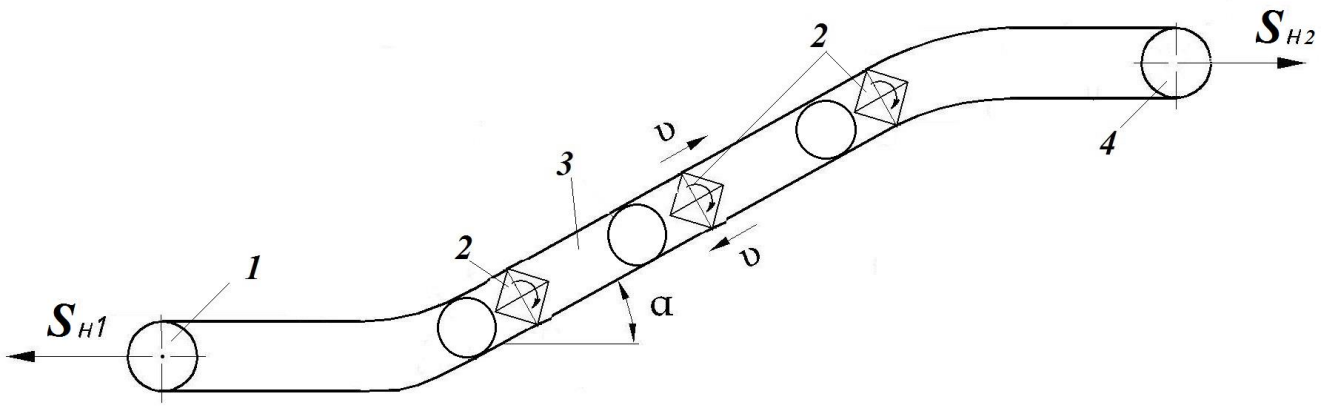


Рис. 1.5. Багатопривідна конструктивна схема ескалатора: *1, 4* – натяжні зірочки; *2* – привід; *3* – сходове полотно; $S_{н1}$ та $S_{н2}$ - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н; α ($\alpha = 30^{\circ}$) – кут нахилу лінійної частини; v - швидкість руху сходового полотна, м/с

На даному етапі можливості традиційної конструктивної схеми ескалатора вичерпані. Така схема (а по ній виконано 95% тунельних ескалаторів), обмежила висоту підйому машин іноземних виробників, перетворила вітчизняні тунельні ескалатори в унікальні споруди масою у сотні тон.

Багатопривідна схема, при якій ескалатори різної висоти підйому набираються з однакових модулів, що повторюються, представляється найбільш вигідною з точки зору виробництва, але не може бути застосована для експлуатації у метрополітенах при великих висотах підйому: десятки приводів у глибоких, з обмеженою шириною проходів тунелях, практично неможливо обслуговувати.

Варіанти ескалаторів з гвинтовим [1], гідравлічним та лінійним електромагнітним приводом сходинок, на повітряній та магнітній подушках потребують довготривалих та досить дорогих досліджень, для того щоб вони представляли реальний практичний інтерес для ескалаторобудування.

Альтернативною традиційній та найбільш перспективною з точки зору успішного рішення задач, що стоять перед ескалаторобудуванням є конструктивна схема ескалатора із розміщенням приводу у верхній частині

похилої ділянки з цівковим зачепленням зубців привідних зірочок з роликами (цівками) тягових ланцюгів розроблена В. К. Христичем і Ю. В. Киреєвим (рис. 1.6) [10, 101, 102, 106, 107].

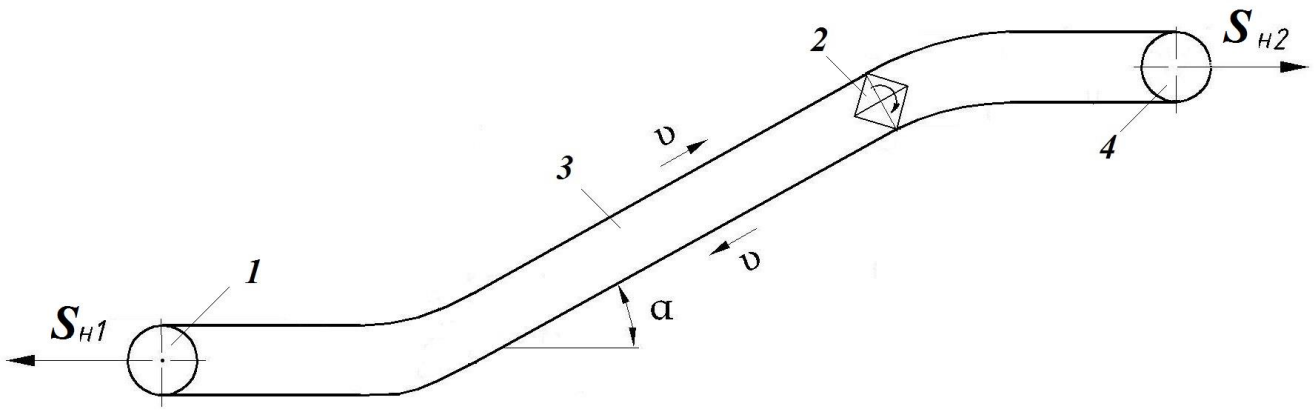


Рис. 1.6. Конструктивна схема ескалатора з приводом розміщеним у верхній частині похилої прямолінійної ділянки; *1, 4* – натяжні зірочки; *2* – привід; *3* – сходове полотно; $S_{н1}$ та $S_{н2}$ - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н; α ($\alpha = 30^{\circ}$) – кут нахилу лінійної частини; v - швидкість руху сходового полотна, м/с

В період з 2004 по 2007 роки на деяких станціях Київського метрополітену були змонтовані та введені в експлуатацію ескалатори серії ЭТХ, виготовлені заводом «Більшовик» по технічній документації, розробленій фірмою «Конструктор», м. Санкт-Петербург, Росія.

На рисунку 1.7 представлені основні складові конструкції ескалатора ЭТХ з проміжним розміщенням приводу [106].

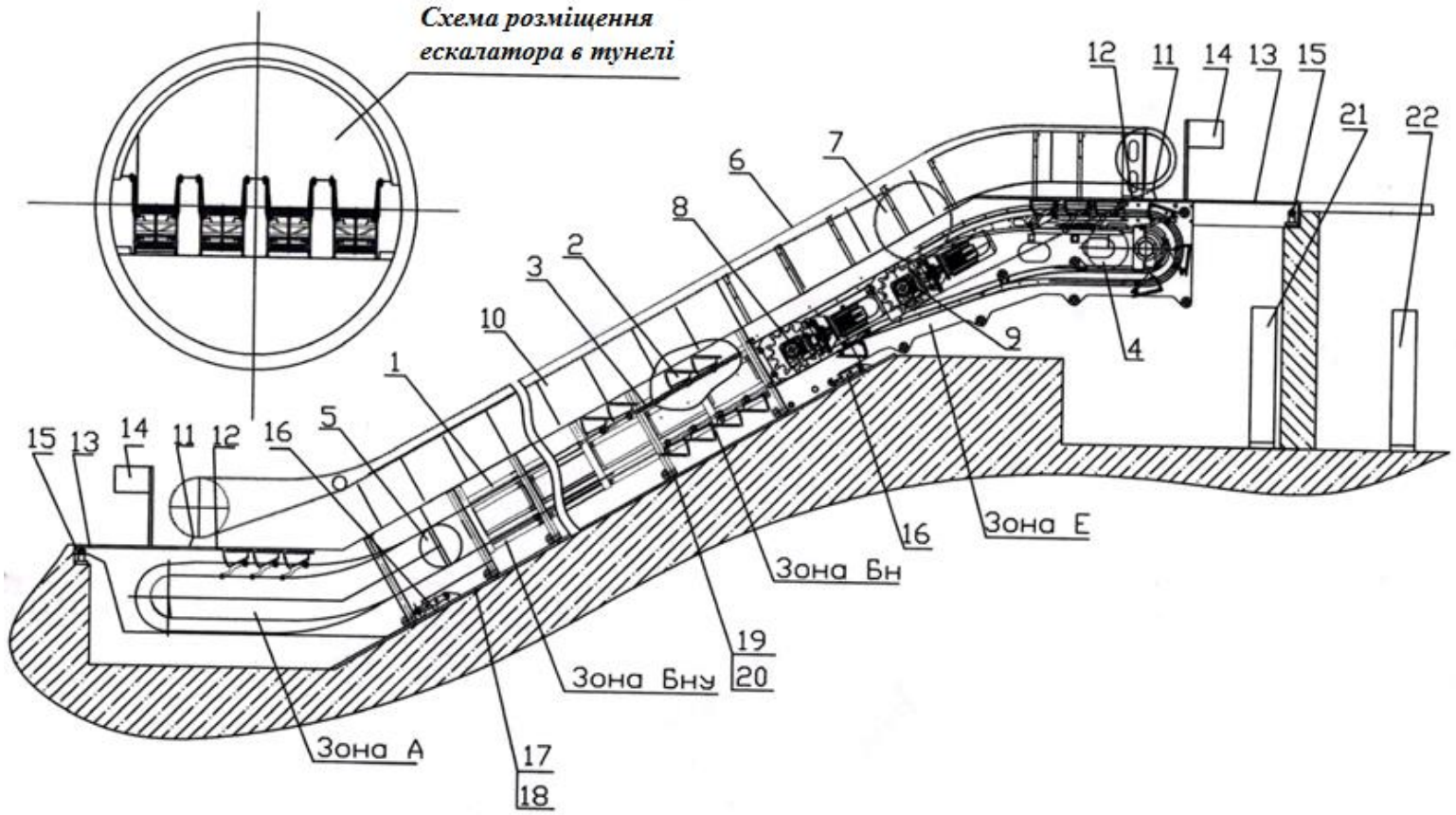


Рис. 1.7. Основні складові частини ескалатора ЭТХ: *1* – несуча металоконструкція з напрямними сходового полотна; *2* – сходинка; *3* – тягові ланцюги; 4 – верхній натяжний пристрій; *5* – нижній натяжний пристрій; *6* – поручень; *7* – натяжний пристрій поручня; *8* – модуль привода сходового полотна (нижній основний); *9* – модуль привода сходового полотна і поручнів (верхній додатковий); *10* – балюстрада; *11* – гирло поручня; *12* – вхідна площадка з гребнями; *13* – плити перекриття; *14* – перекривач; *15* – віброопора; *16* – реактивна тяга; *17* – напрямний швелер; *18* – анкери; *19* – регулююча опора; *20* – фіксатор зон; *21* – шафи керування і пульт оператора; *22* – шафа автоматичного введення резерву

Досвід розробки, виготовлення, випробувань та експлуатації партії машин даного типу підтвердив по загальним показникам перспективність рішення схеми ескалатора. Разом з цим, аналіз параметрів, що характеризують взаємодію окремих елементів конструкції і технічний стан машин при різних режимах навантаження і швидкостях виявив ряд суттєвих конструктивних та технологічних недоліків і прорахунків. З аналізу стало зрозумілим, що більша частина слабких місць і прорахунків в конструкції машині виявилися наслідком відсутності комплексного і системного аналізу і оцінки відповідності конструктивних і технологічних рішень на всіх етапах проектування та розробки.

Іншими словами, ескалатор принципово нового типу, створювався, переважно, з використанням моделей, теорій, методик розрахунків і результатів досліджень, відпрацьованих на машинах традиційної конструктивної схеми.

Для подальшого розвитку ескалаторабудування очевидним є необхідність у нових конструктивних рішеннях, технологіях, а також вдосконалених підходах і методик теоретичних та експериментальних досліджень машин, що дозволять більш точно і достовірно оцінити їх технічний стан на всіх етапах розробки.

1.2 Аналіз методів проектування та розрахунку тунельних ескалаторів

У існуючій літературі щодо проектування та розрахунку тунельних ескалаторів основний акцент зроблений на традиційну конструкцію ескалатора з розміщенням приводу у верхній частині сходового полотна, що обумовлено відсутністю альтернативних конструктивних схем протягом значного часу розвитку ескалаторобудування.

У класичних класифікаціях транспортувальних машин, ескалатори виділені в окрему групу машин неперервної дії з гнучким тяговим органом [24]. Характерною особливістю транспортувальних машин неперервної дії, зокрема ескалатора, є те, що їх завантаження і розвантаження відбувається без зупинки при безперервному русі робочого органу [50]. Гнучким тяговим органом ескалатора виступає пара привідних ланцюгів.

Використання в якості гнучкого тягового органу ланцюга поширене у машинобудуванні [10, 44, 48, 54, 67, 90, 114], що обумовлюється низкою їх позитивних ознак [90, 84]:

- можливість використання зірочок і привідних блоків малого діаметру;
- гнучкість у вертикальній та горизонтальних площинах та повна відсутність залишкового видовження;
- висока міцність при малому видовженні;
- зручність та підвищення міцності кріплення вантажонесучих та опорних елементів;
- надійність передачі тягових зусиль зачепленням на зірочці при малому попередньому натягу;
- можливість роботи при високих температурах.
- широкий типаж по конструкції та призначенню.

Поряд з перевагами використання ланцюгових тягових органів існують і недоліки їх застосування [90, 84]:

- порівняно велика маса;
- велика вартість;
- наявність значної кількості шарнірів, які вимагають постійного нагляду та змащування;
- підвищений шум при роботі;
- підвищений знос при роботі в абразивних середовищах;
- обмеження по швидкості руху (до 1 м/с) в наслідок виникнення додаткових динамічних навантажень та інтенсивного зношування ланцюга при високих швидкостях.

Деякі автори розглядають ескалатори як спеціальні пластинчасті конвеєри [90, 54, 23] – тяговим елементом є ланцюги, а вантажонесучим - полотно, що складається з окремих пластин, які рухаються по напрямним.

Так як сучасний ескалатор є спеціальним видом ланцюгового конвеєра для переміщення вантажів [4], розглядаючи задачі проектування та розрахунку

ескалаторів, доцільно дослідити питання проектування конвеєрів з ланцюговим тяговим органом в цілому.

У працях [10, 24, 25, 48, 54, 55, 59, 67, 80, 7, 93, 147] розглянуті основні питання проектування конвеєрів та ескалаторів, а також досліджені режими роботи конвеєрів, приведені розрахунки надійності конвеєрів. Зокрема приведений алгоритм виконання тягового розрахунку конвеєрів та ескалаторів.

Класична послідовність проектування та розрахунку конвеєрів та ескалаторів наведена нижче [10, 25, 44]:

1) Уточнюють основні вихідні дані для проектування (властивості об’єктів транспортування, експлуатаційна продуктивність, довжина конвеєра, довжина проекції траси на горизонтальну та вертикальну площини; довжина окремих ділянок та інше).

2) Встановлюються нормативні значення розрахункових величин: допустимий кут нахилу конвеєра, швидкість робочого органу, мінімальні розміри робочого органу.

3) Визначається необхідна розрахункова продуктивність конвеєра (ескалатора) виходячи з заданої експлуатаційної продуктивності.

4) Визначаються попередні параметри (робочого органу) та обираються конструктивні елементи (зірочки, роликоопори, натяжні пристрої та інше).

5) Приблизно визначається тягове зусилля та перевіряється міцність тягового органу.

6) Уточнюють тяговий розрахунок, проводиться розрахунок тягового органу на міцність і уточнюють його основні розміри.

7) Визначається потужність привода конвеєра і вибирається двигун.

8) Проводиться кінематичний розрахунок і вибираються елементи передач, перевіряється двигун на достатність пускового моменту.

9) Визначається зусилля у набіжній та привідній гілках тягового органу конвеєра (ескалатора) при пуску.

10) Визначається розрахунковий гальмівний момент конвеєра і вибирається гальмівний пристрій.

При виконанні проектування та розрахунку ескалаторів згідно із зазначеною послідовністю, обов’язковим є дотримання норм та стандартів проектування та експлуатації ескалаторів.

Проектування, конструювання та експлуатація ескалаторів регламентується наступними вітчизняними та зарубіжними нормами та стандартами:

- EUROPEAN STANDARD EN 115-1 2013 (ДСТУ EN 115:2003) [112];
- A17.1 [110];
- ПБ 10-77-94 [75];
- ГОСТ 25.504-82 [81];
- ГОСТ Р 54765 - 2011 [108] та інше [113].

Норми та стандарти визначають основні положення конструювання та експлуатації ескалаторів, а саме:

- визначають основні вимоги до вибору параметрів, розмірів та схем пристроїв ескалатора;
- визначають рівень навантажень, що використовуються при розрахунках та випробуваннях машини;
- встановлюють, що міцність елементів ескалатора та прогину металоконструкції виконується при непрацюючому ескалаторі з врахуванням рекомендованих величин навантажень;
- встановлюють, що коефіцієнти запасу при розрахунку на міцність визначаються як відношення руйнівного навантаження до найбільшого зусилля, що виникає у елементі при навантаженнях;
- встановлюють, що коефіцієнти запасу міцності для тягових та привідних ланцюгів вибирається не менше ніж 7, для сходинок і поручнів – не менше 5;
- встановлюють, що фактичний запас міцності тягового ланцюга, сходинок обирається на стенді, при чому у методиках проведення досліджень повинні бути враховані максимальні зусилля, що виникають на верхній криволінійній ділянці сходового полотна;

– встановлюють, що для забезпечення постійного натягу сходового полотна повинний бути передбачений натяжний пристрій.

Тяговий розрахунок ескалатора виконують так само, як і тяговий розрахунок конвеєра [10, 11, 48, 55, 67, 84].

Тяговий розрахунок включає визначення опору на окремих ділянках, натяг гнучкого органу в характерних точках траси і розрахунок тягового зусилля [55]. Його результати представляють статичну картину процесів, що відбуваються в машині під час її функціонування.

Тяговий розрахунок для ескалатора зазвичай виконується для випадків:

– руху на підіймання з та без навантаження;
– руху на опускання з та без навантаження.

Традиційно при виконанні тягових розрахунків траса тягового елемента розбивається на характерні однотипні ділянки: прямолінійні горизонтальні, прямолінійні похилі та криволінійні (рис. 1.8).

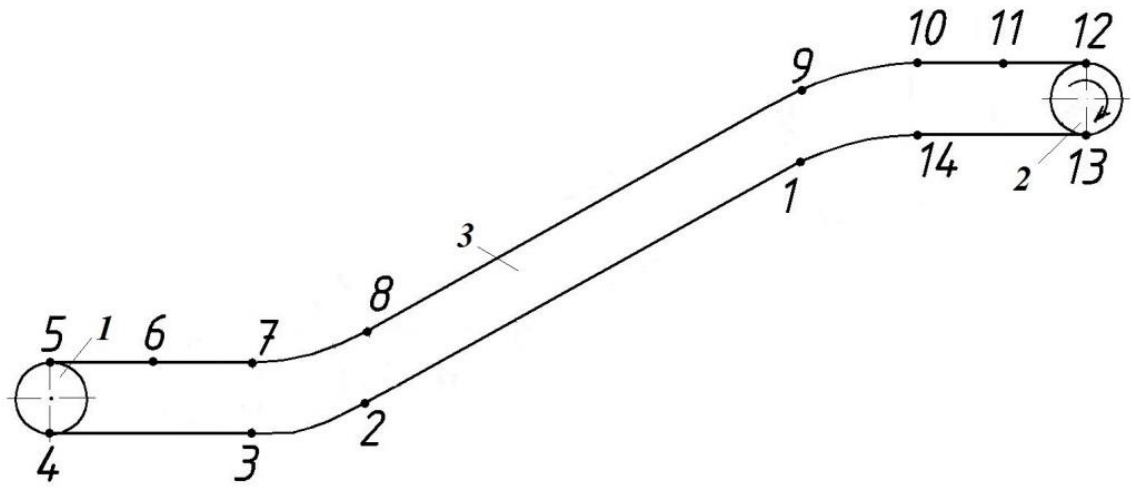


Рис. 1.8. Приклад схеми ескалатора для виконання тягового розрахунку; *1, 4* – натяжні зірочки; *2* – привід; *3* – сходове полотно; 1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12-13-14 – точки траси

Натяг у точках сходового полотна ескалатора визначається універсальним методом розрахунку за контуром [10].

Для початку розрахунків задається мінімальна сила натягів ланцюгів у точці 3 (рис. 1.8). Розрахунок прямолінійних ділянок на підіймання виконується по формулі:

$$S_i = S_{i-1} \pm W_{i-(i-1)}, \tag{1.1}$$

де S_i - сила натягу у розрахунковій точці,

S_{i-1} - сила натягу у точці, яка передує розрахунковій за напрямом обходу контуру,

$W_{i-(i-1)}$ - опір рухові стрічки на відповідному відрізку,

$$W_{i-(i-1)} = Q \cdot l_{i-(i-1)} w' = \left(q_c + 2q_л\right) \cdot l_{i-(i-1)} w', \tag{1.2}$$

де Q - сума погонних навантажень,

q_c - погонні навантаження від ваги сходового полотна,

$q_л$ - погонні навантаження від ваги ланцюга,

$l_{i-(i-1)}$ - довжина відповідної ділянки,

w' - коефіцієнт опору пересування сходового полотна по напрямних [10, 78].

При тяговому розрахунку руху ескалатора з навантаженням у формулі (1.2) до суми погонних навантажень додається ще погонне навантаження від ваги пасажира.

У випадку розрахунку прямолінійної похилої ділянки формула набуває вигляду:

$$S_i = S_{i-1} \pm W_{i-(i-1)} \cdot \left(\cos\alpha + \frac{\sin\alpha}{w'} \right), \tag{1.3}$$

де α - кут нахилу прямолінійної частини.

Знак плюс чи мінус у формулі (1.1) та (1.3) залежить від напрямку обходу контуру ескалатора, за напрямком руху сходового полотна – плюс, проти – мінус.

При русі на опускання формули розрахунків прямолінійних ділянок будуть відрізнятися тільки знаками: за напрямом руху сходового полотна – мінус, проти – плюс.

Розрахунок сил натягу на криволінійних ділянках ескалатора під час руху на підіймання (при обході контуру в напрямку руху сходового полотна) виконується по формулі:

$$S_i = S_{i-1} \cdot e^{w'\alpha} + Q \cdot h, \tag{1.4}$$

де h - висота підйому на відповідній ділянці.

Під час руху на підіймання при обході контуру проти руху сходового полотна та під час руху на опускання:

$$S_i = \frac{S_{i-1} + Q \cdot h}{e^{w'\alpha}}. \tag{1.5}$$

На криволінійних ділянках ведені бігунки не повинні відриватися від напрямних. Щоб виконувалась ця умова, сила натягу S ланцюгів на вході на криволінійну ділянку не повинна перевищувати $(q_c + 2q_л) \cdot R$, де R - радіус криволінійної ділянки.

Визначення загальної розрахункової потужності приводу ескалатора виконується по формулі:

$$P_{р.з} = P_{р.с} + P_{р.п}, \tag{1.6}$$

де $P_{р.п}$ - потужність для забезпечення руху поручнів ескалатора, кВт.

Розрахункова потужність, необхідна для приведення в рух сходового полотна, $P_{р.с}$:

а) під час руху на підіймання без навантаження, з навантаженням та під час руху на опускання без навантаження:

$$P_{р.с} = \frac{W\upsilon}{10^3 \eta_м}, \tag{1.7}$$

де W - опір пересування сходового полотна, Н,

υ - швидкість руху сходового полотна, м/с,

$\eta_м$ - ККД приводу ескалатора.

б) під час руху на опускання з навантаженням:

$$P_{р.с} = \frac{W\upsilon\eta_м}{10^3}. \tag{1.8}$$

Опір пересування сходового полотна визначається по формулі:

$$W = \pm S_{12} \mp S_{13} + \left(S_{12} + S_{13}\right) \cdot \omega'_{зір}, \tag{1.9}$$

де $\omega'_{зір}$ - коефіцієнт опору рухові на привідній зірочці.

Знаки у формулі залежать від напрямку руху: на підіймання чи на опускання.

1.3 Аналіз досліджень динамічних властивостей тягового органу тунельного ескалатора

Динамічні процеси, що супроводжують роботу конвеєрів (зокрема, ескалаторів) викликають значні, понаднормові навантаження, які прискорюють розвиток втомних явищ окремих елементів конструкції, що в подальшому може призвести до аварійних ситуацій та катастроф.

Тому питання проектування транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом, що пов’язані з розв’язком задач забезпечення їх експлуатаційної надійності, не можуть бути вирішені без дослідження динамічних процесів, що супроводжують роботу цих машин.

Динамікою конвеєрів з ланцюговим тяговим органом почали займатися ще з 30-х років минулого сторіччя. Питання динаміки систем ланцюгових транспортувальних машин висвітлювали у своїх працях такі науковці як

Штокман І. Г. [77, 79], Чугреев Л.І. [104], Долголенко А. О., Бондарев В. С. [10, 11], Дьячков В. К. [44, 45], Скородумов Б. О. [88], Крейнин В. Г. [40], Степанов А. Г. [92] та інші. Крім цього питання динаміки тягового органу та електромеханічної системи розглянуті у працях [5, 13, 14, 15, 8, 30, 39, 42, 47, 49, 63, 66, 94, 98].

Для дослідження динаміки, механічну або електромеханічну (з врахуванням параметрів приводу) систему конвеєра представляють динамічною моделлю. Зазвичай при побудові динамічної моделі фізичних систем враховуються тільки головні фактори, що найбільш впливають на динамічні властивості системи. При цьому виникає питання коректності (адекватності) моделі [104].

Динамічні моделі можуть відрізнятися в залежності від прийнятих спрощень та припущень.

Чугреев Л.І. у своїй праці описує для механічних систем конвеєрів два типу схематизації [104]:

- динамічні моделі із зосередженими параметрами (дискретні моделі);
- динамічні моделі з розподіленими параметрами (неперервні моделі).

Згідно [26], системою із розподіленими параметрами називається механічна система із неперервно розподіленою масою та жорсткістю, що має нескінчене число ступенів свободи. Поведінку систем з розподіленими параметрами описують диференційними рівняннями у часткових похідних відносно деяких функцій координат і часу. Лінійні системи із розподіленими параметрами описуються лінійними рівняннями у часткових похідних. Системою із зосередженими параметрами називають механічну систему із скінченним числом ступенів свободи, динамічна поведінка якої описується системою звичайних диференційних рівнянь відносно узагальнених координат.

При дослідженні динамічних процесів механічної системи конвеєра використовують обидва методи ідеалізації (схематизації). Для приводів конвеєрів та динамічних процесів, що проходять в них, схематизація виконується з допомогою дискретної моделі. Для реальної системи робочого органу конвеєра - через неперервну модель [104].

Крейнін В. Г. описує такі типи динамічних моделей механічних систем [40]:

1. Дискретні моделі (моделі, що складаються з абсолютно твердих тіл та безінерційних пружних елементів):

– жорстка машина (перехід від реальних механізмів до механізмів з жорсткими ланками: ланки механізму представляються абсолютно твердими тілами; гнучкі ланки такими, що не розтягуються; рідинні ланки такими, що не стискаються; кінематичні пари ідеально реалізують ті рівняння зав'язків, якими вони описуються) – проста динамічна модель механічної системи реальної машини, часто використовується при динамічному аналізі;
– машина з пружними ланками (пружна модель) - враховує деформації ланок і кінематичних пар, наявність зазорів та інше; одна і та сама механічна система може описуватися різними пружними моделями в залежності від того, які ланки вважаються податливими і які – жорсткими (рис. 1.9);

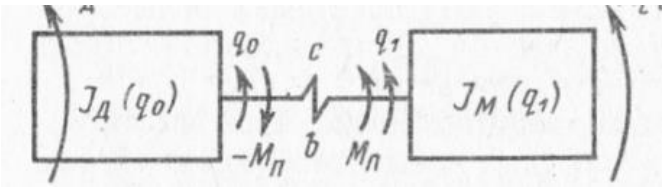


Рис. 1.9. Приклад динамічної моделі машини з пружним елементом

– одномірні ланцюгові системи – механічна система з абсолютно твердими тілами, що поєднані між собою безінерційними пружнодисипативними елементами, кожне тіло якої має одну ступінь вільності (рис. 1.10);

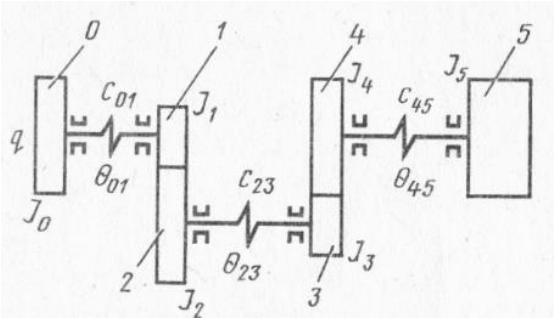


Рис. 1.10. Приклад одномірної ланцюгової системи

– багатомірні ланцюгові системи – механічна система з абсолютно твердими тілами, що поєднані між собою безінерційними пружнодисипативними елементами, хоча б одне тіло якої має більше однієї ступені вільності (рис. 1.11);

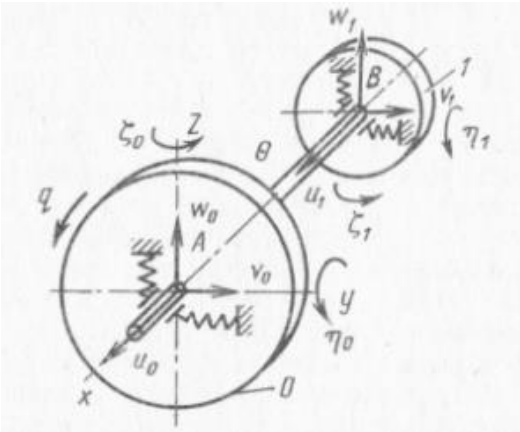


Рис. 1.11. Приклад багатомірної ланцюгової системи

2. Моделі з розподіленими параметрами (модель з елементами, що мають інерційні та пружні властивості). Моделями такого типу частіше описуються процеси дифузії, теплопровідності, поширення хвиль та інше.

Для проведення попередніх розрахунків машини на стадії проектування використовується жорстка модель (вибирається двигун, оцінка величин реакцій в кінематичних парах). Більш складні моделі, що враховують пружні властивості найбільш піддатливих елементів використовуються для дослідження низькочастотних коливальних процесів (наприклад, крутильних коливань у передавальних механізмах). Дослідження високочастотних процесів часто проводиться на основі локальних пружних моделей, що описують властивості окремих вузлів та елементів [40].

Прикладом представлення транспортувальної машини дискретною системою є восьмимасова система шахтної підйомної установки з вязкопружними елементами описана у праці Степанова А. Г. [92] (рис. 1.12).

Для математичного опису механічної багатомасової системи із зосередженими масами, що поєднанні вязкопружними елементами, використовується принцип Даламбера [92].

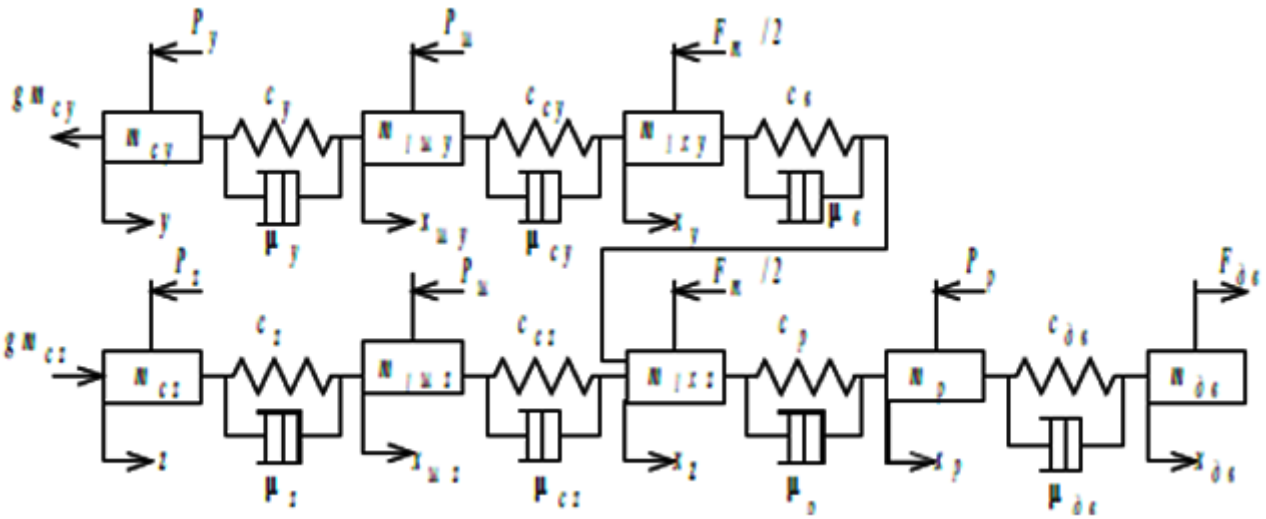


Рис. 1.12. Динамічна модель восьмимасової системи шахтної підйомної установки

Часто для дослідження динаміки конвеєрів використовують їх комплексне представлення системами із зосередженими та розподіленими параметрами.

Так у роботі Нікітіна С. В. [66] розроблені принципи створення комплексної моделі ланцюгових конвеєрів для визначення динамічних навантажень у ланцюгових конвеєрах, викликаних кінематикою зачеплення приводу. При цьому модель тягового органу представлена системою з розподіленими параметрами і описується в часткових похідних, а привід, натяжний пристрій, вантажні одиниці представляються зосередженими моделями і описуються системами диференційних рівнянь.

У роботі Ребедака О.А. та Бакана С. А. представлена та розв’язана математична модель двохмасової електромеханічної системи транспортувальної машини із зосередженими параметрами у середовищі MATLAB Simulink [82].

У роботі Маланіна Д. О. [63] описаний метод розрахунку динамічних навантажень у ланцюгових конвеєрах. Рухомі частини багатопривідного конвеєра з гусеничним приводом представлені дискретною системою з зосередженими масами (рис. 1.13), складена система диференційних рівнянь руху та розрахована з використанням числових методів.

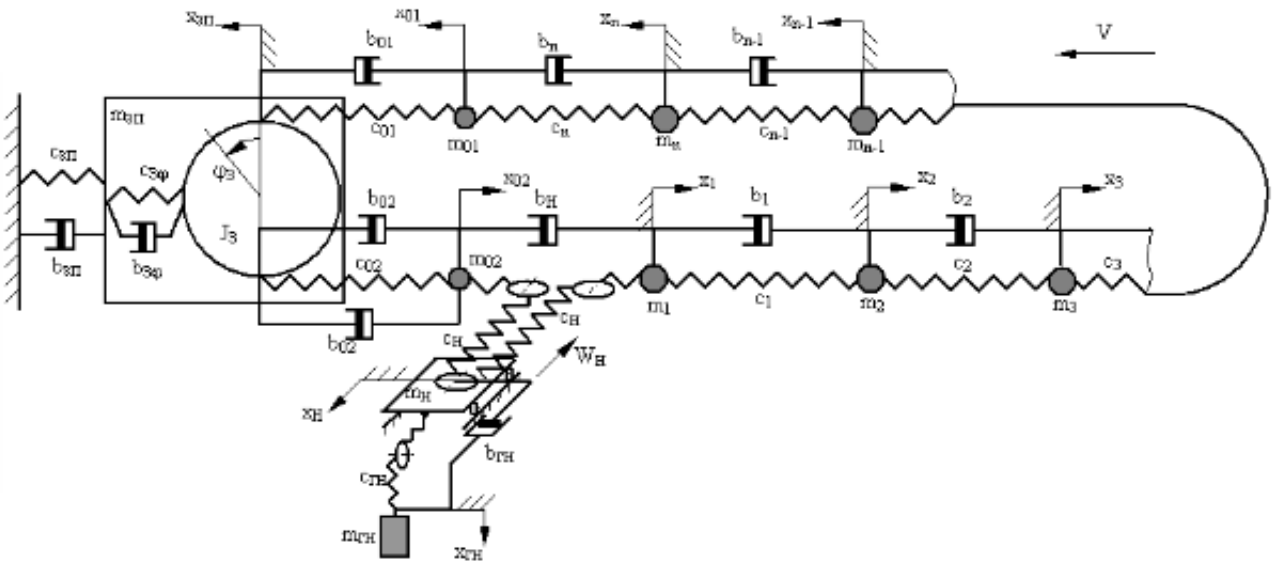


Рис. 1.13. Динамічна модель ланцюгового конвеєра з горизонтальною трасою

Рівняння руху *n*-ї маси конвеєра описується у формі:

$$\begin{aligned} m_n\ddot{x}_n &= -c_{n-1}\left(x_n - x_{n-1}\right) + c_n\left(x_{01} + \varphi_3 R_3 + x_{3П} - x_n\right) - \\ &-b_{n-1}\left(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1}\right) + b_n\left(\dot{x}_{01} + \dot{\varphi}_3 R_3 + \dot{x}_{3П} - \dot{x}_n\right). \end{aligned}, \qquad (1.10)$$

У роботі [62] динамічна модель скребкового конвеєра представлена системою із зосередженими параметрами (рис. 1.14).

Рівняння руху тіл механічної системи скребкового конвеєра представлені нижче:

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 = M_p - c_0 \cdot \left(\varphi_0 - \varphi_1\right); \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = c_0 \cdot \left(\varphi_0 - \varphi_1\right) - c_p \cdot \left(\varphi_1 \cdot R_1 - x_p\right) \cdot R_1 + c_x \cdot \left(x_x - \varphi_1 \cdot R_1\right) \cdot R_1; \\ m_p \cdot \ddot{x}_p = c_p \cdot \left(\varphi_1 \cdot R_1 - x_p\right) + c_p \cdot \left(x_p - \varphi_2 \cdot R_2\right) - F_p; \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c_p \cdot \left(x_p - \varphi_2 \cdot R_2\right) \cdot R_2 - c_x \cdot \left(\varphi_2 \cdot R_2 - x_x\right) \cdot R_2 - M_{o2}; \\ m_x \cdot \ddot{x}_x = c_x \cdot \left(\varphi_2 \cdot R_2 - x_x\right) - c_x \cdot \left(x_x - \varphi_1 \cdot R_1\right) - F_x. \end{cases} \qquad (1.11)$$

де φ_0, φ_1, φ_2 - кутові координати переміщення відповідно приводного механізму, приводної та натяжної зірочок конвеєра;

x_p, x_x - координати центрів мас робочої та холостої гілок конвеєра;

M_p - рушійний момент, визначається з механічної характеристики електродвигуна.

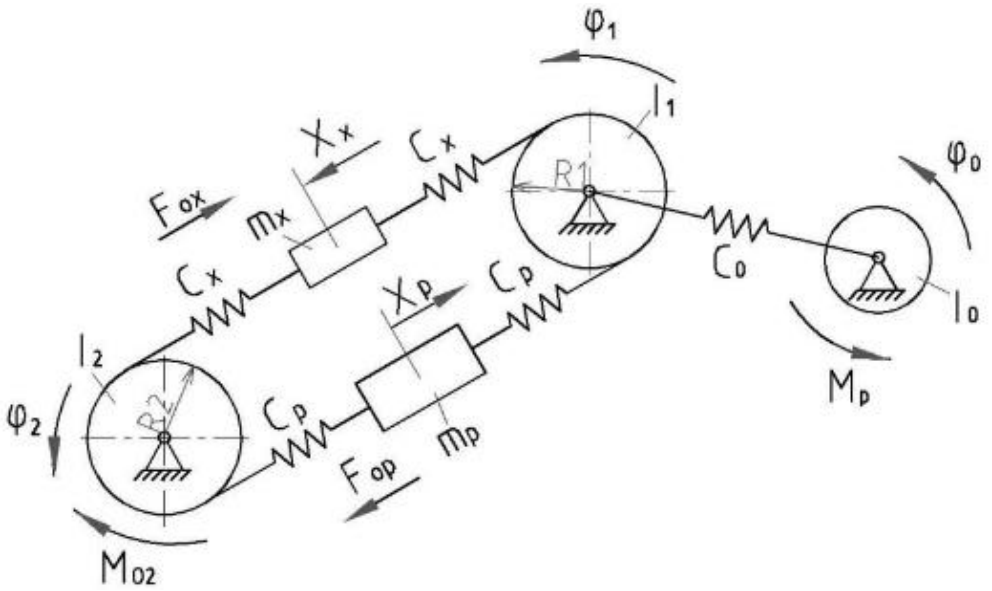


Рис. 1.14. Динамічна модель скребкового конвеєра: m_x та m_p - зосереджені маси, кг; c_0 - – коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведена до осі повороту приводного валу; c_p і c_x - коефіцієнт жорсткості тягового ланцюга відповідно робочої та холостої гілок конвеєра; M_p – рушійний момент приводу, зведений до осі повороту приводного валу; M_{02} – момент опору від зачерпування скребками вантажу, зведений до осі повороту натяжного валу; F_p, F_x - сили опору переміщенню відповідно робочої та холостої гілок конвеєра; R_1, R_2 – радіуси відповідно приводної і натяжної зірочок; I_1, I_2 - моменти інерції приводного та натяжного валів; I_0 - момент інерції елементів приводного механізму

Для розв’язку задач динаміки транспортувальних машин широко використовуються сучасні чисельні методи. Зокрема Костін Г.В. у своїй роботі [56] розробив та описав методи аналітичного та численного вирішення прямих та обернених задач динаміки механічних системи, що містять розподілені та зосереджені параметри.

Аналіз літературних джерел показав, що для дослідження динамічних властивостей транспортувальних машин в цілому та конвеєрів з ланцюговим тяговим органом зокрема, поширеним є представлення механічної системи машини системою із зосередженими параметрами, що обумовлено, по-перше, відносною простотою ідеалізації таких систем, по-друге, достатньою точністю динамічного аналізу та дослідження коливань системи в низькочастотній області.

Для дослідження динаміки транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом, рівняння руху тіл системи із зосередженими параметрами описуються у загальновідомій формі [92]:

$$[m]\{\ddot{x}\}+[\mu]\{\dot{x}\}+[k]\{x\}=\{P\}, \tag{1.12}$$

де $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$ та $\{x\}$ - відповідно, вектори прискорення, швидкості та переміщення мас системи;

$\{P\}$ - вектор зовнішніх навантажень;

$[m]$ - матриця мас системи;

$[k]$ - матриця жорсткості системи;

$[\mu]$ - матриця коефіцієнтів демпфірування системи.

При цьому, динамічну систему машини з ланцюговим тяговим органом характеризують наступні розрахункові параметри: жорсткість тягового елементу, величини рухомих мас, характер розподілу пружного імпульсу, діапазон можливих змін швидкості та прискорення при встановленому русі, умови впливу сил тяжіння вантажів і принципова динамічна схема системи.

Представлені вище автори досліджували в основному динаміку конвеєрних установок з гнучким тяговим органом. Динаміка ескалатора описана у роботі Бондарєв В. С., Дубинець О. І., Колісник М. П. та ін. [10]. Механічна система ескалатора представлена восьмимасовою системою із зосередженими параметрами (рис. 1.15).

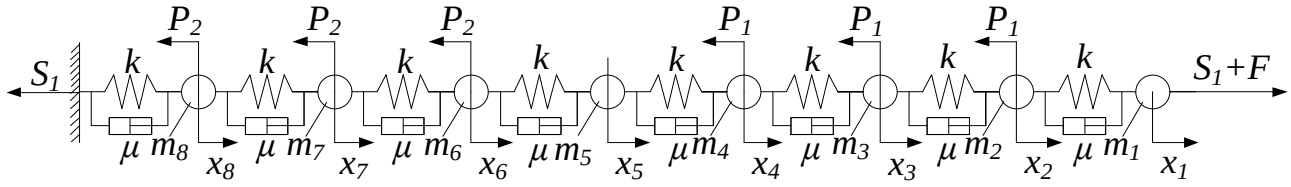


Рис. 1.15. Динамічна модель механічної системи ескалатора: P_1, P_2 - опір пересуванню робочої та холостої гілки тягового органу; F - сила створювана двигуном у точці набігання тягового органу на привідні зірочки; S_1 - сила натягу ланцюгів; k - жорсткість ділянки ланцюга; μ - коефіцієнт демпфірування ділянки ланцюга; m_{1-4} - маси робочої гілки; m_{5-8} - маси неробочої гілки; x_i - переміщення мас системи

Рівняння руху тіл восьмимасової системи із зосередженими параметрами описуються диференціальними рівняннями:

$$
\begin{aligned}
&\ddot{x}_1 = \left(k\left(x_2 - x_1\right) + \mu\left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1\right) + S_1 + F\right)/m_1,\\
&\ddot{x}_2 = \left(k\left(x_1 - 2x_2 + x_3\right) + \mu\left(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3\right) - P_1\right)/m_2,\\
&\ddot{x}_3 = \left(k\left(x_2 - 2x_3 + x_4\right) + \mu\left(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4\right) - P_1\right)/m_3,\\
&\ddot{x}_4 = \left(k\left(x_3 - 2x_4 + x_5\right) + \mu\left(\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5\right) - P_1\right)/m_4,\\
&\ddot{x}_5 = \left(k\left(x_4 - 2x_5 + x_6\right) + \mu\left(\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6\right)\right)/m_5,\\
&\ddot{x}_6 = \left(k\left(x_5 - 2x_6 + x_7\right) + \mu\left(\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7\right) - P_2\right)/m_6,\\
&\ddot{x}_7 = \left(k\left(x_6 - 2x_7 + x_8\right) + \mu\left(\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8\right) - P_2\right)/m_7,\\
&\ddot{x}_8 = \left(k\left(x_7 - 2x_8\right) + \mu\left(\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8\right) - P_2\right)/m_8.
\end{aligned}
\tag{1.13}
$$

З використанням динамічної моделі механічної системи будуються амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) ланцюгового тягового органу (рис. 1.16) [9, 10], за допомогою яких встановлюються резонансні зони його роботи.

Однак при дослідженні динамічних параметрів ескалатора з ланцюговим тяговим органом не врахованим залишився характер впливу пружних властивостей елементів системи на формування її динамічних характеристик. Так,

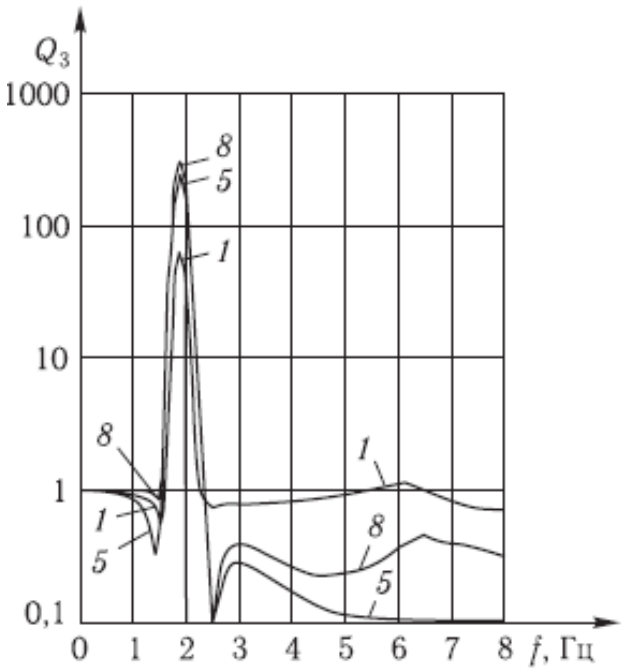


Рис. 1.16. Оцінка АЧХ ланцюгового тягового органу ескалатора висотою підйому 45 м: *1, 5, 8* – номери ділянок ланцюга

величина коефіцієнта жорсткості при розрахунках призначається [10, 63, 94] без урахування фактичного стану тягових ланцюгів, обумовлених похибками виготовлення, збирання, зносу тощо.

Крім того результати аналізу свідчать про переважне використання моделей із зосередженими масами для аналізу динамічної поведінки системи транспортувальних машин, зокрема ескалаторів, що дозволяє в подальшому використати цей підхід і для дослідження динаміки тунельного ескалатора з приводом, розміщеним у верхній частині похилої прямолінійної ділянки.

Мета і задачі дослідження

Метою даної роботи є зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу шляхом призначення його конструктивно-експлуатаційних характеристик на основі встановлення закономірностей їх впливу на динамічні властивості механічної системи ескалатора.

Задачі дослідження:

– провести аналіз сучасного стану науково-практичної бази проектування, конструювання та експлуатації тунельних ескалаторів;

- провести дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів традиційної конструкції і конструкції з проміжним розміщенням приводу;
- розробити динамічну модель механічної системи ескалатора;
- встановити закономірності зміни динамічних властивостей ескалаторів з проміжним розміщенням приводу залежно від типажного ряду для різних рівнів навантажень та швидкостей руху сходового полотна;
- дослідити вплив конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора з проміжним розміщенням приводу на характер і величину зусиль в його тяговому органі;
- розробити рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів з проміжним розміщенням приводу.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУНЕЛЬНИХ ЕСКАЛАТОРІВ

Більшість сучасних тунельних вітчизняних та закордонних ескалаторів побудовані з використанням традиційної конструктивної схеми (рис. 2.1, *а*). Проте машини побудовані по такій схемі є досить громіздкими. На габаритні розміри ескалатора традиційної конструкції впливає:

– великі радіуси криволінійних ділянок, які обумовлені:
  а) великими навантаженнями, які виникають на криволінійній ділянці траси ескалатора (див. 2.1);
  б) особливостями застосування ланцюгового зачеплення (див. 2.2);
– діаметр привідних зірочок (див. 2.2).

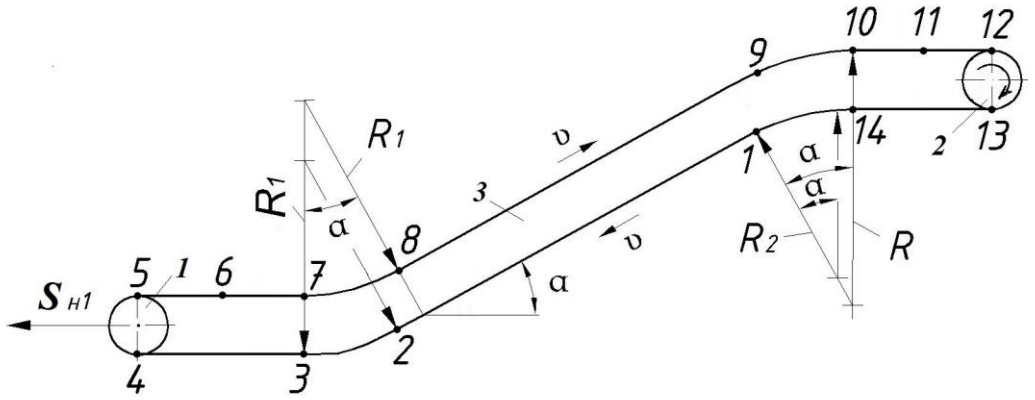
Ескалатор нової конструктивної схеми із приводом розміщеним у верхній частині похилої прямолінійної ділянки траси та із цівковим зачепленням має ряд конструктивних переваг, що успішно вирішують питання громіздкості машини даного типу.

2.1 Тяговий розрахунок ескалаторів традиційної конструкції та з проміжним розміщенням приводу

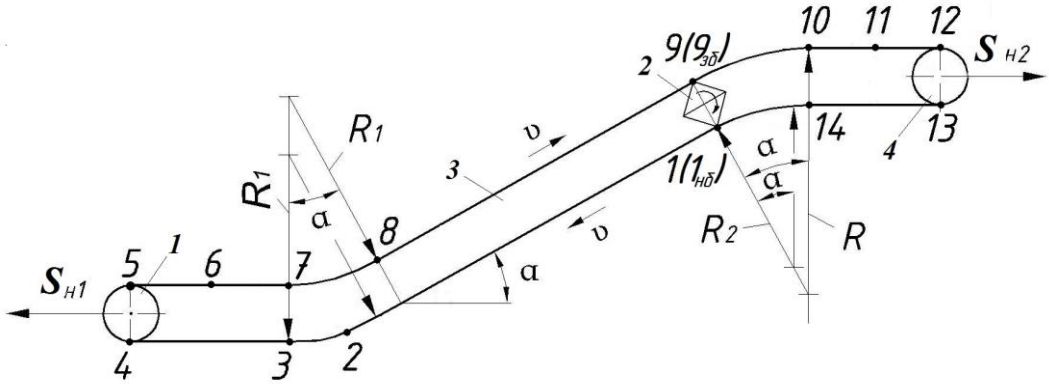
Для ескалаторів обох конструктивних схем (з головним і проміжним приводом) при виконанні тягового розрахунку траса тягового елемента розбивається на характерні однотипні ділянки: прямолінійні горизонтальні, прямолінійні похилі та криволінійні. Натяг у точках сходового полотна ескалатора визначається універсальним методом розрахунку за контуром.

Особливий інтерес при виконанні тягового розрахунку ескалатора представляє верхня криволінійна ділянка 9-10 робочої гілки (рис. 2.2), як траєкторія руху ведучих бігунків, з огляду на те, що розподіл сил натягу ланцюгів на цій ділянці суттєво впливає на масогабаритні параметри і енергетичні показники ескалаторів.

Вибір під час проектування ескалатора радіусів його криволінійних ділянок залежить від двох складових: геометричної та силової [19].



а



б

Рис. 2.1. Схеми ескалаторів з приводом розміщеним у: *а*) головній частині; *б*) верхній частині похилої ділянки; *1*, *4* – натяжні зірочки; *2* – привід; *3* – сходове полотно; $S_{н1}$ та $S_{н2}$ - сили натягу ланцюгового контуру, Н; α ($\alpha = 30^{\circ}$) – кут нахилу лінійної частини; R - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на робочій гілці, м; R_2 - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на холостій гілці, м; R_1 - радіуси ввігнутих ділянок траси на робочій та холостій гілках, м; v - швидкість руху сходового полотна, м/с; 1($1_{нб}$)-2-3-4-5-6-7-8-9($9_{зб}$)-10-11-12-13-14 – точки траси для виконання тягового розрахунку

Довжина l_{9-10} криволінійної ділянки траєкторії руху ведучих бігунків на робочій вітці прямопропорційна її радіусу R і безпосередньо впливає на загальні розміри ескалатора і його масу:

$$l_{9-10} = R\alpha, \tag{2.1}$$

тут α - центральний кут утворений радіусами R, проведеними із центру кривизни ділянки в точках 9 і 10, рівний куту нахилу лінійної частини ескалатора, $\alpha = 30^o$ (зрідка $\alpha = 35^o$).

Мінімальна величина радіусу криволінійної ділянки $R_{\min}$ визначається із умови дотримання допустимої різниці h висот приступів суміжних сходинок перед утворенням горизонтальної ділянки:

$$R_{\min} = \frac{a_c}{2h}, \tag{2.2}$$

де a_c - крок сходинок, мм.

Сумарне перенавантаження (радіальне) F_p, Н, на вісь сходинки, ведучий бігунок та його підшипник на цій ділянці траси складається із навантаження $F_{ст}$ від ваги пасажирів і сходового полотна та радіального тиску $F_л$, який виникає від натягу ланцюга:

$$F_p = F_{ст} + F_л, \tag{2.3}$$

при цьому $F_{ст}$ має максимальне значення при прикладанні пасажирського навантаження на краю приступка над підсходинком:

$$F_{ст} = \frac{(q + q_c) \cdot a_c}{2} \cdot \frac{b}{l}, \tag{2.4}$$

а $F_л$ - обернено пропорційна R

$$F_л = \frac{S_9 + S_{10}}{2} \cdot \frac{a_c}{R} + q_л a_c, \tag{2.5}$$

тут q, q_c, $q_л$ - погонні навантаження, $\frac{\text{Н}}{\text{м}}$, відповідно, від ваги пасажирів, сходинок і ланцюга; b - відстань по горизонталі від точки прикладання пасажирського навантаження до центру веденого (не зв'язаного з ланцюгом) бігунка сходинки, м; l - відстань по горизонталі між центрами бігунків, м;

S_9, S_{10} - сили натягу ланцюгового тягового органу в точках 9 і 10, Н.

Сила натягу S_9 ланцюгового тягового органу в т. 9 на верхній криволінійній ділянці робочої гілки його контуру досягає максимального значення при роботі ескалатора на підіймання з номінальним пасажирським навантаженням і визначається, згідно з принципами тягового розрахунку, послідовним обходом контуру траси ведучих бігунків в напрямку руху полотна і підсумовуванням сил опору переміщенню сходового полотна з навантаженням на окремих, характерних ділянках, відокремлених точками, починаючи з точки, в якій натяг ланцюгів має мінімальне значення (т. 3). Сила натягу, *H*, ланцюгів в т. 10:

$$S_{10} = S_9 e^{w'\alpha} + \left(q + q_c + 2q_л\right) \cdot h, \tag{2.6}$$

де w' - коефіцієнт опору пересуванню сходового полотна по напрямних;

h - відстань між точками 9 і 10 по вертикалі, м.

Сила опору пересуванню сходового полотна в ескалаторі з головним приводом:

$$W = S_{12} - S_{13} + \left(S_{12} + S_{13}\right) \cdot w'_з, \tag{2.7}$$

тут S_{12}, S_{13} - сили натягу ланцюгів в точках контуру 12 і 13, Н;

$w'_з$ - коефіцієнт опору руху сходового полотна на привідній зірочці, $w'_з = 0,01$ [10].

Таким чином, для ескалатора традиційної конструкції з приводом розміщеним у головній частині, верхня криволінійна ділянка (точки траси 9, 10) є найбільш навантаженою, що і обумовлює у свою чергу необхідність вибору значних радіусів кривизни цієї ділянки, а отже збільшує габарити ескалатора в цілому.

Як і для ескалатора з приводом у головній частині, при виконанні тягового розрахунку ескалатора з проміжним приводом траса тягового елемента розбивається на характерні однотипні ділянки: прямолінійні горизонтальні, прямолінійні похилі та криволінійні.

Специфіка тягового розрахунку ескалатора із розташуванням приводу у верхній частині прямолінійної ділянки полягає у тому, що точка 9 та 1 будуть виступати на різних етапах розрахунку як точки набігання і точки збігання. Тому

для контуру сходового полотна, позначеними точками 9-10-11-12-13-14-1, задаються силою натягу ланцюгів у збіжній гілці $S_{9зб}$ [10].

В ескалаторах з проміжним розміщенням приводу (рис. 2.1, *б*) контур складається із великої нижньої петлі і малої верхньої, які по суті тягових розрахунків (за однотипністю створення мінімальних величин сил натягу ланцюгів і подальшого розподілу сил натягу в характерних точках) утворюють два незалежні контури: мінімальні натяги ланцюгів $S_{\min} = S_3$ у нижньому контурі та $S_{\min} = S_{9зб}$ у верхньому величиною $S_{\min} = (1000...3000)H$ створюються відповідними натяжними пристроями; сили натягу ланцюгів в решті точок контурів залежать від величин опорів (сил опору) пересуванню сходового полотна на окремих їх ділянках; при цьому тяговий орган в точці $9_{зб}$ верхнього контуру (точці збігання з привідних зірочок) звільняється від сили натягу, яка на нього діяла в точці *9* нижнього контуру (точці набігання на привідні зірочки). Верхню криволінійну ділянку $9_{зб}$-*10* робочої гілки контуру тяговий орган практично проходить з мінімально можливими для нього навантаженнями, внаслідок чого мінімізуються сили F_P, діючі на привідні бігунки, що важливо при найменшому допустимому розрахунковому значенні радіуса кривизни R їх траси [19].

Порівняльний аналіз параметрів ескалаторів в режимі руху на підіймання з навантаженням з головним та проміжним приводом, проведено для характерних (малих, середніх і великих) висот: 5 м, 45 м і 75 м. Розподіл сил натягу ланцюгового тягового органу в характерних точках контурів трас ведучих бігунків в ескалаторах двох конструктивних рішень показаний на графіках (рис. 2.2, рис. 2.3, рис. 2.4). Графіки виконані з врахуванням розмірів сходового полотна. Як видно з графіків для ескалатора з проміжним розміщенням приводу значення сили натягу у точках траси 10, 11, 12, 13 та 14 значно менше ніж значення сили натягу у тих же самих точках траси ескалатора традиційної конструкції. Для зручності оцінок і порівнянь розрахункові показники зведені в таблиці 2.1 [18, 28, 34].

Зменшення рівня навантаження тягового органу при проходженні ним верхньої криволінійної ділянки робочої гілки контуру є одним із факторів, що дозволяють зменшити радіус криволінійної ділянки R, довжину l_{9-10} (рис. 2.1, *б*) цієї ділянки, габарити і масу ескалатора в цілому, витрати на його створення і експлуатацію.

Таблиця 2.1. Результати тягових розрахунків ескалаторів

Параметр	Позначення	Значення для конструктивної схеми ескалатора при висоті піднімання H, м					
		з головним приводом			з проміжним приводом		
		5	45	75	5	45	75
Діаметр ділильного кола зірочки, мм	d	988,46	1034,27	2231,2	730,9	730,9	730,9
Число зубців	z	31	24	35	17	17	17
Крок, мм	$t_{зг}$	100	135,0	200	135	135	135
Радіус, м, криволінійної ділянки 9-10	R	6,0	10,0	12,0	2,8	2,8	2,8
Довжина, м, криволінійної ділянки 9-10	l_{9-10}	3,14	5,233	6,28	1,465	1,465	1,465
Сили натягу, Н, ланцюгового тягового органу в окремих точках траси ведучих бігунків	$S_{1нб}$	4808	54544	90384	2001	3443	3443
	S_1				5184	55697	91802
	S_9	15135	162564	271649	16639	166195	276304
	$S_{9зб}$				1000	2000	2000
	S_{10}	17901	169391	280837	2027	3346	3346
	S_{12}	18035	169539	280985	2118	3494	3494
	S_{13}	5428	55237	91130	2287	3774	3774
Навантаження, Н, на ведучі бігунки на ділянці 9-10	$F_{ст}$	585	585	585	585	585	585
	$F_л$	1242	6849	9450	346	514	514
	$F_р$	1827	7434	10035	931	1099	1099
Сила опору, Н, пересуванню сходового полотна	W	12842	116550	193576	12644	114106	189572
Розрахункова потужність, кВт, необхідна для приведення в рух сходового полотна	$P_Р$	11,33	102,8	170,8	11,16	100,7	167,3

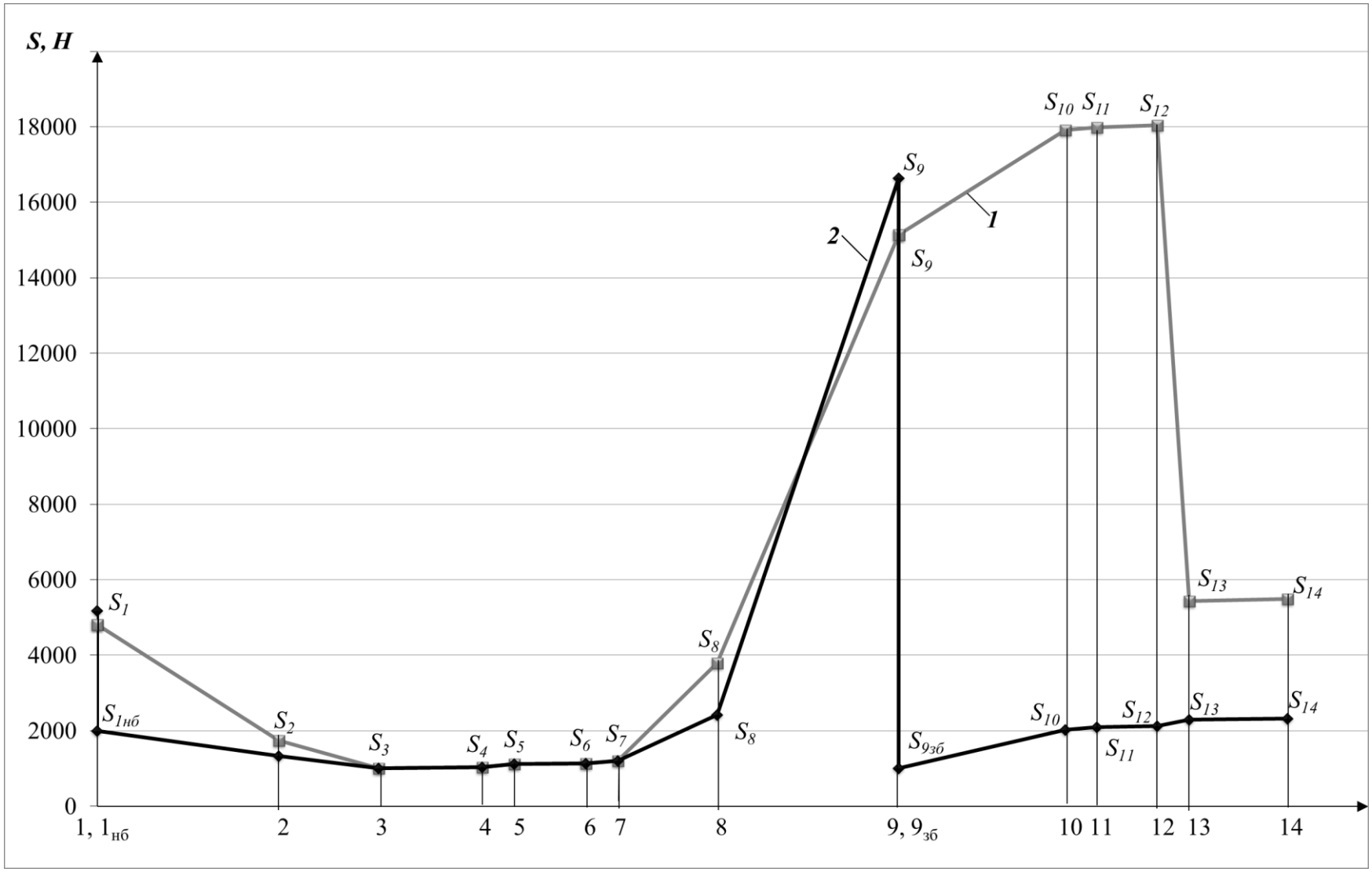


Рис. 2.2. Графік натягу сходового полотна ескалатора (висота підйому 5 м) з: *1* – головним приводом; *2* – проміжним приводом

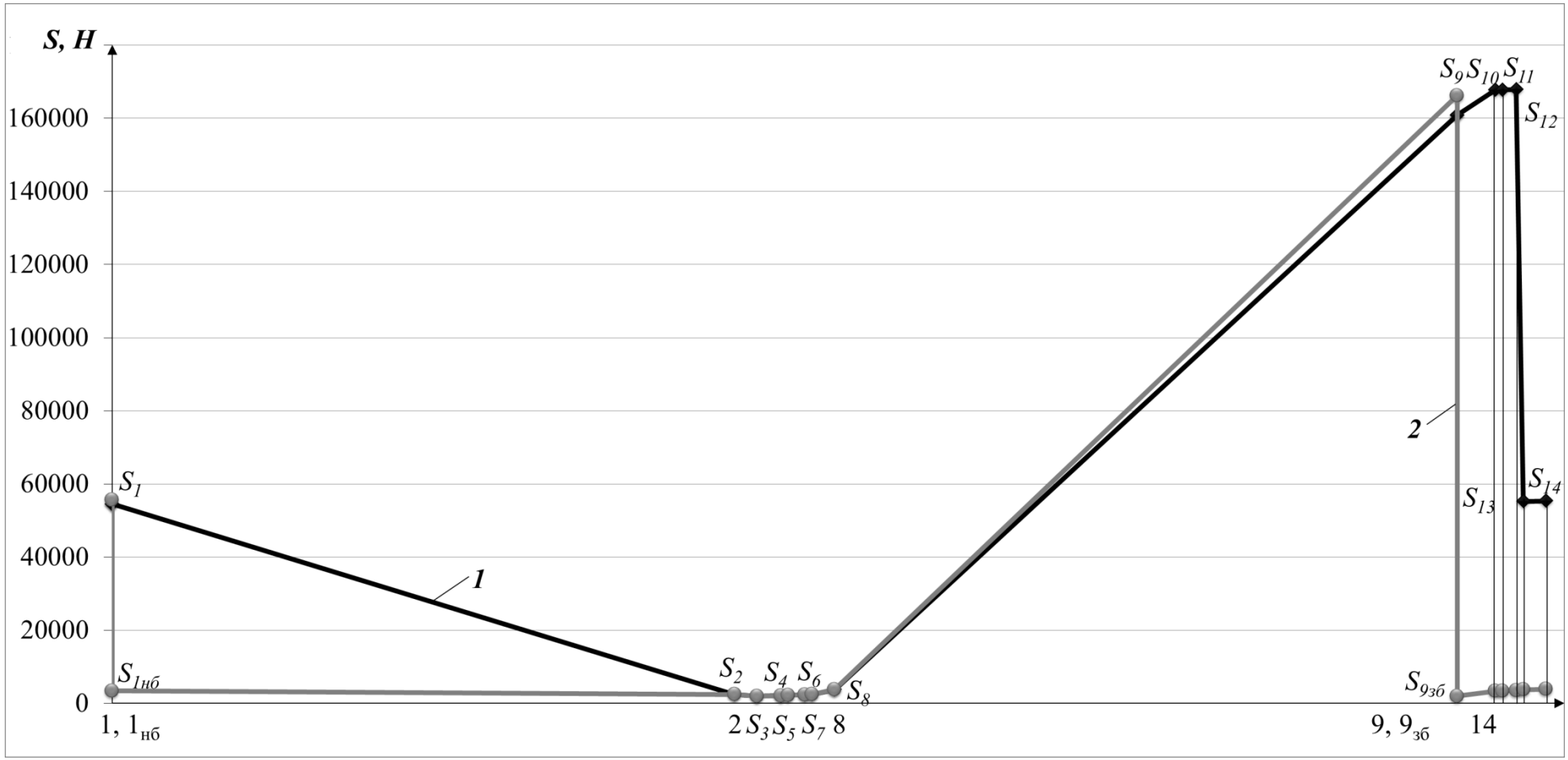


Рис. 2.3. Графік натягу сходового полотна ескалатора (висота підйому 45 м) з: *1* – головним приводом; *2* – проміжним приводом

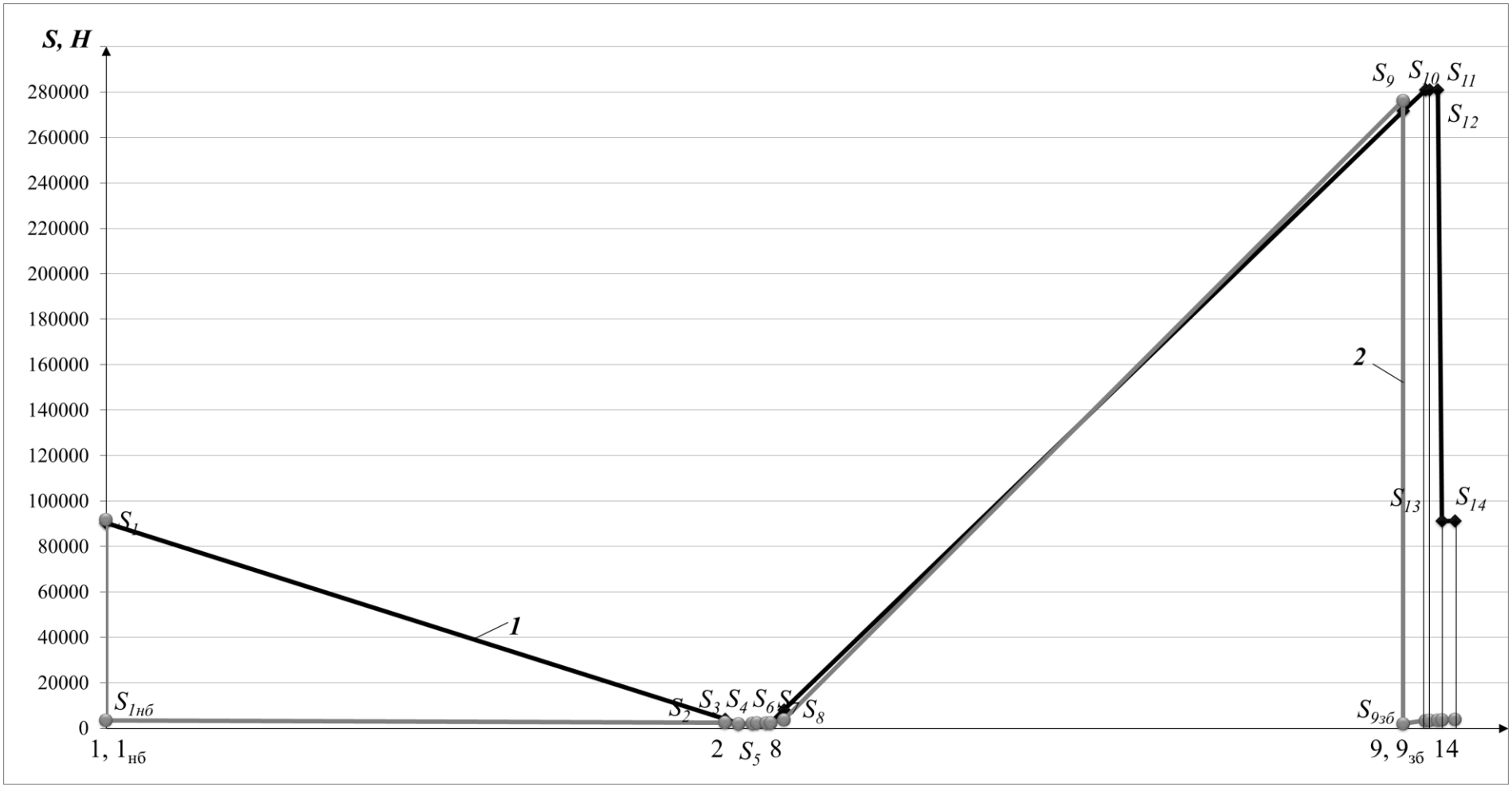


Рис. 2.4. Графік натягу сходового полотна ескалатора (висота підйому 75 м) з: *1* – головним приводом; *2* – проміжним приводом

2.2 Особливості застосування ланцюгового зачеплення в приводі ескалатора

На масогабаритні параметри ескалаторів також суттєво впливають діаметри зірочок, які взаємодіють з тяговими ланцюгами. Вибір параметрів зірочок: числа зубів, кроку по зачепленню, початкового (ділильного) діаметру, безпосередньо пов'язані із типом і розміщенням тягового ланцюга та способом передачі рушійної сили від приводу до тягових ланцюгів, інакше – способом зачеплення зубців привідних зірочок з елементами тягових ланцюгів [19, 18].

Аналіз конструкцій тунельних ескалаторів виявляє залежність цих параметрів від обраної конструктором схеми приведення в рух тягового елемента та способу зачеплення привідних зірочок з ланцюгами.

Ланцюгове зачеплення [27] у ескалаторі традиційної конструкції з головним приводом (так само, як і гусеничне, у випадку його використанні в проміжному приводі) потребує застосування великогабаритних зірочок з великою кількістю зубців z з метою мінімізації впливу на роботу ескалатора, зокрема на його динаміку, перемінного характеру руху тягового органу при постійній швидкості привідних зірочок (в період сталого руху приводу, $\omega = const$) та динамічних навантажень інерційного походження на тяговий орган, які цей рух супроводжують.

Під час сталого руху, коли вал привідних зірочок обертається з постійною кутовою швидкістю, величина колової швидкості V_0 центрів шарнірів ланцюга, розміщених на постійному радіусі r ділильного (початкового) кола зірочки також постійна, $V_0 = \omega r = const$ (рис. 2.5) [84, 48, 90]. Швидкість поступального руху ланцюга V є проекцією на його поздовжню вісь постійної за величиною колової швидкості V_0 шарніра, що останнім увійшов у зачеплення із зірочкою. За період повороту зірочки на кут рівний її кутовому кроку $\alpha = \frac{2\pi}{z}$, швидкість ланцюга V періодично змінюється (пульсує) по закону:

$$V = V_0 \cos\varphi = \omega r \cos\varphi, \tag{2.8}$$

де φ – перемінний кут між проведеним із центру обертання зірочки перпендикуляром до осі ланцюга і радіусом r центра ведучого шарніра ланцюга – за кожен поворот зірочки на кутовий крок $-\frac{\alpha}{2} \le \varphi \le \frac{\alpha}{2}$ або $-\frac{\pi}{z} \le \varphi \le \frac{\pi}{z}$;

z – число зубців на зірочці [46, 16].

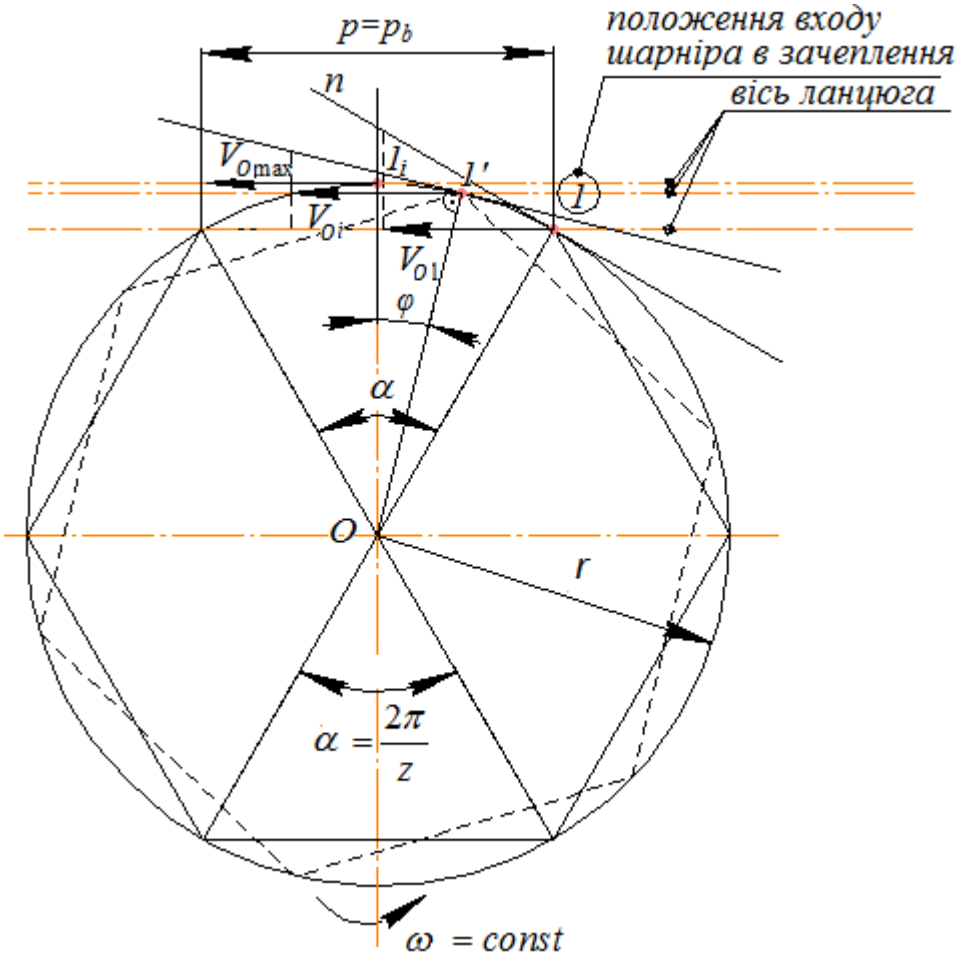


Рис. 2.5. Швидкість ланцюга в зачепленні ланцюг-зірочка

Діапазон пульсації швидкості ланцюга (тягового елемента) становить:

$$\Delta V = V_{\max} - V_{\min} = \omega r - \omega r \cos\frac{\alpha}{2} = \omega r\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2\frac{\alpha}{2}}\right) = \omega r\left(1 - \sqrt{1 - \frac{p^2}{4r^2}}\right) = \omega r k_v, \tag{2.9}$$

де p – крок зірочки, рівний кроку ланцюга по зачепленню, м;

$k_v = \sqrt{1 - \frac{p^2}{4r^2}}$ – коефіцієнт пульсації швидкості.

Коефіцієнт співвідношення граничних величин швидкості при цьому буде дорівнювати

$$A_c = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V_{\max}}{V_{\max} - \Delta V} = \frac{1}{1 - k_v}. \qquad (2.10)$$

При незмінному значені кроку ланцюга p, величини параметрів k_v і A_c характеризують залежність пульсації швидкості ланцюга V від радіуса r початкового (ділильного) кола зірочки, від числа зубців z зірочки, відповідно: при $z_{\min} = 8$ коефіцієнт пульсації швидкості становить $(16...14)\%$; при $z_{\min} = 10...13$ - $(5...3)\%$; при $z_{\min} = 16...20$ - $(2...1)\%$.

Прискорення ланцюга визначається як:

$$a = \frac{dV}{dt} = \omega r \frac{d}{dt} \cos\varphi = -\omega^2 r \sin\varphi. \qquad (2.11)$$

Періодично, при кожному повороті зірочки на центральний кут $\varphi\left(-\frac{\pi}{z} \le \varphi \le \frac{\pi}{z}\right)$, швидкість та прискорення ланцюга набувають значень:

$$V_{\min} = \omega r \cos\frac{\pi}{z} \text{ при } \varphi = \mp\frac{\pi}{z},\ V_{\max} = \omega r \text{ при } \varphi = 0;$$
$$a_{\max} = \pm\omega^2 r \sin\frac{\pi}{z} \text{ при } \varphi = \mp\frac{\pi}{z},\ a_{\min} = 0, \text{ при } \varphi = 0. \qquad (2.12)$$

З врахуванням співвідношень $\omega = \frac{\pi n}{30}$ (тут $n = \frac{60V}{pz}$ – частота обертання зірочки) та $\sin\frac{\pi}{z} = \sin\frac{\alpha}{2} = \frac{p}{2r}$, максимальне по модулю прискорення ланцюга, відповідно всього робочого органу, становитиме:

$$a_{\max} = \frac{2\pi^2 V^2 p}{(zp)^2} = \frac{2\pi^2 V^2}{z(zp)}. \tag{2.13}$$

Як видно з формули, величина максимального прискорення робочого органу з приєднаними до нього масами, а значить і динамічне (інерційне) навантаження на тягові ланцюги, прямопропорційні квадрату його швидкості V^2 та оберненопропорційні кількості зубців z і діаметру початкового (ділильного) кола $d = 2r = \frac{zp}{\pi}$ привідної зірочки для даного (вибраного) типорозміру (кроку p) тягового ланцюга.

Зважаючи на ударний характер прикладання динамічної (інерційної) сили в зачепленні зуб зірочки-шарнір ланцюга, величина динамічної (інерційної) сили становить $F_i = 4ma_{\max}$, а з урахуванням інерційної сили, спрямованої в бік руху ланцюга, коли він рухається уповільнено [51]:

$$F_{i_{\max}} = 4ma_{\max} - ma_{\max} = 3ma_{\max}. \tag{2.14}$$

де m – зведена (до ланцюга) маса рухомих частин (ескалатора і пасажирів), кг,

$$m = (m_n + c'm_c)L_e, \tag{2.15}$$

тут $m_n = \frac{q}{g}$ та $m_c = \frac{q_c + 2q_л}{g}$ – погонна (лінійно розподілена) маса пасажирів та робочого органу, кг/м;

при цьому q, q_c та $q_л$ – погонні (лінійно розподілені) сили тяжіння пасажирів, сходинок та тягових ланцюгів,

L_e - довжина ескалатора,

c' – коефіцієнт, що враховує участь маси зворотної (холостої) вітки в коливному русі: $c' = 2,0$ при $L_e < 25$ м; $c' = 1,5$ при $25м \le L_e \le 60м$; $c' = 1,0$ при $L_e > 60м$ [51].

З врахуванням наведених співвідношень максимальна динамічна (інерційна) сила становить [51]:

$$F_{i_{\max}} = \frac{6\pi^2 \left[q + c'\left(q_c + 2q_л \right) \right] L_e V^2}{g z^2 p}. \tag{2.16}$$

Перемінне, згідно із законом зміни параметрів руху робочого органу ескалатора, прискорення становить $a = -\omega^2 r \sin\varphi$. Сила F_i збуджує в робочому органі ескалатора періодичні коливання (параметричного походження).

Динамічні навантаження, які при цьому сприймають тягові ланцюги визначаються як [51]:

$$F_д = A\left[1 - \sin\pi\left(\frac{L_e}{c\tau} + 0,5 \right) \right], \tag{2.17}$$

де A – постійна складова (амплітуда) навантаження, Н,

$$A = \frac{1}{2}\left(\varphi_4 - \varphi_2 \right) \frac{1}{1-k}, \tag{2.18}$$

при цьому $\varphi_4 - \varphi_2$ - різниця значень вихідних складових, величина яких залежить від півперіоду τ збуджуючої сили, усередненого коефіцієнту опору, статичної жорсткості ланцюга E_0,

k – коефіцієнт запасу пружної хвилі,

$$k = k_1 k_2, \tag{2.19}$$

тут $k_1 = 0,65$ - коефіцієнт відбиття,

k_2 - коефіцієнт проходження,

$$k_2 = \frac{2}{1 + \frac{c_1}{c_2}}, \tag{2.20}$$

c – середня швидкість поширення пружної хвилі, м/с,

$$c = \frac{2c_1 c_2}{c_1 + c_2}, \tag{2.21}$$

c_1, c_2 – швидкість поширення пружної хвилі вздовж тягового органу в робочій і холостій вітках конвеєра, м/с,

$$c_1 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_л + \lambda_1 q}},\ c_2 = \sqrt{\frac{E_0 g}{q_л}}, \tag{2.22}$$

E_0 – жорсткість тягового ланцюга, Н,

$\lambda_1 = 0,4$ - коефіцієнт участі маси вантажу в нерівномірному русі конвеєра,

τ – період збурювальної сили (F_i),

f - усереднений коефіцієнт опору,

$$f = \frac{1}{2}\left(\frac{qf_1 + q_л f_2}{q + q_л} + f_2\right), \tag{2.23}$$

де f_1 і f_2 - коефіцієнти опору (тертя) руху вантажу і ланцюга по жолобу,

$\varphi_4 - \varphi_2$ - різниця, що визначається з урахуванням параметрів конвеєра за номограмою, Н.

Із аналізу викладеного можна зробити висновок про те, що на величину динамічних навантажень на робочий орган ескалатора традиційної конструкції в період сталого руху при певних значеннях швидкості руху V і тягових ланцюгах з кроком p, вирішально впливатимуть число зубців z та діаметр d початкового (ділильного) кола привідних зірочок (2.13), (2.15). Практично, для типажного ряду тунельних ескалаторів в діапазоні висот від $H = 5$м до $H = 65$ м ці параметри складають: $z = 24...41$; $d = (988,46...2231,2)$мм, що і визначає значною мірою габарити цих машин.

Динамічне навантаження, яке виникає під час пуску ескалатора:

$$F_{д.п.} = m\frac{d}{2}\frac{\varepsilon_д}{u_{пр}}\eta_{пр}, \qquad (2.24)$$

тут $\varepsilon_д$ - кутове прискорення вала електродвигуна під час пуску, рад/с,

$u_{пр}$ – передаточне число приводу,

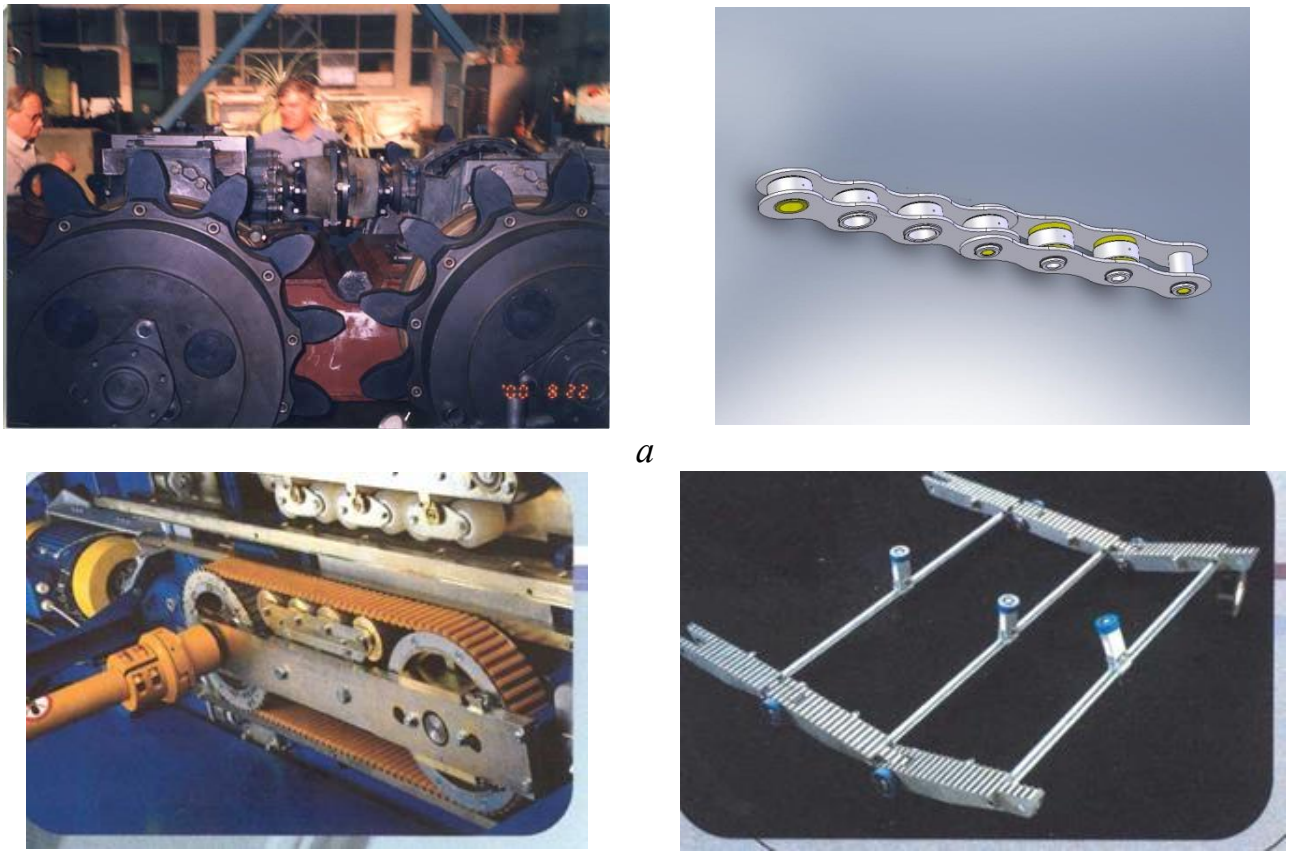
$\eta_{пр}$ – к.к.д. приводу.

З формули (2.24) видно, що збільшення параметрів z та d привідних зірочок (при постійних V і p) не є остаточним вирішенням проблеми зменшення динамічних навантажень як таких на тяговий орган ескалатора:

Особливістю ескалаторів з проміжним розміщенням приводу є можливість застосування в них привідних зірочок мінімально допустимого діаметру і при цьому зменшити динамічні навантаження. Вибір параметрів зірочок - числа зубців, кроку по зачепленню, початкового (ділильного) діаметру, безпосередньо пов’язані із типом і розмірами тягового ланцюга та способом передачі рушійної сили від приводу до тягових ланцюгів, інакше – способом зачеплення зубців привідних зірочок з елементами тягових ланцюгів. Тому для зменшення

динамічного навантаження у ескалаторах з проміжним розміщенням приводу можливо застосувати наступні способи [16, 46]:

– цівкове зачеплення зубців привідних зірочок з роликами (цівками) тягових ланцюгів (рис. 2.6, *а*);
– зачеплення кулачків гусеничного приводу з роликами тягових ланцюгів;
– зачеплення зубців гнучкого армованого сталевими канатами зубчастого паса із зубцями, нарізаними на пластиках-рейках тягових ланцюгів - конструкція фірми «Otis», в якій застосований новий привод на базі зубчастого паса армованого сталевими тросами, внутрішні зубці паса входять у зачеплення з приводним блоком – зірочкою, зовнішні – з мілкими зубцями алюмінієвої рейки, якою замінили тяговий ланцюг (рис. 2.6, *б*).



а

б

Рис. 2.6. Способи зачеплення: а) цівково-рейковий привод ескалатора ЭТХ-3/75 ОАТ «Кіровський завод», для висоти підйому до 75 м); б) зубчасто-рейковий привод ескалатора Next Step фірми Otis, тягові ланцюги замінені алюмінієвими зубчастими рейками (для висоти підйому до 6 м) [101]

На основі дослідження існуючих конструкцій ескалаторів пропонується характеризувати ескалатори тунельного типу за наступними ознаками:

1) По розміщенню приводу. В залежності від місця (точки на трасі) передачі рушійної сили від приводу до тягових ланцюгів, узагальнені конструктивні схеми ескалаторів поділяються на два типи:

- ескалатори з приводом розміщеним у головній частині - верхній прямолінійній ділянці траси;
- ескалатори з проміжним приводом, розміщеним у верхній частині похилої прямолінійної ділянки перед входом на криволінійну ділянку.

2) По способу взаємодії тягового органу з привідними зірочками:

- традиційне ланцюгове зачеплення – сходове полотно приводиться у рух двома тяговими зірочками, зубці яких входять у зачеплення з шарнірами тягових ланцюгів з прикріпленими до них сходинками;
- цівкове зачеплення зубців привідних зірочок з роликами (цівками) тягових ланцюгів;
- зачеплення зубців армованого зубчастого паса і з зубцями, порізаних на пластиках-рейках тягових ланцюгів;
- зачеплення кулачків гусеничного приводу з роликами тягових ланцюгів.

3) За наявністю встановлених непривідних зірочок (пари не привідних жорстко посаджених на одну вісь зірочок, зубці яких одночасно зачіпляються з робочими і холостими вітками тягових ланцюгів в машинах з головним приводом – в точках 9 і 1), потрібних для зменшення в ескалаторі сили натягу тягового органу на верхній криволінійній ділянці (рис. 2.7) [10]:

- синхронізувально-зрівноважувальні зірочки встановлені – дозволяють зменшити в ескалаторі силу натягу тягового органу на величину $S_c = \left(q_c + 2q_л\right) \cdot l_{1-2} \cdot \sin\alpha$ на криволінійній ділянці 9-10, відповідно, і в усіх точках верхнього контуру [20];
- синхронізувально-зрівноважувальні зірочки невстановлені.

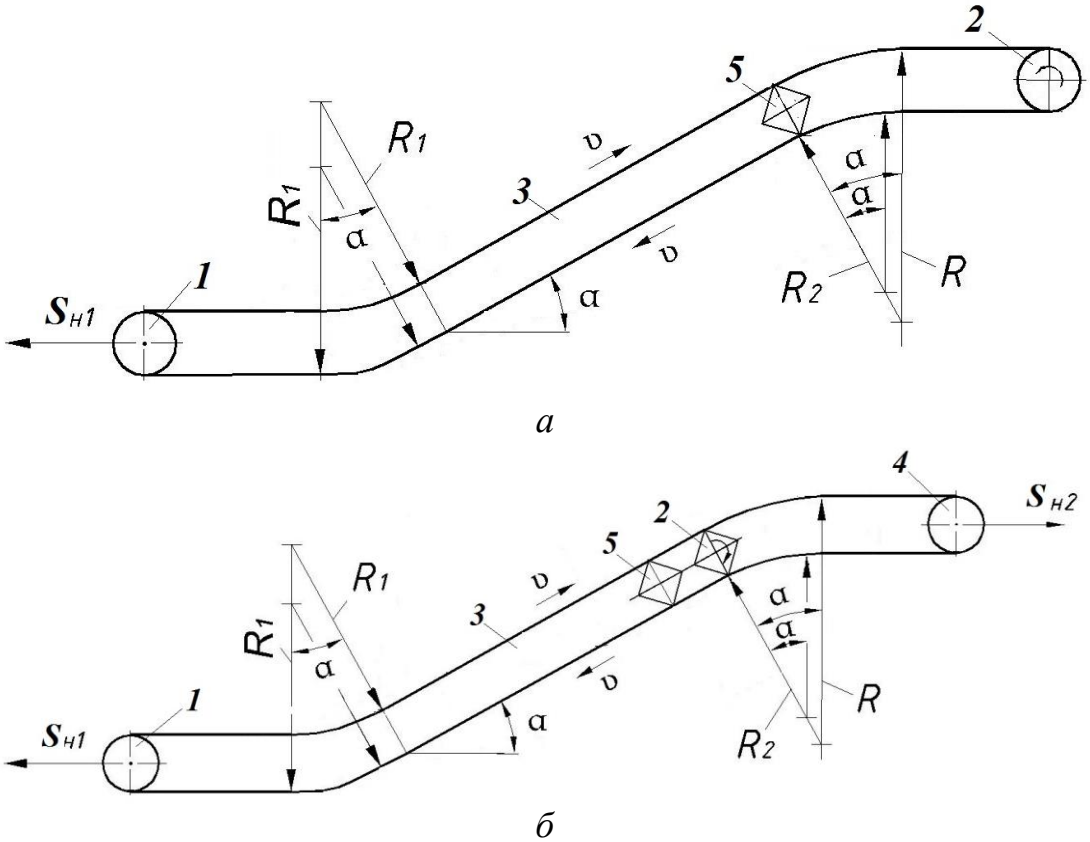


Рис. 2.7. Компонувальні схеми ескалаторів із встановленими синхронізувавльно-зрівноважувальними зірочками: *а*) з приводом у головній частині; *б*) з проміжним приводом; *1, 4* – натяжні зірочки; *2* – привід; *3* – сходове полотно; *5* – непривідні зірочки; $S_{н1}$ та $S_{н2}$ - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н; α – кут нахилу лінійної частини; R - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на робочій гілці, м; R_2 - радіус криволінійної опуклої ділянки траси на холостій гілці, м; R_1 - радіуси ввігнутих ділянок траси на робочій та холостій гілках, м; v - швидкість руху сходового полотна, м/с

2.3 Оцінка конструкцій тунельних ескалаторів

На основі проведених досліджень, встановлено, що характерними проблемами конструкції ескалатора з приводом у головній частині та традиційним ланцюговим зачепленням є:

– громіздкість машин, яка закладена у великих радіусах криволінійних ділянок, які обумовлені, по-перше, особливостями застосування

ланцюгового зачеплення, по-друге, великими навантаженнями, які виникають на криволінійній ділянці;

– наявність непостійності швидкості поступального руху ланцюга та динамічних навантажень інерційного характеру, величина яких обернено пропорційна кількості зубців.

Встановлено, що установка приводу ескалатора у верхній частині прямолінійної похилої ділянки (ескалатор з проміжним приводом) дає ряд переваг:

– зменшуються навантаження на верхні криволінійні ділянки, а відповідно і їх радіуси, тому що ці два параметра зв’язані співвідношенням;
– зменшуються поперечні габарити машини майже у 1,4 рази за рахунок чого може бути збільшена пропускна здатність тунельних ескалаторів метрополітену (привід розміщується у міжсходинковому просторі);
– економія потужностей приводів ескалатора до 10%;
– розробка і виготовлення ескалаторів по даній схемі дозволить застосувати вартісні новітні технології, тому що дана конструктивна схема дозволяє максимально уніфікувати складові елементи ескалатора, наприклад, приводна установка може мати три типи розмірів, а нарощування тягових зусиль може здійснюватися за рахунок паралельного додавання блоків приводних зірочок, що дозволить, власне, виготовляти ескалатори серійним способом.

Крім цього якісно новим етапом у проектуванні ескалаторів є можливість застосування цівкового зачеплення привідних зірочок.

Основні результати порівняльного дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів наведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Результати порівняльного дослідження конструктивно-експлуатаційних характеристик тунельних ескалаторів

	Головний привод, ланцюгове зачеплення	**Проміжний привод**
Зменшення габаритів, маси	**Діаметр привідних зірочок**	
	Для зменшення динамічних навантажень на робочий орган в період сталого руху, збільшують число зубців та діаметр привідних зірочок, що у свою чергу збільшує габарити та масу машини.	Можливість застосування цівкового зачеплення. При цівковому зачепленні забезпечується рівномірна швидкість поступального руху ланцюга, кількість зубців і діаметр привідної зірочки можуть бути зменшеними до мінімальних величин.
	Радіус верхньої криволінійної ділянки траси тягового елемента	
	Велика сила, що діє на криволінійній ділянці траси обумовлює великі радіуси криволінійної ділянки машини.	Розвантажується верхня криволінійна ділянка контуру траси. Мінімально необхідний натяг ланцюга на цій ділянці створюється верхнім натяжним пристроєм.
Енерговитрати		Зменшення навантаження на тяговий орган вкупі зі зменшенням довжини, призводить до зменшення сумарного опору пересуванню W сходового полотна, а відтак, і до зменшення енерговитрат P_p на його подолання, причому ця тенденція стає більш явною по мірі збільшення висоти ескалаторів, що повністю відповідає логіці і суті тягових розрахунків.
Збільшення пропускної здатності		За рахунок зменшення масогабаритних параметрів збільшена пропускна здатність тунельних ескалаторів метрополітену (привід розміщується у міжсходинковому просторі).

Хоча конструктивна схема ескалатора із розміщенням приводу у проміжній частині і має ряд переваг зазначених вище, зменшення у ескалаторах серії ЭТХ [106] діаметра привідних зірочок, приблизно у (2…3,9) рази у порівнянні з

ескалаторами традиційної конструкції повело за собою пропорційне збільшення кутової швидкості обертання цих зірочок, що необхідне для забезпечення розрахункової робочої швидкості руху сходового полотна, $V = \omega r = const = 0,75$ м/с. Ця обставина привела у свою чергу до збільшення на кінцевих криволінійних ділянках центробіжних сил інерції $F_i = ma_s$ (де m - маса сходинки, a_s - прискорення центра мас сходинки), величина яких стала співмірною (а у деяких випадках положення сходинки і значно більшою) діючого навантаження на бігунки сходинки. Отже, цей фактор став здійснювати суттєвий вплив на загальну картину силової дії на ескалатор і динамічна якість ескалатора може бути порушена.

Проведене дослідження конструктивно-експлуатаційних хаарктеристик тунельних ескалаторів підтвердило ряд переваг конструктивної схеми ескалатора з проміжним розміщенням приводу і обґрунтувало вибір цієї конструктивної схеми для проектування та розробки нових ескалаторів метрополітену, що замінять старі ескалатори традиційної конструкції.

Проте виконане дослідження також показало, що динамічна якість ескалаторів нової конструктивної схеми не повністю забезпечена. Тому для успішної експлуатації та вирішення задачі підвищення динамічної якості ескалатора нової конструктивної схеми на етапах конструювання, проектування та експлуатації, необхідним та актуальним є розробка комплексних методик по оцінці його динамічних параметрів, а також вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик машини.

Висновки до розділу

1. Встановлені основні переваги конструктивної схеми ескалатора з розміщенням приводу у верхній частині похилої ділянки траси (схема з проміжним приводом), а саме:

– зміна характеру навантаження тягового органу забезпечує суттєве зменшення діаметра привідної зірочки (майже у 2,7 рази) та радіусів

кривизни криволінійних ділянок траси, що в сукупності дозволяє зменшити поперечні габарити ескалатора в 1,4 рази;

– за рахунок зменшення масогабаритних параметрів збільшується пропускна здатність тунельних ескалаторів метрополітену (привід розміщується у міжсходинковому просторі).

2. Показано, що успішне використання при проектуванні ескалаторів конструктивної схеми з проміжним приводом, ускладняється відсутністю комплексних методик по дослідженню його динамічних параметрів та вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕСКАЛАТОРА

3.1 Розрахункова схема динамічної моделі механічної системи ескалатора

На основі проведеного аналізу літературних джерел, встановлено, що переважно для дослідження динамічних параметрів ескалаторів використовують моделі із зосередженими параметрами [10, 8, 62, 63, 66, 92].

Тому, для дослідження динамічних властивостей механічної системи тунельного ескалатору вибрано динамічну модель, представлену багатомасовою системою із зосередженими параметрами, рівняння руху тіл якої описуються у загальновідомій формі:

$$[m]\{\ddot{x}\}+[\mu]\{\dot{x}\}+[k]\{x\}=\{P\}, \tag{3.1}$$

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 (див. 1.3, рис. 3.1).

У такому представлені рівняння руху восьмимасової системи із зосередженими параметрами приймуть вигляд:

$$
\begin{aligned}
&m_1\ddot{x}_1 - \mu\left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1\right) - k\left(x_2 - x_1\right) = S_1 + F,\\
&m_2\ddot{x}_2 - \mu\left(\dot{x}_1 - 2\dot{x}_2 + \dot{x}_3\right) - k\left(x_1 - 2x_2 + x_3\right) = -P_1,\\
&m_3\ddot{x}_3 - \mu\left(\dot{x}_2 - 2\dot{x}_3 + \dot{x}_4\right) - k\left(x_2 - 2x_3 + x_4\right) = -P_1,\\
&m_4\ddot{x}_4 - \mu\left(\dot{x}_3 - 2\dot{x}_4 + \dot{x}_5\right) - k\left(x_3 - 2x_4 + x_5\right) = -P_1,\\
&m_5\ddot{x}_5 - \mu\left(\dot{x}_4 - 2\dot{x}_5 + \dot{x}_6\right) - k\left(x_4 - 2x_5 + x_6\right) = 0,\\
&m_6\ddot{x}_6 - \mu\left(\dot{x}_5 - 2\dot{x}_6 + \dot{x}_7\right) - k\left(x_5 - 2x_6 + x_7\right) = -P_2,\\
&m_7\ddot{x}_7 - \mu\left(\dot{x}_6 - 2\dot{x}_7 + \dot{x}_8\right) - k\left(x_6 - 2x_7 + x_8\right) = -P_2,\\
&m_8\ddot{x}_8 - \mu\left(\dot{x}_7 - 2\dot{x}_8\right) - k\left(x_7 - 2x_8\right) = -P_2.
\end{aligned}
\tag{3.2}
$$

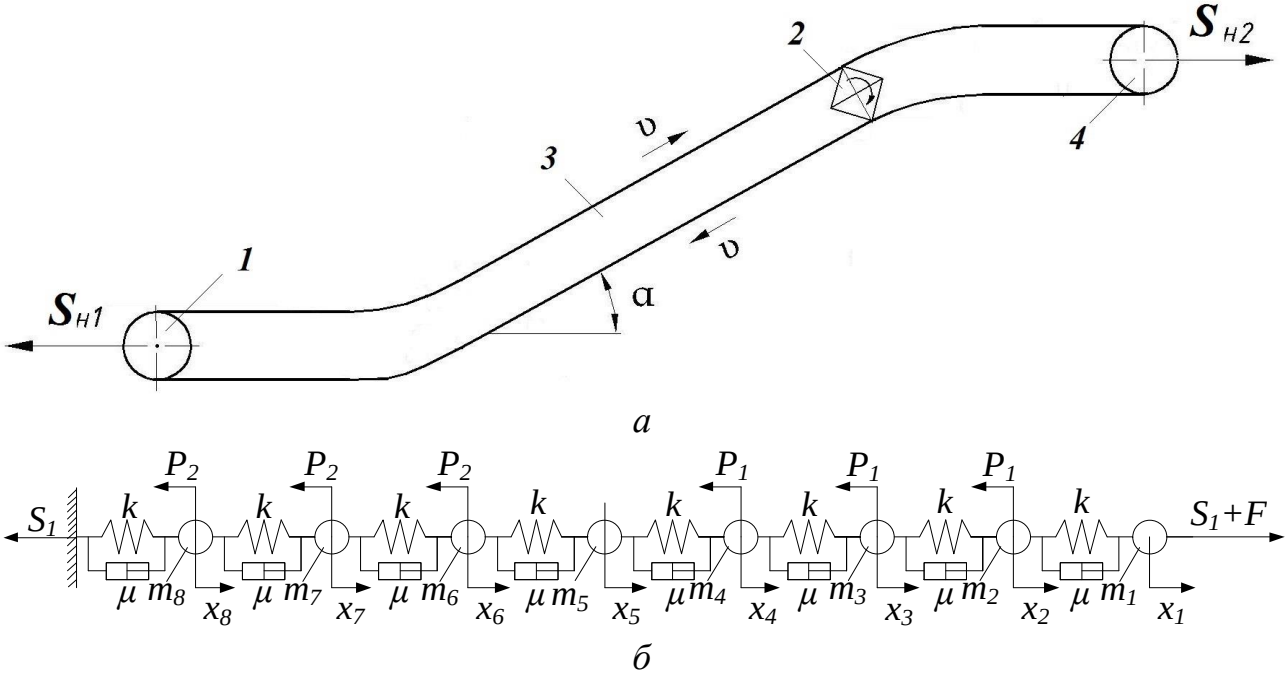


Рис. 3.1. Схеми ескалатора з проміжним приводом: *а*) конструктивна: *1*, *4* – натяжні зірочки; *2* – привід; *3* – сходове полотно; $S_{н1}$ та $S_{н2}$ - сили натягу ланцюгового контуру, створювані натяжними пристроями, Н; α ($\alpha = 30^{\circ}$) – кут нахилу лінійної частини; v - швидкість руху сходового полотна, м/с; *б*) – розрахункова (восьмимасова модель механічної системи ескалатора): P_1, P_2 - опір пересуванню робочої та холостої вітки тягового органу; F - сила створювана двигуном у точці набігання тягового органу на привідні зірочки; S_1 - сила натягу ланцюгів; k - жорсткість ділянки ланцюга; μ - коефіцієнт демпфірування ділянки ланцюга; m_{1-4} - маси робочої вітки; m_{5-8} - маси неробочої вітки; x_i - переміщення мас системи

Для розв’язку системи рівнянь (3.2) у програмному комплексі Simulink MatLab, представимо її у вигляді:

$$
\begin{aligned}
\ddot{x}_1 &= \frac{k}{m_1}x_2 - \frac{k}{m_1}x_1 + \frac{\mu}{m_1}\dot{x}_2 - \frac{\mu}{m_1}\dot{x}_1 + \frac{S_1}{m_1} + \frac{F}{m_1},\\
\ddot{x}_2 &= \frac{k}{m_2}x_1 - \frac{k}{m_2}2x_2 + \frac{k}{m_2}x_3 + \frac{\mu}{m_2}\dot{x}_1 - 2\frac{\mu}{m_2}\dot{x}_2 + \frac{\mu}{m_2}\dot{x}_3 - \frac{P_1}{m_2},\\
\ddot{x}_3 &= \frac{k}{m_3}x_2 - 2\frac{k}{m_3}x_3 + \frac{k}{m_3}x_4 + \frac{\mu}{m_3}\dot{x}_2 - 2\frac{\mu}{m_3}\dot{x}_3 + \frac{\mu}{m_3}\dot{x}_4 - \frac{P_1}{m_3},\\
\ddot{x}_4 &= \frac{k}{m_4}x_3 - 2\frac{k}{m_4}x_4 + \frac{k}{m_4}x_5 + \frac{\mu}{m_4}\dot{x}_3 - 2\frac{\mu}{m_4}\dot{x}_4 + \frac{\mu}{m_4}\dot{x}_5 - \frac{P_1}{m_4},\\
\ddot{x}_5 &= \frac{k}{m_5}x_4 - 2\frac{k}{m_5}x_5 + \frac{k}{m_5}x_6 + \frac{\mu}{m_5}\dot{x}_4 - 2\frac{\mu}{m_5}\dot{x}_5 + \frac{\mu}{m_5}\dot{x}_6,\\
\ddot{x}_6 &= \frac{k}{m_6}x_5 - 2\frac{k}{m_6}x_6 + \frac{k}{m_6}x_7 + \frac{\mu}{m_6}\dot{x}_5 - 2\frac{\mu}{m_6}\dot{x}_6 + \frac{\mu}{m_6}\dot{x}_7 - \frac{P_2}{m_6},\\
\ddot{x}_7 &= \frac{k}{m_7}x_6 - 2\frac{k}{m_7}x_7 + \frac{k}{m_7}x_8 + \frac{\mu}{m_7}\dot{x}_6 - 2\frac{\mu}{m_7}\dot{x}_7 + \frac{\mu}{m_7}\dot{x}_8 - \frac{P_2}{m_7},\\
\ddot{x}_8 &= \frac{k}{m_8}x_7 - 2\frac{k}{m_8}x_8 + \frac{\mu}{m_8}\dot{x}_7 - 2\frac{\mu}{m_8}\dot{x}_8 - \frac{P_2}{m_8}.
\end{aligned}
\tag{3.3}
$$

На основі отриманої системи рівнянь руху (3.3) побудована блок-схема (рис. 3.2) алгоритму визначення динамічних властивостей ескалатора (динамічної податливості і АЧХ) у програмному комплексі Simulink MatLab [3, 6, 13, 14, 15, 8, 29 47, 53, 60, 95, 103, 117].

Simulink MatLab є ядром інтерактивного програмного комплексу, призначеного для математичного моделювання лінійних та нелінійних динамічних систем та пристроїв, представлених функціональною блок-схемою [43]. Simulink містить бібліотеки різних блоків, з яких в робочій області будуються структурна схема моделі. Процес програмування в явному вигляді відсутній [64]. При моделюванні з використанням Simulink реалізується принцип візуального програмування [57]. Основний спосіб дослідження систем в Simulink – складання структурної схеми на підсилювачах, суматорах, інтеграторах та

інших блоках, наступне моделювання і спостереження результатів на імітувачах осцилографів та інших реєструючих приладах [64].

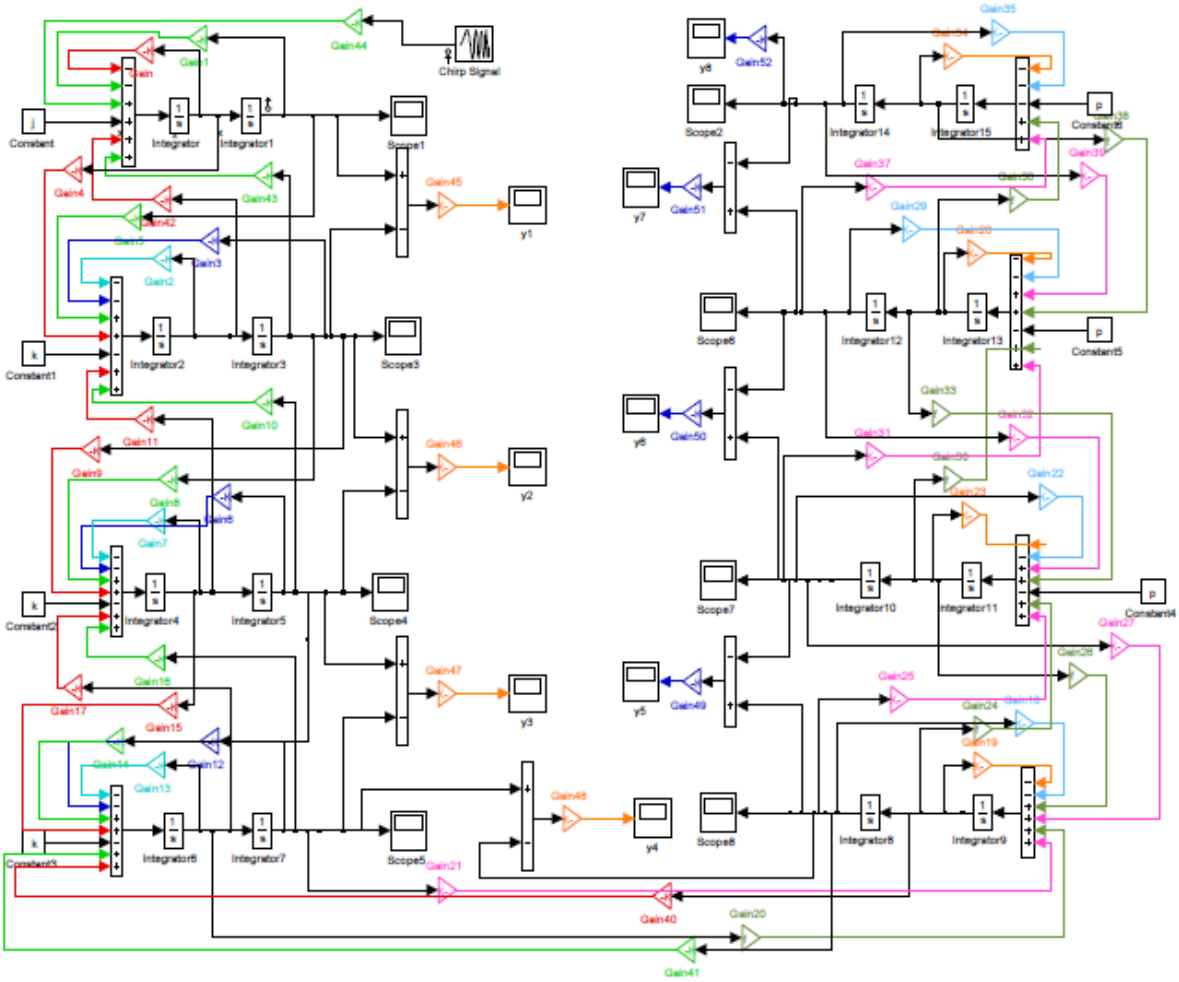


Рис. 3.2. Блок-схема восьмимасової системи ланцюгового тягового органу ескалатора

Блок-схема (рис. 3.2) динамічної восьмимасової системи ланцюгового тягового органу ескалатора побудована по методу пониження похідної та представляє собою набір блоків, які описують вісім рівнянь руху тіл системи. Приклад представлення першого рівняння (першої маси) руху системи (3.3) представлено на рисунку 3.3.

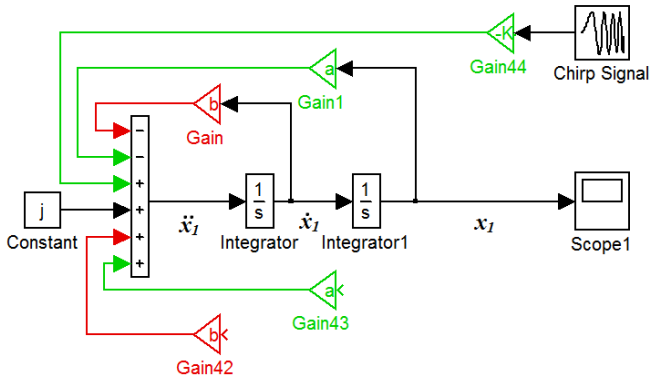


Рис. 3.3. Приклад блок-схеми першого рівняння системи

Для розв'язку рівнянь руху використовують блоки інтегрування (Integrator). Блоки підсилювачі сигналу (Gain) підсилюють сигнали системи на відповідні коефіцієнти $\frac{k}{m_i}$, $2\frac{k}{m_i}$, $\frac{\mu}{m_i}$ та $2\frac{\mu}{m_i}$. Константами (Constant) представлена дія зовнішніх сил системи. Визначення та розрахунок параметрів блок-схеми виконується у m-файлі, приклад якого представлений на рисунку 3.4.

```
open ('TO_dynam_52')
m1=6162.80; %Маси робочої гілки (m1-4)кг
m2=3471.10; %Маси холостої гілки (m5-8)кг
C1=7888332.22; %Жорсткість ділянки ланцюга, Н/м
psi=0.5; % коефіцієнт відносного розсіювання енергії
S1=66572.50; %Сила, яка передається привідними зірочками, Н
P1=56218.02; %Сила опору пересуванню робочої гілки, Н
P2=-22163.97; %Сила опору пересуванню холостої гілки, Н
Fst=102162.16; %Створювана приводом статична сила, Н
msp=(m1+m2)/2; %кг
mu=psi*(1/3.1416)*((msp*C1)^(1/2)); %Коефіцієнт демпфірування Н*с/м
%Розрахункові коефіцієнти системи
a=C1/m1;
b=mu/m1;
c=(2*C1)/m1;
d=(2*mu)/m1;
j=(S1+Fst)/m1;
k=P1/m1;
v=C1/m2;
f=mu/m2;
g=(2*C1)/m2;
u=(2*mu)/m2;
p=P2/m2;
%значення для врахування початкових умов
x=0; y=0; z=0; w=0; m=0; n=0; l=0; q=0; vsp=0;
sim('TO_dynam_52')
x=ScopeData1(end); y=ScopeData3(end);
z=ScopeData4(end); w=ScopeData5(end);
m=ScopeData8(end); n=ScopeData7(end);
l=ScopeData6(end); q=ScopeData2(end);
sim('TO_dynam_52')
```

Рис. 3.4. Приклад m-файлу для розрахунку блок-схеми

Налаштування параметрів моделювання системи відбувається у вікні Configuration Parameters (загальні параметри моделювання, рис. 3.5), вкладка Solver (Вирішувач).

До основних параметрів вирішувача відноситься час моделювання - зона Simulation time (умовна величина). Параметри зони зазначені нижче:

– Start time – початковий час моделювання – у даній задачі 0;

– Stop time – кінцевий час моделювання – у даній задачі 15.

В зоні Solver options (параметри вирішувача) задаються два параметри:

– Type (тип вирішувача);

– Solve (метод вирішувача).

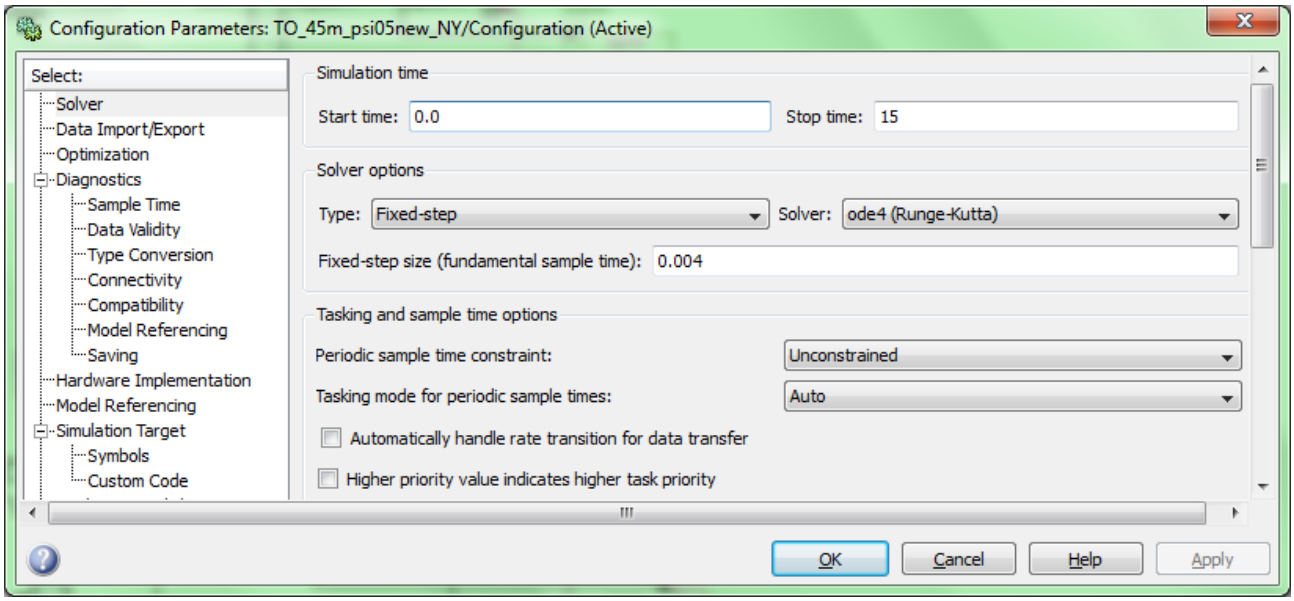


Рис. 3.5. Параметри розрахунку системи

Simulink Matlab дозволяє обрати декілька методів вирішувача. Побудована блок-схема (рис. 3.3) розраховується за допомогою вбудованого алгоритму розв’язку диференційних рівнянь ode45, який реалізує метод Рунге-Кутта 4-го порядку (рис. 3.5). Для даної задачі обраний тип вирішувача з фіксованим кроком (Fixed-step). При виборі типу вирішувача з фіксованим кроком у полі Fixed-stepsize (fundamental sample time) задається крок інтегруванні (0,004) [43].

В якості основних динамічних характеристик ланцюгового тягового органу ескалатора досліджені динамічна податливість та амплітудно-частотні характеристики (АЧХ).

В якості тестового ($F_д$) використаний полігармонічний сигнал.

Полігармонічний тестовий сигнал змодельований за допомогою блоку Chirp Signal. Призначення блоку – формування синусоїдальних коливань, частота яких змінюється лінійно. Параметри блоку Chirp Signal (рис. 3.6):

– Initial frequence - початкова частота, Гц;

– Target time - час зміни частоти, с;

– Frequence at target time - кінцеве значення частоти, Гц.

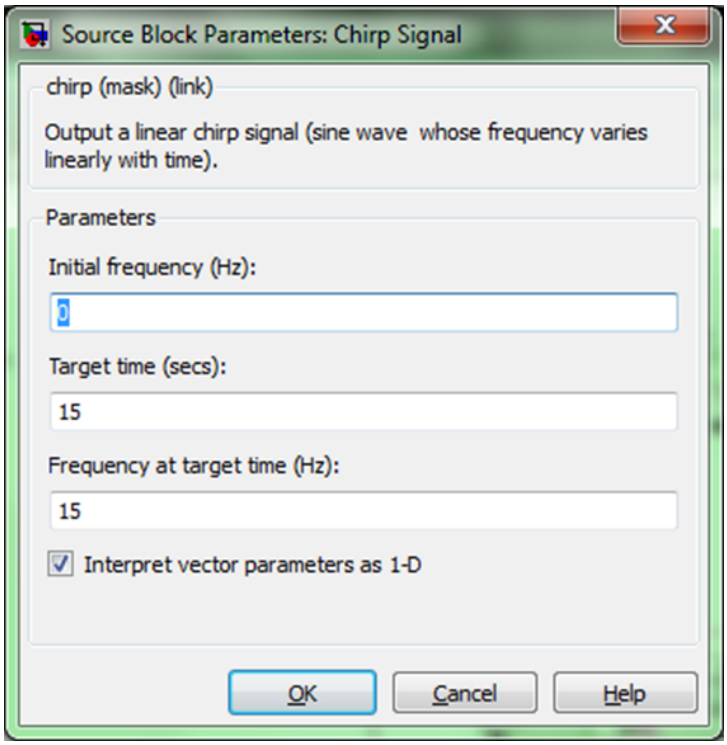


Рис. 3.6. Вікно введення параметрів блоку Chirp Signal

На рисунку 3.7 наведений полігармонічний тестовий сигнал, який виведений за допомогою блоку приймача сигналу Scope.

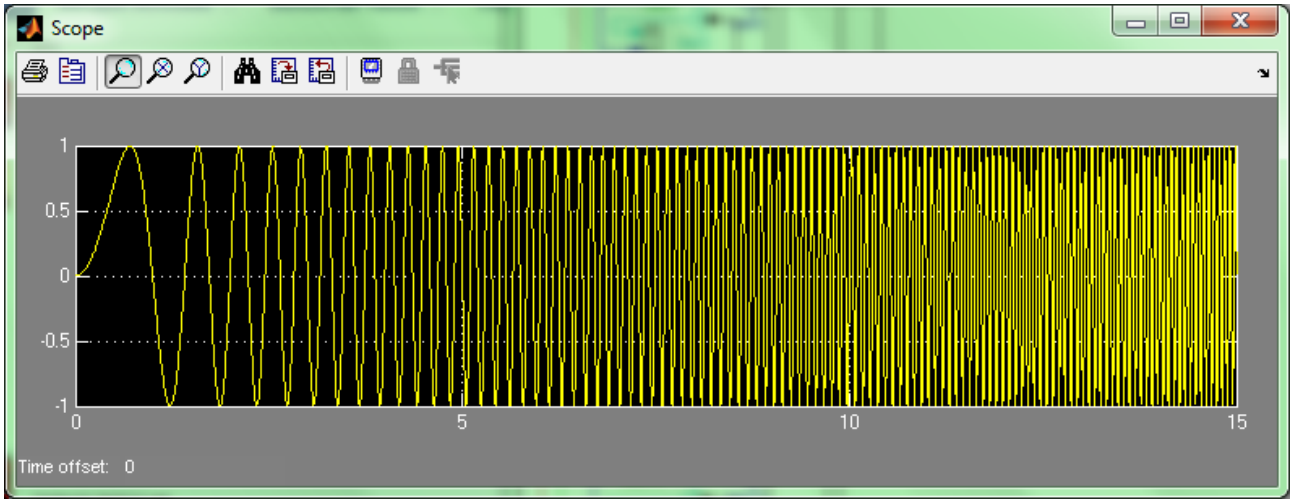


Рис. 3.7. Тестовий синусоїдальний сигнал

В результаті запуску моделі на відпрацювання отримуємо переміщення мас системи. Приклад отриманого результату - переміщення першої маси - представлено на рис. 3.8.

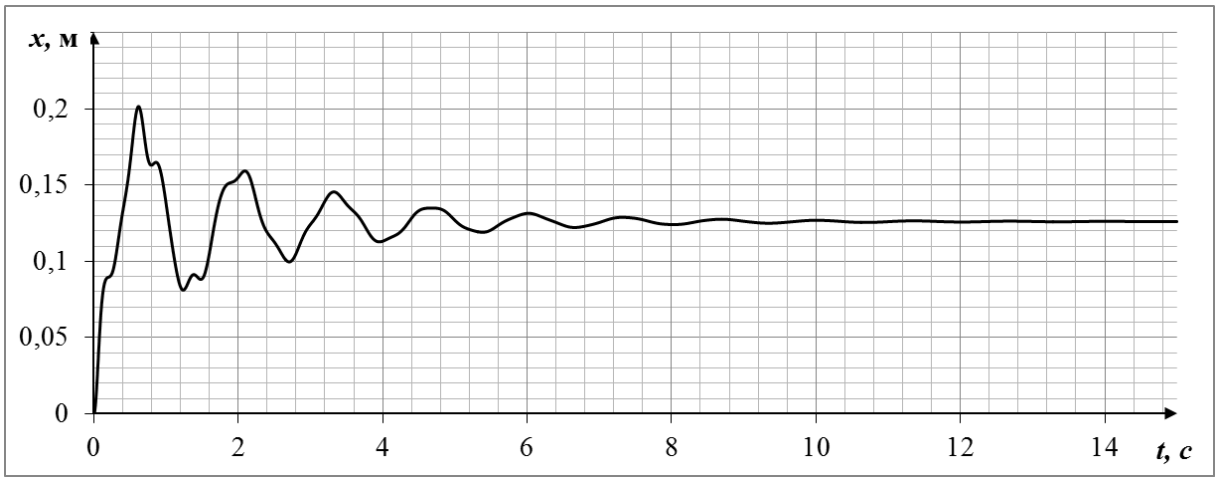


Рис. 3.8. Переміщення першої маси системи

3.2 Вибір коефіцієнта жорсткості ділянки тягового ланцюга

Вибір характеристик жорсткості в моделі (3.3) здійснювався по спеціально розробленій методиці, що полягає у порівнянні результатів натурного експерименту з результатами розрахунку жорсткості при умові ідеального з’єднання елементів ланцюга та їх з’єднання з врахуванням похибок виготовлення та монтажу. Як правило, задачі дослідження динамічних параметрів

транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом виконувалось без врахування цих факторів. В кращих випадках коефіцієнт жорсткості тягових ланцюгів визначався експериментально для кожної конкретної розрахункової моделі, в інших - розрахунковим досить наближеним способом.

Дослідження динамічних моделей тягових органів ескалаторів типажного ряду пов'язане із застосуванням значної кількості типорозмірів тягових ланцюгів. Експериментальне визначення коефіцієнтів жорсткості такої кількості тягових ланцюгів потребує значних матеріальних витрат. Тому постає необхідність створення універсальної експериментально-розрахункової методики оцінки пружних властивостей тягових ланцюгів певного конструктивного ряду.

Жорсткість є основним параметром пружних властивостей ланцюга, що визначає динамічні навантаження на ланцюг і швидкість розподілу пружного імпульсу у замкненому контурі тягового елементу транспортувальної машини [45].

Для підвищення рівня достовірності результатів динамічних досліджень створена методика оцінки і врахування в задачах ідентифікації динамічних моделей робочого органу ескалаторів пружних властивостей тягового елемента [32, 33].

Для цього виконано:

- експериментальне визначення коефіцієнта жорсткості тягового ланцюга ескалатора;
- створення у віртуальному середовищі SolidWorks універсальної твердотільної випробувальної моделі тягового ланцюга та визначення його коефіцієнта жорсткості із застосуванням скінчено-елементного методу;
- систематизація і обробка одержаних результатів, досягнення адекватності результатів розрахунку;
- використання одержаних експериментально-дослідним шляхом значень коефіцієнтів жорсткості тягових ланцюгів для оцінки динамічних характеристик тягового органу ескалатора.

3.2.1 Експериментальне визначення коефіцієнта жорсткості ланцюга

При проведені динамічного дослідження ланцюгового тягового органу, зокрема, для типажного ряду ескалаторів з висотою підйому, 5-75 м (з кроком 5 м), розрахунок коефіцієнта жорсткості тягового ланцюга, як суцільного стержня, є досить грубою оцінкою його властивостей, з огляду на шарнірно-спряжену конструкцію ланцюга [10]. Більш достовірним є визначення коефіцієнта жорсткості ланцюгів експериментальним методом з використанням дослідної установки [91].

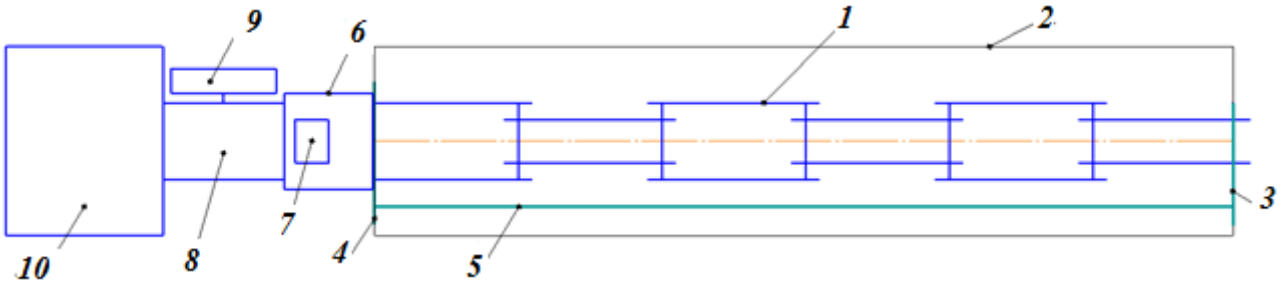
Для визначення коефіцієнту жорсткості ланцюг випробується на одновісний розтяг в діапазоні зусиль від мінімального розрахункового до розривного. Для кожного значення прикладеної сили виконується замір видовження відрізка ланцюга.

Для проведення експерименту обраний ескалаторний ланцюг ЭТ-5 з кроком 100 мм (рис. 3.9) завдовжки 3,2 м.

Рис. 3.9. Ланцюг ЭТ-5

Експеримент проведений на стенді випробувань тягових ланцюгів ескалаторів метрополітену - ВК 9698-28143СБ (рис. 3.10) [91].

а



б

Рис. 3.10. Випробувальна установка: *а*) стенд випробування ланцюгів; *б*) - схема стенду випробування ланцюгів метрополітену на розтяг ВК 969В-28143СБ: *1* – відрізок ланцюга; *2* – рама; *3, 4* – балки для кріплення ланцюга; *5* – опорна балка; 6 – перехідний елемент; 7 - тензометричний датчик Mitutoyo; *8* – тяговий хомут; *9* – динамометр; *10* – гідростанція ВК 9698-28143.6СБ

Ланцюг ЭТ-5 розтягувався в діапазоні зусиль менше розривних. Рівні навантажень встановлювались з допомогою тензометричного пристрою УСТЕ-1 [100] (рис. 3.11) та вимірювального контролера ИК-4 [52] (рис. 3.12).

Рис. 3.11. Тензометричний пристрій УСТЕ-1

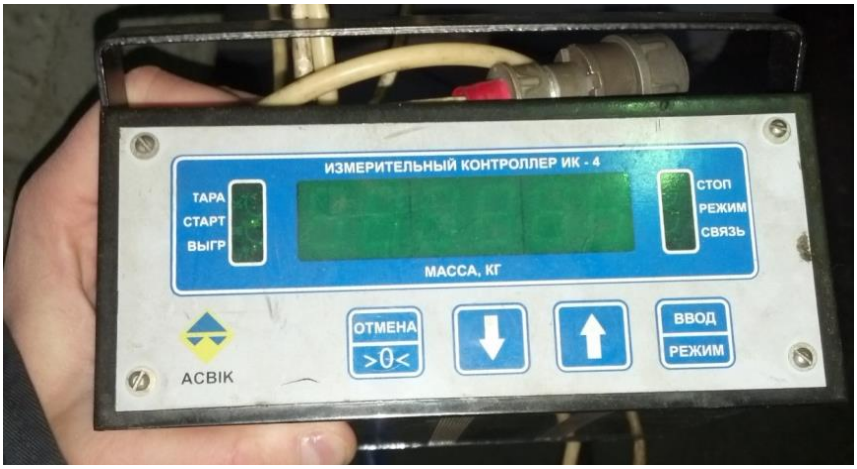


Рис. 3.12. Контролер ИК-4

Видовження ланцюга вимірювались з допомогою тензометричного датчика Mitutoyo (absolute) modelD-F150 (рис. 3.13).

Рис. 3.13. Тензометричний датчик Mitutoyo

На основі експериментальних даних коефіцієнт жорсткості відрізка ланцюга визначався по формулі:

$$k = \frac{F}{\Delta l}, \tag{3.4}$$

де F - зусилля, Н,

Δl - видовження ланцюга, м.

Одержані результати експерименту дозволяють, з використанням розрахункових методик, оцінити значення (усереднене) коефіцієнту жорсткості ланцюга. Значення коефіцієнту жорсткості для ланцюга довжиною 3,2 м становить $19 \cdot 10^{-5}$ Н/м.

3.2.2 Розрахунок коефіцієнта жорсткості ланцюга

Експериментальний метод визначення жорсткості тягового ланцюга представленого набором шарнірно з’єднаних стержнів хоча і є найбільш достовірним, але разом з тим досить громіздкий, технічно складний та ускладнює дослідження динаміки ескалаторів в широкому діапазоні типів тягового органу та типажного ряду машини. На противагу експериментальному методу, використання програмних комплексів не потребує значних матеріальних та технічних затрат та забезпечує точність отриманих результатів, яка є задовільною для виконання інженерних розрахунків.

Для визначення коефіцієнту жорсткості ескалаторного ланцюга ЭТ-5 [37] скінчено-елементним методом [85, 105, 114, 86] побудована та розрахована у програмному комплексі SolidWorks [119] його твердотільна модель.

Розрахунок виконаний для випадків розрахунку твердотільної моделі відрізку ланцюга:

- при умові ідеального з’єднання елементів ланцюга;
- при з’єднанні його елементів з врахуванням похибок виготовлення та монтажу.

Твердотільна модель ланцюга складається з двох ланок (рис. 3.14). Перша ланка містить порожнистий валик *4* на який жорстко посаджені дві зовнішні пластини *1*. Друга ланка має втулку *2* на яку жорстко посаджені дві внутрішні пластини *3*. Втулка та валик виступають контактуючими елементами. Втулка розміщена на валику із зазором для забезпечення рухомого контакту між ними. На втулку кріпляться ролики (не змодельовані). Два кінця системи із двох ланок ланцюга закріплені жорстко у кріпильних елементах *5*. Змодельовані номінальні розміри порожнистого валика та втулки діаметром 36 мм.

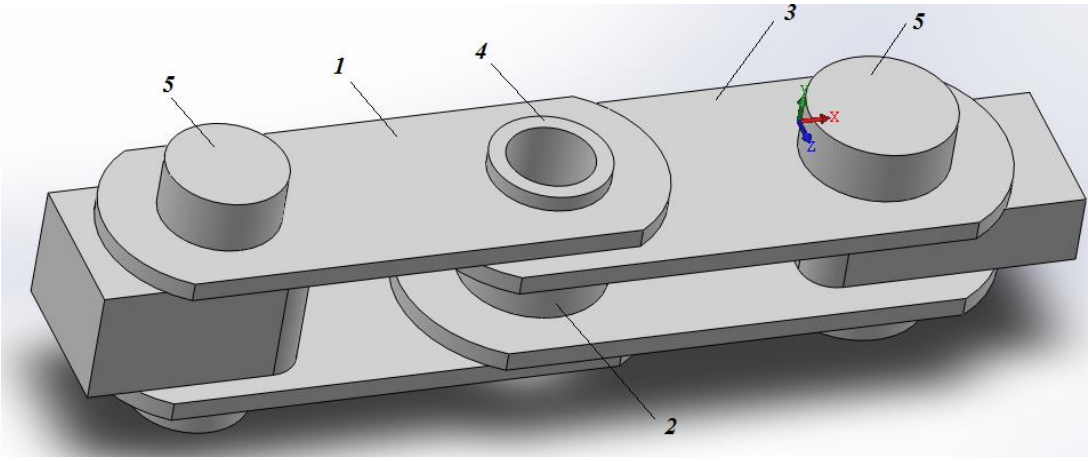


Рис. 3.14. Твердотільна модель ланцюга ЭТ-5: *1*- порожнистий валик; *2* – зовнішня пластина; *3* – втулка; *4* – внутрішня пластина; *5* – кріпильні елементи

Між поверхнями елементів моделі ланцюга, що дотикаються, задані контактні граничні умови. Тип контакту «Нет проникновения» (рис. 3.15).

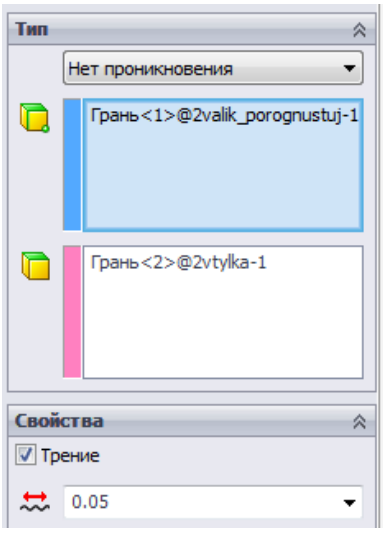


Рис. 3.15. Параметри контактних обмежень моделі

Для запобігання довільного зміщення деталей втулки та валика при ітераційному процесі розв’язку заданий коефіцієнт тертя 0,05.

Глобальний контакт заданий як «Свободные», що прискорює розрахунок моделі в цілому.

На рисунку 3.16 показано розбиття твердотільної моделі скінчено-елементною сіткою і встановлення умов закріплення. Лівий кріпильний елемент моделі жорстко закріплений по трьом осям. Правий кріпильний елемент моделі має можливість переміщуватися вздовж осі OX. На торці правого кріпильного елементу задається навантаження розтягу.

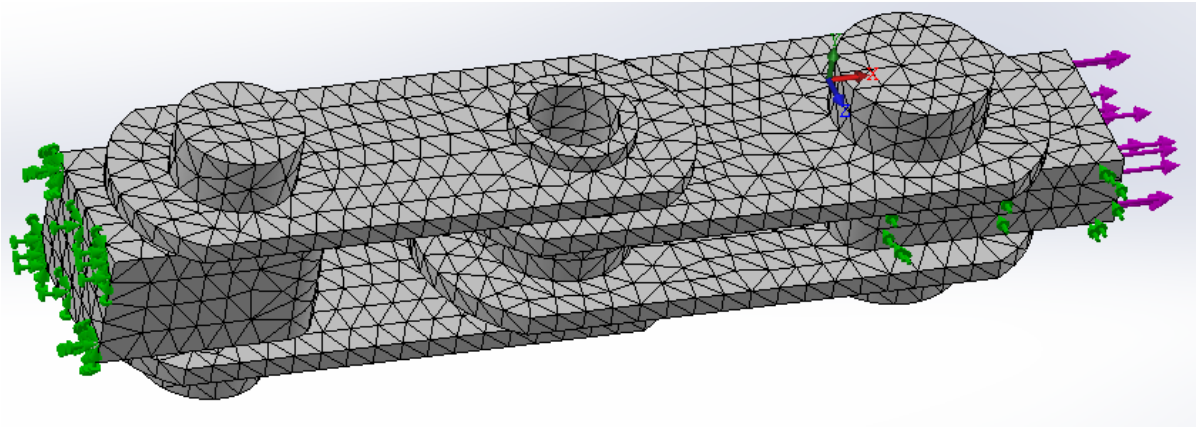


Рис. 3.16. Скінчено-елементна модель ланцюга ЭТ-5

Глобальний розмір скінчено-елементної сітки встановлений автоматично рівним 8,23 мм з допуском 0,41 мм (рис. 3.17).

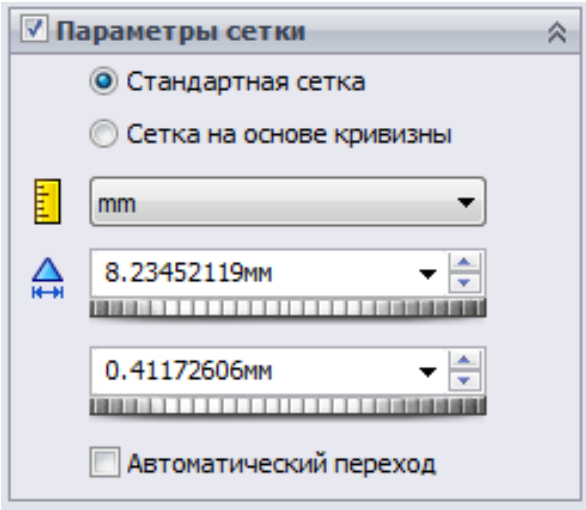
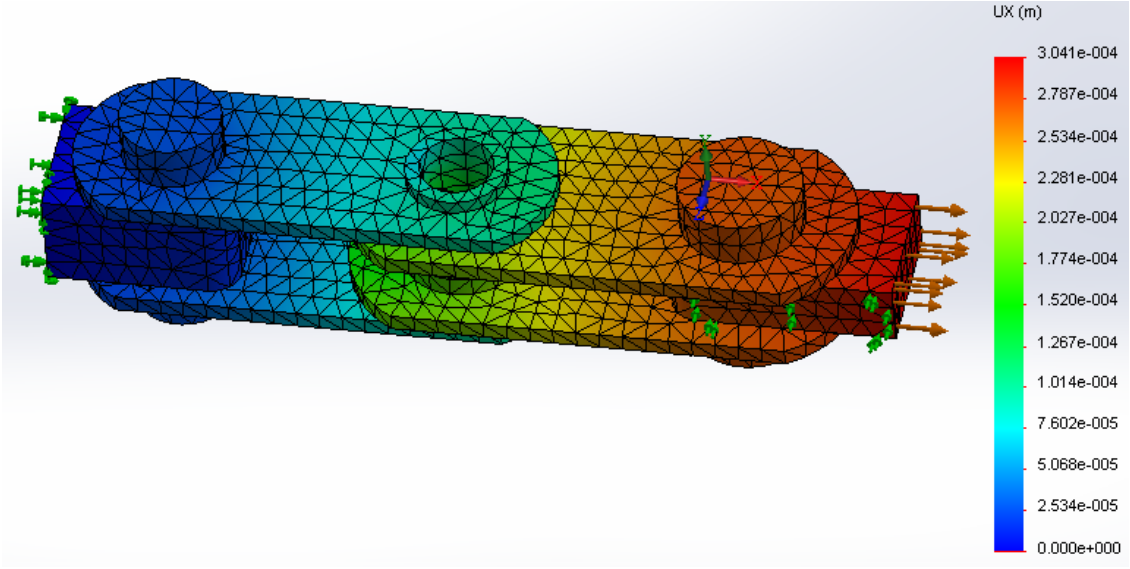


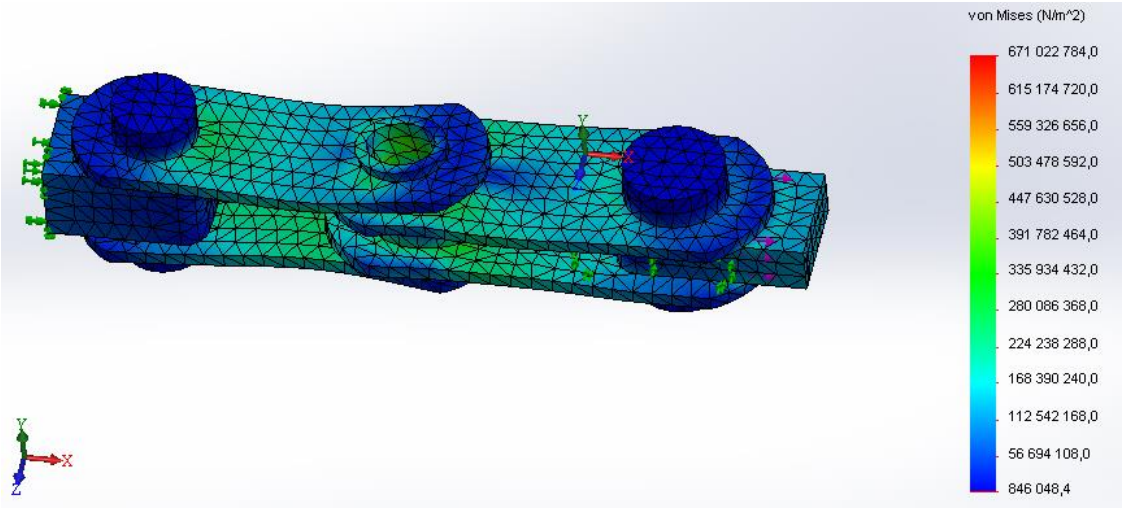
Рис. 3.17. Параметри скінченною-елементної сітки

Параметри моделі: кількість вузлів – 18147, кількість скінченних елементів сітки – 10243.

На рисунку 3.18 представлені результати розрахунку скінчено-елементної моделі двох ланок ескалаторного ланцюга із змодельованим ідеальним з’єднанням елементів.



а



б

Рис. 3.18. Результати досліджень моделі із змодельованим ідеальним з’єднанням елементів: *а*) - епюра переміщень; *б*) - епюра деформацій

В якості похибок з’єднання та монтажу змодельована (рис. 3.19):

– овальність валика вздовж та поперек дії навантаження (зовнішня форма валика – овал, із зовнішнім поперечним розміром 35,2 мм, внутрішня форма втулки – коло з діаметром 36 мм);

– відхилення від співвісності валика та втулки (зовнішній діаметр валика 35,5 мм, внутрішній діаметр втулки 36 мм, форма контакту втулки та валика – лінія, внутрішня форма втулки – коло з діаметром 36 мм);
– бочкоподібність валика (зовнішній діаметр валика по лінії контакту з втулкою 36 мм, симетричне зменшення діаметру валика до 35,5 мм, форма контакту – коло, внутрішня форма втулки – коло з діаметром 36 мм).

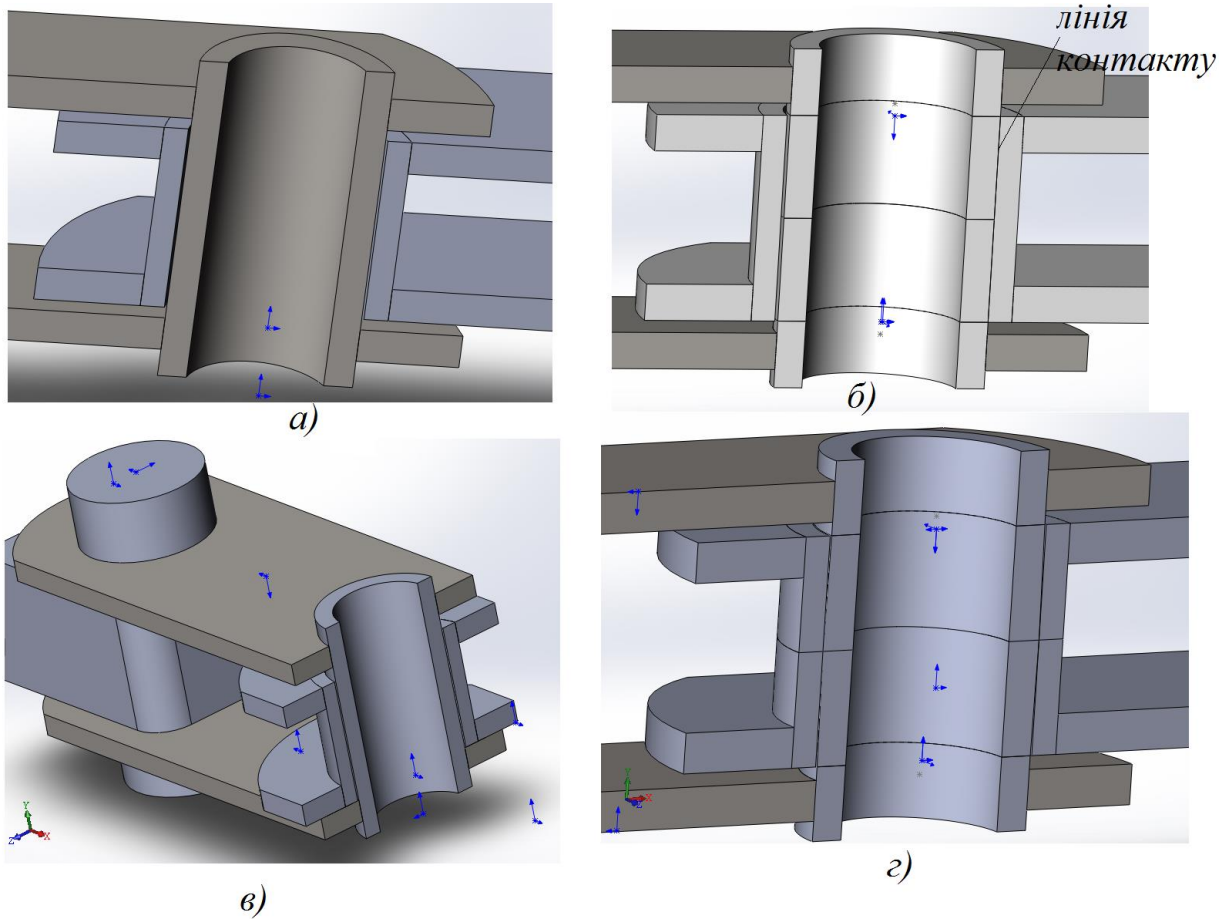
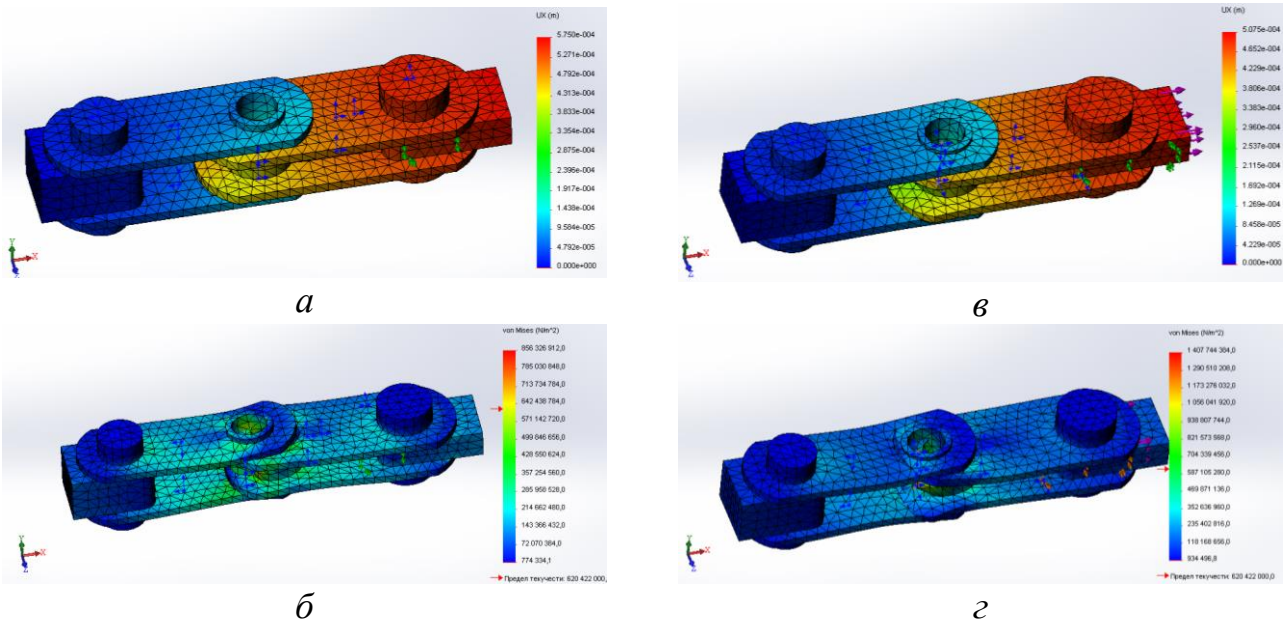


Рис. 3.19. Похибки з’єднання та монтажу: *а*) - поперечна овальність валика; *б*) - зміщення контакту валика і втулки; *в*) - поздовжня овальність валика; *г*) - бочкоподібність валика

На рисунках 3.20 та 3.22 представлені результати розрахунку скінчено-елементної моделі двох ланок ескалаторного ланцюга з моделюванням похибок з’єднань та монтажу:

– овальність валика поперек дії навантаження (рис. 3.20, *а*, *б*);
– бочкоподібність валика (рис. 3.20, *в*, *г*).



а *в*

б *г*

Рис. 3.20. Результати досліджень моделі із моделюванням похибок з’єднань та монтажу: *а*) - епюра переміщень (овальність валика); *б*) - епюра деформацій (овальність валика); *в*) – епюра переміщень (бочкоподібність); *г*) – епюра деформацій (бочкоподібність)

Глобальний розмір скінчено-елементної сітки моделі із моделюванням відхилення від співвісності валика та втулки встановлений автоматично рівним 4,12 мм з допуском 0,2 мм (рис. 3.21).

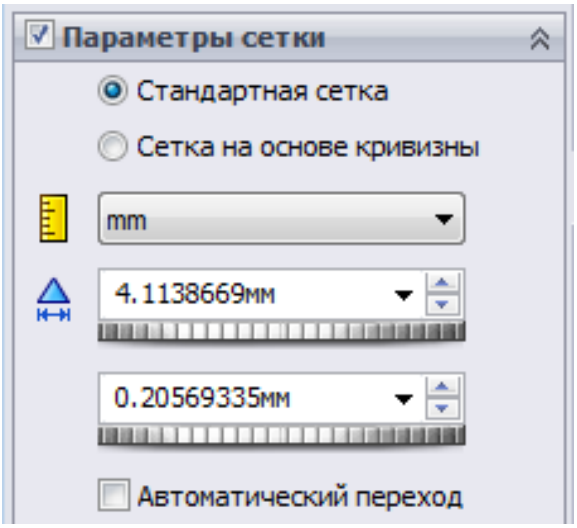
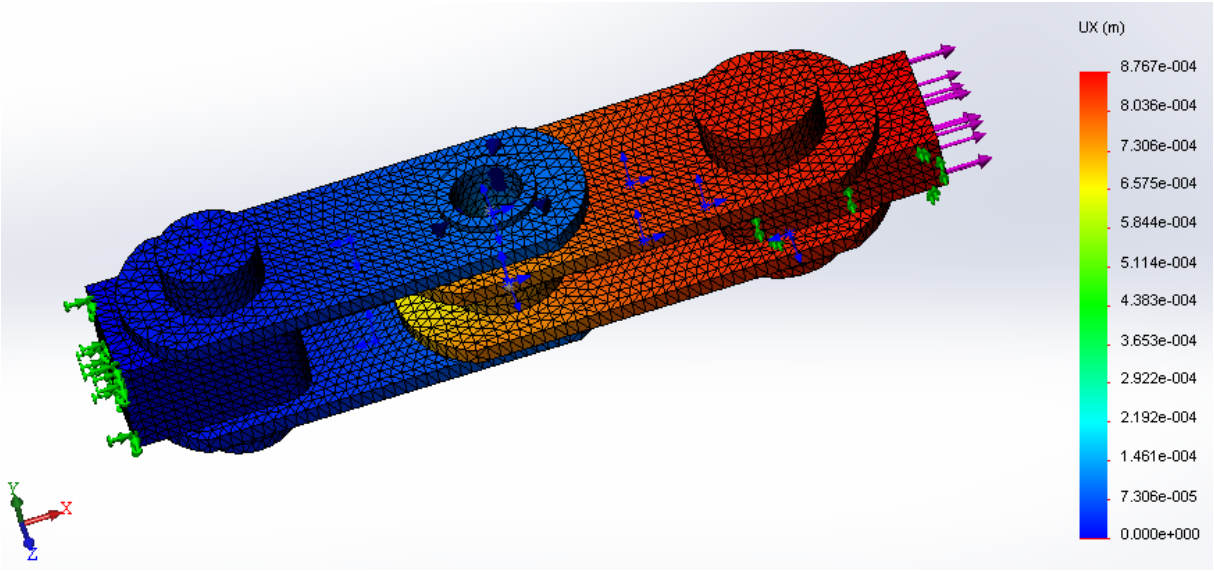
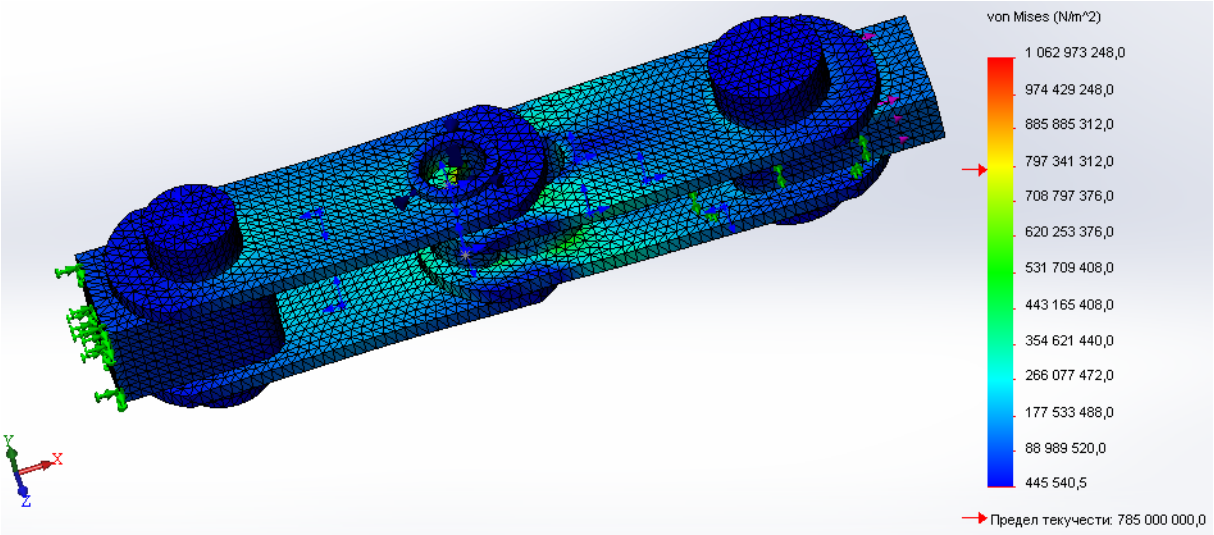


Рис. 3.21. Параметри скінченною-елементної сітки моделі із моделюванням відхилення від співвісності валика та втулки

Параметри моделі: кількість вузлів – 95266, кількість скінченних елементів сітки – 60019.



а



б

Рис. 3.22. Результати досліджень моделі із моделюванням відхилення від співвісності валика та втулки: *а*) - епюра переміщень; *б*) - епюра деформацій

При обробці результатів моделювання, коефіцієнт жорсткості ланцюга визначався по формулі:

$$k_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n} \frac{k_i}{n}, \tag{3.5}$$

де k_i - коефіцієнт жорсткості ділянки ланцюга, $k_i = F/\Delta_i$, Н/м,

n - кількість ділянок ланцюга,

F - прикладене зусилля, Н,

Δ_i - видовження ділянки ланцюга, м.

В результаті розраховані коефіцієнти жорсткості ланцюга, встановлені поправочні коефіцієнти із даними, одержаними в результаті проведення експериментального визначення.

3.2.3 Вибір коефіцієнтів жорсткості тягового органу в динамічній моделі ескалатора

За результатами експериментального і теоретичного дослідження отримані графічні оцінки пружних властивостей ділянки ланцюга (рис. 3.23), що підтверджують можливість визначення пружних властивостей (жорсткості) тягових ланцюгів шляхом моделювання із врахуванням коефіцієнту відповідності.

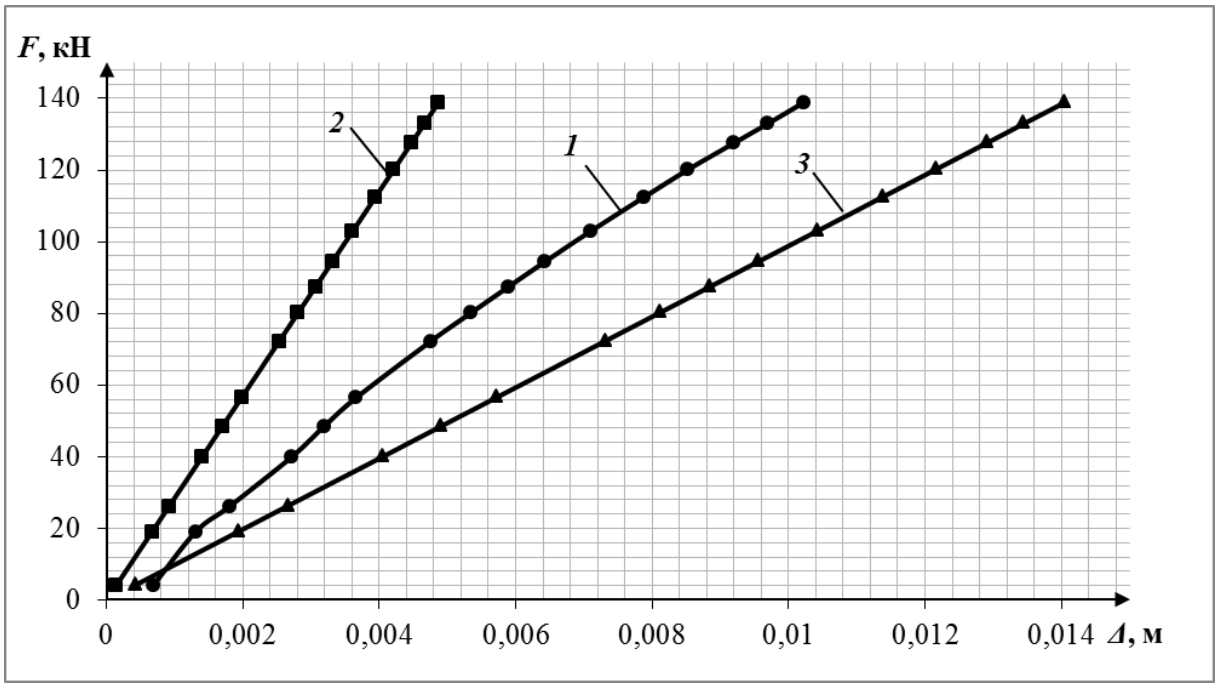


Рис. 3.23. Результати визначення видовження Δ і жорсткості ділянки ланцюга k_i: *1* – натурний експеримент ($k_1 = 19 \cdot 10^5$ Н/м); *2* – моделювання з ідеальним з'єднанням деталей ($k_2 = 39 \cdot 10^5$ Н/м); *3* – моделювання з врахуванням неточності виготовлення та з'єднання деталей ($k_3 = 13{,}5 \cdot 10^5$ Н/м)

Коефіцієнт відповідності при цьому розраховується на основі порівняння та аналізу величин жорсткості визначених експериментальним та теоретичним дослідженням і становить:

$$s = \frac{k_{фіз.експ}}{k_{вірт.експ}} = \frac{1888547{,}009}{3901469{,}096} = 0{,}48, \tag{3.6}$$

де $k_{фіз.експ}$, $k_{вірт.експ}$- жорсткість ділянки ланцюга визначена за результатами експериментального та теоретичного дослідження, відповідно, Н/м,

Розрахований коефіцієнт відповідності використовується для уточнення значення жорсткості ділянки привідного ланцюга ескалатора в моделі (3.3).

Використана методика визначення жорсткості тягових ланцюгів, може бути застосована для вирішення оберненої задачі визначення типорозмірів ланцюгів при проектуванні та конструюванні ескалаторів.

Висновки до розділу

1. Розроблено алгоритм розв’язку системи рівнянь руху восьмимасової системи із зосередженими параметрами дозволяє здійснювати розрахунок частот власних коливань системи, гармонічних коефіцієнтів впливу, динамічної податливості і АЧХ механічної системи ескалатора.

2. На основі порівняння результатів експериментального визначення жорсткості ділянки ланцюга з результатами моделювання, встановлено, що експериментальне значення жорсткості лежить в межах граничних розрахункових.

3. Встановлено, що для ланцюга типу ЭТ-5 коефіцієнт відповідності експериментально отриманих значень жорсткості до максимальних розрахункових (ідеальне з’єднання) становить 0,48.

РОЗДІЛ 4. ЗАКОНОМІРНОСТІ ЗМІНИ ДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕСКАЛАТОРІВ З ПРОМІЖНИМ РОЗМІЩЕННЯМ ПРИВОДУ ЗАЛЕЖНО ВІД КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

4.1 Вхідні параметри динамічного аналізу

Дослідження динамічних параметрів проведено для типажного ряду ескалаторів висотою підйому від 5 до 75 м з кроком 5 м. Як для найхарактерніших випадків представлені результати досліджень ескалаторів висотою підйому 5 м, 45 м та 75 м.

Аналіз динамічних параметрів виконано для наступних режимів роботи ескалатора:

- рух на підіймання без навантаження;
- рух на підіймання з навантаженням (продуктивність ескалатора 4500 чол/год);
- рух на підіймання з навантаженням (продуктивність ескалатора 9000 чол/год).

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

Для розрахунку власних частот машини у програмному комплексі MathCad, розглянута восьмимасова динамічна система ескалатора (3.2) без врахування демпфірування [68]. Система складається з восьми мас ($m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_p$, $m_5 = m_6 = m_7 = m_8 = m_x$, кг), восьми пружин ($k$, Н/м) та навантажена зовнішніми збуджуючими навантаженнями $(S_1 + F)$, P_1, Н, прикладеними до мас системи (рис. 3.1, *б*). Рівняння руху тіл такої системи мають вигляд:

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

Рівняння вільних коливань механічної системи ескалатора у матричному вигляді

$$
\left[m\right]\left\{\ddot{x}\right\} + \left[k\right]\left\{x\right\} = 0, \tag{4.1}
$$

де $\left[m\right] = \begin{bmatrix} m_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_p & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix}$ - матриця мас системи,

$\left[k\right] = \begin{bmatrix} -k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k \end{bmatrix}$ - матриця жорсткості системи;

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

Виконується умова

$$\ddot{x}_i = -\lambda_i x_i,\ i = 1..n, \tag{4.2}$$

де $\lambda = p^2$,

p - власна частота системи.

Характеристичне рівняння системи (4.1)

$$\left| [m]^{-1}[k] - \lambda [I] \right| \{x\} = 0, \tag{4.3}$$

де $[I]$ - одинична матриця,

Власні частоти p_i системи без демпфірування розраховуються як:

$$p_i = \sqrt{\lambda_i}, \tag{4.4}$$

де λ_i - корені характеристичного рівняння (4.3), $i = 1..n$.

На рисунку 4.1 представлено приклад реалізації алгоритму визначення власних частот для ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год у програмному комплексі MathCad. Вихідні дані до розрахунку:

$m_p = 6162{,}8$ кг - маса ділянок робочої гілки ланцюгового тягового органу;

$m_p = 3471{,}1$ кг - маса ділянок холостої гілки ланцюгового тягового органу;

$k = 38,2 \cdot 10^{-5}$ Н/м - жорсткість ділянки ланцюга.

Отримані власні частоти системи для ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год представлені у таблиці 4.1.

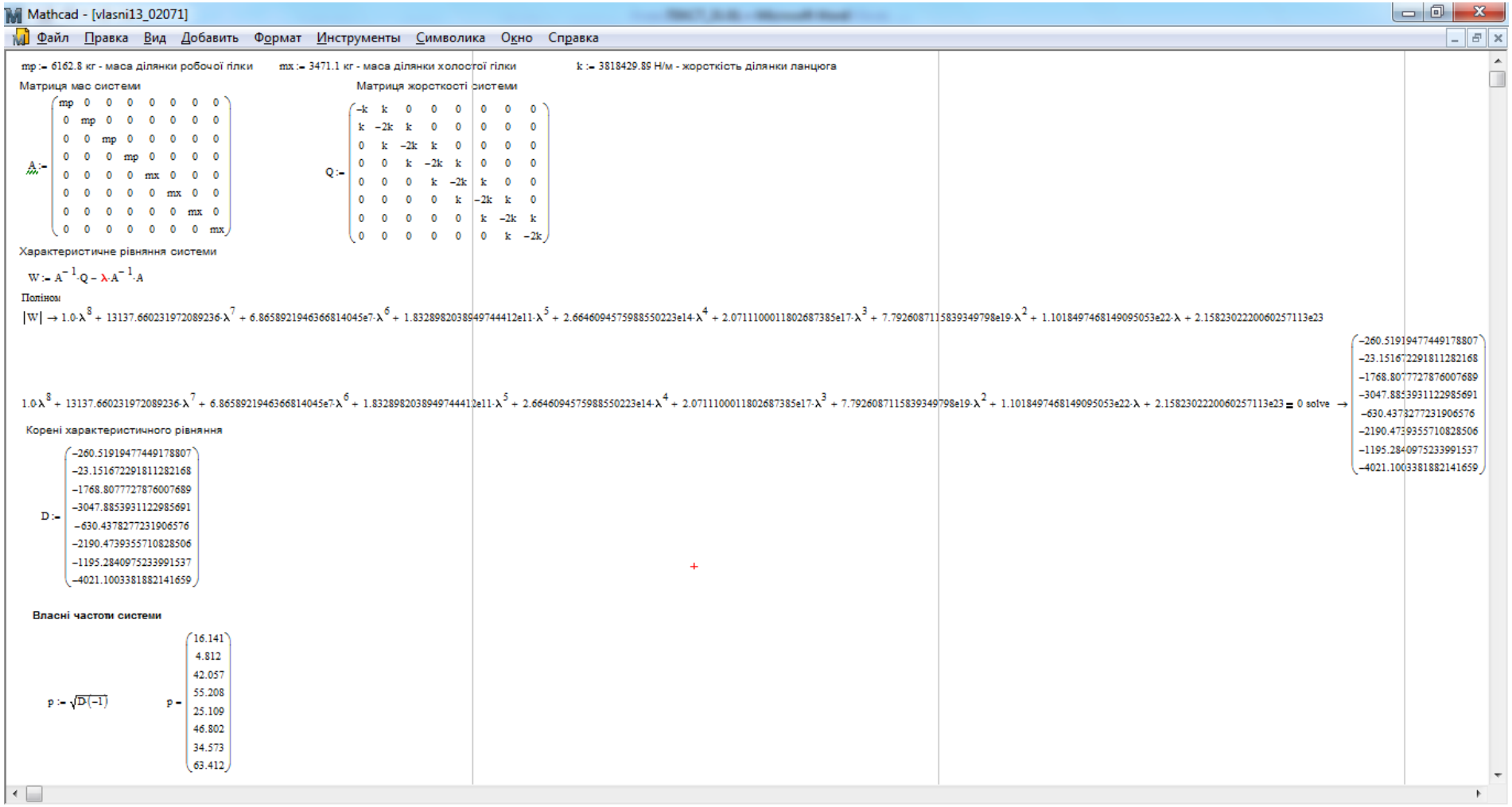
Таблиця 4.1. Власні частоти ескалатора (висота підйому 45 м, продуктивність 9000 чол/год)

№ п/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

4.2 Динамічна податливість тягового органу ескалатора

Для отримання динамічних параметрів тягового органу (гармонічних коефіцієнтів впливу) як тестовий сигнал використано змодельований за допомогою блоку Chirp Signal синусоїдальний сигнал із лінійно змінною частотою та одиничною амплітудою. Тестовий сигнал прикладено до першої маси, яка фізично знаходить у зоні розташування приводної зірочки. Дослідження виконано для максимального коефіцієнта демпфірування.

Рис. 4.2 містить вісім кривих α_{i1}, що представляють гармонічні коефіцієнти впливу восьми мас ($\alpha_{11},\ldots,\alpha_{81}$) механічної системи ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підіймання з навантаженням (продуктивність становить 9000 чол/год). До першої маси прикладене динамічне навантаження, представлене полігармонічним тестовим сигналом з одиничною амплітудою.



Mathcad - [vlasni13_02071]

Файл Правка Вид Добавить Формат Инструменты Символика Окно Справка

$mp := 6162.8$ кг - маса ділянки робочої гілки $\quad mx := 3471.1$ кг - маса ділянки холостої гілки $\quad k := 3818429.89$ Н/м - жорсткість ділянки ланцюга

Матриця мас системи

$$A := \begin{pmatrix} mp & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & mp & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & mp & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & mp & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & mx & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mx & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mx & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & mx \end{pmatrix}$$

Матриця жорсткості системи

$$Q := \begin{pmatrix} -k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k & k \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & k & -2k \end{pmatrix}$$

Характеристичне рівняння системи

$$W := A^{-1} \cdot Q - \lambda \cdot A^{-1} \cdot A$$

Поліном

$$|W| \rightarrow 1.0 \cdot \lambda^8 + 13137.660231972089236 \cdot \lambda^7 + 6.865892194636681404 5e7 \cdot \lambda^6 + 1.832898203894974441 2e11 \cdot \lambda^5 + 2.664609457598855022 3e14 \cdot \lambda^4 + 2.071110001180268738 5e17 \cdot \lambda^3 + 7.792608711583934979 8e19 \cdot \lambda^2 + 1.101849746814909505 3e22 \cdot \lambda + 2.158230222006025711 3e23$$

$$1.0 \cdot \lambda^8 + 13137.660231972089236 \cdot \lambda^7 + 6.865892194636681404 5e7 \cdot \lambda^6 + 1.832898203894974441 2e11 \cdot \lambda^5 + 2.664609457598855022 3e14 \cdot \lambda^4 + 2.071110001180268738 5e17 \cdot \lambda^3 + 7.792608711583934979 8e19 \cdot \lambda^2 + 1.101849746814909505 3e22 \cdot \lambda + 2.158230222006025711 3e23 = 0 \text{ solve} \rightarrow \begin{pmatrix} -260.51919477449178807 \\ -23.151672291811282168 \\ -1768.8077727876007689 \\ -3047.8853931122985691 \\ -630.4378277231906576 \\ -2190.4739355710828506 \\ -1195.2840975233991537 \\ -4021.1003381882141659 \end{pmatrix}$$

Корені характеристичного рівняння

$$D := \begin{pmatrix} -260.51919477449178807 \\ -23.151672291811282168 \\ -1768.8077727876007689 \\ -3047.8853931122985691 \\ -630.4378277231906576 \\ -2190.4739355710828506 \\ -1195.2840975233991537 \\ -4021.1003381882141659 \end{pmatrix}$$

Власні частоти системи

$$p := \sqrt{D(-1)} \qquad p = \begin{pmatrix} 16.141 \\ 4.812 \\ 42.057 \\ 55.208 \\ 25.109 \\ 46.802 \\ 34.573 \\ 63.412 \end{pmatrix}$$

Рис. 4.1. Приклад визначення власних частот механічної системи ескалатора висотою підйому 45 м, при максимальному завантаженні 9000 чол/год у програмному комплексі MathCad

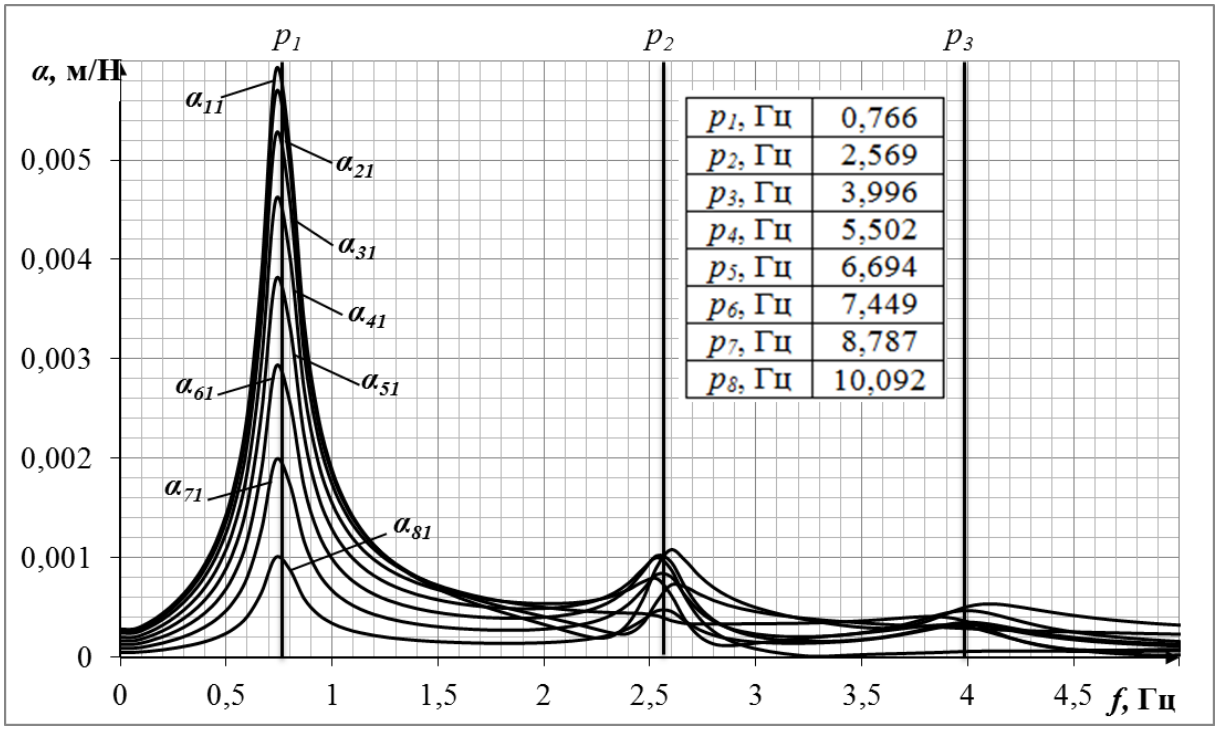


Рис. 4.2. Гармонічні коефіцієнти впливу α_{i1} механічної системи ескалатора висотою підйому 45 м з продуктивністю 9000 чол/год: $i = 1..8$ - номер маси на якій визначається реакція системи на одиничне навантаження, прикладене до 1-ї маси; p_i - власні частоти системи, Гц

На першій ділянці восьмимасової системи (перша маса системи) фізично розміщується привідна зірочка ескалатора. На рисунку 4.2 представлені перші три власні частоти (значення власних частот системи наведено у таблиці рисунку).

Дослідження гармонічних коефіцієнтів впливу системи (рис. 4.2) свідчить про наявність двох резонансних зон із суттєвим рівнем коливань:

– перша резонансна зона знаходиться у межах 0,5-0,8 Гц, що відповідає першій власній частоті системи p_1;
– друга резонансна зона находиться 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.

Дослідження гармонічних коефіцієнтів впливу (рис. 4.2) показує:

– небезпеку виникнення надмірних динамічних навантажень при збуреннях механічної системи ескалатора на перших двох частотах власних коливань;
– необхідність розробки рекомендацій, щодо уникнення такого режиму роботи.

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

На рисунку 4.3 представлена динамічна податливість α_{11} першої маси системи ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному навантаженні 9000 чол/год (крива 3) при навантаженні 4500 чол/год (крива 2) та без навантаження 0 чол/год (крива 1). 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).

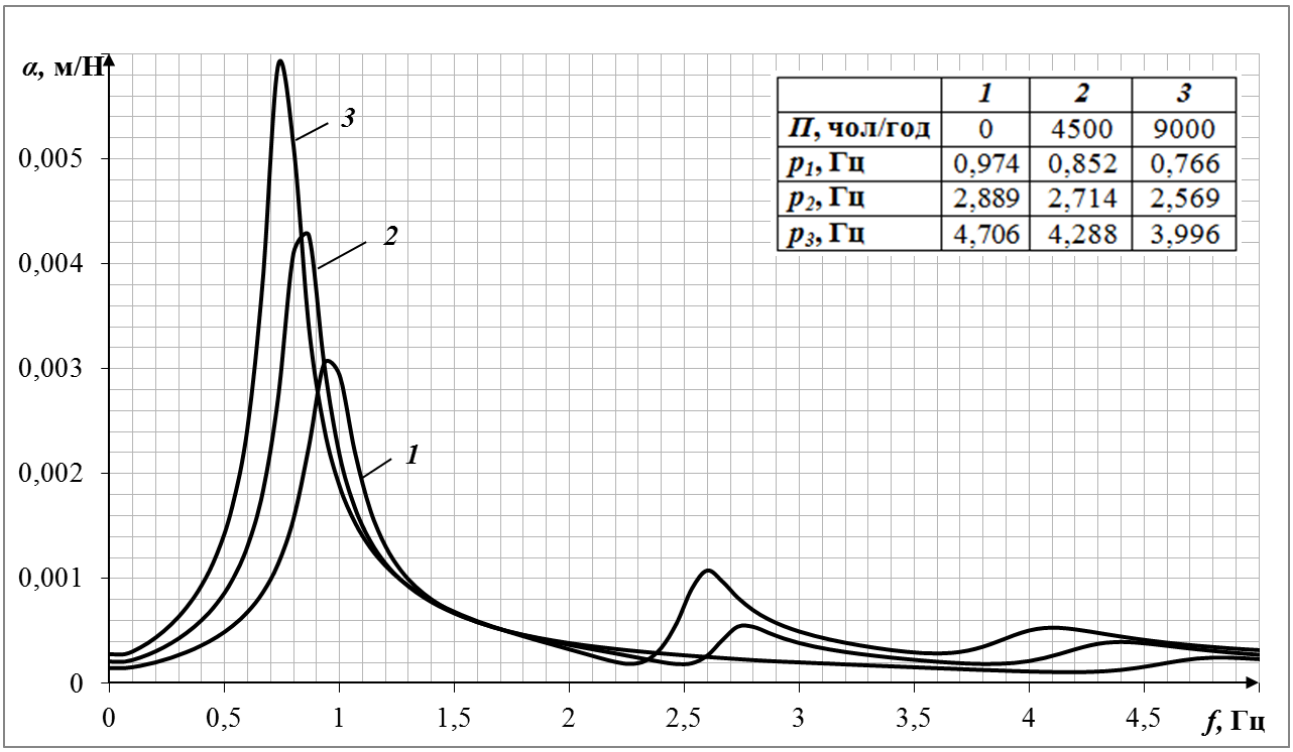


Рис. 4.3. Динамічна податливість ескалатора висотою підйому 45 м при навантаженні: *1* – 0 чол/год; *2* – 4500 чол/год; *3* – 9000 чол/год

Дослідження динамічної податливості (рис. 4.3) ескалатора висотою підйому 45 м в діапазоні значень навантажень, свідчить про суттєвість впливу величини продуктивності на значення частот власних коливань.

В системі проходить 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 треба враховувати при призначенні режимів роботи ескалатора.

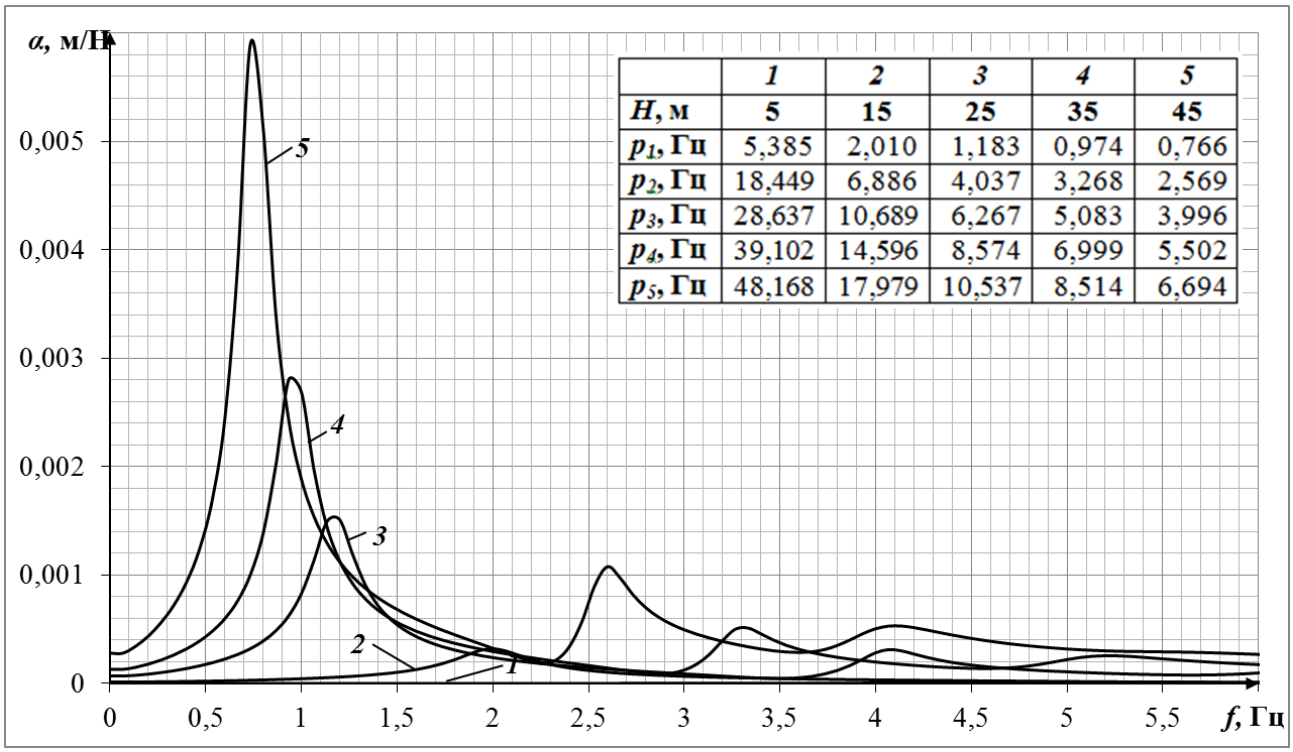
На рисунку 4.4 представлена динамічна податливість першої маси системи (α_{11}) ескалаторів. Крива 1 – динамічна податливість першої маси системи ескалатора висотою підйому 5 м, крива 2 – 15 м, крива 3 – 25 м, крива 4 - 35 м та крива 5 - 45 м. Розрахунок динамічної податливості проводився в діапазоні висот підйому ескалаторів побудовані для максимального навантаження – продуктивності 9000 чол/год.

Тенденція зміщення власних частот коливань, що спостерігалась при зміні продуктивності ескалатора, також спостерігається і при зміні висоти підйому ескалатора (рис. 4.4):

- 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 треба враховувати при виконанні проектування ескалаторів.

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



	1	2	3	4	5
H, м	**5**	**15**	**25**	**35**	**45**
p_1, Гц	5,385	2,010	1,183	0,974	0,766
p_2, Гц	18,449	6,886	4,037	3,268	2,569
p_3, Гц	28,637	10,689	6,267	5,083	3,996
p_4, Гц	39,102	14,596	8,574	6,999	5,502
p_5, Гц	48,168	17,979	10,537	8,514	6,694

Рис. 4.4. 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

4.3 Дослідження впливу зовнішніх збурень

Робота ескалатора в період встановленого руху супроводжується вібраціями і супутніми шумами. Вібрації виникають у результаті змінних впливів на елементи конструкції ескалатора, а саме на тяговий елемент, опори валів, зачеплення передаточного механізму та інше.

Відомі методи вібродіагностики визначають власні частоти елементів, кількісно вимірюють і фіксують наявність проблеми, але не усувають причину виникнення вібрацій при роботі ескалатора. Дане дослідження спрямоване на створення методики, яка дозволить на будь-якому етапі створення машини виявляти та попереджати можливість виникнення шкідливих вібрацій і шумів (або знижувати їх рівень) та ризик потрапляння в резонансні режими роботи машини.

4.3.1 Характерні частоти зовнішніх збурень

Для відходу від резонансних частот, які проявляються на АЧХ ескалатора [61], а також для визначення причини виникнення вібрацій, визначені та проаналізовані вібрації, викликані кінематичним збуренням.

За результатами аналізу доступних джерел інформації обрано типові для роботи редукторів та ланцюгових передач частоти збурень, які наведені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2. 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 дисбалансом зірочки)	ω	1,431	1,789	2,326	2,505	2,684
Кратні частоти (збурення викликані перекосом приводного валу 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

4.3.2 Модель зовнішнього збурення

Для дослідження впливу вище зазначених зовнішніх збурень на динамічні властивості механічної системи ескалатора, проведено моделювання її АЧХ при дії полігармонічного зовнішнього збурення типу:

$$F_{\partial} = A\left(\sin\omega t + \sin 2\omega t + \sin 3\omega t + \sin z\omega t\right), \tag{4.5}$$

де A - амплітуда збурення, Н [10];

ω – кутова частота обертання привідної зірочки, рад/с;

z - кількість зубців привідної зірочки;

t – час, с.

4.3.2.1 Визначення амплітуди зовнішнього збурення

Амплітуда збурення *A*, Н, розраховується як середньоквадратичне відхилення діючих сил на границях ділянок ланцюга [10] та обчислюється для кожного розрахункового випадку (комбінації навантаження та висоти підйому) окремо.

Алгоритм визначення амплітуди зовнішнього збурення полягає у наступному (рис. 4.5):

– перша ділянка (перша маса) системи до якої прикладене динамічне навантаження розбивається на певну кількість відрізків;

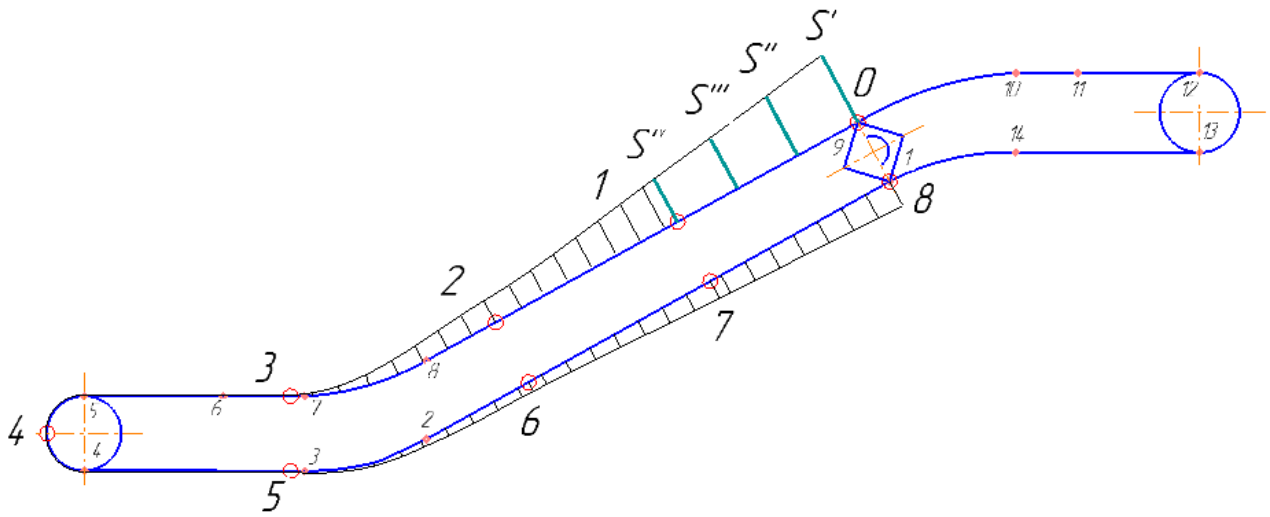


Рис. 4.5. Схема до визначення амплітуди зовнішнього збурення: S', S'', S''', S^{IV}, Н – зусилля в тяговому органі ескалатора на першій ділянці (першій масі) механічної системи ескалатора

– на кожному відрізку визначається зусилля в тяговому органі ескалатора (S', S'', S''', S^{IV}, Н) – для визначення зусилля у простому випадку можливо використовувати дані тягового розрахунку або значення зусиль отриманих з допомогою динамічної моделі (п. 4.4.1), що дає більш достовірні результати;

– визначається середньоквадратичне відхилення отриманих значень зусиль в тяговому органі ескалатора S', S'', S''', S^{IV}, Н:

$$s = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n}\left(x - \overline{x}\right)^2}{\left(n-1\right)}}\,, \tag{4.6}$$

де x - елемент вибірки;

$\overline{x}$ - середнє арифметичне вибірки

$$\overline{x} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} x_i\,, \tag{4.7}$$

n - розмір вибірки.

Наприклад, для ескалатора висотою підйому 45 м та з максимальним завантаженням сходового полотна 9000 чол/год, розрахункові значення сил натягу на першій ділянці становить: $S' = 168735$ Н, $S'' = 154193$ Н, $S''' = 139651$ Н, $S^{IV} = 125110$ Н.

Обсяг вибірки $n = 4$.

Середнє арифметичне вибірки

$$\overline{x} = \frac{1}{4}(168735 + 154191 + 139651 + 125110) = 146922\,\text{Н}.$$

Стандартне відхилення

$$s = \sqrt{\frac{\left(168735 - 146922\right)^2 + \left(154193 - 146922\right)^2 + \left(139651 - 146922\right)^2 + \left(125110 - 146922\right)^2}{4-1}} = 18773\ \text{Н}\cdot$$

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

4.3.2.2 Моделювання сигналу зовнішнього збурення

Змодельований сигнал представляє суму синусоїд з відповідними частотами. На блок-схемі алгоритму розрахунку динамічних властивостей сигнал

представлений сумою блоків Signal Generator (рис. 4.6). Блок Signal Generator має параметри частоти та амплітуди для налаштування.

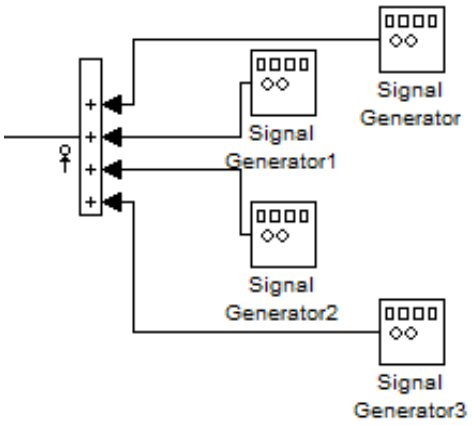


Рис. 4.6. Представлення синусоїдального полігармонічного сигналу на блок-схемі алгоритму визначення динамічних властивостей ескалатора

На рисунку 4.7 представлений приклад змодельованого синусоїдального полігармонічного сигналу для ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному завантаженні (продуктивність 9000 чол/год) та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с.

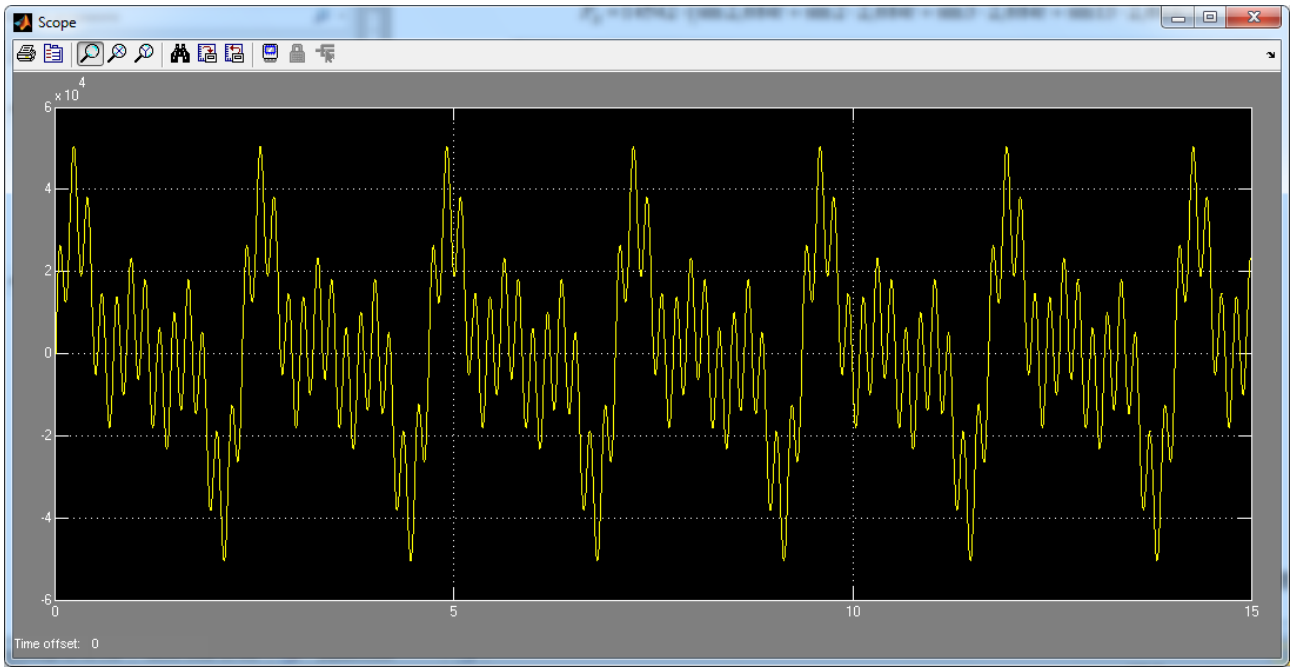


Рис. 4.7. Приклад полігармонічного синусоїдального сигналу

Модель зовнішнього збурення для ескалатора висотою підйому 45 м та продуктивністю 9000 чол/год має вигляд:

$$F_o = 14542 \cdot \left(\sin\left(2,684 \cdot t\right) + \sin\left(2 \cdot 2,684 \cdot t\right) + \sin\left(3 \cdot 2,684 \cdot t\right) + \sin\left(13 \cdot 2,684 \cdot t\right)\right),$$

тут $\omega = 2,684$ рад/с – частота обертання зірочки,

$A = 18773$ Н - амплітуда збурення розрахункового випадку (п. 4.3.2.1),

$z = 13$ - кількість зубців привідної зірочки.

4.3.3 Дослідження впливу швидкості руху сходового полотна

Змодельована діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підіймання з максимальним навантаженням (продуктивність 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) представлена на рис. 4.8. Амплітуда зовнішнього збурення $A = 18773$ Н (п. 4.3.2.1). На діаграмі також представлена перша власна частота системи $p_1 = 0,766$ Гц.

Діаграма (рис. 4.8) містить три зони коливань:

- перша зона – від 0,228 Гц до 0,427 Гц відповідає збуренню на частоті обертання зірочки ω;
- друга зона – від 0,456 Гц до 0,854 Гц відповідає збуренню на подвійній частоті обертання зірочки 2ω;
- третя зона – 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 з 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 органу.

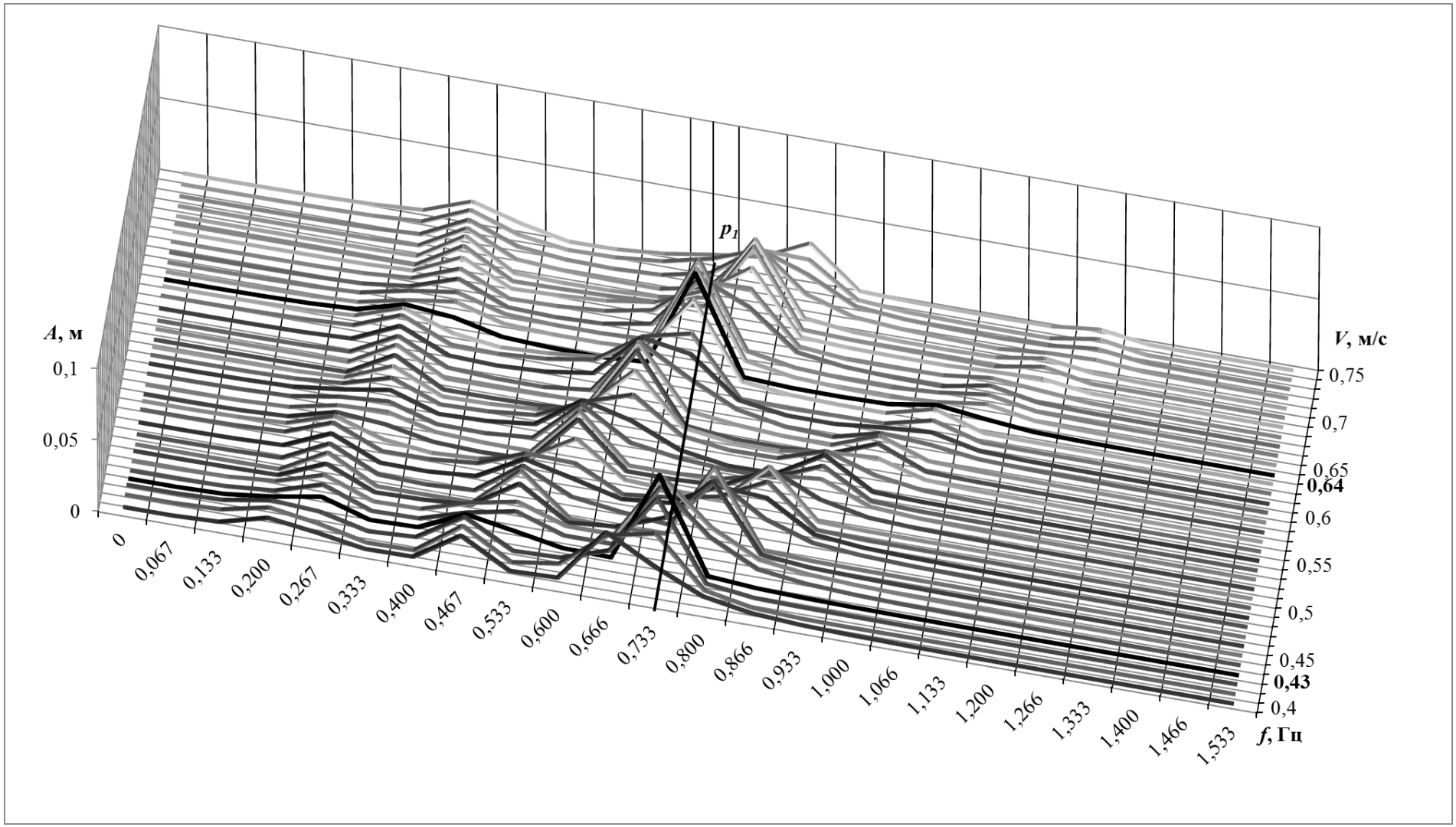


Рис. 4.8. Діаграма АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при максимальному завантаженні у діапазоні зміни швидкості руху тягового полотна

4.3.4 Дослідження впливу висоти підйому ескалатора

Для дослідження впливу частот збурень у розрізі типажного ряду ескалатора, побудовані АЧХ ескалатора залежно від значень висот підйому при максимальній продуктивності 9000 чол/год та значенні швидкості сходового полотна 0,75 м/с (рис. 4.9).

Крива 1 представляє АЧХ ескалатора висотою підйому 5 м, крива 2 – 15 м, крива 3 – 25 м, крива 4 – 35 м, крива 5 – 45 м. Амплітуди зовнішніх збурень, розраховані за методикою описаною у п. 4.3.2.1 та становлять: для ескалатора висотою підйому 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 рисунку 4.9 також зображені перші власні частоти системи p_1 ескалаторів висотою підйому 45, 35 та 25 м. Власні частоти ескалаторів 5, 10 та 15 м виходять за межі досліджуваного діапазону. Крім цього, на рисунку приведена таблиця зі значеннями частот зовнішніх збурень при русі сходового полотна 0,75 м/с.

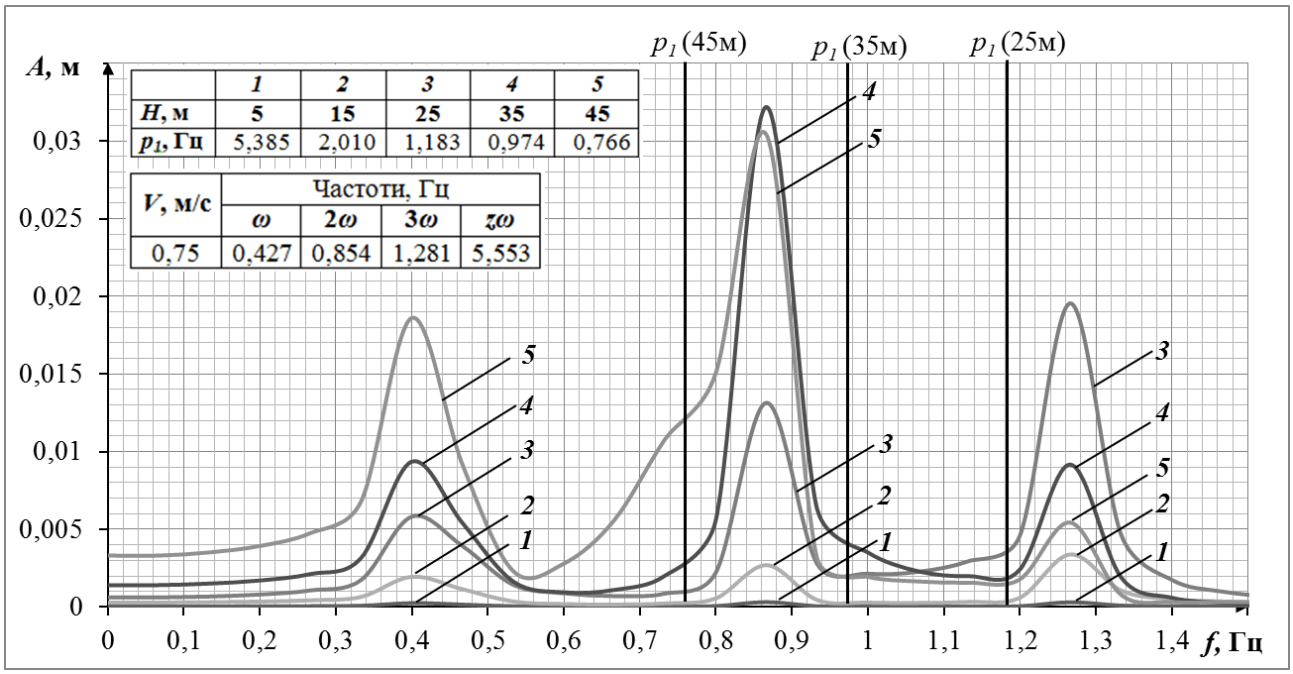


Рис. 4.9. АЧХ ескалатора при максимальному завантаженні 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с в залежності від висоти підйому ескалатора: *1* – 5 м; *2* – 15 м; *3* – 25 м; *4* – 35 м; *5* – 45 м

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

– максимальні збурення ескалаторів висотою підйому 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 (рис. 4.9);
– перші власні частоти коливань ескалаторів висотою підйому 5 м і 15 м значно перевищують частоти вимушених коливань, тому помітного прояву досліджуваних похибок виготовлення і складання елементів їх тягового органу не буде.

Невеликий рівень амплітуд резонансних зон ескалаторів висотою підйому від 5 до 15 м пояснює 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.

4.3.5 Дослідження впливу продуктивності ескалатора

На рисунку 4.10 представлені АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с для діапазону значень продуктивності. На рисунку 4.10 крива 1 представляє АЧХ системи ескалатора при русі без навантаження, крива 2 – при навантаженні 4500 чол/год та крива 3 – при максимальному навантаженні 9000 чол/год. Амплітуди зовнішніх збурень, розраховані за методикою описаною у п. 4.3.2.1 та становлять: для ескалатора висотою підйому 45 м при русі без навантаження - $A = 5786$ Н, з навантаженням 4500 чол/год - $A = 10272$ Н та з максимальним навантаженням 9000 чол/год - $A = 18773$ Н.

Крім цього на рисунку представлені перші власні частоти p_1 для ескалатора при різних значеннях навантаження (продуктивності) та приведена таблиця зі значеннями частот зовнішніх збурень при швидкості руху сходового полотна 0,75 м.

Для ескалатора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с за рахунок більшого зближення частот вимушених і власних коливань максимальна амплітуда коливань при навантаженні 4500 чол/год більша максимальної амплітуди коливань при навантаженні 9000 чол/год (рис. 4.10).

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.

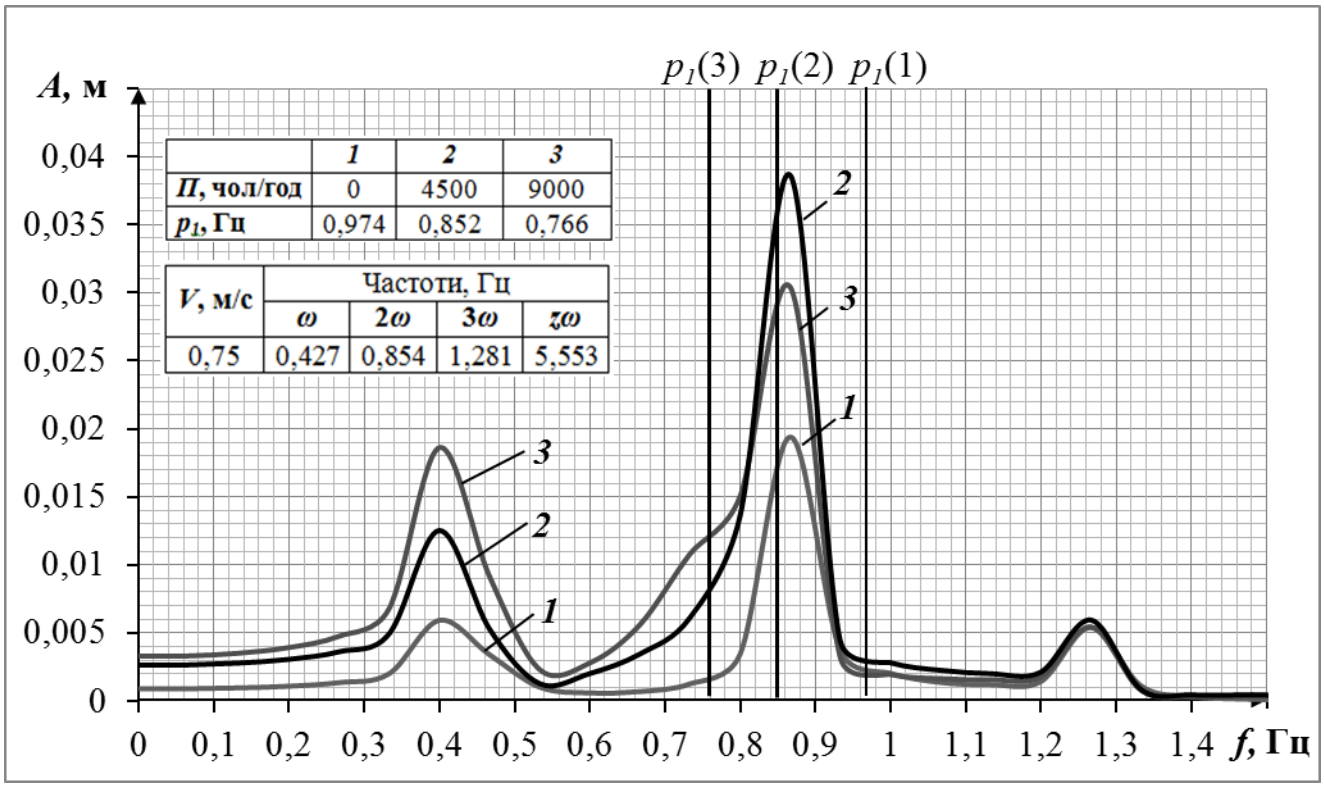


Рис. 4.10. АЧХ ескалатора висотою підйому 45 м при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с для значень продуктивності ескалатора: *1* – 0 чол/год; *2* – 4500 чол/год; *3* – 9000 чол/год

4.4 Оцінка впливу динамічних навантажень на довговічність тягового органу

В класичному варіанті оцінки довговічності тягового органу ескалатора, розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність виконується по ГОСТ 25.101-83 [81]. При цьому вихідними даними для розрахунку є зусилля у тяговому

органі ескалатора, отримані в результаті виконання тягового розрахунку сходового полотна. На основі отриманих зусиль у ланцюговому тяговому органі ескалатора визначаються:

– максимальні $\sigma_{\max}$ та мінімальні $\sigma_{\min}$ напруження навантажувальних циклів пластин ланцюгів по отриманим значенням найбільших $Y_{\max}$ та найменших $Y_{\min}$ зусиль у ланцюгах для ділянок ланцюгового тягового органу;
– характеристики опору втомі (ХОВ) для сталі пластин ланцюгів з використанням діаграми Сміта – коефіцієнт асиметрії циклу R, нормативне значення границі витривалості $\overline{\sigma_R}$, нормативне значення середнього квадратичного відхилення S_{σ_R};
– розрахункова границя витривалості R_R.

По результатам розрахунків перевіряється умова допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантаження:

$$R_R > \sigma_{\max}. \tag{4.8}$$

З використанням динамічної моделі ескалатора, представленою системою із зосередженими параметрами (3.3), можливо отримати значення зусиль в тяговому органі ескалатора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей системи. Виконана оцінка ресурсу деталей та вузлів машини, зокрема тягового органу, на основі отриманих з використанням динамічної моделі значень зусиль, є більш достовірною у порівнянні з оцінкою ресурсу на основі зусиль отриманих шляхом виконання тягового розрахунку [9, 29, 27, 36].

4.4.1 Визначення зусиль у тяговому органі ескалатора з врахуванням пружних та демпфіруючих властивостей

На підставі аналізу результатів попереднього динамічного дослідження тягового органу ескалатора ЭТХ висотою підйому 45 м (див. 3.1) визначені зусилля y_i, Н на його окремих ділянках (рис. 3.1):

$$y_1 = (x_1 - x_2)k,$$
$$y_2 = (x_2 - x_3)k,$$
$$y_3 = (x_3 - x_4)k,$$
$$y_4 = (x_4 - x_5)k,$$
$$y_5 = (x_5 - x_6)k,$$
$$y_6 = (x_6 - x_7)k,$$
$$y_7 = (x_7 - x_8)k,$$
$$y_8 = x_8 k.$$

На рисунку 4.11 представлена зміна зусилля на першій ділянці тягового органу ескалатора висотою підйому 45 м при русі на підіймання з максимальним навантаженням (продуктивність 9000 чол/год), отримане за допомогою блок-схеми алгоритму визначення динамічних властивостей машини (рис. 3.2).

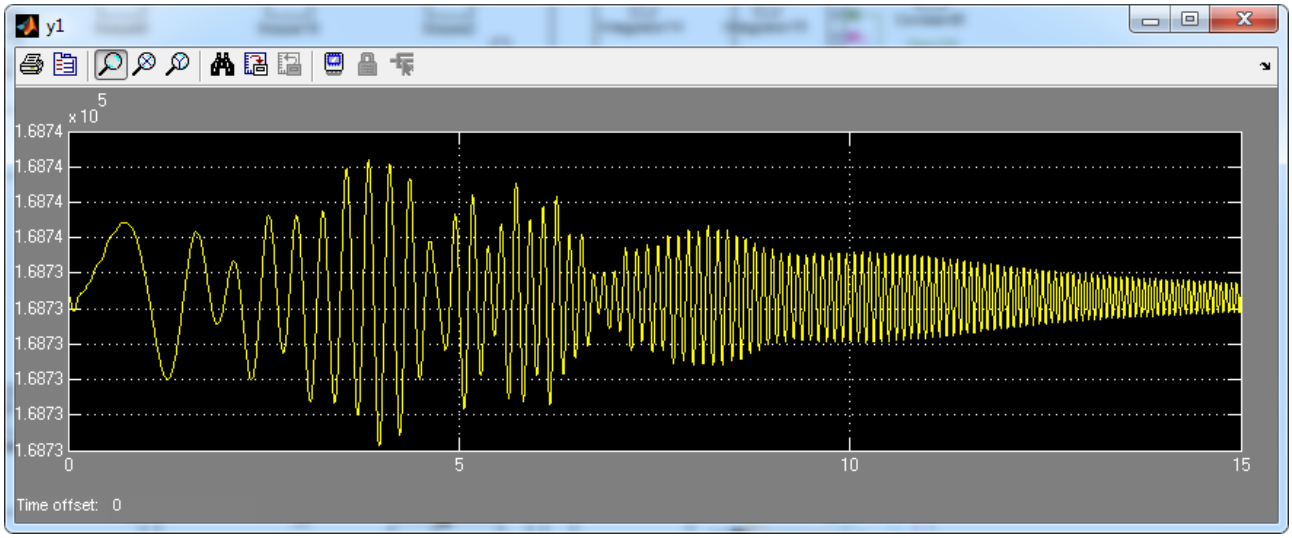
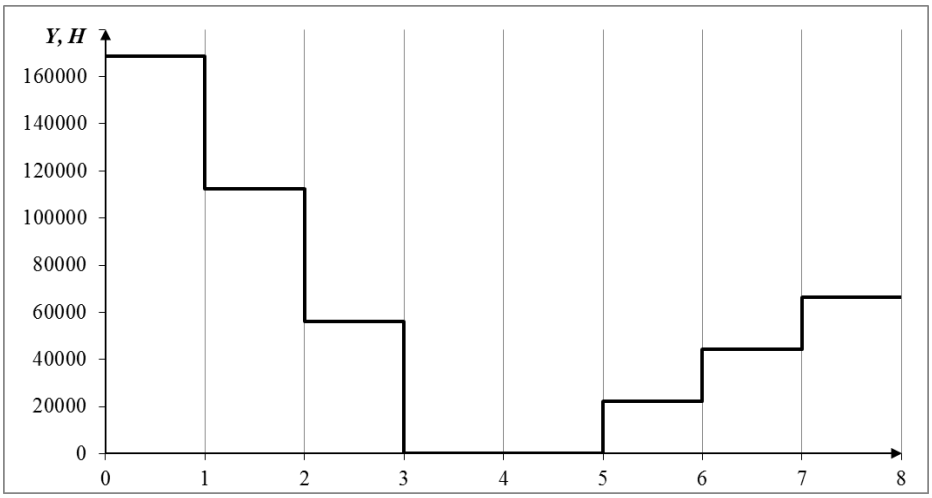
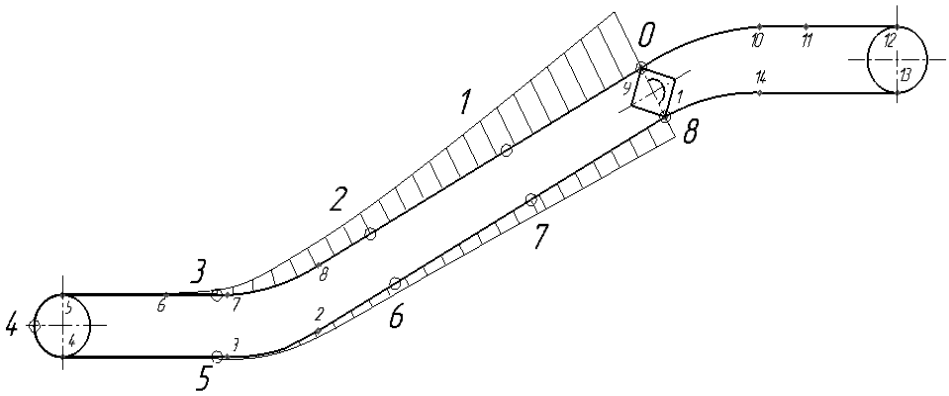


Рис. 4.11. Залежність зміни зусилля на першій ділянці тягового органу ескалатора від часу

Епюри зусиль у ланцюговому тяговому органі ескалатора представлені на рис. 4.12.



а



б

Рис. 4.12. Зусиль у тяговому органі ескалатора: *а*) епюри зусиль розраховані з використанням динамічної моделі тягового органу ескалатора; *б*) епюри зусиль на контурі ескалатора

Значення зусиль ділянок ланцюгового тягового органу ескалатора наведені у таблиці 4.3.

Таблиця 4.3. Значення зусиль у тяговому органі ескалатора

№ ділянки	Зусилля в тяговому органі ескалатора, Y_{max}, МН	
	На основі тягового розрахунку	З використанням динамічної моделі
1	0,168735	0,171900
2	0,168735	0,113200
3	0,003615	0,064800
4	0,002187	0,008674
5	0,002015	0,008750
6	0,002550	0,030976
7	0,066573	0,053185
8	0,066573	0,075373

Крім цього, таблиця містить значення зусиль отриманих за допомогою тягового розрахунку сходового полотна ескалатора (без врахування пружних та демпфіруючих властивостей тягового органу).

4.4.2 Розрахунок ланцюгового тягового органу на довговічність

З використанням описаної вище методики оцінки довговічності тягового органу ескалатора визначенні максимальні напруження навантажувальних циклів та розрахункова границя витривалості на основі зусиль отриманих з використанням:

– тягового розрахунку;

– динамічної восьмимасової моделі механічної системи ескалатора.

Результати отримані для ділянок траси сходового полотна наведені у таблицях 4.4 та 4.5.

Таблиця 4.4. Результати розрахунку на довговічність (тяговий розрахунок)

№	$Y_{\max}$, МН	$Y_{\min}$, МН	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	R	$\overline{\sigma_R}$, МПа	S_{σ_R}, МПа	R_R, МПа
1	0,168735	0,168735	665	665	1,00	900,0	175	674
2	0,168735	0,168735	665	665	1,00	900,0	175	674
3	0,003615	0,002198	14,3	8,7	0,61	504,5	98	378
4	0,002187	0,002176	8,6	8,6	0,99	891,0	173	668
5	0,002015	0,002015	8	8	1,00	900,0	175	674
6	0,002550	0,002000	10,1	7,9	0,78	628,8	122	471
7	0,066573	0,066573	262,4	262,4	1,00	900,0	175	674
8	0,066573	0,066573	262,4	262,4	1,00	900,0	175	674

Таблиця 4.5. Результати розрахунку на довговічність (динамічна модель)

№	$Y_{\max}$, МН	$Y_{\min}$, МН	$\sigma_{\max}$, МПа	$\sigma_{\min}$, МПа	R	$\overline{\sigma_R}$, МПа	S_{σ_R}, МПа	R_R, МПа
1	0,1719	0,16718	677,45	658,85	0,97	853,1	166	639
2	0,1132	0,11067	446,12	436,15	0,98	861,5	168	645
3	0,0648	0,061353	255,38	241,79	0,95	813,5	158	609
4	0,008674	0,007521	34,18	29,64	0,87	711,0	138	533
5	0,00875	0,0078	34,48	30,74	0,89	739,4	144	554
6	0,030976	0,029961	122,08	118,08	0,97	844,6	164	633
7	0,053185	0,052116	209,60	205,39	0,98	865,2	168	648
8	0,075373	0,074276	297,04	292,72	0,99	874,5	170	655

За результатами розрахунків перевірена умова допустимості роботи тягового органу ескалатора ЭТХ висотою підйому 45 м у межах розрахункових циклів навантаження:

– у випадку використання в якості вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалатора значення зусиль отриманих за допомогою тягового розрахунку сходового полотна, видно (таблиця 4.4), що всі ділянки ланцюгового тягового органу працюють у межах допустимих циклів навантажень, тобто цикл навантажень для всіх ділянок тягового органу не є пошкоджуючим;
– у випадку використання в якості вхідних даних для оцінки довговічності тягового органу ескалатора значення зусиль отриманих за допомогою динамічної моделі механічної системи ескалатора, видно (таблиця 4.5), що для ділянки ланцюгового тягового органу 1 умова допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантажень (4.8) не виконується, тобто цикл навантаження для цієї ділянки є пошкоджуючим.

Отримані результати свідчать, що зусилля у тяговому органі ескалатора, отримані з врахуванням динаміки роботи ескалатора, є більш достовірними у порівнянні із отриманими за допомогою статичних методів розрахунку, а отже виконана на основі них оцінка довговічності тягового органу дає змогу реальніше оцінити стан конструкції машини.

Висновки до розділу

1. Показано, що найбільший рівень коливань ланцюгового тягового органу спостерігається на першій ділянці робочої гілки, що дозволяє обмежити дослідження динаміки всього ланцюгового тягового органу лише дослідженням коливань його першої ділянки.

2. Доведено, що в 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.

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

4. Встановлено, що значення першої власної частоти тунельних ескалаторів з проміжним розміщенням приводу з висотою підйому більше 25 м знаходиться в діапазоні значень частот вимушених коливань, обумовлених похибками виготовлення та збирання елементів тягового органу. Саме це й визначає підвищену динамічну чутливість ескалаторів цього типу порівняно з «традиційними», частота обертання приводної зірочки яких, а відповідно і частоти вимушених коливань значно нижчі.

5. Доведено, що застосування алгоритму дослідження динаміки механічної системи ескалатора дає більш точні значення зусиль у тяговому органі, що забезпечує високу достовірність оцінки довговічності тягового органу.

РОЗДІЛ 5. ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕСКАЛАТОРА НА РІВНІ ЗУСИЛЬ В ЙОГО ТЯГОВОМУ ОРГАНІ

Динамічна модель механічної системи ескалатора дозволяє отримати динамічні характеристики системи (див. розділ 4) – динамічну податливість, АЧХ та значення зусиль у тяговому органі ескалатора.

Однак, застосування такого алгоритму визначення зусиль у тяговому ланцюзі на початкових етапах проектування невиправдано, оскільки є громіздкім і передбачає виконання тягових розрахунків, визначення пружних параметрів, адаптування алгоритму розрахунку у Simulink MatLab та інше (див. розділ 3).

Для прискорення і спрощення визначення зусиль у ланцюговому тяговому органі на початковому етапі проектування без втрати якості, виконано дослідження щодо встановлення залежності максимальних (мінімальних) зусиль тягового органу від конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора з використанням його динамічної моделі механічної системи. Поставлена задача виконана за допомогою математичної теорії планування експерименту [96, 2, 87].

Задача нелінійного проектування в такому випадку може бути сформульована у вигляді пошуку вектора, який мінімізує (максимізує) цільову функцію $F(\overline{x})$ [7]:

$$\left.\begin{array}{l} F(\overline{x}) \text{ при } f_j(\overline{x}) \le 0,\ j = 1,2,...,m \\ F(\overline{x}) \text{ при } q_j(\overline{x}) \le 0,\ j = m+1, m+2,..., p \end{array}\right\} \qquad (5.1)$$

де $\overline{x}$ - вектор-стовпчик в n-вимірному просторі складові якого $\overline{x}_1, \overline{x}_2, ..., \overline{x}_n$ є незалежними змінними;

$f_j(\overline{x})$ і $q_j(\overline{x})$ - лінійні та (або) нелінійні обмеження.

Вираз (5.1) можна представити у вигляді:

$$\left\{F(\overline{x}) \times \in R\right\}, \qquad (5.2)$$

де R - область зміни вектору $\bar{x}$, що задана обмеженнями $f_j(\bar{x})$ і $q_j(\bar{x})$, тобто

$$R = \left\{ \bar{x} \middle| f_j(\bar{x}) \right| \le 0; q_j(\bar{x}) = 0 \text{ для всіх } j \right\}. \quad (5.3)$$

Вектор $\bar{x}*$, що задовольняє умовам (5.1) є оптимальною точкою, а відповідне значення $F(\bar{x}*)$ – оптимальним значенням цільової функції.

5.1 Планування експерименту

Попередні дослідження та аналіз апріорної інформації дозволив виділити фактори, що найсуттєвіше впливають на рівень зусиль у тяговому органі ескалатора:

- продуктивність ескалатора $П$;
- швидкість руху сходового полотна v;
- висота підйому ескалатора H.

Умови комп'ютерного експерименту, що проводився на моделі (3.3) наведено у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1. Умови проведення експерименту

Фактор	Позна-чення	Рівні варіювання					Інтервал варіювання
		-1	-0,5	0	0,5	+1	
Продуктивність ескалатора, $П$, чол/год	x_1	1000	3000	5000	7000	9000	2000
Швидкість руху сходового полотна, v, м/с	x_2	0,45	0,525	0,6	0,675	0,75	0,075
Висота підйому ескалатора, H, м	x_3	10	23,75	37,5	51,25	65	13,75

Використаний план експерименту близький до D- оптимального центрального композиційного плану типу $B_к$ [21]. Матриця плану експерименту [58, 22] та його результати представлено у таблиці 5.2, де:

$Y_{\max.\text{екс}}$ - отримані при різних комбінаціях впливових факторів з використанням розрахункової динамічної моделі тягового органу значення максимального зусилля у тяговому органі ескалатора, Н;

$Y_{\max.\text{теор}}$ - отримані при різних комбінаціях впливових факторів з використанням апроксимуючої залежності (5.5) значення максимального зусилля у тяговому органі ескалатора, Н;

$dY_{\max} = Y_{\max.\text{екс}} - Y_{\max.\text{теор}}$ - різниці результатів експерименту, Н.

Таблиця 5.2. Матриця планування експерименту та результати експерименту

№	Матриця планування			Робоча матриця			Результати експерименту		
	x_1	x_2	x_3	$П$, чол/год	v, м/с	H, м	$Y_{\max.\text{екс}}$, Н	$Y_{\max.\text{теор}}$, Н	$dY_{\max}$
1	1	1	1	9000	0,75	65	343840	345796	-1955,8
2	-1	1	1	1000	0,75	65	158440	157699	740,9
3	1	-1	1	9000	0,45	65	345300	342374	2925,5
4	-1	-1	1	1000	0,45	65	140530	144371	-3841,3
5	1	1	-1	9000	0,75	10	46548	42836,2	3711,8
6	-1	1	-1	1000	0,75	10	18478	21533	-3055
7	1	-1	-1	9000	0,45	10	46747	47617,3	-870,3
8	-1	-1	-1	1000	0,45	10	18234	16407,7	1826,3
9	0	0	0	5000	0,6	37,5	140240	137798	2442,3
10	1	0	0	9000	0,6	37,5	190150	191200	-1049,5
11	-1	0	0	1000	0,6	37,5	83454	81546,3	1907,7
12	0	1	0	5000	0,75	37,5	143790	141856	1934,1
13	0	-1	0	5000	0,45	37,5	136290	137583	-1292,6
14	0	0	1	5000	0,6	65	247340	247063	276,7
15	0	0	-1	5000	0,6	10	32537	31601,7	935,3
16	0,5	0	0	7000	0,6	37,5	158990	164855	-5864,8
17	-0,5	0	0	3000	0,6	37,5	114530	110028	4501,8
18	0	0,5	0	5000	0,675	37,5	136470	139346	-2876,4
19	0	-0,5	0	5000	0,525	37,5	139590	137210	2380,3
20	0	0	0,5	5000	0,6	51,25	195060	192047	3013,2
21	0	0	-0,5	5000	0,6	23,75	78525	84316	-5791

У результаті обробки даних розраховані коефіцієнти регресії і отримана апроксимуюча залежність, що описує значення факторів, які розглядаються:

$$\hat{Y} = 137797,656250 + 54826,574219 \cdot x_1 + 2136,666748 \cdot x_2 + 107730,8125 \cdot x_3 - \\ -2476,625 \cdot x_1 \cdot x_2 + 41698,375 \cdot x_1 \cdot x_3 + 205,625 \cdot x_2 \cdot x_3 - \\ -1424,731079 \cdot x_1^2 + 1921,561035 \cdot x_2^2 + 1534,879272 \cdot x_3^2 \quad (5.4)$$

Значення рівнів зусиль ($Y_{\max.\text{теор}}$), знайдені по апроксимуючій залежності (5.5) наведені у таблиці 5.2.

Після перевірки статистичної значимості коефіцієнтів апроксимуюча залежність буде мати вигляд:

$$\hat{Y}_{\max} = 137821,63 + 54826,57 \cdot x_1 + 2136,67 \cdot x_2 + 107730,81 \cdot x_3 - \\ -2476,63 \cdot x_1 \cdot x_2 + 41698,38 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2050,63 \cdot x_2 \cdot x_3 + 1983,69 \cdot x_2^2 \quad (5.5)$$

Оскільки проводився комп’ютерний експеримент з допомогою програмного комплексу Simulink Matlab, то виконати за традиційним критерієм Фішера перевірку адекватності рівняння регресії (5.5) неможливо, так як помилка повторних дослідів в кожній точці плану (тобто помилка повторного комп’ютерного обчислення), а отже і дисперсія дослідів, практично дорівнює нулю. Тому ступень розсіювання зусиль в тяговому органі ескалатора оцінювався коефіцієнтом варіації по формулі [22, 96]:

$$\rho = \frac{1}{b_0}\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N}(Y_i - \hat{Y}_i)^2}{N - \lambda}} \le \alpha \quad (5.6)$$

де λ - число коефіцієнтів рівняння регресії,

α - рівень значущості (зазвичай приймають 0,05);

$\hat{Y}$ - оцінка апроксимуючого параметра.

Рівняння регресії вважається адекватним при $\rho \le \alpha$.

Коефіцієнт варіації вихідної залежності (5.5) становить 0,028, отже модель описана рівнянням регресії (5.5) можна вважати адекватною.

5.2 Оцінка впливу конструктивно-експлуатаційних параметрів на рівні зусиль

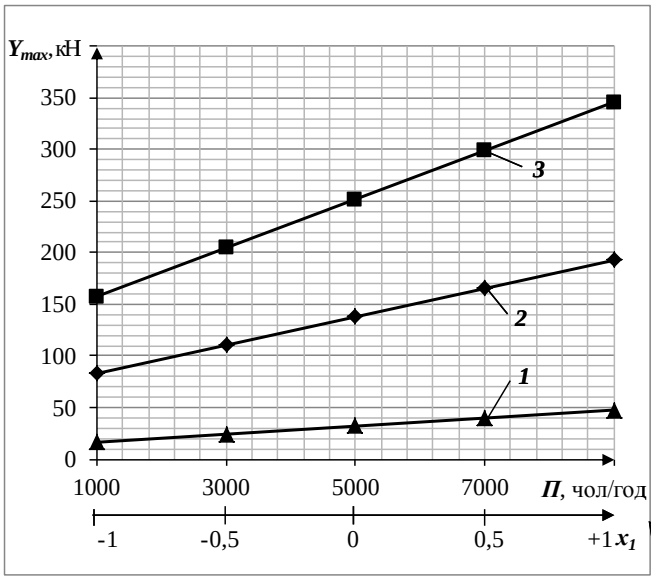
Отримана математична модель (5.5) для відповідних значень факторів на основі розрахунку динамічної моделі механічної системи ескалатора (3.3) дозволяє достатньо просто обрати необхідні параметри ескалатора на етапі його проектування з врахуванням рівнів зусиль, які діють в його тяговому органі.

На основі отриманого рівняння регресії (5.5) побудовані:

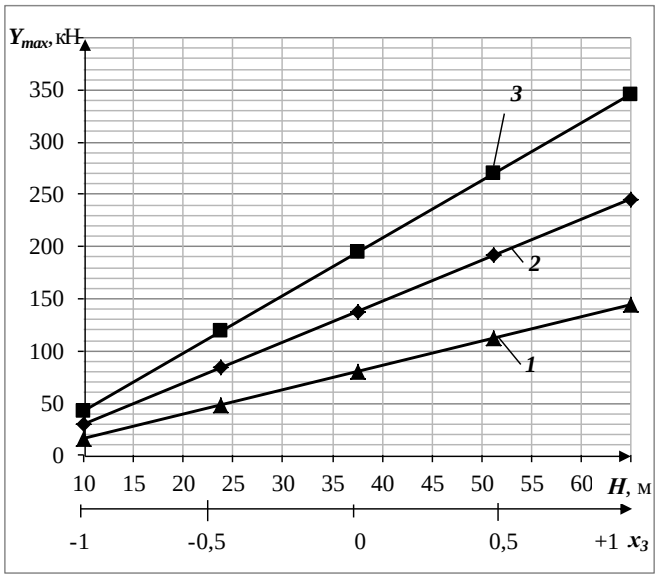
– графіки залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від:
  а) продуктивності (рис. 5.1, *а*);
  б) висоти підйому (рис. 5.1, *б*);
  в) швидкості руху сходового полотна (рис. 5.1, *в*).

Рис. 5.1, *а* містить залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від продуктивності, де: крива 1 – залежність зусилля від продуктивності при швидкості руху сходового полотна 0,45 м/с ($x_2 = -1$) та висоти підйому 10 м ($x_3 = -1$); крива 2 - залежність зусилля від продуктивності при швидкості руху сходового полотна 0,6 м/с ($x_2 = 0$) та висоти підйому 37,5 м ($x_3 = 0$); крива 3 - залежність зусилля від продуктивності при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с ($x_2 = +1$) та висоти підйому 65 м ($x_3 = +1$).

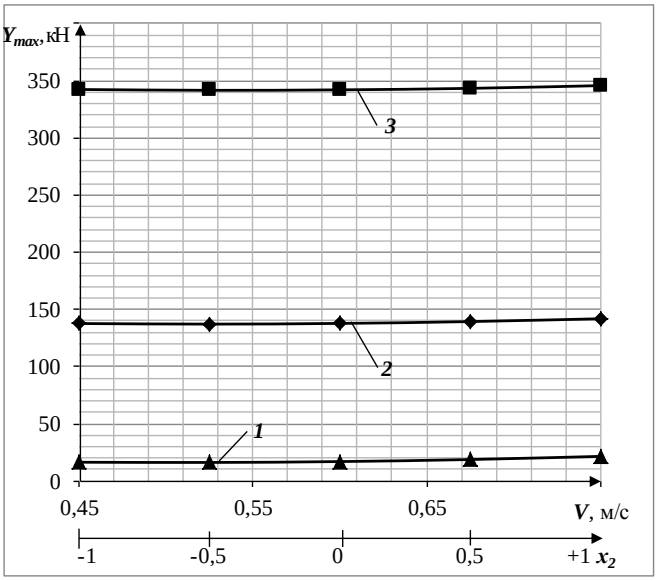
Рис. 5.1, *б* показує залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому, де: крива 1 – залежність зусилля від висоти підйому при швидкості руху сходового полотна 0,45 м/с ($x_2 = -1$) та продуктивності 1000 чол/год ($x_1 = -1$); крива 2 - залежність зусилля від висоти підйому при швидкості руху сходового полотна 0,6 м/с ($x_2 = 0$) та продуктивності 5000 чол/год ($x_1 = 0$); крива 3 - залежність зусилля від висоти підйому при швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с ($x_2 = +1$) та продуктивності 9000 чол/год ($x_1 = +1$).



а



б



в

Рис. 5.1. Залежність зусилля в тяговому органі ескалатора від: *а*) продуктивності ескалатора: *1* – при $x_2 = -1$, $x_3 = -1$; *2* – при $x_2 = 0$, $x_3 = 0$; *3* – при $x_2 = +1$, $x_3 = +1$; *б*) висоти підйому ескалатора: *1* – при $x_2 = -1$, $x_1 = -1$; *2* – при $x_2 = 0$, $x_1 = 0$; 3 – при $x_2 = +1$, $x_1 = +1$; *в*) швидкості руху сходового полотна: *1* – при $x_1 = -1$, $x_3 = -1$; *2* – при $x_1 = 0$, $x_3 = 0$; *3* – при $x_1 = +1$, $x_3 = +1$

Рис. 5.1, *в* містить залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від швидкості руху сходового полотна, де: крива 1 – залежність зусилля від швидкості руху сходового полотна при продуктивності 1000 чол/год ($x_1 = -1$) та

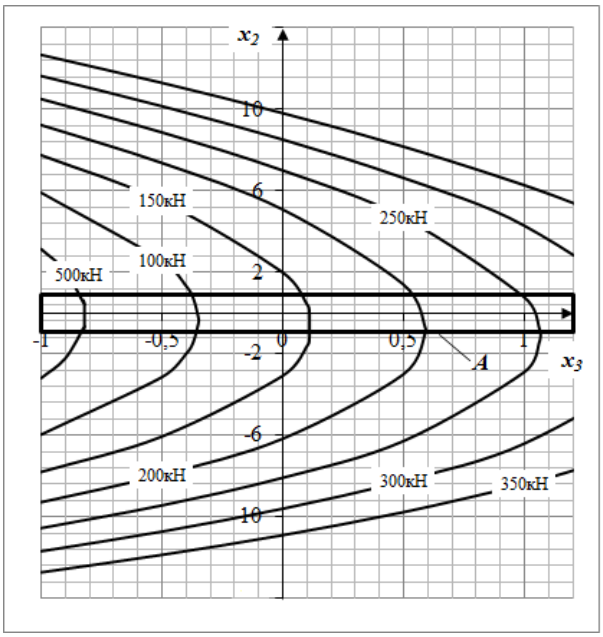
висоти підйому 10 м ($x_3 = -1$); крива 2 - залежність зусилля від швидкості руху сходового полотна при продуктивності 5000 чол/год ($x_1 = 0$) та висоти підйому 37,5 м ($x_3 = 0$); крива 3 - залежність зусилля від швидкості руху сходового полотна при продуктивності 9000 чол/год ($x_1 = +1$) та висоти підйому 65 м ($x_3 = +1$).

З аналізу рисунків 5.1 *а*, *б* та *в* можна зробити висновок про взаємозвязок конструктивно-експлуатаційних характеристик типажного ряду тунельних ескалаторів.

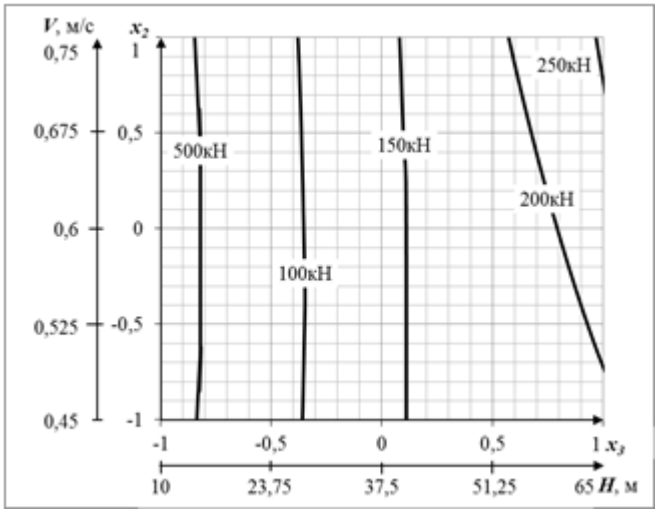
Крім цього, на основі отриманого рівняння регресії (5.5) побудовані:

– лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від:
  а) швидкості руху сходового полотна та висоти підйому (рис. 5.2);
  б) продуктивності та висоти підйому (рис. 5.3);
  в) швидкості руху сходового полотна та продуктивності (рис. 5.4).

На рисунку 5.2, *а* зображені лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та висоти підйому ескалатора при значенні продуктивності 5000 чол/год ($x_1 = 0$). На рисунку 5.3, *а* зображені лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора при значенні швидкості сходового полотна 0,6 м/с ($x_2 = 0$). На рисунку 5.4, *а* зображені лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та продуктивності ескалатора при висоті підйому 37,5 м ($x_3 = 0$). Крім цього на зазначених вище рисунках виділена зона А – область допустимого варіювання факторів, яка збільшено представлена на рис. 5.2, *б*, рис. 5.3, *б*, рис. 5.4, *б*, відповідно.

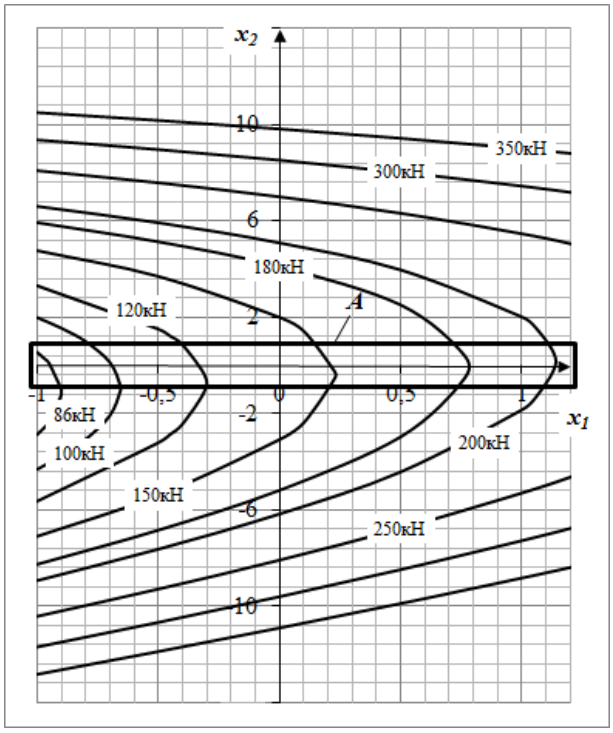


а

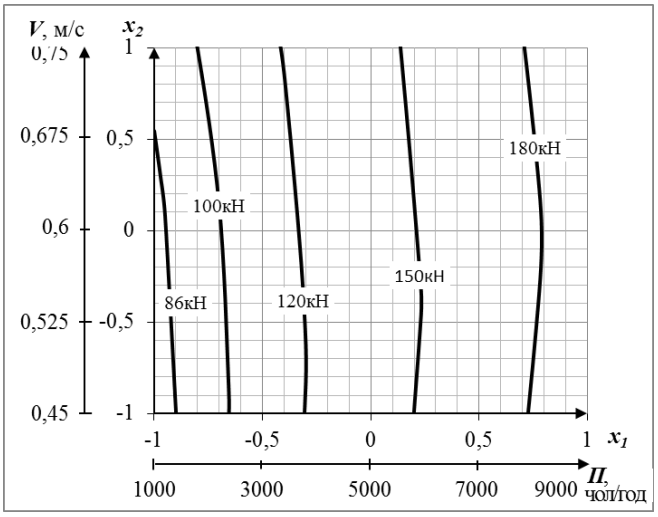


б

Рис. 5.2. Лінії рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та висоти підйому ескалатора ($x_1 = 0$, $П = 5000$ чол/год): *а*) загальна картина ліній рівних зусиль: *А* – область варіювання факторів; *б*) область варіювання факторів



а



б

Рис. 5.3. Лінії рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора ($x_2 = 0, v = 0,6$ м/с): *а*) загальна картина ліній рівних зусиль: *А* – область варіювання факторів; *б*) область варіювання факторів

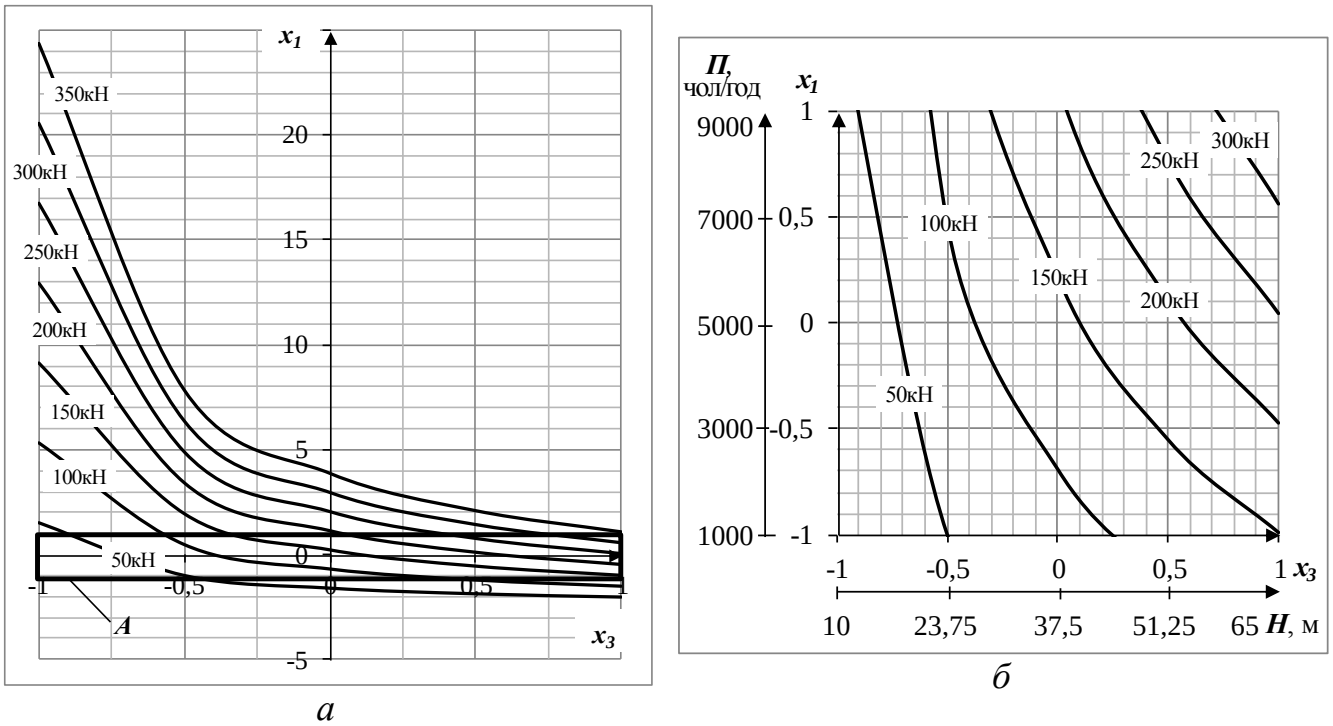


Рис. 5.4. Лінії рівних рівнів зусилля в тяговому органі в залежності від швидкості руху сходового полотна та продуктивності ескалатора ($x_3 = 0$, $H = 37{,}5$ м): *а*) загальна картина ліній рівних зусиль: *А* – область варіювання факторів; *б*) область варіювання факторів

Необхідно зауважити, що розраховувати навантаження в тяговому органі для розглянутої групи ескалаторів за допомогою формули (5.5) можна тільки у дослідженій області визначення факторів (рис. 5.2-5.4).

5.3 Застосування регресійної залежності в практиці проектування ескалаторів

На основі графіків залежності зусилля від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна, вирішується задача визначення зусилля в тяговому органі ескалатора. Отримані значення використовуються для визначення типорозміру тягового ланцюга на попередніх етапах проектування.

Наприклад, використовуючи залежність зусилля в тяговому органі від висоти підйому ескалатора (рис. 5.5), отримуємо значення максимального зусилля в тяговому органі ескалатора висотою підйому 45 м при продуктивності 9000 чол/год та швидкості руху сходового полотна 0,75 м/с. Максимальне значення

зусилля в тяговому органі ескалатора висотою підйому 45 м становить 235 кН (рис. 5.5). За отриманим максимальним значенням зусилля вибираємо типорозмір ланцюга, що дозволяє до виконання тягового розрахунку більш точно визначити погонне навантаження від ваги ланцюга.

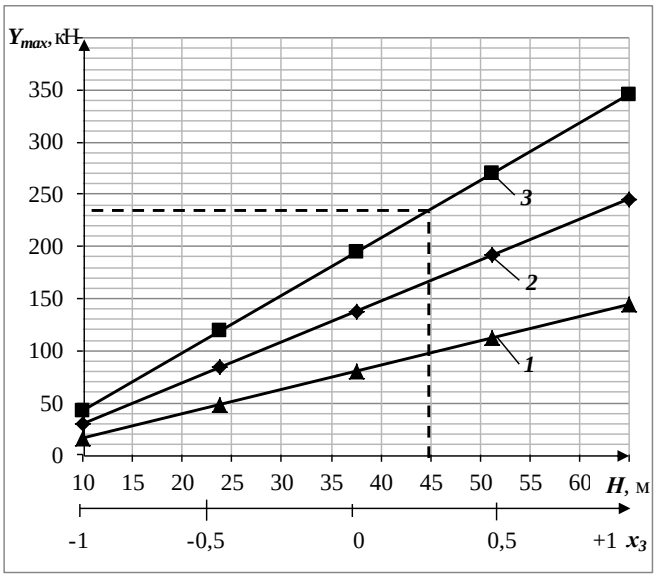


Рис. 5.5. Залежність зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому ескалатора: *1* – при $x_2 = -1,\ x_1 = -1$, *2* – при $x_2 = 0,\ x_1 = 0$, *3* – при $x_2 = +1,\ x_1 = +1$

На основі ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності, висоти підйому та швидкості руху сходового полотна ескалатора, вирішується задача вибору ланцюга з врахуванням його максимальної тягового здатності.

Наприклад, використовуючи лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора (рис. 5.6), отримуємо, що для ескалатора вистою підйому 45 м для забезпечення продуктивності 9000 чол/год необхідно використовувати ланцюг, який повинен витримувати зусилля 250 кН, що буде не раціональним використанням його тягової здатності. Разом з тим, якщо поступитися рівнем продуктивності можна використати ланцюг менш важкий, але його тягова здатність буде використовуватись максимально можливо.

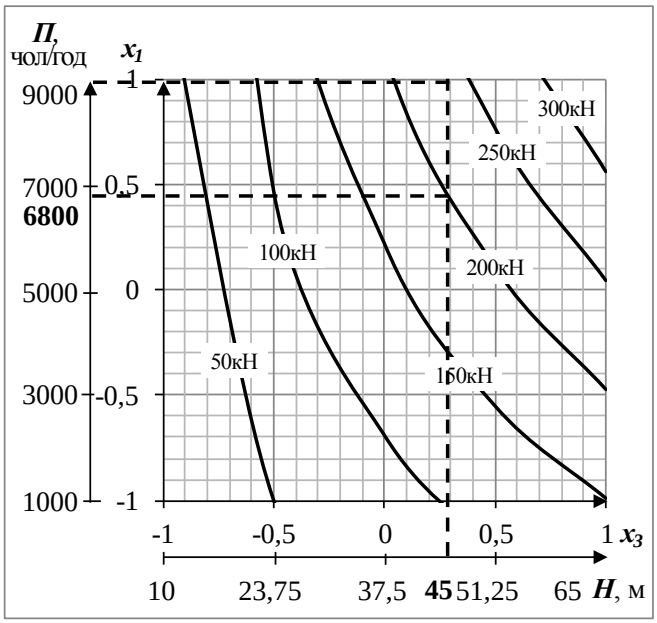


Рис. 5.6. Лінії рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора

Крім цього з використанням ліній рівних відгуків зусилля в тяговому орган ескалатора в залежності від його конструктивно-експлуатаційних характеристик може бути розв’язана задача у постановці раціоналізації вибору продуктивності (пропускної здатності) в залежності від рівнів максимальних (мінімальних) сили натягу та швидкості руху тягового органу або у іншій комбінації параметрів.

Наприклад, з ліній рівного відгуку (рис. 5.7) видно, що зусилля в тяговому ланцюзі, яке рівне 150 кН буде однаковим як у ескалатора з продуктивністю 8200 чол/год і висотою підйому 30,6 м, так і у ескалатора з продуктивністю 2700 чол/год і висотою підйому 51,3 м.

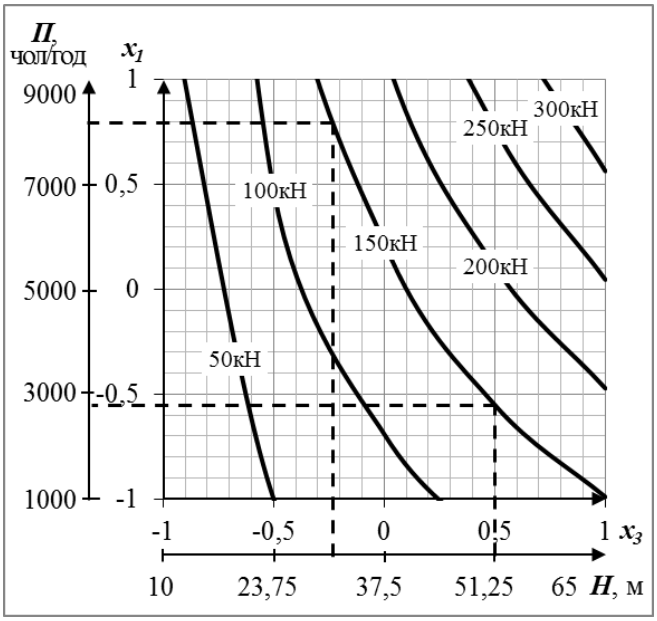


Рис. 5.7. Приклад використання ліній рівних відгуків зусилля в тяговому органі в залежності від продуктивності та висоти підйому ескалатора

Висновки до розділу

1. Показано, що отримана регресійна залежність рівня зусиль в тяговому органі залежно від конструктивно-експлуатаційних характеристик, дозволяє:

- обирати раціональні тягові і масово-габаритні характеристики тягового ланцюга при заданих конструктивно-експлуатаційних параметрах ескалатора;
- коригувати конструктивно-експлуатаційні параметри ескалатора з умови максимального використання тягової здатності ланцюгів певного типорозміру;
- обирати раціональні комбінації вищезазначених факторів за критерієм мінімального рівня зусиль в ланцюзі.

2. Доведено, що використання отриманої залежності на ранніх етапах проектування дозволяє без розв’язання диференційних рівнянь руху динамічної системи ланцюгового тягового органу більш обґрунтовано проводити попередній етап вибору параметрів ескалатора.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ПРИЗНАЧЕННЯ КОНСТРУКТИВНО-ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕСКАЛАТОРІВ

На основі проведеного дослідження динамічних властивостей механічної системи ескалатора з проміжним розміщенням приводу та розробки методик експрес-оцінок конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів, розроблені рекомендації щодо призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалаторів на етапах проектування та експлуатації.

6.1 Рекомендації щодо вибору конструктивно-експлуатаційних характеристик ескалатора

На етапі проектування ескалатора, рекомендовано:

- виконати вибір типорозміру ланцюга з використанням залежностей зусилля в тяговому органі від діапазону висот підйому, продуктивності та швидкості руху сходового полотна до етапу виконання тягового розрахунку;
- визначити пружні властивості ланцюгового тягового органу з використанням методики вибору характеристик жорсткості, що полягає у порівнянні результатів натурного експерименту з результатами розрахунку жорсткості при умові ідеального з’єднання елементів ланцюга та їх з’єднання з врахуванням похибок виготовлення та монтажу;
- побудувати модель багатомасової систему ескалатора із зосередженими параметрами;
- побудувати та проаналізувати динамічні податливості механічної системи ескалатора;
- побудувати та проаналізувати АЧХ машини з врахуванням типових частот збурень;
- з використанням динамічної моделі ескалатора визначити значення зусиль у тяговому органі ескалатора для проведення оцінки довговічності елементів його конструкції.

На етапі експлуатації, рекомендовано:

– за результатами вхідної діагностики скласти карти розміщення резонансних зон;
– за результатами періодичної діагностики змоделювати зміни динамічних характеристик з подальшою корекцією карти резонансних зон;
– дотримуватись режимів руху полотна за межами резонансних зон.

6.1.1 Алгоритми проектування ескалатора

Результати дисертаційних досліджень в області проектування та розрахунку ескалаторів узагальнені у розробленому алгоритмі проектування машин даного типу. Алгоритм приведений у вигляді блок-схеми (рис. 6.1).

Алгоритм проектування машини ескалатора з проміжним розміщенням приводу полягає у наступних етапах:

1) Визначення попередніх вхідних даних для проектування машини з врахуванням норм та вимог проектування та конструювання ескалаторів [65, 112, 75, 76, 115, 111] - тип конструктивної схеми (див. 1.1), висота підйому, геометричні розміри прямолінійних ділянок та інше.

2) Попередній розрахунок рівня зусиль в тяговому органі ескалатора з використанням залежності зусилля в тяговому органі ескалатора від висоти підйому (див. 5.2).

3) Вибір типорозміру ланцюга та його основних параметрів:
   – крок ланцюга;
   – розривна сила;
   – погонна маса.

4) Уточнення вхідних даних (продуктивність, геометричні розміри та інше) [10].

5) Попередній вибір основних технічних параметрів ескалатора та встановлення відповідності їх з нормативними документами [65, 112, 75, 76, 115, 111]:
   – ширина сходового полотна;
   – база східця;

– маса східця;
– крок східців у полотні;
– діаметр бігунків.

6) Визначення геометричних розмірів траси ескалатора:
– радіуси криволінійних опуклих ділянок на робочій та холостій гілках;
– радіуси криволінійних ввігнутих ділянок траси на робочій та холостій гілках;
– інші розміри (рис. 2.1).

7) Визначення погонних навантажень від ваги:
– пасажира;
– сходового полотна;
– ланцюга.

8) Визначення коефіцієнт опору пересування сходового полотна по напрямних та мінімальної сили натягу ланцюгів.

9) Виконання тягового розрахунку сходового полотна методом обходу за контуром [10].

10) Перевірка відриву бігунків східців на криволінійних ділянках від напрямних.

11) Вибір конструкції поручневої установки (див. Додаток 1).

12) Виконання тягового розрахунку поручневої установки [10].

13) Перевірка поручня на міцність.

14) Визначення потужності:
– розрахункової потужності для приведення в рух сходового полотна;
– розрахункової потужності для забезпечення руху поручнів;
– загальної розрахункової потужності приводу ескалатора;
– установлювальної потужності з врахуванням коефіцієнту запасу.

15) Визначення загального опору пересуванню сходового полотна і поручнів.

16) За значенням установлювальної потужності вибір електродвигуна:

– тип;
– потужність;
– частота обертання вала;
– момент інерції ротора.

17) Розрахунок сили натягу ланцюга натяжним пристроєм [10].

18) Розрахунок та вибір елементів приводу:
– діаметр зірочок;
– кількість зубців;
– крок зубців;
– частота обертання привідних зірочок;
– передаточне число редуктора.

19) Перевірка умови міцності ланцюга [10].

20) Розрахунок параметрів пуску та гальмування ескалатора.

21) Перевірка умови аварійного гальмування [10].

22) Розрахунок параметрів динамічної механічної системи ескалатора:
– вибір кількості мас розрахункової моделі;
– визначення геометричної характеристики ділянки ланцюга;
– визначення маси робочої та холостих гілок;
– визначення опору пересуванню робочої та холостої гілок [10].

23) Визначення жорсткості ділянки ланцюга (див. 3.2) та коефіцієнту демпфірування ділянки ланцюга.

24) Розрахунок частот збурення (див. 4.1).

25) Побудова та аналіз АЧХ механічної системи ескалатора (див. 4.3).

26) Розробка рекомендацій, щодо конструювання та експлуатації спроектованого ескалатора.

27) Визначення за допомогою розрахункової динамічної моделі ескалатора зусиль у тяговому органі ескалатора (див. 4.4.1).

28) Розрахунок тягового органу на довговічність (див. 4.4.2). Перевірка умови допустимості роботи у межах розрахункових циклів навантаження.

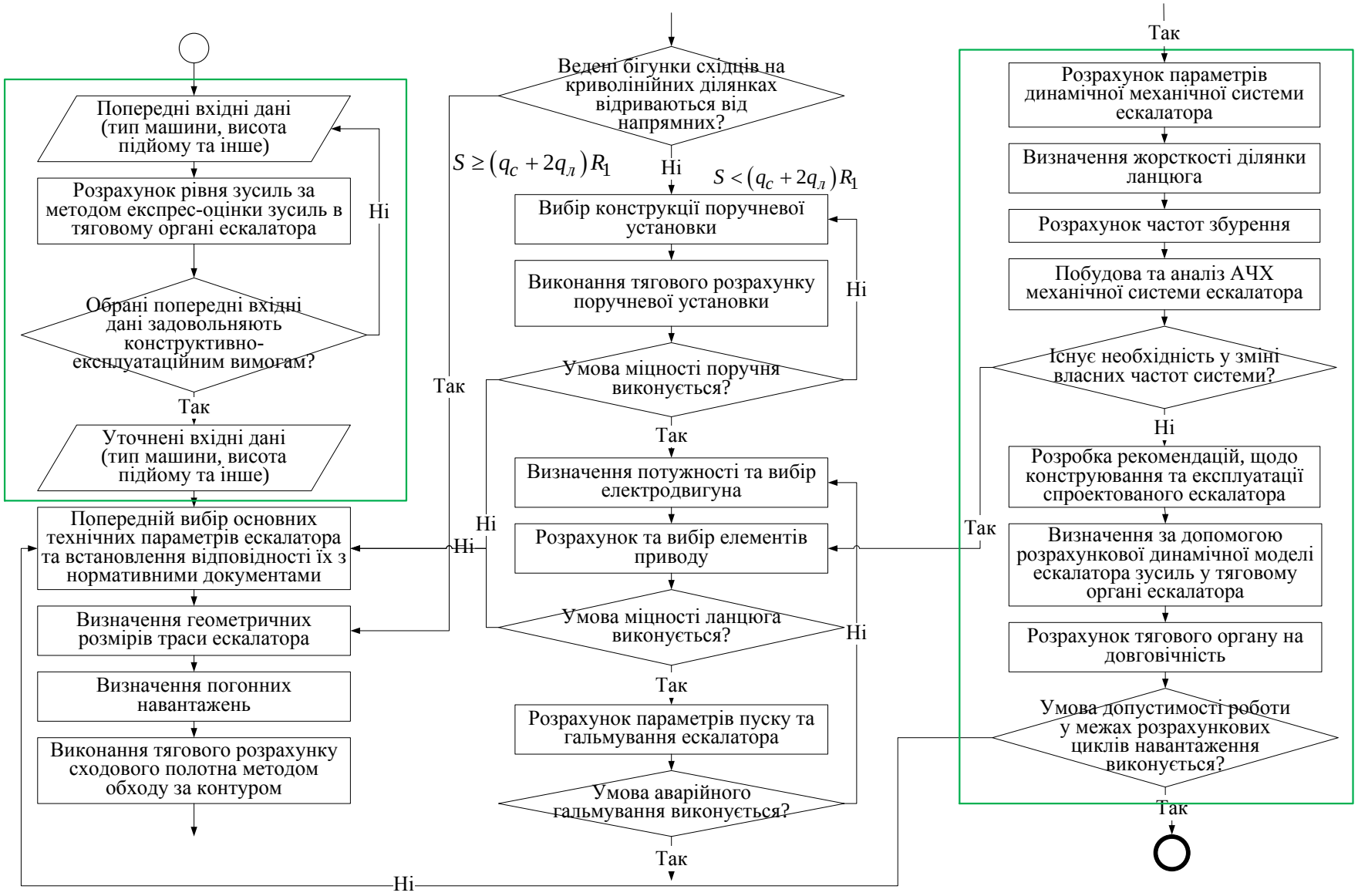


Рис. 6.1. Блок-схема алгоритму проектування ескалатора

6.1.2 Алгоритми дослідження динамічних параметрів на етапі експлуатації

В результаті проведення дисертаційних досліджень розроблений алгоритм дослідження динамічних параметрів ескалатора на етапі експлуатації машини, що дозволяє виявити причини порушення нормальної експлуатації машини та розробити рекомендації по їх усуненню. Алгоритм представлений блок-схемою та наведений на рисунку 6.2.

Алгоритм дослідження динамічних параметрів ескалатора з проміжним розміщенням приводу полягає у наступних етапах:

1) Встановлення вхідних параметрів ескалатора та проблем його експлуатації.

2) Проведення вібродіагностики роботи ескалатора з допомогою візуальних та інструментальних засобів.

3) Складання карти розміщення резонансних зон.

4) Визначення частот збурень (див. 4.1).

5) Розрахунок параметрів пуску та гальмування ескалатора. Перевірка умови аварійного гальмування [10].

6) Розрахунок параметрів динамічної механічної системи ескалатора:

- вибір кількості мас розрахункової моделі;
- визначення геометричної характеристики ділянки ланцюга;
- визначення маси робочої та холостих гілок;
- визначення опору пересуванню робочої та холостої гілок [10].

7) Визначення жорсткості ділянки ланцюга (див. 3.2) та коефіцієнту демпфірування ділянки ланцюга.

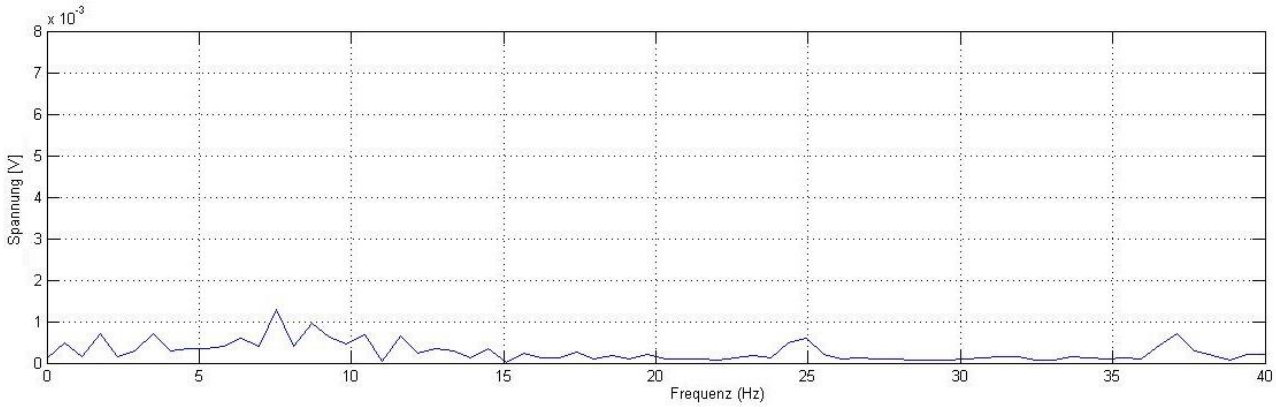
8) Побудова та аналіз АЧХ механічної системи ескалатора (див. 4.3).

9) Корекцією карти резонансних зон.

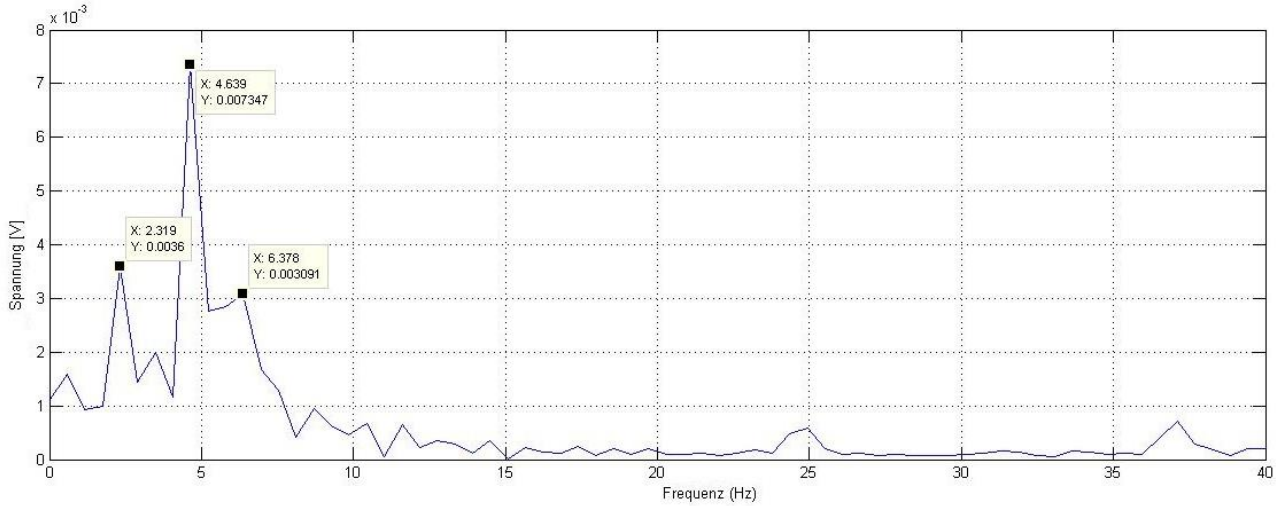
10) Розробка рекомендацій, щодо експлуатації спроектованого ескалатора.

Рис. 6.2. Блок-схема алгоритму дослідження динаміки на етапі експлуатації ескалатора

Результати проведених досліджень були використані для виконання технічної діагностики редуктора головного приводу ескалатора №3 ст. «Палац спорту»-1. Спектри шумів справного редуктора ескалатора №1 та з порушеннями в роботі ескалатора №3 при русі на підйом з навантаженням представлені на рис. 6.3, *а* та *б*, відповідно.



а



б

Рис. 6.3. Спектри шумів роботи редукторів ескалаторів: *а*) справний редуктор ескалатора №1; *б*) редуктор ескалатора №3 з порушеннями в роботі

В результаті проведеної діагностики було встановлено, що підвищення рівня вібрації в редукторі ескалатора обумовлені зносом підшипників, пластичними деформаціями поверхонь спряження зубчастих коліс. Попередніми причинами є підвищенні динамічні навантаження від тягового органу, що підтверджено наявністю в спектрах шумів вібрацій частот, пов’язаних з переспряженням зубців $p = 4{,}8$ Гц (див. рис. 6.3, *б*).

Акти виконаних робіт по технічній діагностиці редуктора ескалатора №3 та передачі для впровадження результатів роботи наведені в додатках В та Г, відповідно.

6.2 Рекомендації щодо зменшення впливу циклічних навантажень на роботу поручневої установки

Критеріями працездатності тягового елемента поручня є:

1. Контактна локальна міцність (витривалість) елементів спряження – стрічка і привідний блок.
2. Міцність стрічки на розрив.
3. Циклічна міцність стрічки
4. Втрата стійкості форми в перерізах послаблених отворами.

Оцінка працездатності тягового елемента поручня ескалатора виконана для наступних конструкцій поручнів:

- поручень з рознесеними функціями [70, 12, 31, 35, 69, 70, 71, 72];
- поручень із встановленими та розвальцьованими порожнистими заклепками (див. Додаток А) [73];
- поручень із закладною деталлю (див. Додаток Б) [74].

6.2.1 Контактна локальна міцність (витривалість) елементів спряження стрічки і привідного блоку.

Довготривалі змінні контактні напруження викликають утому металу в зоні контакту, що виявляється у появі тріщин і викришуванні матеріалу.

Для конструкцій поручнів з тяговим елементом сталевою стрічкою, як з вставленими в отвори і розвальцьованими порожнистими заклепками так і з сферичними елементами, характерний лінійний контакт елементів у зачепленні.

Місцеві контактні напруження визначаються по формулі Герца, адаптованій до особливостей геометрії спряжених елементів зачеплення:

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{\frac{FE}{b\rho}} \le [\sigma_{HP}], \tag{6.1}$$

де F - нормальне зусилля в місці контакту, Н,

b - довжина контактної лінії, м,

$E = \dfrac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ - приведений модуль пружності матеріалів контактуючих елементів з модулями пружності E_1 і E_2, Па,

ρ - приведений радіус кривизни поверхонь спряження,

$[\sigma_{HP}]$ - допустиме контактне напруження, Па [10, 83, 99].

6.2.2 Циклічна міцність стрічки

Тяговий елемент поручня – сталева стрічка – працює у режимі циклічних навантажень. При такому характері навантаження в матеріалі стрічки може виникати явище утоми і міцність її в таких випадках визначається межею витривалості матеріалу [41].

Послідовність перевірки сталевої стрічки поручня на витривалість (оцінка ресурсу) включає наступне [38]:

– визначення сил натягу стрічки у характерних точках контуру траси поручня (рис. 6.4) – тяговий розрахунок;

– визначення найбільших $\sigma_{\max}$ та найменших $\sigma_{\min}$ напружень у сталевій стрічці для ділянок траси поручня;

– визначення межі витривалості матеріалу стрічки на базі характеристики опору втомі згідно з [65];

– побудова діаграми граничних напружень (діаграми Сміта для матеріалу стрічки поручня), яка виражає залежність граничних значень максимального і мінімального напружень циклу від граничного середнього напруження [38];

– визначення рівнів розрахункових границь витривалості R_R для кожної ділянки траси поручня в залежності від ймовірності відмови P з використанням характеристики опору втомі матеріалу стрічки.

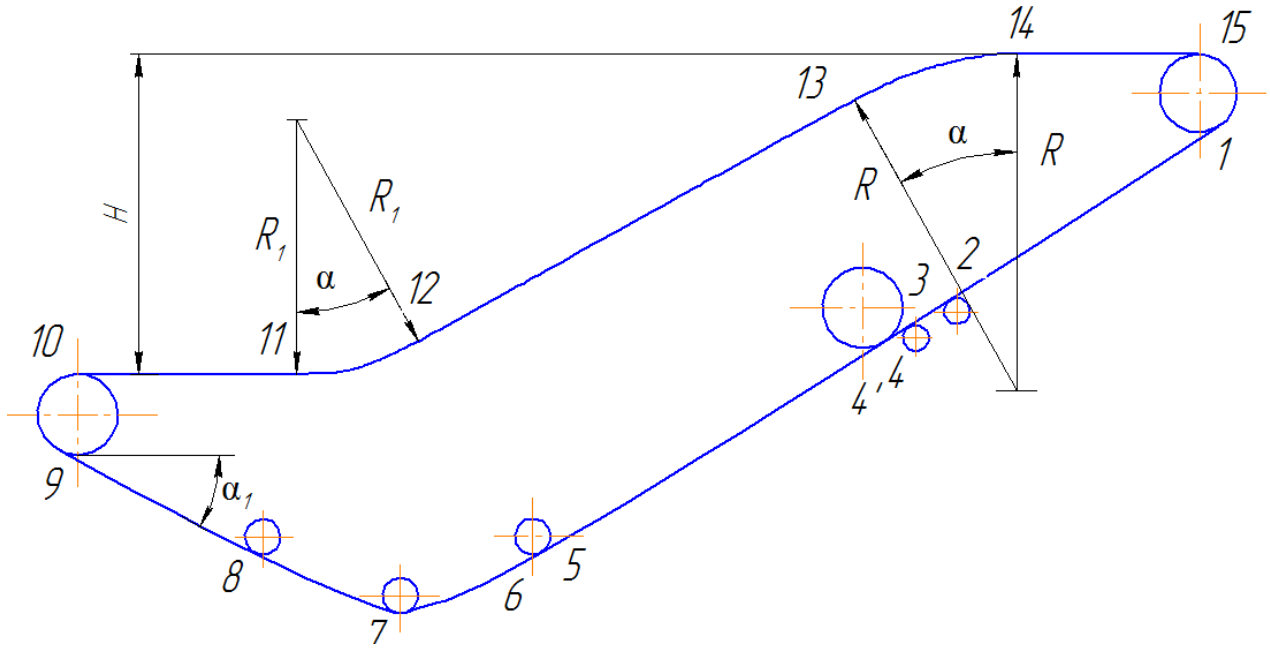


Рис. 6.4. Схема траси поручневої установки

Розрахункова границя витривалості визначається по формулі:

$$R_R = \bar{\sigma}_R + Z_P \cdot S_{\sigma R}, \tag{6.2}$$

де $\bar{\sigma}_R$ - медіанне значення напружень,

Z_P - квантиль нормального розподілу для ймовірності відмови P,

$S_{\sigma R}$ - нормативне значення середнього квадратичного відхилення границі витривалості для циклу.

Втомна міцність стрічки забезпечується, якщо для всіх ділянок траси $\sigma_{\max} < R_R$.

6.2.3 Міцність стрічки на розрив

Поручні (тяговий елемент) розраховують на розривну міцність при п’ятикратному запасі міцності, тобто:

$$n = \frac{F_{розр}}{S_{\max}} \geq [n] = 5, \tag{6.3}$$

де $F_{розр}$ - розривна сила поручня, Н;

$S_{\max}$ - максимальна сила натягу поручня, визначена з тягових розрахунків, виконаних для рухів на підіймання і опускання з навантаженням і без нього [10].

Для ескалаторів характерних висот (з типажного ряду) максимальна сила натягу поручня становить:

– для ескалатора висотою підйому $H = 5,2$ м - $S_{\max} = 933$ Н;

– для ескалатора висотою підйому $H = 45$ м - $S_{\max} = 4619$ Н;

– для ескалатора висотою підйому $H = 75$ м - $S_{\max} = 8257$ Н.

Матеріал стрічки – сталь термооброблена і зміцнена 65Г $[\sigma] = 1150$ Н/мм^2.

Розривна сила поручня:

$$F_{розр} = [\sigma] \cdot A, \tag{6.4}$$

де A — площа поперечного перерізу сталевої стрічки на ділянках послаблених отворами, мм^2.

В таблиці 6.1 представлені розрахунки конструкцій поручня на розривну міцність для ескалаторів висотою підйому 5,2 м, 45 м, 75 м.

Таблиця 6.1. Перевірка поручня на розривну міцність

Конструкція поручня	H, м	Площа поперечного перерізу	Розривна сила поручня	Запас міцності поручня
		A, мм^2	$F_{розр} = [\sigma] \cdot A$, кН	$n = \frac{F_{розр}}{S_{\max}} > [n]$
Сталева стрічка з одним рядом пророблених круглих отворів	***5,2***	30	34,5	37
	45			7,5
	75			4,2
Сталева стрічка з вставленими і розвальцьованими порожнистими заклепками	***5,2***	116	133,4	143
	45			28,9
	75			16,2
Сталева стрічка вставленими закладними елементами	***5,2***	80	92,0	98,6
	45			20
	75			11,1

Результати розрахунків свідчать про можливість застосування розроблених конструкцій поручня як для низьковисотних так і для висотних ескалаторів. При цьому місцеві контактні напруження матимуть незначне зростання, а кількість циклів переміни навантажень на висотних ескалаторах в порівнянні з низьковисотними зменшиться [17, 35, 31].

6.2.4 Втрата стійкості форми в перерізах, послаблених отворами

З метою порівняння напружено-деформованого стану представлених конструкцій поручня побудовані та розраховані скінчено-елементні моделі тягового елементу поручнів за допомогою програмних комплексів Femap та Nastran. Якісні оцінки напружено-деформованого стану стрічки показані на рис. 6.5-6.7. Результати розрахунків скінчено-елементних моделей показують тенденцію до втрати стійкості форми тягового елементу сталевої стрічки в перерізах, послаблених отворами. При цьому в конструкціях з отворами без заклепок і з встановленими порожнистими заклепками спостерігається значна втрата стійкості сталевої стрічки, а в конструкції із закладним елементом втрата стійкості не суттєва (рис. 6.6).

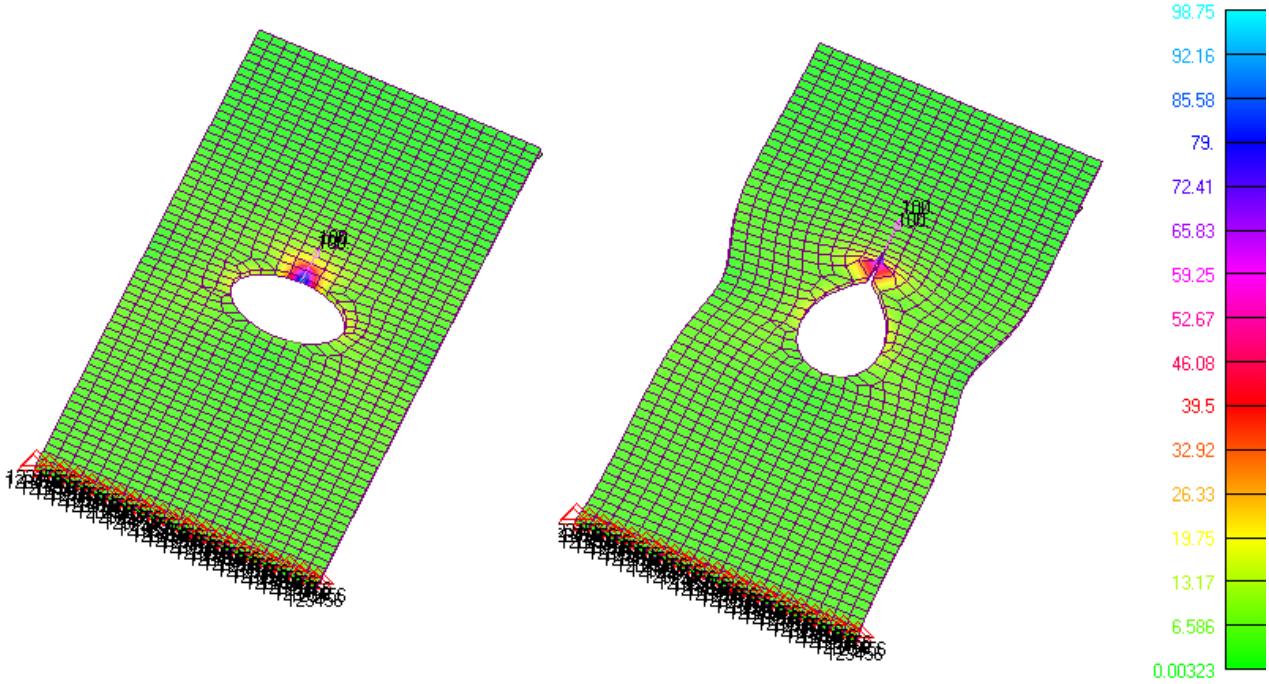


Рис. 6.5. Напружено-деформований стан сталевої стрічки з отворами

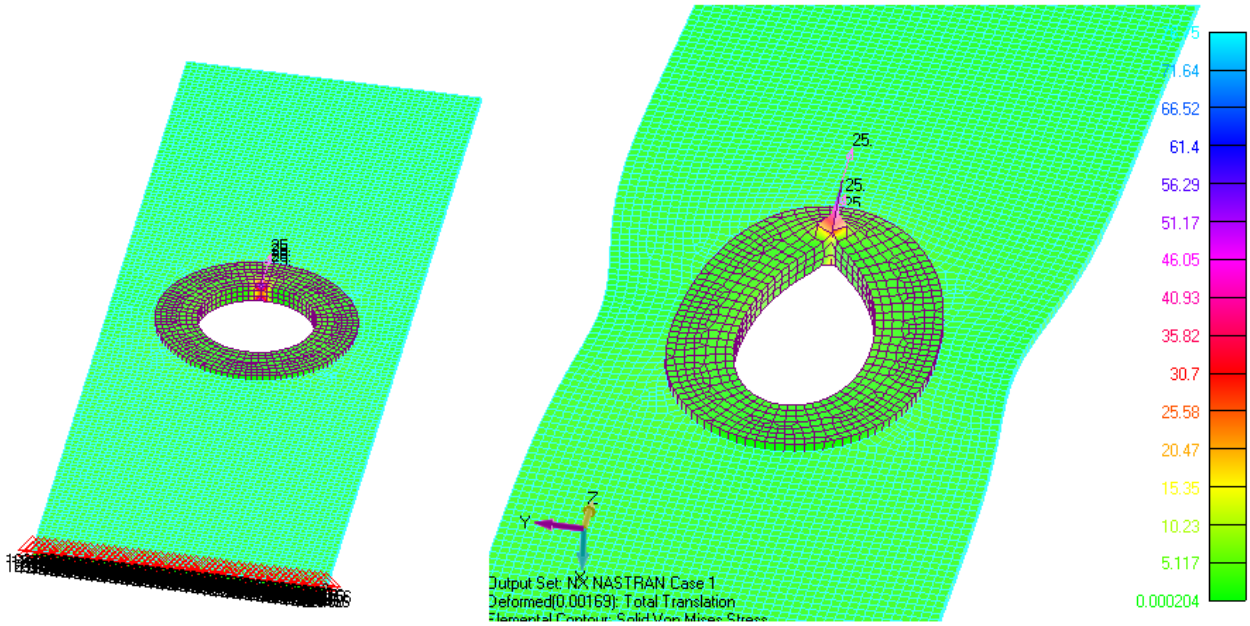


Рис. 6.6. Напружено-деформований стан сталевої стрічки із встановленими та розвальцьованими порожнистими заклепками

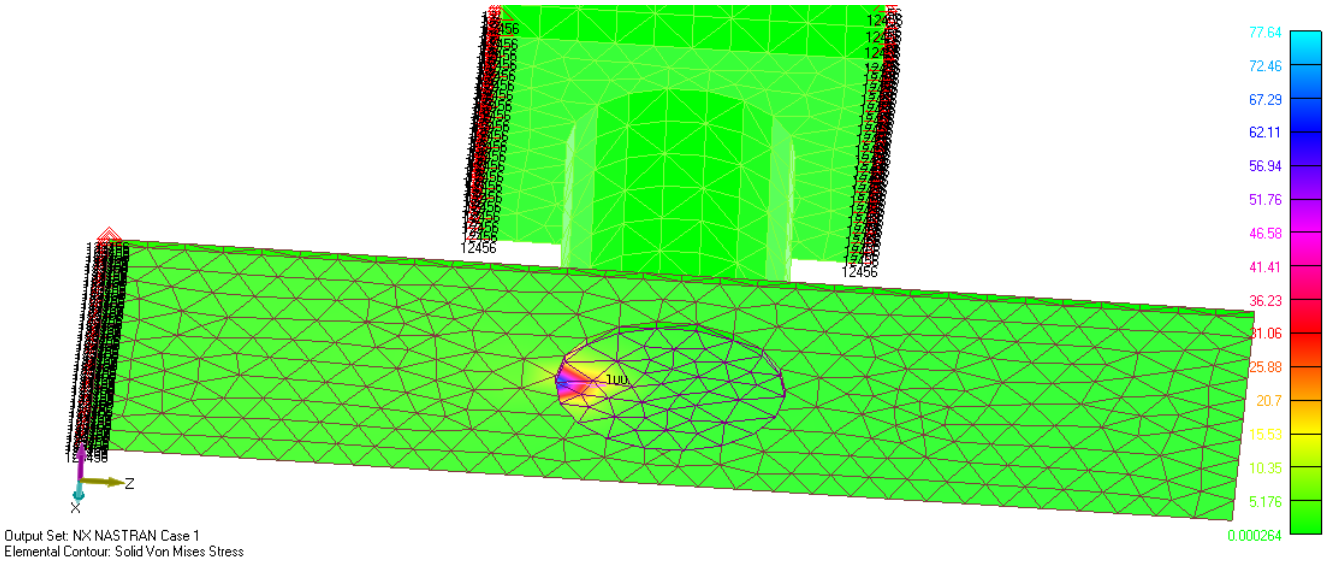


Рис. 6.7. Напружено-деформований стан конструкції поручня із закладною деталлю

Аналіз конструкцій поручнів із тяговим елементом сталевою стрічкою свідчить про можливість використання їх в ескалаторах і травелаторах широкого діапазону висот і навантажень. Такі поручні вигідно відрізняються від традиційних, із суміщеними тяговою і опорно-захисною функціями, більш простою і дешевою технологією виготовлення, меншими опорами пересування по

напрямних, відсутністю проковзування відносно привідних блоків, вищим рівнем довговічності і безпечності в експлуатації [17, 35, 31].

Висновки до розділу

1. На етапі проектування ескалатора, рекомендовано доповнити традиційний алгоритм проектування методом експрес-оцінки зусиль в тяговому органі ескалатора та методом дослідження динамічних властивостей та визначення конструктивно-експлуатаційних характеристик на основі використання багатомасової динамічної моделі механічної системи ескалатора.

2. На етапі проектування, рекомендовано використовувати динамічну модель для визначення зусиль у тяговому органі, що підвищує точність оцінки довговічності елементів конструкції ескалатора.

3. На етапі експлуатації, рекомендовано використовувати динамічну модель для оцінки роботи ескалатора, складання карти резонансних зон і розробці рекомендацій щодо режимів роботи машини.

4. Рекомендовано під час проектування приділяти увагу вибору конструктивної схеми поручневої установки, віддаючи перевагу конструкціям із рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача – зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу шляхом призначення його конструктивно-експлуатаційних характеристик на основі встановлення закономірностей їх впливу на динамічні властивості механічної системи ескалатора.

1. За результатами аналізу результатів тягових розрахунків ескалатора традиційної конструкції та ескалатора з проміжним приводом, встановлено відмінність характеру навантаження тягового органу, на основі чого доведена можливість суттєвого зменшення діаметра привідної зірочки і радіусів кривизни криволінійних ділянок траси, що в сукупності дозволяє зменшити поперечні габарити ескалатора в 1,4 рази.
2. Порівняння результатів експериментального визначення жорсткості ділянки ланцюга з результатами її розрахунку при умові ідеального з’єднання елементів ланцюга та їх з’єднання з врахуванням похибок виготовлення і монтажу засвідчило, що експериментальне значення жорсткості лежить в межах граничних розрахункових. Встановлено, що для ланцюга типу ЭТ-5 коефіцієнт відповідності експериментально отриманих значень жорсткості до максимальних розрахункових (ідеальне з’єднання) становить 0,48. Використання цього коефіцієнта при виборі вхідних даних динамічного розрахунку значно скорочує процедуру вибору і підвищує точність розрахунку.
3. Встановлено такі закономірності впливу основних конструктивно-експлуатаційних характеристик на динамічні властивості тунельних ескалаторів з проміжним розміщенням приводу:
   - найбільший рівень коливань ланцюгового тягового органу спостерігається на першій ділянці робочої гілки, що дозволяє обмежити дослідження динаміки всього ланцюгового тягового органу лише дослідженням коливань його першої ділянки;

- в 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 в робочому діапазоні швидкості руху сходового полотна, суттєво впливають висота ескалатора та рівень його навантаження, що насамперед необхідно враховувати при експлуатації ескалатора;
- значення першої власної частоти тунельних ескалаторів з проміжним розміщенням приводу з висотою підйому більше 25 м знаходиться в діапазоні значень частот вимушених коливань, обумовлених похибками виготовлення та збирання елементів тягового органу. Саме це й визначає підвищену динамічну чутливість ескалаторів цього типу порівняно з «традиційними», частота обертання приводної зірочки яких, а відповідно і частоти вимушених коливань, значно нижчі.

4. На основі факторного експерименту отримана регресійна залежність рівня зусиль в тяговому органі залежно від швидкості руху сходового полотна, продуктивності та висоти підйому ескалатора. Застосування отриманої залежності на ранніх етапах проектування дозволяє без розв’язання диференційних рівнянь руху динамічної системи ланцюгового тягового органу:
   - обирати раціональні тягові і масово-габаритні характеристики тягового ланцюга при заданих конструктивно-експлуатаційних параметрах ескалатора;
   - коригувати конструктивно-експлуатаційні параметри ескалатора за умови максимального використання тягової здатності ланцюгів певного типорозміру;
   - обирати раціональні комбінації вищезазначених факторів за критерієм мінімального рівня зусиль в ланцюзі.

5. Розроблені рекомендації щодо призначення конструктивно-експлуатаційних характеристик на етапах проектування та експлуатації ескалаторів, які представлені у вигляді розроблених алгоритмів проектування ескалаторів з використанням етапів моделювання динамічних характеристик машини.
6. Розроблені та запатентовані конструктивні схеми поручневої установки ескалатора з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями для забезпечення загального необхідного рівня працездатності та надійності ескалатора в цілому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.с. 1749148, МПК B66B 21/06. Винтовой эскалатор / Е. А. Панин (СССР). — № 4790015; заявл. 03.11.1989; опубл. 23.07.1992, Бюл. № 27.

2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский. – Москва: Наука, 1976. – 278 с.

3. Акишин А. А. Применение пакета Matlab-Simulink для моделирования механических колебаний в программно-аппаратном комплексе реального времени / А. А. Акишин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. — 2013. — №6.

4. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. вузов. / М. П. Александров. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1985. — 520 с.

5. Аналіз динамічної моделі трьохмасової системи з пружними деформованими зв'язками / [С. В. Бондарєв, В. В. Галецький, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора, В. С. Левченко] // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 4: тез. доп. — Київ, 2009. — С. 10.

6. Бахвалов Н. С. Численные методы: учебное пособие / Н. С. Бахвалов, Н. П. Жидков, Г. М. Кобельков. — 3-е изд., доп. и перераб. — М.: БИНОМ. Лаборатория знаний, 2004. — 636 с.

7. Бойко Е.П. Асинхронные двигатели общего назначения / Е.П. Бойко, Ю.В. Гаинцев и др.. — М.: Энергия, 1980. — 488 с.

8. Бондарев С. В. Исследование переходных процессов в электромеханической системе пассажирского лифта с использованием программной системы MatLab / С. В. Бондарев, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія машинобудування. — 2010. — С. 228—236.

9. Бондарев С. В. Оценка прочности деталей и узлов эскалатора при многоцикловом нагружении на этапе проектирования / С. В. Бондарєв,

Ю. П. Горбатенко // Вестн. НТУУ “КПИ”. Сер. Машиностроение. — 2007. — С. 199—214.

10. Бондарєв В. С. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. — К.: Вища шк., 2009. — 734 с.

11. Бондарєв В. С. Розрахунок і вибір параметрів спеціальних стрічкових конвеєрів: навч. посібник / В. С. Бондарєв. — К.: ІСДО, 1995. — 272 с.

12. Бондарєв С. В. Вдосконалення конструкцій поручневих установок ескалаторів / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко // Будівництво України. — 2009. — № 3. — С. 43—47.

13. Бондарєв С. В. Динамічні характеристики ланцюгового тягового органу / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Промислове будівництво та інженерні споруди. — 2014. — №3. — С. 40—43.

14. Бондарєв С. В. Дослідження динамічних характеристик електромеханічних систем транспортувальних машин із ланцюговим тяговим органом / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Промислове будівництво та інженерні споруди. — 2014. — №4 — С. 44—47.

15. Бондарєв С. В. Дослідження динамічних характеристик ланцюгового тягового органу з використанням програмного пакету Simulink MatLab / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тез. доп. — Київ, 2011. — С. 7—8.

16. Бондарєв С. В. Застосування цівкового евольвентного зачеплення в приводі ескалатора / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Наукові вісті. — 2011. — №2. — С. 108—115.

17. Бондарєв С. В. Нові конструкції поручнів для ескалаторів і травелаторів та основи їх розрахунків / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Будівництво України. Науково-виробничий журнал. — 2013. — №6 — С. 40—45.

18. Бондарєв С. В. Організація типажного ряду тунельних ескалаторів з проміжним розташуванням приводу [Текст] / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Тези доповіді загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів НТУУ «КПІ» присвяченої Дню Науки. Секція «Машинобудування», підсекція «Прикладна механіка». — Київ, 2013. — С. 7.

19. Бондарєв С. В. Проблеми і перспективи створення нових конструкцій ескалаторів / С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Будівництво України. — 2011. — №3. — С. 22—28.

20. Бондарєв С.В. Усовершенствование конструкции эскалаторов / С.В. Бондарєв, Ю.П. Горбатенко // Будівництво України. — 2008. №3. — С. 42—44.

21. Бродский В. З. и др. Таблицы планов эксперимента для факторных и полиномиальных моделей / В. З. Бродский. – М.: Металлургия, 1982. – 752 с.

22. Будинов Д. Я. Методические указания по применению ЭВМ при курсовом и дипломном проектировании (для иностранных студентов с использованием «БСЭМ-4» / ВД. Я. Будинов. —Воропавлоград.: Ротапринт ВМИ, 1978. — 39 с.

23. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудования» / А. А. Вайнсон. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 536 с.

24. Васильев К. А. Транспортные машины и оборудование шахт и рудников: учебное пособие / К. А. Васильев, А. К. Николаев, К. Г. Сазонов. — СПб.: Издательство «Лань», 2012. — 544 с.

25. Васильченко В. А. Скребковый конвейер. Тяговый расчет: методические указания к выполнению курсового проекта по дисциплине «машины непрерывного транспорта» для студентов специальности 190602 / В. А. Васильченко. — Владивосток: Федеральное агентство морского и речного транспорта Морской государственный университет имени адмирала Г. И. Невельского, 2009. — с. 48.

26. Вибрации в технике: справочник в 6-ти т. / [ред. совет.: Челомей В. Н.; ред. Болотина В. В.]. — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 1. Колебания линейных систем — 1978 — 352 с.

27. Воробьев Н. В. Цепные передачи / Н. В. Воробьев/ — 4-е изд. — М.: Машиностроение, 1968. — 252 с.

28. Горбатенко Ю. П. The comparative analysis of propulsion characteristics in chain transportation machine [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора, О. Д. Молодчик // III міжнародна конференція студентів та молодих вчених «Інтелект. Інтеграція. Надійність»: тез. доп. — Київ, 2010. — С. 60—61.

29. Горбатенко Ю. П. Використання динамічної моделі електромеханічної системи ескалатора для визначення циклічних навантажень [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези доповідей XIV Всеукраїнської молодіжної науково-технічної конференції. — Суми, 2014. — С. 38—39.

30. Горбатенко Ю. П. Динамічні характеристики електромеханічних систем транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // XV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: тези доп. — Київ, 2014. — С. 237—239.

31. Горбатенко Ю. П. Конструкція поручня ескалатора з рознесеними тяговою та опорно-захисною функціями [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування», підсекція «Прикладна механіка». — Київ, 2014. — С. —.

32. Горбатенко Ю. П. Оцінювання пружних властивостей тягових ланцюгів в задачах динаміки транспортувальних машин / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Наукові вісті НТУУ «КПІ». — 2015. — №2 — С. 49—56.

33. Горбатенко Ю. П. Підвищення якості ідентифікації динамічних моделей машин з ланцюговим тяговим органом [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора //

XVI Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: Тези доп. — Одеса, 2015. — С. 190—191.

34. Горбатенко Ю. П. Порівняльний аналіз тягових характеристик в ланцюгових транспортувальних машинах [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Тези доповідей загальноуніверситетської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів НТУУ «КПІ» присвяченої Дню Науки. Секція «Машинобудування», Частина 5. — Київ, 2010. — С. 51—52.

35. Горбатенко Ю. П. Працездатність тягового елемента поручня ескалатора [Текст] / Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора // Матеріали ІІІ-ї Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Прикладна геометрія, дизайн та об’єкти інтелектуальної власності». Випуск 3. — Київ, 2014. — С. 60—63.

36. ГОСТ 23207 – 78, Сопротивление усталости. Основные термины, определения и обозначения. - М.: Издательство стандартов, 1981, - с. 49.

37. Готовцев А. А. Проектирование цепных передач: Справочник / А. А. Готовцев, И. П. Котенок. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1982. — 336 с.

38. Гоц А. Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие / А. Н. Гоц. — Владимир.: Редакционно-издательский комплекс ВлГУ, 2005. — 124 с.

39. Григорьев А. Л. Матричный численно-аналитический метод движения многомассовой цепной системы / А. Л. Григорьев, Ю. Л. Геворкян // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Математичне моделювання в техніці та технологіях. — 2011. — № 42. — С. 68—81.

40. Динамика машин и управление машинами: Справочник / [В. К. Асташев, В. И. Бабицкий, И. И. Вульфсон и др.]; под общ. ред. Г. В. Крейнина. — М.: Машиностроение, 1988. — 240 с.

41. Добровольский В. И. Расчетно-проектировочные работы по сопротивлению материалов: Учебное пособие / В. И. Добровольский, С. В. Добровольский. — Ижевск: ИжГТУ, 2012. — 212 с.

42. Дослідження кінематичних, силових та енергетичних параметрів механічної системи без урахування пружних властивостей елементів системи / С. В. Бондарєв, В. В. Галецький, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора, В. С. Левченко // Загальноуніверситетськанауково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 4: тез. доп. — Київ, 2009. — С. 9.

43. Дьяконов В. П. Simulink 5.6.7: Самоучитель / В. П. Дьяконов. — М.: ДМК_Пресс, 2008. — 784 с.

44. Дьячков В. К. Подвесные конвейеры. Основы проектирования, расчета и эксплуатации / В. К. Дьячков. — Изд. второе, перераб. и доп. — М.: МАШГИЗ, 1961. — 280 с.

45. Дьячков В. К. Характеристики параметров динамики конвейеров со сложной трассой // ВНИИПТМАШ, Сб. научных трудов. — 1976. — №3. — С. 50—57.

46. Закора О. В. Застосування цівкового зачеплення в приводах транспортувальних машин з ланцюговим тяговим органом / О. В. Закора, Д. С. Кривий // Тез. допов. загальноуніверситетської науково-технічної конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 2. — Київ, 2008. — С. 87—88.

47. Застосування програмного середовища MATLAB до розв'язання системи диференціальних рівнянь руху N-масової механічної системи з пружними зв'язками / [С. В. Бондарєв, В. В. Галецький, Ю. П. Горбатенко, О. В. Закора, В. С. Левченко] // Загальноуніверситетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів, присвяченої дню Науки. Секція «Машинобудування» Частина 4: тез. доп. — Київ, 2009. — С. 11.

48. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Подъемно-транспортные машины и

оборудования» / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. — 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1987. — 432 с.

49. Иванов Е. М. Определение демпфирующих характеристик звеньев колебательной системы / Е. М. Иванов // Вісник Національного Технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». — 2009. — №20. — 178 с.

50. Иванченко Ф. К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин: Учебник для вузов / Ф. К. Иванченко. — Киев: Вища школа. Головное издательство, 1983. — 351 с.

51. Иванченко Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф. К. Иванченко и др. — Киев: «Вища школа», Головное изд-во, 1978. — 576 с.

52. Измерительный контроллер ИК-5. Руководство по експлуатации – Киев: ООО «АСВІК», 2004.

53. Калиткин Н. Н. Численные методы / Н. Н. Калиткин. — М.: Наука, 1978. — с. 512.

54. Кожушко Г. Г. Пластинчатые конвейеры. Эскалаторы: учеб. пособие / Г. Г. Кожушко. — Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. — 93 с.

55. Конвейеры: Справочник / [Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В. К. и др.]; под общ. ред. Ю. А. Пертена. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. — 367 с.

56. Костин Г. В. Вариационные подходы к моделированию и оптимизации движений управляемых механических систем : автореф. дис. на соискание учен. степени докт. физ.-мат. наук : спец. 01.02.01 "Теоретическая механика" / Костин Георгий Викторович – Москва, 2013. – 31 с.

57. Кротенок В. В. Решение инженерных задач в системе matlab: Практическое пособие по курсу «Информатика» для студентов технических специальностей дневного отделения / В. В. Кротенок, Т. Л. Романькова, Т. А. Трохова. — Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2004. — 36 с.

58. Кузнецова Е.В. Математическое планирование эксперимента: Учебно-методическое пособие для студентов очного и заочного обучения специальностей

«Технология обработки металлов давлением», «Динамика и прочность машин», «Компьютерная механика», «Компьютерная биомеханика» / Е.В. Кузнецова. — Пермь: Перм. гос. техн. ун-т, 2011. — 35 с.

59. Кузьмин А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. — 2-е изд., перераб. и доп. — Мн.: Выш. шк., 1983. — 350 с.

60. Лазарев Ю. Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB. учебный курс / Ю. Ф. Лазарев. — СПб.: Питер; Киев: Издательская группа BHV, 2005. — 512 с.

61. Левитский Н. И. Колебания в механизмах: Учеб. пособие для втузов / Н. И. Левитский. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 336 с.

62. Ловейкін В. С. Дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра зі змінними навантаженнями в процесі пуску / В. С. Ловейкін, О. Ю. Костіна // MOTROL. — 2011. — Випуск 13. — С. 42—48.

63. Маланин Д. Д. Метод определения динамических нагрузок в конвейерах с цепным тяговым органом : дис. канд. техн. наук : 05.05.04 / Маланин Дмитрий Дмитрий – Санкт-Петербург, 2003. – 184 с.

64. Мироновский Л. А. Введение в MATLAB. Учебное пособие / Л. А. Мироновский, К. Ю. Петрова. — СПб.: СПбГУАП, 2005. — 122 с.

65. Надежность в технике. Вероятностный метод расчета на усталость сварных конструкций. РД 50-694-90. — М.: Издательство стандартов, 1990. — 90 с.

66. Никитин С. В. Совершенствование метода определения нагрузок и снижения металлоемкости цепных конвейеров : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук / Никитин С. В. – Санкт-Петербург, 2011. – 262 с.

67. Олейник А. М. Эскалаторы / А. М. Олейник, И. Н. Поминов. — М.: Машиностроение, 1973. — 256 с.

68. 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.

69. Пат. 11560 Україна, МПК B66B23/22 (2006.01), Поручень / В. М. Політикін, В. М Бондаренко, С. В. Бондарєв, Ю. П. Горбатенко, В. С. Бондарєв, В. К. Хрістіч; заявник і власник Відкрите акціонерне товариство «Більшовик». — № 2001107060; заявл. 17.10.2001, опуб. 16.01.2006, Бюл. № 1. — с. 5.

70. Пат. 1761 Україна, МПК B66B23/24, B66B23/04, Поручень ескалатора та його привідний механізм / В. К. Хрістіч; заявник і власник Акционерное общество закрытого типа «Конструктор». — №2001010291; заявл. 15.01.2001, опуб. 15.05.2003, Бюл. №5. — 4 с.

71. Пат. 21999 Україна, МПК B66B23/22, Поручень / О. І. Дубинець, С.В. Бондарєв, В.С. Бондарєв, Ю.П. Горбатенко; заявник і власник НТУУ «КПІ». - №200611762; заявл. 08.11.2006; опуб. 10.04.2007, Бюл. № 4 – 3 с.

72. Пат. 82464 Україна, МПК B66B23/22, Поручень / В.К. Решетов, В.М. Бондаренко, С.В. Бондарєв, Ю.П. Горбатенко, В.С. Бондарєв; заявник і власник НТУУ «КПІ»; заявл. 04.12.2003, опуб. 25.04.2008, Бюл. № 8 – с. 3.

73. Пат. 88889 Україна, МПК B66B23/00, Поручень / Ю.П. Горбатенко, С.В. Бондарєв, О.В. Закора; заявник і власник НТУУ «КПІ». — №201310194; заявл. 19.08.2013; опубл. 10.04.2014, Бюл. №7. — 3 с.

74. Пат. 90399 Україна, МПК B66B23/00, Поручень / Ю.П. Горбатенко, С.В. Бондарєв, О.В. Закора; заявник і власник НТУУ «КПІ». — №201314928; заявл. 19.12.2013; опубл. 26.05.2014, Бюл. №10. — 3 с.

75. Правила устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов ПБ 10-77-94, 1994. – 47 с.

76. Правила устройства и безопасной эксплуатации эскалаторов: ДНАОП 0.00-1.06-77 (НПАОП 0.00-1.06-77). – Введ. 12-09-1991.

77. Проектирование и конструирование транспортных машин и комплексов: Учеб. для вузов / [под ред. И. Г. Штокмана]. — 2-е издание перераб. и доп. — М.: Недра, 1986. — 392 с.

78. Проектирование ленточного конвейера. Методические указания для студентов специальности 190205 «Подъемно-транспортные, строительные,

дорожные машины и оборудование» / [А. В. Тарнопольский, Н. Е. Курносов, Л. П. Корнилаева, Ю. К. Измайлов]. — Пенза: ПензГУ, 2009. — 60 с.

79. Расчет и конструирование горных транспортных машин и комплексов / [И. Г. Штокман, П. М. Кондрахин, В. Н. Маценко и др.]; под общ. ред. проф. И. Г. Штокмана. — М.: Недра, 1975. — 464 с.

80. Расчет и проектирование машин непрерывного транспорта: учеб. пособие по курсовому проектированию [Електронний ресурс] / [Е. В. Мусияченко, В. М. Ярлыков, Г. С. Гришко та ін.] // Красноярск: ИПК СФУ. – 2009.

81. Расчеты и испытания на прочность. Методи расчета характеристик сопротивления усталости. ГОСТ 25.504-82 – М.: Издательство стандартов, 1982. – 30 с.

82. Ребедак О. А. Оптимизация режимов работы слыбового подъемника машины непрерывного литья заготовок с целью ограничения динамических нагрузок / О. А. Ребедак, С. А. Бакан // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. — 2012. — №3. — С. 439—444.

83. Решетов Д. Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. — 4-е изд. перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1989. — 496 с.

84. Ромакин Н. Е. Машины непрерывного транспорта: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н. Е. Ромакин. — М.: Издательский центр «Академия», 2008. — 432 с.

85. Рычков С. П. MSC. visualNASTRAN для Windows / С. П. Рычков. — М.: НТ Пресс, 2004. — 552 с.

86. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / Л. Сегерлинт; [перевод с английского канд. физ.-мат. наук А. А. Шестакова, под редакцией д-ра физ.-мат. наук Б. Е. Победри]. — М.: «Мир», 1979. — 392 с.

87. Сидняев Н.И. Введение в теорию планирования эксперимента: учеб. пособие / Н.И. Сидняев, Н.Т. Вилисова. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. — 467 с.

88. Скородумов Б. А. К определению собственных частот и форм колебаний многомассовых многократно разветвлённых многоярусных упругих систем / Б. А. Скородумов // Сборник «Прикладная механика». — 1971. — вып. 9. — С. 109—113.

89. Сооружения, устройства и подвижной состав метрополитена. Учебник для подготовки рабочих на производстве / [Л. С. Бакулии, К. П. Кудринская. П. А. Кун, Е. Т. Моени]; под.. общ. ред. П. Л. Федорова. — М.: «Транспорт», 1979. — 239 с.

90. Спиваковский А. О. Транспортирующие машины: учеб. пособие для машиностроительных вузов / А. О. Спиваковский, В. К. Дьячков. – 3-е изд. перераб. — М.: Машиностроение, 1983. — 487 с.

91. Стенд для испытания тяговых цепей эскалаторов метрополитена ВК9698-28143СБ – Кременчуг, 1999.

92. Степанов А. Г. Динамика машин / А. Г. Степанов. — Екатеринбург: УрО РАН, 1999. — 304 с.

93. Степыгин В. И. Проектирование подъемно-транспортных установок: Учебное пособие / В. И. Степыгин, Е. Д. Чертов, С. А. Елфимов. — М.: Машиностроение, 2005. — 288 с.

94. Сутидзе Л. Н. Исследование динамических процессов в цепних рабочих органах грунторазрабатывающих машин: дис. докт. техн. наук / Сутидзе Лиана Николаевна – Тбилиси: Грузинский технический университет, 2008. — 137 с.

95. Терёхин В. В. Моделирование в системе MATLAB: Учебное пособие / В. В. Терехин. — Новокузнецк: Кузбассвузиздат, 2004. — 376 с.

96. Тихомиров В. Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности) / В. Б. Тихомиров. — М.: «Легкая индустрия», 1974. — с. 262.

97. Тоннельные эскалаторы серии Е // Наука и транспорт. Метрополитены будущего. – 2015. – №5. – С. 58–59.

98. Тюков В. А. Электромеханические системы: учеб. пособие /В. А. Тюков. — Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. — 182 с.

99. Устиненко В. Л. Основы проектирования деталей машин / В. Л. Устиненко, Н. Ф. Киркач, Р. А. Балалсанян. — Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1983. — 184 с.

100. Устройство силоизмерительное тензометрическое УСТЕ-1. Руководство по експлуатации – Киев: ООО «АСВІК», 2004.

101. Христич В. К. Пассажирские конвейеры и эскалаторы [Електронний ресурс] / В. К. Христич, Ю. В. Киреев – Режим доступу до ресурсу: http://escalator-world.spb.ru.

102. Христич В. К. Эскалаторы: принципиальные схемы и устройства, характерные особенности, достоинства и недостатки [Електронний ресурс] / В. К. Христич, Ю. В. Киреев. — 2003. — Режим доступу до ресурсу: http://escalator-world.spb.ru.

103. Черных И. В. Simulink: Инструмент моделирования динамических систем [Електронний ресурс] / И. В. Черных – Режим доступу до ресурсу: http://matlab.exponenta.ru/simulink/book1/index.php..

104. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л. И. Чугреев. — М.: «Недра», 1976. — 160 с.

105. Шимкович Д. Г. Расчет конструкций в MSC/NASTRANforWindows / Д. Г. Шимкович. — М.: ДМК Пресс, 2001. — 448 с.

106. Эскалатор тоннельный ЭТХ-11,6/17,3.00.00.000 Руководство по эксплуатации ЭТХ-11,6/17,3.00.00.000 РЭ – С.-Петербург: ООО «Конструктор», 2010.

107. Эскалаторные тоннели метрополитена: рациональное использование / В. К. Христич, Ю. В. Киреев // Метро и тонели. — 2004. — №4. — С. 12—15.

108. Эскалаторы и пассажирские конвейеры. Требования безопасности к устройству и установке ГОСТ Р 54765-2011 (ЕН 115-1:2010) – Москва: Стандартинформ, 2012.

109. Эскалаторы: что может быть проще? / Лифт Эксперт. – 2015. – №4. http://liftexpert.com.ua/top-novosti-ru/eskalatoryi-chto-mozhet-byit-prosche.html.

110. ASME A17.1, Safety Code for Elevators and Escalators, 2004, American National Standards Institute, pp. 453.

111. EN ISO 14121-1, Safety of machinery — Risk assessment — Part 1: Principles (ISO 14121-1:2007).

112. EUROPEAN STANDARD EN 115-1 2013, Safety of escalators and moving walks - Part 1: Construction and installation.

113. General specification for lift, escalator and passenger conveyor installation in government buildings of the Hong Kong special administrative region. — Hong Kong, 2002. — 22 p.

114. H.-G. Rachner. Chain engineering Design and construction Examples of calculation / H.-G. Rachner, G. Niemann, H. Zollner. – München, Germany, 2006. – 86 с. – (iwis-High Performance Chains).

115. ISO 14798:2009, Lifts (elevators), escalators and moving walks — Risk assessment and reduction methodology.

116. J. Verschoof. Cranes – Design, Practice, and Maintenance / Ing. J. Verschoof. — London, United Kingdom, 2002. — 328 p.

117. Matlab.Toolboxes & Simulink [Електронний ресурс] // SoftLine Corp. – Режим доступу до ресурсу: http://www.exponenta.ru/educat/free/matlab/toolboxes.pdf.

118. Observers for lineardistributed-parameter systems: A survey / [Z. Hidayat, R. Babuška, B. De Schutter, and A. Nύñez] // Proceedings of the 2011 IEEE International Symposium on Robotic and Sensors Environments (ROSE 2011). — Montreal, Canada, 2005. — С. 166–171.

119. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / [А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, \Н. Б. Пономарев]. — СПб.: БХВ – Петерург, 2005. — 800 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А. ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ ПОРУЧЕНЬ ІЗ ВСТАНОВЛЕНИМИ ТА РОЗВАЛЬЦЬОВАНИМИ ПОРОЖНИСТИМИ ЗАКЛЕПКАМИ

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

УКРАЇНА (19) UA (11) 88889 (13) U

(51) МПК (2014.01)
B66B 23/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 10194

(22) Дата подання заявки: 19.08.2013

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.04.2014

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.04.2014, Бюл.№ 7

(72) Винахідник(и):
Бондарєв Сергій Валентинович (UA),
Горбатенко Юрій Павлович (UA),
Закора Оксана Володимирівна (UA)

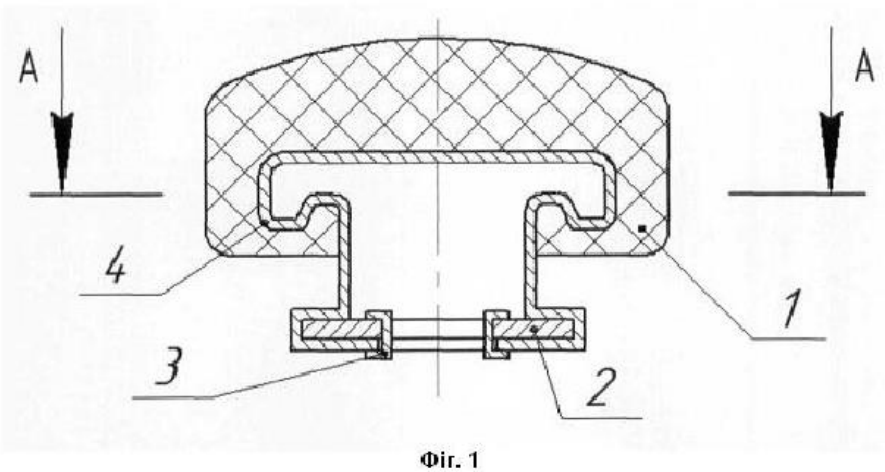
(73) Власник(и):
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ",
пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)

(54) ПОРУЧЕНЬ

(57) Реферат:

Поручень утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки. Отвори для зачеплення стрічки із виступами на привідному блоці виконані круглої форми, розміщені в один ряд і в них вставлені та розвальцьовані на зовні порожнисті заклепки, при цьому С-подібний елемент з натягом встановлений на контурних кронштейнах, прикріплених порожнистими заклепками до металевої стрічки з внутрішньої сторони.

UA 88889 U



Фіг. 1

Корисна модель належить до безперервного пасажирського транспорту, зокрема до поручнів ескалаторів і травелаторів.

Відомий поручень, складений із С-подібного гумового елемента, поздовжньо посиленого 6…8-ма тканинними прокладками або тканинними прокладками і сталевими тросами, закільцьованого методом вулканізації. Поручень виготовляють наступним способом. Тканинні прокладки склеюють між собою і зовні покривають гумою; в поручнях із сталевими тросами між тканинними прокладками в поздовжньому напрямку розміщують ряд сталевих тросів, проміжки між ними заповнюють сирою гумою. Поручень необхідної довжини складають на спеціальній оправці та піддають вулканізації під гідравлічним пресом ділянками довжиною 3 м, після чого змотують в бухти [1].

Недоліки описаної конструкції поручня:

велика трудомісткість процесу виготовлення поручня, який складається з лиття під тиском окремих відрізків та наступного послідовного з'єднання цих відрізків між собою і власне поручня в нескінченно замкнений кільцевий контур;

інтенсивний знос бортів поручня під час ковзання по напрямних, значні витрати енергії на подолання сил тертя і високі нормальні напруження, які виникають в поручні при обгинанні ним приводних, натяжних та відхиляючих блоків суттєво обмежують довговічність поручня.

Найбільш близьким аналогом за технічною сутністю є поручень утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки з проробленими по всій довжині її двома рядами прямокутних отворів. Через ці отвори із стрічкою зачіплюються розміщені в два паралельні ряди виступи на поверхнях привідного блока. Опорні вкладиші закріплені на тримачах, виконаних із відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки [2].

Недоліки описаної конструкції поручня:

при розміщенні елементів зачеплення, отворів у стрічці та виступів на привідному блоці, двома паралельними рядами неможливо забезпечити рівномірне розподілення навантаження, тягової сили, між отворами по ширині стрічки із-за неминучої різниці розмірів (допусків на них), одержаних при виготовленні та монтажі цих елементів;

форма отворів та пластична деформування відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки є сприятливими факторами для виникнення підвищеної концентрації напружень в зонах контакту стрічки із виступами на привідному блоці.

Названі недоліки обумовлюють низький рівень довговічності і надійності поручня.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення відомої конструкції поручня для підвищення її довговічності та надійності.

Це досягається шляхом використання у відомій конструкції поручня в якості тягового елементу металевої стрічки з одним рядом пророблених в ній круглих отворів з встановленими і розвальцьованими на зовні стрічки порожнистими заклепками із м'якої конструкційної сталі.

Поставлена задача вирішується тим, що у відомій конструкції поручня утвореного із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, отвори для зачеплення стрічки із виступами на привідному блоці виконані круглої форми, розміщені в один ряд і в них вставлені та розвальцьовані на зовні порожнисті заклепки, при цьому замість опорних вкладишів С-подібний елемент з натягом встановлений на контурних кронштейнах, прикріплених порожнистими заклепками до металевої стрічки з внутрішньої сторони. Осадка заклепок здійснюється на оправці, діаметром рівним діаметру виступу на привідному блоці з урахуванням зазору в зачепленні.

Корисна модель пояснюється кресленнями, на яких показано: Фіг. 1 - поперечний розріз поручня; Фіг. 2 - розріз А-А на Фіг. 1.

Металева стрічка 1 (Фіг. 1 і 2) містить один ряд отворів діаметра $d=d_n+2\delta$, в отвори вставлені і розвальцьовані заклепки 2, які тримають скобу-тримач 3. На скобу-тримач 3 кріпиться гумовий поручень 4.

Поручень працює таким чином.

При включенні ескалатора у роботу привідний механізм поручня передає момент обертання на привідний блок, виступи якого, при взаємодії з отворами металевої стрічки 1, забезпечують поступальний рух її разом з закріпленим на контурних кронштейнах 3 пружним С-подібним елементом 4.

Перевагами заявленого поручня є новизна його конструкції, яка полягає в тому, що порожнисті заклепки вставлені в отвори металевої стрічки при розвальцюванні обтискають краї отворів, метал заклепок при цьому заповнює мікронерівності по периметру отворів, усуваючи

тим самим концентратори напружень., при цьому збільшується площа контакту металевої стрічки з виступом привідного блока, в результаті чого, навантаження, яке діє на стрічку буде рівномірно розподілене на опорну поверхню більшої площі, а рівень контактних напружень у зачепленні зменшиться. Зазначені фактори сприятимуть підвищенню рівнів довговічності та надійності стрічки і поручня в цілому.

Пропонований поручень рекомендується до застосування в міжповерхових (офісних) та тунельних ескалаторах з висотою підйому від 3-х до 75 метрів, з кутами нахилу 30° і 35°, зі східцями шириною 625, 660, 900 і 1200 мм та в травелаторах довжиною до 500 м та кутом нахилу до 12° при ширині стрічки (настилу) 800, 1000 і 1200 мм.

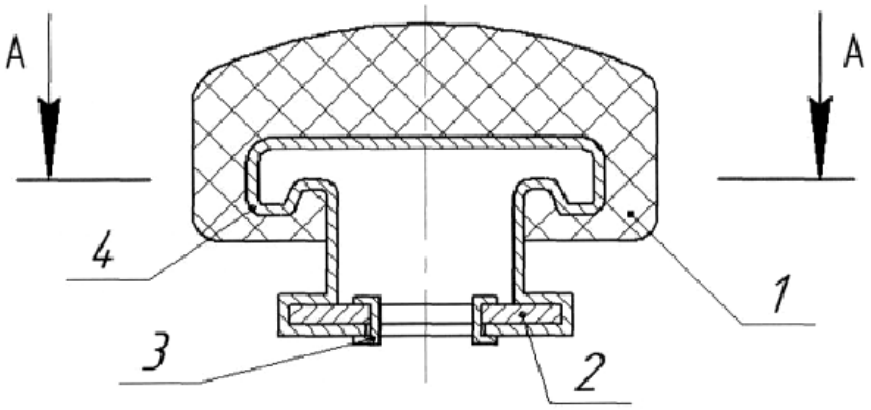
Джерела інформації:

1. А.М. Олейник, И.Н. Поминов. "Эскалаторы", М.: "Машиностроение", 1973, с. 153…160, 164, 246.

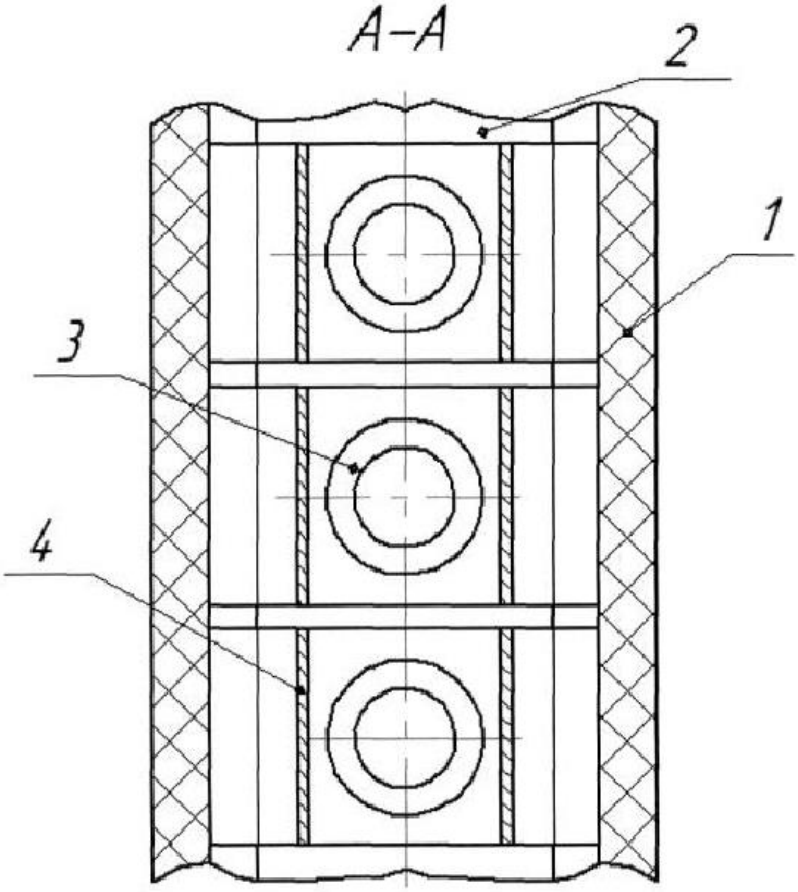
2. Деклараційний патент на корисну модель Україна №1761, B66B23/24, B66B23/04,2003.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Поручень утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, який **відрізняється** тим, що отвори для зачеплення стрічки із виступами на привідному блоці виконані круглої форми, розміщені в один ряд і в них вставлені та розвальцьовані на зовні порожнисті заклепки, при цьому С-подібний елемент з натягом встановлений на контурних кронштейнах, прикріплених порожнистими заклепками до металевої стрічки з внутрішньої сторони.



Фіг. 1



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка О. Рябко

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК Б. ПАТЕНТ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ ПОРУЧЕНЬ ІЗ ЗАКЛАДНОЮ ДЕТАЛЛЮ

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

УКРАЇНА (19) UA (11) 90399 (13) U

(51) МПК (2014.01)
B66B 23/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 14928

(22) Дата подання заявки: 19.12.2013

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 26.05.2014

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 26.05.2014, Бюл.№ 10

(72) Винахідник(и):
Бондарєв Сергій Валентинович (UA),
Горбатенко Юрій Павлович (UA),
Закора Оксана Володимирівна (UA)

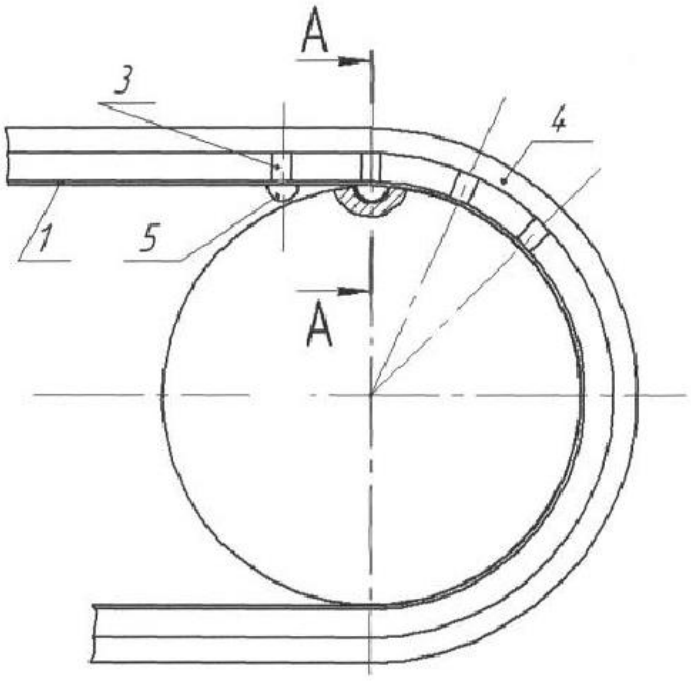
(73) Власник(и):
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ "КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ",
пр. Перемоги, 37, м. Київ-56, 03056 (UA)

(54) ПОРУЧЕНЬ

(57) Реферат:

Поручень утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки. При цьому елементи зачеплення стрічки із привідним блоком виконані сферичної форми із різьбовим отвором і потаєм під ключ, розміщені в один ряд і нагвинчені з внутрішньої сторони стрічки на закладні елементи з різьбовим хвостовиком, при цьому закладні елементи завулканізовані у гумові тримачі із встановленим на них С-подібним гнучким елементом та встановлені в один ряд отворів у металевій стрічці.

UA 90399 U



Фіг. 1

Корисна модель належить до безперервного пасажирського транспорту, зокрема до поручнів ескалаторів і травелаторів.

Відомий поручень, складений із С-подібного гумового елемента, поздовжньо посиленого 6…8-ма тканинними прокладками або тканинними прокладками і сталевими тросами, закільцьованого методом вулканізації. Поручень виготовляють наступним способом. Тканинні прокладки склеюють між собою і зовні покривають гумою; в поручнях із сталевими тросами між тканинними прокладками в поздовжньому напрямку розміщують ряд сталевих тросів, проміжки між ними заповнюють сирою гумою. Поручень необхідної довжини складають на спеціальній оправці та піддають вулканізації під гідравлічним пресом ділянками довжиною 3 м, після чого змотують в бухти [1].

Недоліки описаної конструкції поручня:

- велика трудомісткість процесу виготовлення поручня, який включає лиття під тиском окремих відрізків та наступного послідовного з'єднання цих відрізків між собою і власне поручня в нескінченно замкнений кільцевий контур;
- інтенсивний знос бортів поручня під час ковзання по напрямних, значні витрати енергії на подолання сил тертя і високі нормальні напруження, які виникають в поручні при обгинанні ним приводних, натяжних та відхиляючих блоків суттєво обмежують довговічність поручня;
- поручень поєднує опорну та тягову функції, аварійний розрив поручня може призвести до травмування пасажирів.

Найбільш близьким за технічною суттю є поручень, утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки з пророблениими по всій довжині її двома рядами прямокутних отворів. Через ці отвори із стрічкою зачіплюються розміщені в два паралельні ряди виступи на поверхнях привідного блока. Опорні вкладиші закріплені на тримачах, виконаних із відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки [2].

Недоліки описаної конструкції поручня:

- при розміщенні елементів зачеплення, отворів у стрічці та виступів на привідному блоці двома паралельними рядами неможливо забезпечити рівномірне розподілення навантаження, тягової сили, між отворами по ширині стрічки із-за неминучої різниці розмірів (допусків на них), одержаних при виготовленні та монтажі цих елементів;
- форма отворів та пластичне деформування відігнутих при утворенні отворів частин металевої стрічки є сприятливими факторами для виникнення підвищеної концентрації напружень в зонах контакту стрічки із виступами на привідному блоці;
- при обгинанні поручнем привідних блоків можливе відносне зміщення опорних вкладишів і С-подібного гнучкого елемента, внаслідок чого у місцях з'єднання опорних вкладишів із стрічкою виникають додаткові навантаження.

Названі недоліки обумовлюють низький рівень довговічності і надійності поручня.

В основу корисної моделі поставлена задача удосконалення відомої конструкції поручня для підвищення її довговічності та надійності.

Це досягається шляхом використання у відомій конструкції поручня як тягового елемента нескінченно замкненої металевої стрічки з одним рядом пророблених в ній круглих отворів, в які встановлені без зазорів закладні деталі з різьбовим хвостовиком, завулканізовані у гумові тримачі, на яких кріпиться С-подібний гнучкий елемент; із внутрішньої сторони стрічки на закладні деталі нагвинчуються сферичні елементи зачеплення з привідним блоком з різьбовим отвором і потаєм під ключ.

Поставлена задача вирішується завдяки тому, що у відомій конструкції поручня, утвореного із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, елементи зачеплення стрічки із привідним блоком виконані сферичної форми із різьбовим отвором і потаєм під ключ, розміщені в один ряд і нагвинчені з внутрішньої сторони стрічки на закладні елементи з різьбовим хвостовиком, при цьому закладні елементи завулканізовані у гумові тримачі і встановлені у один ряд отворів у металевій стрічці. На гумові тримачі кріпиться С-подібний гнучкий елемент.

Корисна модель пояснюється кресленнями, на яких показано: фіг. 1 - схема зачеплення поручня із привідним блоком; фіг. 2 - розріз А-А на фіг. 1.

У пророблені в один ряд отвори у металевій стрічці 1 (фіг. 1 і 2) встановлені закладні елементи з різьбовим хвостовиком 2, завулканізовані у гумових тримачах 3. На тримачах 3 кріпиться С-подібний гнучкий елемент 4. З внутрішньої сторони металевої стрічки 1 на

закладний елемент 2 нагвинчуються сферичні елементи зачеплення 5 з різьбовим отвором і потаєм під ключ 5.

Поручень працює таким чином.

При вмиканні ескалатора у роботу привідний механізм поручня передає обертальний момент на привідний блок, отвори якого, при взаємодії із сферичними елементами зачеплення металевої стрічки 1, забезпечують поступальний рух її разом із закріпленим на гумових тримачах 3 пружним С-подібним гнучким елементом 4. Попередній натяг металевої стрічки створюється натяжним пристроєм.

Перевагами заявленого поручня є новизна його конструкції, яка полягає в тому, що зачеплення стрічки з виступами на привідному блоці через отвори, пророблені в стрічці, замінені на зачеплення сферичних елементів, що зменшує місцеві контактні напруження у стрічці, завдяки збільшенню контактних поверхонь стрічки і закладної деталі. Використання як опорних вкладишів для С-подібного гнучкого елементу гумового тримача унеможливить відносне зміщення тримачів і С-подібного гнучкого елементу під час обгинання стрічкою привідних блоків за рахунок пружної деформації тримачів. Зазначені фактори сприятимуть підвищенню рівнів довговічності та надійності стрічки і поручня в цілому.

Пропонований поручень рекомендується до застосування в міжповерхових (офісних) та тунельних ескалаторах з висотою підйому від 3-х до 75 метрів, з кутами нахилу 30° і 35°, зі східцями шириною 625, 660, 900 і 1200 мм та в травелаторах довжиною до 500 м та кутом нахилу до 12° при ширині стрічки (настилу) 800, 1000 і 1200 мм.

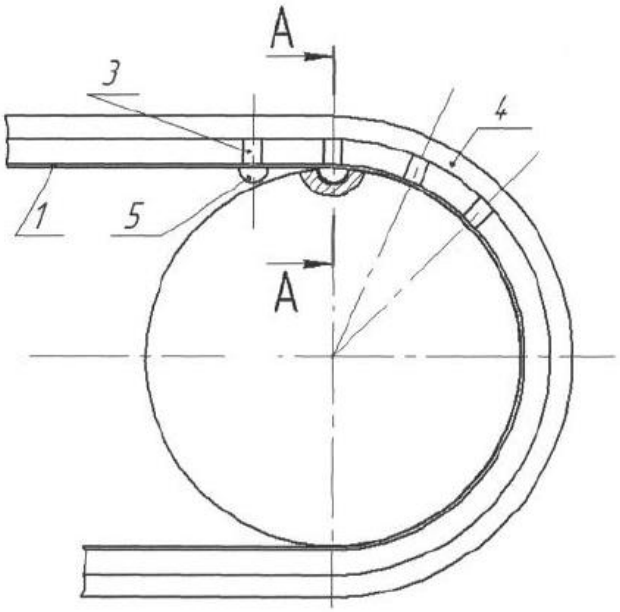
Джерела інформації:

1. А.М. Олейник, И.Н. Поминов. "Эскалаторы". - М.: "Машиностроение", 1973. - С. 153…160, 164, 246.

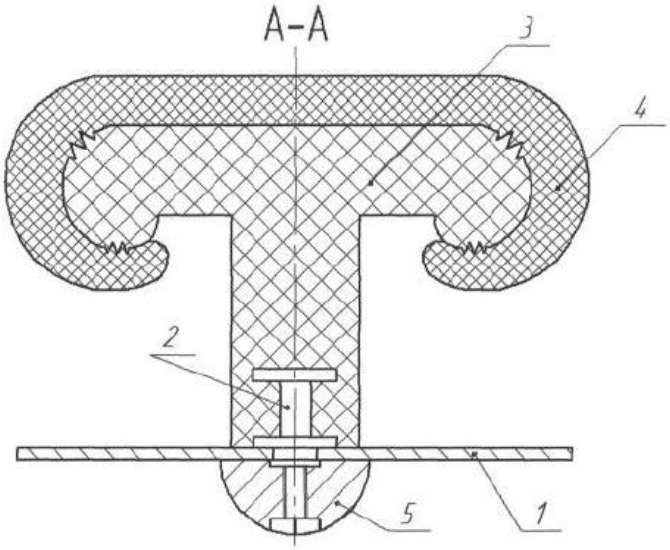
2. Деклараційний патент на корисну модель Україна № 1761, B66B 23/24, B66B 23/04, 2003.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Поручень, що утворений із закільцьованого С-подібного елемента, виготовленого із пружного матеріалу, наприклад гуми, з натягом встановленого на опорних вкладишах, прикріплених до тягового елемента у вигляді закільцьованої металевої стрічки, який **відрізняється** тим, що елементи зачеплення стрічки із привідним блоком виконані сферичної форми із різьбовим отвором і потаєм під ключ, розміщені в один ряд і нагвинчені з внутрішньої сторони стрічки на закладні елементи з різьбовим хвостовиком, при цьому закладні елементи завулканізовані у гумові тримачі із встановленим на них С-подібним гнучким елементом та встановлені в один ряд отворів у металевій стрічці.



Фіг. 1



Фіг. 2

Комп'ютерна верстка М. Ломалова

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Урицького, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут промислової власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

ДОДАТОК В. АКТ ВИКОНАННИХ РОБІТ

ЗАТВЕРДЖУЮ
Начальник ескалаторної служби
КП «Київський метрополітен»
_____ М. Г. М'ягкий
«25» 06 2014 г.

АКТ ВИКОНАНИХ РОБІТ
по технічній діагностиці редуктора головного приводу
ескалатора №3 ст. «Палац спорту»-1 типу ЭТ-3М

Ми, що нижче підписалися, представники ескалаторної служби КП «Київський метрополітен», головний технолог Рак О.М., головний інженер Рак Ю.М., та представники ММІ НТУУ «КПІ», завідувач кафедри прикладної механіки Данильченко Ю.М., аспірант кафедри прикладної механіки Закора О.В., **підписали цей акт в тому**, що представниками ММІ НТУУ «КПІ» виконано інструментальне дослідження порушень в роботі редуктора ескалатора №3 типу ЭТ-3М та в роботі інших ескалаторів в машзалі ст. «Палац спорту», а представниками ескалаторної служби КП «Київський метрополітен» отримані опрацьовані результати цього дослідження з висновками щодо причин порушень в роботі ескалатора та заходів по їх усуненню.

Головний технолог
ескалаторної служби
КП «Київський метрополітен»
_____ Рак О.М.

Завідувач кафедри прикладної механіки
ММІ НТУУ «КПІ»
_____ Данильченко Ю.М.

Головний інженер
ескалаторної служби
КП «Київський метрополітен»
_____ Рак Ю.М.

Аспірант кафедри прикладної механіки
ММІ НТУУ «КПІ»
_____ Закора О.В.

ДОДАТОК Г. АКТ ПЕРЕДАЧІ ДЛЯ ВПРОВАДЖЕННЯ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник ескалаторної служби
КП «Київський метрополітен»
_____ М. Г. М'ягкий
«25» 04 2015 г.

АКТ ПЕРЕДАЧІ ДЛЯ ВПРОВАДЖЕННЯ

Ми, що нижче підписалися, представники ескалаторної служби КП «Київський метрополітен», головний технолог Рак О.М., головний інженер Рак Ю.М., та представники ММІ НТУУ «КПІ», завідувач кафедри прикладної механіки Данильченко Ю.М., аспірант кафедри прикладної механіки Закора О.В., **підписали цей акт в тому**, що представниками ММІ НТУУ «КПІ» передані, а представниками ескалаторної служби КП «Київський метрополітен» прийняті для впровадження на КП «Київський метрополітен» результати науково-дослідної дисертаційної роботи Закори Оксани Володимирівни на тему «Зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу» в частині розроблення рекомендацій по усуненню вібраційних і шумових проявів при роботі ескалатора.

Головний технолог
ескалаторної служби
КП «Київський метрополітен»
_____ Рак О.М.

Завідувач кафедри прикладної механіки
ММІ НТУУ «КПІ»
_____ Данильченко Ю.М.

Головний інженер
ескалаторної служби
КП «Київський метрополітен»
_____ Рак Ю.М.

Аспірант кафедри прикладної механіки
ММІ НТУУ «КПІ»
_____ Закора О.В.

ДОДАТОК Д. АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор ММІ
член-кор. НАНУ,
проф. _____ Бобир М.І.
«26» 08 2015 р.

МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ
результатів дисертаційної роботи ЗАКОРИ О.В.

Комісія в складі: голова – к.т.н., доц., зас. зав. каф. ПМ Кірієнко О.А.
члени – к.т.н., доц. каф. ПМ Лукавенко В.П.
к.т.н., доц. каф. ПМ Нєженцев О.Б.
стар. викл. каф. ПМ Горбатенко Ю.П.

склали цей акт про те, що матеріали та результати дисертації аспіранта кафедри прикладної механіки Національного технічного університету України «Київського політехнічного інституту» на тему «Зменшення динамічного навантаження тунельного ескалатора з проміжним розміщенням приводу», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство – впроваджені у навчальний процес при підготовці фахівців освітньо-кваліфікаційного рівня бакалавр за напрямком 6.05.05.02 «Інженерна механіка» та 6.05.05.01 «Прикладна механіка» і використовуються при викладанні курсів «Деталі машин – 3. Вантажопідіймальні і транспортувальні машини» та «Підйомно-транспортні системи та машини».

Голова комісії
к.т.н., доц., зас. зав. каф. ПМ Кірієнко О.А.

Члени комісії
к.т.н., доц. каф. ПМ Лукавенко В.П.

к.т.н., доц. каф. ПМ Нєженцев О.Б.

стар. викл. каф. ПМ Горбатенко Ю.П.