

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Пояснювальна записка
до магістерської кваліфікаційної роботи

магістра

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: Дослідження механічної системи підйимального механізму
пасажирського ліфта

08-27.МКР.010.00.000-112

Виконав: студент 2 курсу за ОКП
«Магістра», групи 1ГМ-19м
спеціальності 133
галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

Щербань Є.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник Поліщук Л.К

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

Вінниця – 2020

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Поліщук Л. К.

“02” вересня 2020 року

ЗАВДАННЯ
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Щербаню Євгену Віталійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи Дослідження механічної системи підйомного механізму пасажирського ліфта

керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

д.т.н., професор

затверджені наказом вищого навчального закладу від “25” вересня 2020 року №214.

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи 08.12.2020.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: потужність приводу, кВт - 7; вантажопідйомність, Н – 4450; номінальна швидкість, м/с – 1,5; кількість зупинок – 16; маса кабіни, кг – 645; тип приводу – електромеханічний.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування вибору теми МКР, аналіз існуючих кінематичних схем приводів ліфтів. Математичне моделювання нестаціонарних режимів роботи пасажирського ліфта та теоретичні дослідження. Експериментальні дослідження перехідних режимів роботи механічної системи пасажирського ліфта. Розрахунково-конструкторський розділ Проектні розрахунки елементів приводу. Економічний розділ. Розділ з охорони праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

5.1 Аналіз існуючих кінематичних схем, плакат (1 лист ф. А1).

5.2 Кінематичні схеми гідравлічних ліфтів, плакат (1, лист ф. А1).

5.3 Вибір кінематичної схеми ліфта та приводу (1 лист ф. А1).

5.4 Математична модель нестаціонарних режимів роботи пасажирського ліфта (4 листа ф. А1).

5.5 Теоретичні дослідження робочих режимів (1 лист ф. А1).

5.6 Експериментальні дослідження робочих режимів (1 лист ф. А1).

5.5 Загальний вигляд ліфтової установки (1 лист ф. А1).

5.6 Складальне креслення редуктора (1 лист ф. А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович. к.т.н., професор	02.09.20	08.12.2020
Економічна частина	Бальзун Марина Володимирівна к.т.н., доцент	02.09.20	08.12.2020
Охорона праці	Поліщук Олександр Васильович к.т.н., доцент	02.09.20	08.12.2020

7. Дата видачі завдання 02.09.20

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1.	Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи	02.09.2020	виконано
2.	Аналіз відомих технічних рішень.	02.09.2020	виконано
	Математична модель нестационарних режимів роботи ліфта	02.10.2020	виконано
3.	Теоретичні дослідження перехідних процесів	16.10.2020	виконано
4.	Експериментальні дослідження перехідних процесів	19.11.2020	виконано
6.	Розрахунково-конструкторський розділ	03.12.2020	виконано
7.	Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.	04.12.2020	виконано
8.	Попередній захист.	10.12.2020	виконано

Студент Щербань Є.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Л. К.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Анотація

В магістерській кваліфікаційній роботі виконано обґрунтування вибору теми, на підставі аналізу існуючих кінематичних схеми приводів ліфтів здійснено вибір кінематичних схем ліфта та приводу. Розроблено математичну модель нестационарних режимів роботи ліфта з використанням рівняння Лагранжа 2-го роду, а також рівнянь що описують електромагнітні явища в асинхронному електродвигуні з урахуванням насичення магнітопроводу. Наведено результати теоретичних досліджень нестационарних режимів роботи пасажирського ліфта, а також експериментальних досліджень. Проведено порівняння результатів досліджень. Виконано проектні та конструкторські роботи елементів конструкції приводу.

В економічному розділі виконано економічні розрахунки, які підтверджують ефективність використання результатів дослідно-конструкторських робіт. Запропоновано заходи по охороні праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Annotation

In the master's qualification work the substantiation of the choice of a theme is executed, on the basis of the analysis of the existing kinematic schemes of drives of elevators the choice of kinematic schemes of the elevator and the drive is carried out. A mathematical model of non-stationary modes of elevator operation using the Lagrange equation of the 2nd kind, as well as equations describing electromagnetic phenomena in an induction motor taking into account the saturation of the magnetic circuit. The results of theoretical researches of non - stationary modes of operation of the passenger elevator, and also experimental researches are resulted. A comparison of research results is made. Design and engineering works of drive construction elements have been performed.

In the economic section, economic calculations are performed, which confirm the effectiveness of the use of the results of research and development work. Measures for labor protection and safety in emergency situations are proposed.

Зміст

ВСТУП.....	7
1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ.....	10
1.1 Суть технічної проблеми.....	10
1.2 Базовий варіант для модернізації.....	10
1.3 Коментар технічних показників аналогу і нового виробу.....	11
1.4 Шляхи досягнення поставленої задачі.....	11
1.5 Технічні вимоги, що висуюються до об'єкту проектування.....	11
1.6 Цінова політика на нову розробку.....	12
1.7 Економічне обґрунтування доцільності та ефективності нової розробки.....	12
2. АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ПРИВОДІВ ЛІФТІВ.....	17
2.1. Кінематичні схеми ліфтів з канатотяговою системою.....	17
2.2. Кінематичні схеми гідравлічних ліфтів.....	24
2.3. Вибір кінематичної схеми приводу ліфта.....	23
3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА.....	30
3.1 Рівняння руху механічної системи ліфта.....	30
3.2 Математична модель електромагнітних процесів в асинхронному двигуні.....	36
3.3 Теоретичні дослідження робочих режимів механічної системи ліфта.....	36
3.3.1 Розрахунки перехідних процесів пуску у приводній системі пасажирського ліфта.....	36
3.3.2 Розрахунки гальмівних режимів роботи привідної системи пасажирського ліфта.....	43
4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА.....	50
4.1 Результати експериментальних досліджень.....	50

4.2 Прорівняння теоретичних і експериментальних даних.....	52
5. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	63
5.1. Вибір і перевірка тягових канатів.....	63
5.2. Розрахунок, вибір і перевірка тягового електродвигуна.....	65
5.3. Вибір діаметра КТШ та перевірка його тягової здатності.....	67
5.4. Розрахунок та перевірка електромагнітного гальма.....	70
5.5. Проектний розрахунок черв'ячного редуктора	74
6. ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ	92
6.1.Оцінювання комерційного потенціалу розробки	92
6.2.Розрахунок кошторису капітальних витрат на розробку нового технічного рішення.....	93
6.3 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів розробки.....	99
6.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	100
7. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	106
7.1. Аналіз умов праці	106
7.2. Вимоги до використання електрообладнання.....	106
7.3. Організаційно-технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи.....	110
7.4. Пожежна безпека.....	111
7.5.Безпека у надзвичайних ситуаціях.....	112
ВИСНОВКИ.....	119
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	120
ДОДАТКИ.....	122
ДОДАТОК А. – Технічне завдання.....	123
ДОДАТОК Б. – Графічна часина роботи.....	128
ДОДАТОК Г. – Специфікації.....	140

ВСТУП

Актуальність. Сучасні багатоповерхові адміністративні та житлові будівлі, магазини, навчальні заклади, лікарні та інші об'єкти для полегшення та прискорення пересування людей, вантажів по висоті обладнують засобами підйому.

З усіх різновидів висотних підйомників найбільше поширення отримали ліфти. Ліфт - підйомний пристрій первинної дії в якому люди або вантажі переміщуються з одного рівня на інший в кабіні або на платформі, яка рухається по жорстким напрямним, які розміщені в шахті. Електричним вважається ліфт, лебідка якого приводиться в дію електродвигуном.

Започаткував ліфтову індустрію Елайша Отіс – винахідник першого безпечного ліфта, який продав свій перший безпечний ліфт у 1853 р. Нові будинки стрімко почали рости вгору, смілива уява архітекторів надавала нових рис зростаючим містам, які відтепер могли розвиватись вертикально, радше ніж тільки горизонтально.

Конструктивне виконання ліфтів різноманітне. За конструкцією привода розрізняють редукторні для швидкостей 1,4 м/с і безредукторні для швидкостей понад 1,4 м/с. У редукторних ліфтах вихідний вал редуктора з'єднується з тяговим органом барабанного типу або з канатотяговим шківом. За розміщенням машинного приміщення ліфти поділяються: на ліфти з машинним приміщенням, що розміщене зверху будівлі, та знизу.

У ліфтів з барабаними лебідками підймальні канати своїми кінцями закріплюються в барабані і при обертанні редуктора намотуються на барабан або розмотуються з нього. При цьому кабіна закріплена на другому кінці канатів або противага, піднімаються або опускаються.

Канатотягові шківви представляють собою шківви тертя, де тягова здатність виникає від нормального тиску и коефіцієнту тертя між канатом та ободом канатотягового шківва.

До нових ліфтів більш жорсткі вимоги, виконання яких значно змінило їх конструкцію та зовнішній вигляд. Ці вимоги обумовлено підвищенням надійності роботи ліфтів, разом з підвищенням максимальних умов комфорності пасажирів, підвищенням швидкості роботи кабіни, для багатоповерхових будівель.

Ліфти традиційно проектують для транспортування чотирьох, шести, вісьмох пасажирів, але в сучасному проектуванні багатоповерхових будівель все частіше з'являється потреба в ліфтах з нестандартною вантажопідйомністю. Тому дослідження нестационарних процесів у приводах таких ліфтів для забезпечення оптимальних режимів роботи є актуальною задачею.

Мета і задачі роботи. Метою магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності та довголітності роботи приводів вантажопасажирських ліфтів, за рахунок підвищення плавності ходу, зниження динамічних зусиль у вітках каната за рахунок раціонального вибору противаги, режимів пуску і гальмування. Для досягнення мети необхідно розв'язати такі задачі:

- виконати техніко-економічне обґрунтування теми роботи;
- проаналізувати існуючі кінематичні схем приводів ліфтів;
- удосконалити математична модель нестационарних режимів роботи приводу механізму підйому пасажирського ліфта, та виконати теоретичні дослідження;
- провести експериментальні дослідження перехідних режимів роботи механічної системи пасажирського ліфта;
- розробити загальний вигляд пасажирського ліфта та складальне креслення черв'ячного редуктора;
- виконати необхідні розрахунки в економічному розділі;
- Запропонувати заходи по охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси у механічній системі вантажопасажирських ліфтів.

Предмет дослідження – електро-механічний привод механізму підйому та гальмування ліфта нестандартної вантажопідйомності.

Методи дослідження – теоретичні дослідження динамічних процесів під час пуску та гальмування ліфтової установки виконані методами фізичного та математичного моделювання із використанням комп'ютерного моделювання виконаного у MatLab 14.

Експериментальні дослідження здійснювались методами комплексного вимірювання і реєструвались за допомогою аналого-цифрового перетворювача і мобільного комп'ютера.

Наукова новизна отриманих результатів і їх практична цінність:

- удосконалено математичну модель нестационарних процесів привідних систем вантажопасажирських ліфтів із урахуванням нерозривної взаємодії динамічних явищ у електричній машині і механічних коливань у підйомній системі, яка дозволяє виконувати аналіз пускових та гальмівних режимів роботи привідних систем вантажопасажирських ліфтів, встановити динамічні зусилля у вітках каната зв'язаних із кабіною і противагою, що враховують у розрахунку елементів конструкції, а також здійснювати раціональний підбір маси противаги із метою зменшення коефіцієнта динамічності.
- на основі сформованих рекомендацій щодо вибору раціональних параметрів складових елементів приводу вантажопасажирських ліфтів запропоновано конструкцію електромеханічного приводу із покращеними техніко-економічними показниками.

Особистий внесок автора. Запропонував для розробленої математичної моделі нестационарних режимів роботи приводу врахувати динамічні явища в електромоторі.

Публікації. Результати досліджень, що виконані в магістерській кваліфікаційній роботі, опубліковано в одних тезах конференції “Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2020)”

1 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ТА ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕМИ РОБОТИ

1.1 Суть технічної проблеми

Ліфти традиційно проектують для транспортування чотирьох, шести, вісьмох пасажирів, але в сучасному проектуванні багатоповерхових будівель все частіше з'являється потреба в ліфтах з нестандартною вантажопідйомністю. Тому в даній магістерській дипломній роботі розроблено підймальний механізм пасажирського ліфту для багатоповерхових будівель з вантажопідйомністю для п'яти пасажирів.

Також була розроблена математична модель нестационарних режимів роботи пасажирського ліфту на основі якої були розроблені теоретичні дослідження робочих режимів механічної системи ліфту, розрахунки гальмівних режимів роботи привідної системи і були проведені експериментальні дослідження перехідних режимів роботи механічної системи пасажирського ліфту

1.2 Базовий варіант для модернізації

Технічні показники аналогу і нового виробу (для порівняння подано у вигляді таблиці 1.1).

Таблиця 1.1 - Технічні показники аналогу і нового виробу

Показники (параметри)	Одиниці вимірювання	Нова розробка	Аналог	Відношення параметрів нової розробки до
Максимальна вантажопідйомність	кг	445	380	1,171
Кількість зупинок	шт	16	14	1,14
Номінальна швидкість	м/с	1.5	1.4	0,9
Максимальна потужність	кВт	7	7	1

1.3 Коментар технічних показників аналогу і нового виробу

Згідно з порівнянням параметрів нової розробки і аналога, які порівнюються в таблиці 1, можна зробити наступні висновки.

Вантажопідйомність нової розробки підвищилась до 445т, що на 65 кг більше від аналогу. Це дає змогу підіймати на одного пасажера більше.

Збільшення номінальної швидкості підйому дає змогу здійснювати більш швидкий підйом, що виглядає доволі доцільно в зв'язку із збільшенням висоти підйому.

В умовах постійного зростання витрат на енергоносії було зменшено експлуатаційну потужність приводу нової розробки, але максимальну потужність було залишено як в аналога в результаті чого зменшилось споживання енергоносія в порівнянні з аналогом.

Побудована математична модель дає можливість виконувати докладний аналіз пускових режимів роботи приводних систем пасажирських ліфтів з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини (асинхронного двигуна) і механічної частини приводу.

1.4 Шляхи досягнення поставленої задачі

Основна задача, яка вирішується при розробці нового ліфта – є збільшення його вантажопідйомності .

Поставлена задача збільшення вантажопідйомності ліфта досягається за рахунок збільшення передаточного числа першої швидкості, застосуванні матеріалів, які мають більшу стійкість проти сил кручення та згину, а також більшу втомну міцність.

1.5 Технічні вимоги, що висувуються до об'єкту проектування

- Ліфт повинен відповідати вимогам згідно ГОСТ 22011-95.
- Встановлене безвідмовне напрацювання на добу - 10 годин;
- Встановлене безвідмовне напрацювання - 8500 годин;

- Встановлений строк служби до першого капітального ремонту -12 років;

- Коефіцієнт технічного використання - 0,85;

- Можлива бути забезпечена безпека пасажирів під час руху.

1.6 Цінова політика на нову розробку

На ринку товар займає нішу високо-технологічних машин з високою надійністю, плавним пуском і зупинкою, а також великою перевагою є нестандартна вантажопідйомність. На даний момент на ринку конкуренцію товару складають більш спеціалізовані приводи ліфтів, що виготовляються, як правило, на замовлення.

Ринками збуту продукції можуть бути промислові регіони України.

Потенційними покупцями нового товару можуть бути великі та середні будівельні компанії, ЖЕКИ. Також деяка кількість підприємств може замінити старе або менш ефективне обладнання пропонуваним.

1.7 Економічне обґрунтування доцільності та ефективності нової розробки

Оскільки на початкових етапах дипломного проекту кількість даних для здійснення економічних розрахунків обмежена і в подальшому як правило, зазнає значних змін, то економічні обґрунтування доцільності нової розробки базуються на спрощених методах розрахунку капітальних вкладень та експлуатаційних витрат нової розробки та аналога і їх наступного порівняння [2].

Розрахунок собівартості будемо проводити методом, який базується на зведенні до базового вузла.

Згідно цього методу собівартість одиниці нової розробки розраховується за формулою:

$$S = S'_a \cdot M_H \cdot K_H \quad (1.1)$$

де S'_a – питома собівартість одиниці маси аналога; грн./кг

M_n – маса нової техніки, кг. Приймаємо $M_n = 1500$ кг.

K_n – коефіцієнт, який враховує конструктивні та технологічні особливості нової розробки, $K_n = 1 \dots 1,2$. Приймаємо $K_n = 1,1$.

Питома собівартість одиниці маси аналога розраховується за формулою:

$$S'_a = \frac{S_a}{M_a} \quad (1.2)$$

де S_a – собівартість аналога, грн. Приймаємо $S_a = 100000$ грн по заводським відомостям;

M_a – маса аналога, кг. Приймаємо $M_a = 1500$ кг.

Підставивши відповідні значення в формулу (1.2), отримаємо:

$$S'_a = \frac{100000}{1500} = 66,66 \text{ грн./кг}$$

Підставивши відповідні значення в формулу (1.1), розрахуємо собівартість одиниці нової розробки:

$$S = 66,66 \cdot 1350 \cdot 1,1 = 98999 \text{ грн.}$$

Розраховуємо величину капітальних вкладень.

$$K = B \cdot A \cdot S = B \cdot Ц \text{ грн.} \quad (1.3)$$

де B – коефіцієнт, який враховує витрати на розробку: придбання, транспортування, монтаж, налагодження нової розробки тощо, $B \approx 1,2 \dots 2,0$;

A – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A \approx 1,7 \dots 2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.;

$Ц$ – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома, або визначена раніше.

Підставивши відповідні значення в формулу (1.3), отримаємо:

$$K = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 98999 = 201957 \text{ грн.}$$

Величина експлуатаційних витрат може бути розрахована за формулою:

$$E = k \cdot Ц \cdot \beta = k \cdot A \cdot S \cdot \beta \text{ грн./рік} \quad (1.4)$$

де $Ц$ – ціна реалізації нової розробки, якщо вона була відома, або визначена раніше;

$k = 0,2 \dots 0,4$ – коефіцієнт, що враховує витрати на амортизацію, ремонт, електроенергію, обслуговування тощо;

A – коефіцієнт, який враховує прогнозований прибуток та податки, які повинен сплачувати виробник, $A = 1,7 \dots 2,3$;

S – собівартість нової розробки, розрахована спрощеним способом, грн.

β – доля часу, яку витрачає працівник на обслуговування нової техніки в загальному часі своєї роботи.

Підставивши відповідні значення в формулу (1.4) отримаємо:

$$E = 0,2 \cdot 2,3 \cdot 201957 \cdot 0,8 = 74320 \text{ грн./рік}$$

Є аналог "1" та нова розробка "2", які мають різне значення декількох основних технічних показників.

Для аналога "1" умовно приймаємо, що його узагальнений коефіцієнт якості $B_1 = 1,2$.

Узагальнений коефіцієнт якості для нової розробки може бути розрахована за формулою:

$$B_2 = \sum_{i=2}^n \alpha_i \beta_i \quad (1.5)$$

де n – число найважливіших технічних показників, які впливають на якість нової розробки;

α_i – коефіцієнт, який враховує питому i -го технічного показника в загальній якості розробки $0,7$;

β_i – відносне значення i -го технічного показника якості нової розробки.

Відносні значення β_i , для показників, зростання яких говорить про підвищення в лінії залежності якості розробки може бути розрахована за формулою:

$$B_2 = \frac{I_2}{I_1} \quad (1.6)$$

де I_1 та I_2 – чисельні значення конкретного i -го технічного показника якості відповідно для нової розробки та для аналога.

Показники аналогу і нового виробу (для порівняння подано у вигляді таблиці 1.2).

Таблиця 1.2 – Показники аналогу і нового виробу

Показники (параметри)	Одиниці вимірювання	Нова розробка	Аналог	$B_2 = \frac{I_2}{I_1}$
Капітальні вкладення	грн.	201957	238021,1	0.84
Експлуатаційні витрати	грн./рік	74320	82541	0.9
Максимальна вантажопідйомність	кг	445	380	1,185
Кількість етажів	шт	16	14	1.14

Підставивши відповідні значення в формулу (1.6) отримаємо:

$$B_2 = 0,7 \cdot 1,185 + 0,7 \cdot 1,14 = 1,62.$$

Питомі експлуатаційні витрати складають

А) для аналога $\frac{E_1}{B_1} = \frac{82541}{1,2} = 68784 \text{ грн./ рік};$

Б) для нової розробки $\frac{E_2}{B_2} = \frac{74320}{1,67} = 44502 \text{ грн./ рік}.$

Питомі капітальні вкладення складають:

А) для аналога $\frac{K_1}{B_1} = \frac{238021}{1,5} = 158680 \text{ грн.};$

Б) для нової розробки $\frac{K_2}{B_2} = \frac{201957}{1,67} = 120932 \text{ грн.}$

Для обґрунтування економічної доцільності нової розробки розрахуємо термін окупності додаткових питомих капітальних складень для нового варіанту:

$$T_{ak^2/l} = \frac{\frac{K_2}{B_2} - \frac{K_1}{B_1}}{\frac{E_1}{B_1} - \frac{E_2}{B_2}} = \frac{155680 - 120932}{68784 - 44502} = 1,43 \text{ роки} < T_{норм} = 3 \dots 5 \text{ років.}$$

Отже, проектування нового ліфта підвищеної вантажопідйомності економічно доцільне.

Отже, на підставі вище викладеного можна стверджувати що нове рішення, що пропонується для розробки, буде мати кращі технічні показники, ніж існуючі, більш ефективним в порівнянні з аналогом, і тому його розробка та запровадження є доцільним.

2 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КІНЕМАТИЧНІ СХЕМ ПРИВОДІВ ЛІФТІВ

Кінематичною схемою ліфта називають принципову схему взаємодії підйомного механізму з рухомими частинами ліфта - кабіною і противагою (або схему запуску канатів ліфта). Існують різноманітні кінематичні схеми ліфтів. Вони відрізняються один від одного розташуванням машинного приміщення, конструкцією канатоведучого органу, типами застосовуваних лебідок, гідроциліндрів, наявністю або відсутністю противаги, способами підвіски кабіни і призначенням ліфта.

2.1 Кінематичні схеми ліфтів з канатотяговим шківом

Існує ряд різних канатних систем, застосування яких залежить від конкретних умов, зокрема від розташування лебідки, номінальної вантажопідйомності і номінальної швидкості кабіни.

Велику увагу необхідно приділити вибору канатної системи для того, щоб забезпечити тривалий термін служби канатів ліфта, високий ККД системи і помірне споживання енергії. Для цієї мети, число обертів повинне бути знижене до мінімуму і, по можливості, слід уникати реверсивних перегинів канатів.

Лебідка зазвичай розташована над шахтою, так, як верхнє її положення забезпечує застосування найбільш простий канатної системи і відносно невелике навантаження на конструкцію будівлі.

В деяких установках лебідка розташована в підвальному приміщенні поряд з підлогою шахти. У цьому випадку первісна ціна вища, і навантаження діє на розташовані у верхній частині шахти блоки, і, отже, на несучі конструкції будівлі значно вище. З цих причин слід по можливості уникати нижнього розташування лебідки.

Розташування механізму привода в проміжному положенні (в середній частині шахти) в наші дні зустрічається рідко. Раніше таке розташування використовувалося для ланцюгових ліфтів з невеликою висотою підйому.

Однак вони поступово були замінені більш ефективними гідравлічними ліфтами.

Схеми основних канатних систем представлені на рис. 2.1 - 2.9.

2.1.1 Приводи ліфтів з верхнім розташуванням лебідки:

Привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски $i=1$ (рис.2.1)

Привід з подвійним обхватом, кратність канатної підвіски $i=1$ (рис. 2.2)

Привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски $i=2$ (рис. 2.3)

Привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски $i=4$ (рис. 2.4)

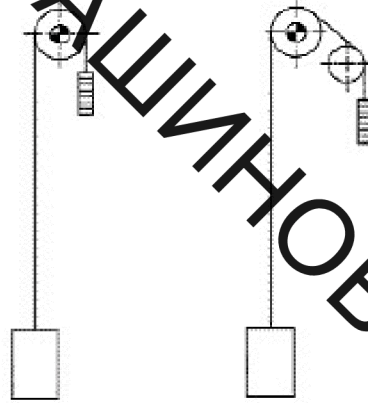


Рисунок 2.1 - Канатна система з верхнім розташуванням лебідки, привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски 1.



Рисунок 2.2 - Канатна система з верхнім розташуванням лебідки, привід з подвійним обхватом, кратність канатної підвіски 1.

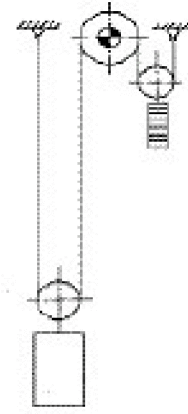


Рисунок 2.3 - Канатна система з верхнім розташуванням лебідки, привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски 2.

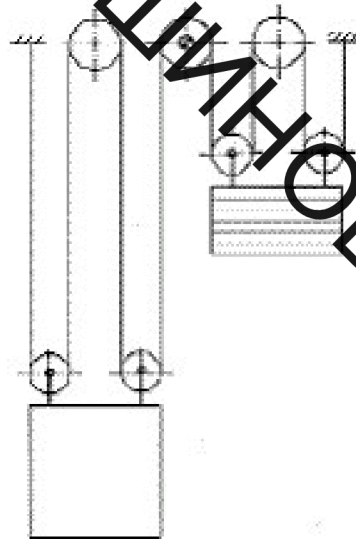


Рисунок 2.4 - Канатна система з верхнім розташуванням лебідки, привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски 4.

2.1.2 Приводи ліфтів з нижнім розташуванням лебідки:

Привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски $i=1$ (рис. 2.5)

Привід з подвійним обхватом, кратність канатної підвіски $i=1$ (рис. 2.6).

Привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски $i=2$ (рис. 2.7).

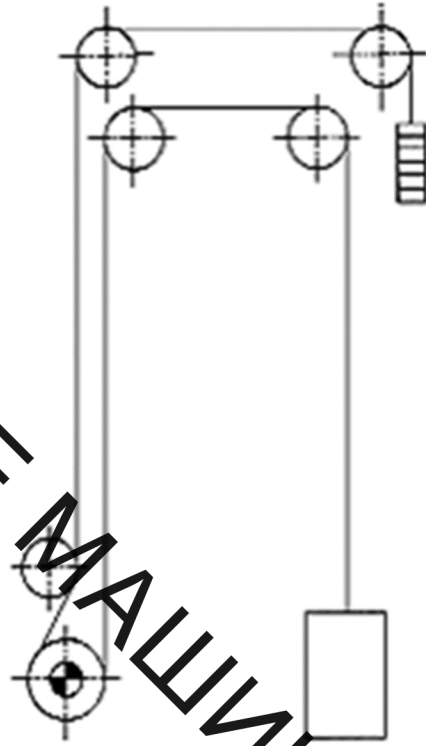


Рисунок 2.5 - Канатна система з нижнім розташуванням лебідки, привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски 1.

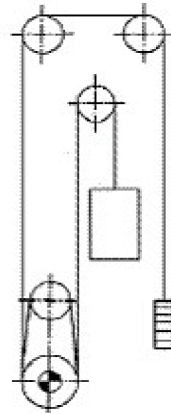


Рисунок - 2.6 Канатна система з нижнім розташуванням лебідки, привід з подвійним обхватом, кратність канатної підвіски 1.

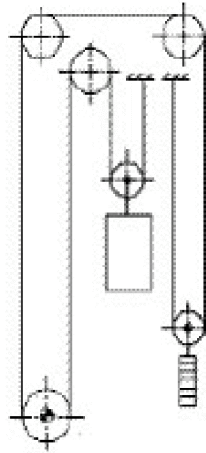


Рисунок - 2.7 Канатна система з нижнім розташуванням лебідки, привід з одним обхватом, кратність канатної підвіски 2.

Установка, показана на рис.2.1 - найбільш проста.

Коли відстань між центром кабіни і противаги більше діаметра шківів, може бути передбачений відвідний блок для відхилення канатів. Відвідний блок, який застосовується в тих випадках, коли відстань між центром кабіни і противагою більше діаметра канатоведучого органу, дозволяє збільшити відстань між гілками канатів, не збільшуючи розмірів канатоведучого органу. Крім того, відвідні блоки застосовують в тих випадках, коли необхідно змінити напрям канатів, наприклад, в вижимні ліфтах, а також в ліфтах з поліспастовою підвіскою.

Для забезпечення достатнього тягового зусилля може використовуватись привід з подвійним обхватом. На рис. 2.2 канати ліфта проходять від кабіни через тяговий шків, вниз, огинаючи контр-шків, назад до тягового шківів і до противаги. Контр-шків застосовується в лебідках з тяговим шківом, призначений для збільшення сили зчеплення тягових канатів з КВШ в тих випадках, коли простого огинання КВШ канатами недостатньо для створення необхідної сили тертя між ними. Для отримання необхідного тягового зусилля застосовують подвійні заокруглення канатоведучого шківів тяговими канатами, при якому закріплені на кабіні канати спочатку огинають канатоведучий шків, а потім контр-шків. З контр-

шківа вони повертаються на сусідні канавки канатоведучого шківа, огинають його вдруге і спрямовуються вниз, до противаги. Крім того, контр-шківи можуть виконувати функції відхиляють блоків.

Якщо діаметр тягового шківа дорівнює відстані між центром kabini і противаги, другий шків може розташовуватися прямо внизу. Там, де це відстань більше, другий шків служить також відвідним блоком (рис.2.2).

В системах з кратністю канатної підвіски не рівним 1, обидва кінці канатів ліфта нерухомо зафіксовані на верхніх балках, тоді як блоки підвіски встановлені на kabini і противазі.

Теоретична сила натягу в канатах ліфта в 2 рази менше, ніж при кратності канатної підвіски 1, а окружна швидкість обода тягового шківа в 2 раз більше.

Канатні системи з компенсуючими канатами показані на рис.2.8. (Кратність канатної підвіски 1) і рис.2.9 (кратність канатної підвіски 2). Лебідка розташована вгорі і застосовується привід з одним обхватом.

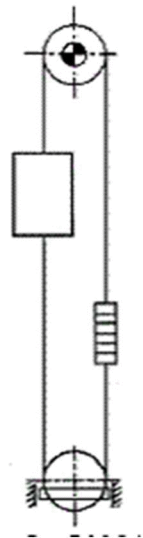


Рисунок - 2.9 Канатна система з компенсуючими канатами, кратність канатної підвіски 1.

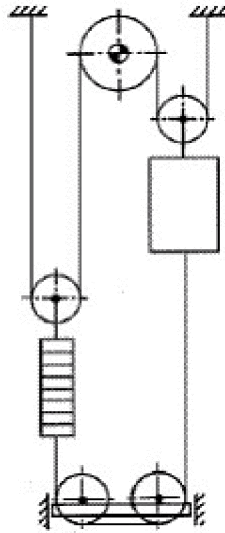


Рисунок - 2.10 Канатна система з компенсуючими канатами, кратність канатної підвіски 2.

Противага служить для створення тягового зусилля і зменшення окружного зусилля на канатотяговому органі. Тягове зусилля дорівнює різниці натягів в кабінній і противаговій гілках тягових канатів. Величина окружного зусилля прямо пов'язана з обертовим моментом і, отже, з потужністю приводного електродвигуна. Чим менший крутний момент, тим менша необхідна потужність електродвигуна. Противага повинна врівноважувати порожню кабінку і частину, приблизно 40 ... 50% ваги корисного вантажу.

Врівноважують (компенсаційні) гнучкі елементи (сталеві канати або ланцюги, гумо-тросові стрічки) призначені для врівноваження тягових канатів. Їх застосовують при значній висоті підйому і (або) великій вантажопідйомності ліфта. Вони дозволяють зменшити окружне зусилля при русі кабіни. Зазвичай їх використовують на швидкісних ліфтах.

Натяжник врівноважуючих елементів служить для натягу цих елементів, щоб вони не розгойдувалися і не зачіпали обладнання шахти.

2.2 Кінематичні схеми гідравлічних ліфтів

Під кінематичною схемою гідравлічного ліфта будемо мати на увазі схему передачі руху від штока гідроциліндра кабіні.

У переважній кількості випадків кабіни гідравлічних ліфтів не врівноважуються противагою, так як їх сила тяжіння забезпечує процес опускання при відповідному регулюванні швидкості зливу робочої рідини з гідроциліндра в бак.

Характерні кінематичні схеми гідравлічних ліфтів представлені на рис.2.10.

У простому випадку зусилля зі штока центрально розташованого гідроциліндра безпосередньо передається на нижню частину рами каркаса кабіни (рис. 2.10 а). Гідроциліндр розташовується в спеціальній ямі під підлогою приямка шахти. Робочі навантаження від кабіни і вантажу безпосередньо сприймаються штоком, що працюють на стиск і передаються на опори гідроциліндра. Ця обставина практично виключає передачу навантажень на конструкцію будівлі, що є безсумнівним достоїнством такого типу ліфта. Однак необхідність у спеціальному отворі достатньої глибини в ряді випадків виявляється не прийнятною (в скельних або сильно обводнених ґрунтах).

Схеми, представлені на рис.2.10 б, не мають вказаного недоліку в зв'язку з заднім або бічним розташуванням одного або декількох гідроциліндрів. В цьому випадку всі навантаження сприймаються фундаментом приямка шахти або спеціальним фундаментом, не пов'язаним з конструкцією будинку.

Необхідність збільшення швидкості руху і висоти підйому кабіни привела до широкого застосування ліфтів з канатними мультиплікаторами (рис. 2.10 d, e, f). При цьому відпадає необхідність у збільшенні продуктивності насосів гідроагрегатів і відкривається можливість застосування гідроциліндрів з невеликим ходом штока. Остання обставина

має деякі економічні та технологічні переваги. Як і при використанні гідроциліндра прямої дії, робочі навантаження ліфта не передаються на конструкцію будівлі.

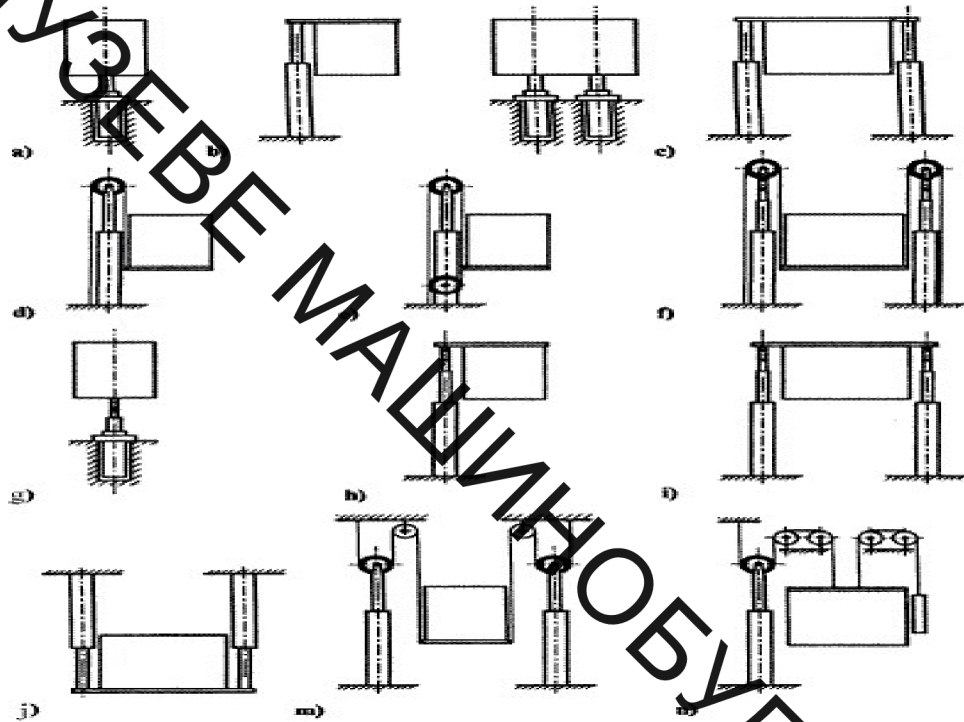


Рисунок 2.10 Кінематичні схеми гідравлічних ліфтів.

Схема з 4-х кратним мультиплікатором, представлена на рис. 2.10 d) не отримала широкого розповсюдження в силу значної податливості системи, що приводить до надмірних коливань рівня підлоги кабіни при будь-якій зміні навантаження, що дуже небажано для вантажних ліфтів з підвищеною точністю зупинки. Зазвичай використовуються дворазове канатні мультиплікатори.

Застосування телескопічної конструкції підйомних гідроциліндрів прямої дії дозволяє суттєво знизити глибину ґрунтової ями (рис. 2.10 g) або збільшити висоту підйому кабіни (рис. 2.11 h, i, j).

Зазвичай застосовуються гідроциліндри з двома або трьома секціями, рух яких синхронізовано. Найчастіше телескопічні гідроциліндри застосовуються без канатного мультиплікатора. При центральному впливі

штока на кабінку (рис. 2.11 с) довжина ходу кабіни становить 20 і 30 м, а при бічному - 7 і 10 м (для гідроциліндрів з 2 і 3 секціями, відповідно).

При застосуванні ліфтів зі штоками гідроциліндрів, що працюють на стиск, викликає деякі проблеми у зв'язку з необхідністю забезпечення їх поздовжньої стійкості. У зв'язку з цим з'явилися конструкції ліфтів, в яких штоки працюють на розтяг (рис. 2.11 j, m, n). Істотним недоліком такої кінематики ліфта є передача робочих навантажень на перекриття шахти, збільшення її висоти і ускладнення технічного обслуговування.

З метою скорочення витрати енергії на підйом маси кабіни, штока і вантажу були спроби використовувати ліфти, у яких противагу врівноважує частина сили тяжіння кабіни і штока (рис. 2.11 е). Необхідність в додаткових відхиляють блоках і передача навантаження на конструкцію будівлі позбавляє гідравлічний ліфт його основних переваг, як ліфта без машинного приміщення, не навантажує конструкцію будівлі. З цієї причини ця кінематична схема ліфта виявилася не життєздатною.

Поряд з гідравлічними ліфтами плунжерного типу в даний час широко застосовуються вантажні платформи важільного типу з автономною системою гідроприводу. Характерні варіанти кінематичних схем гідропідйомників цього типу наведені на рис.2.11.

Схема, представлена на рис.2.11а, застосовується у вантажних гідравлічних платформах з висотою підйому до 2 м. Збільшення висоти підйому досягається при використанні послідовної системи розташування важелів (рис. 2.12b). Гідравлічні платформи збільшеної довжини і підвищеної вантажопідйомності виготовляються по кінематичній схемі р.

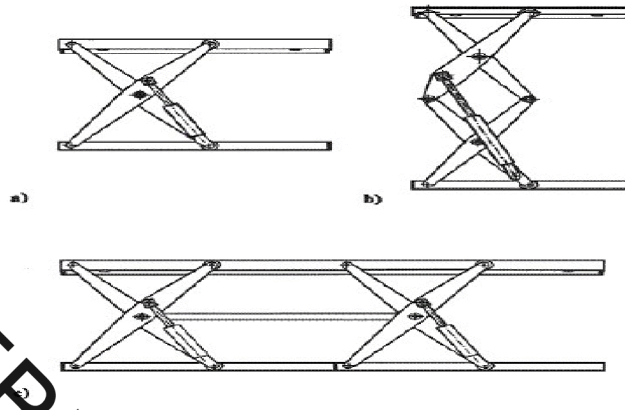


Рисунок 2.12 - Вантажні платформи важільного типу

Наведені на рис.2.12с варіанти підйомників мають дві симетрично розташовані системи важелів, розташовані з бокової сторони вантажної платформи. На нижній рамі розташовується відповідну кількість гідроциліндрів і гідроагрегат з системою управління.

2.3 Вибір кінематичної схеми приводу ліфта

Проаналізувавши переваги та недоліки наведених схем приводів ліфтів ми обрали таку кінематичну схему приводу

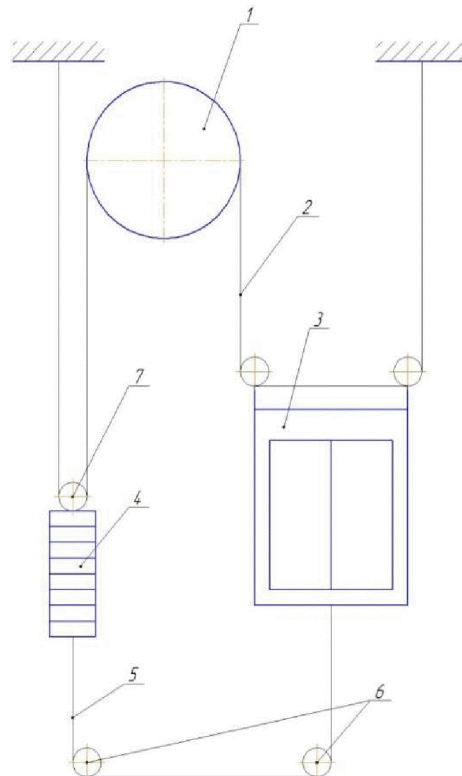


Рисунок 2.13 - Кінематична схема ліфту.

1 - канатоведучий шків; 2 - канати, 3 - кабіна ліфта; 4 - противага, 5 - врівноважують канати; 6 - натяжна блок врівноважують канатів; 7 - блок поліспасти

Наведена кінематична схема показує принцип конструкції ліфтової установки і взаємодію її вузлів. Транспортування пасажирів і вантажів здійснюється в кабіні 3, яка підвішена на тягових канатах 2, з іншого боку розташована противага 4. В свою чергу тягові канати обтягують канатоведучий шків 1, який встановлюється в машинному приміщенні. Поблизу канатотягового шківа встановлюється обмежувач швидкості, а в напрямку блок натяжного приладу 6, які з'єднанні канатом обмежувача швидкості 5.

В даному випадку машинне приміщення має верхнє розташування.

У канатотягового шківа канат входить в лунки шківа і при оберті кінцевого канати силою тертя. Обертання канатотягового шківа то в одну, то в іншу сторону здійснюється реверсивним електродвигуном через редуктор.

Противага в кінематичній схемі задіяна для зменшення кругового зусилля на канатотяговому органі та зменшення кругового зусилля для зменшення обертального моменту, а також для зменшення номінальної потужності електродвигуна.

Дана кінематична схема приводу ліфта дозволяє нам використати електродвигун меншої потужності, що в умовах високих цін на енергоносії дозволить нам використовувати меншу кількість електричної енергії при користуванні ліфтом.

Для цієї кінематичної схеми ліфта здійснюємо вибір кінематичної схеми приводу, яка зображена рис. 2.14

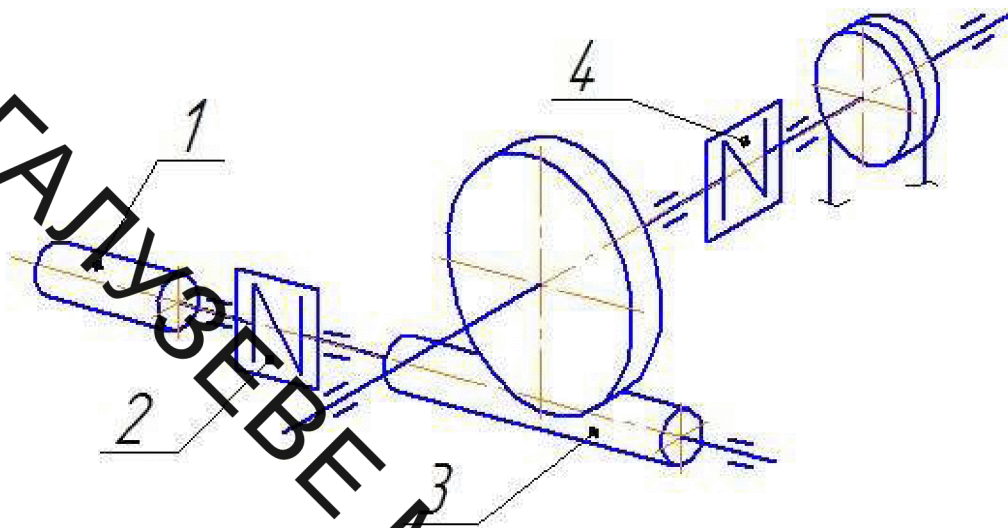


Рисунок – 2.14 Кінематичної схема приводу

Привод містить електродвигун 1, муфти 2, 4, черв'ячний редуктор 3, який приводить в рух канатоведучий шків. Використання черв'ячного редуктора дозволяє забезпечити безпечну роботу приводу в аварійних режимах роботи, за рахунок того, що черв'ячна передача має властивість до самогальмування.

3 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ НЕСТАЦІОНАРНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

Перехідні режими роботи пасажирських ліфтів супроводжуються коливальними явищами у механічних системах, які значно впливають на навантаження елементів конструкцій [1-3, 5, 6, 9]. Характер і параметри динамічних процесів суттєво залежать від мінливості моменту двигуна [1, 7], і моменту гальмівного пристрою [4], а також від пружно-інерційних характеристик елементів системи [8]. Особливістю механічної системи ліфта є те, що довжини робочих віток каната змінюються з часом, а їхні жорсткості є функціями узагальнених координат, що необхідно враховувати під час визначення динамічних навантажень [3, 5, 6].

У даній частині розробляється математична модель нестационарних режимів роботи пасажирського ліфта з урахуванням нерозривного взаємозв'язку електромагнітних коливальних явищ в асинхронному двигуні і механічних коливань у підймальній системі. Модель включає рівняння руху механічної системи агрегату, побудовані з урахуванням несталості характеристик пружності ланок, а також суттєво нелінійні рівняння електромагнітних явищ в асинхронному двигуні.

3.1 Рівняння руху механічної системи ліфта

Пасажирський ліфт, схема якого наведена на рис. 3.1, включає привідну систему, обладнану асинхронним двигуном, редуктором, канатоведучим шківом і пружною муфтою, а також перекинута через шків підймальний канат та прикріплені до його кінців кабінку і противагу.

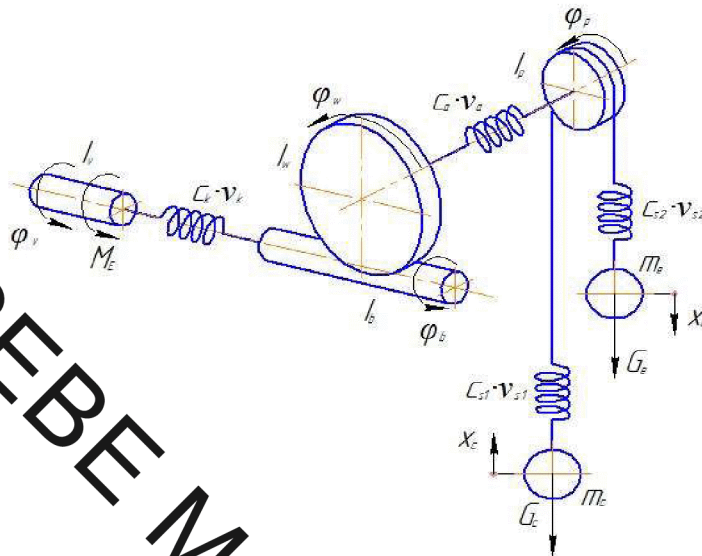


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема основних елементів пасажирського ліфта з противагою

На рисунку 3.1 позначено: I_v, I_w, I_b, I_p – моменти інерції ротора двигуна, колеса і черв'яка редуктора та привідного шківів; m_c, m_e – маси kabіни і противаги; c_k, v_k – жорсткість у коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором; c_a, v_a – жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківів; $c_{s1}, v_{s1}, c_{s2}, v_{s2}$ – жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната; M_e – момент електродвигуна; G_c, G_e – сили ваги kabіни і противаги; $\varphi_v, \varphi_w, \varphi_b, \varphi_p, x_c, x_e$ – координати руху ротора двигуна, колеса та черв'яка редуктора, привідного шківів, kabіни і противаги. Вітки каната, з кінцями яких з'єднані kabіна і противага, у початковий момент часу мають довжини l_{01}, l_{02} відповідно.

Для визначення діючих навантажень доцільно реальну механічну систему пасажирського ліфта з противагою (Рис. – 3.1) подати у зведеному вигляді (Рис. – 3.2).

На рисунку 3.2 позначено: I_1, I_2, I_3 – зведені до шківів моменти інерції ротора двигуна, обертових частин редуктора і привідного шківів; m_1, m_2 – маси kabіни і противаги; c_1, v_1 – зведені до шківів жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором; G_1, G_2 – жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківів c_3, v_3, c_4, v_4 – жорсткості і

коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната; M_e - зведений до шківів момент електродвигуна; G_c, G_e - сили ваги kabіни і противаги; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_1, x_2$ - зведена координата руху ротора двигуна, та координати руху колеса і черв'яка редуктора, привідного шківів, kabіни і противаги. Вітки каната, з кінцями яких з'єднані kabіна і противага, у початковий момент часу мають довжини l_{01}, l_{02} відповідно.

Зведені до шківів моменти інерції ротора двигуна, обертових частин редуктора і привідного шківів відповідно рівні:

$$I_1 = I_r \cdot u^2;$$

$$I_2 = I_b \cdot \omega^2 + I_w;$$

$$I_3 = I_p;$$

де u - передавальне відношення приводу.

Зведені до шківів жорсткість і коефіцієнт дисипації муфти, що з'єднує двигун з редуктором

$$c_1 = c_k \cdot u^2;$$

$$v_1 = v_k \cdot u^2.$$

Жорсткість і коефіцієнт дисипації з'єднання редуктора і привідного шківів

$$c_2 = c_a;$$

$$v_2 = v_a.$$

Жорсткості і коефіцієнти дисипації робочих частин віток каната

$$c_3 = c_{s1}; v_3 = v_{s1}; c_4 = c_{s2}; v_4 = v_{s2}.$$

Зведений до шківів момент електродвигуна

$$M_E = M_e \cdot u.$$

Зведена координата руху ротора двигуна, координати руху колеса і черв'яка редуктора та привідного шківів

$$\varphi_1 = \frac{\varphi_v}{u}; \varphi_2 = \varphi_w; \varphi_3 = \varphi_p.$$

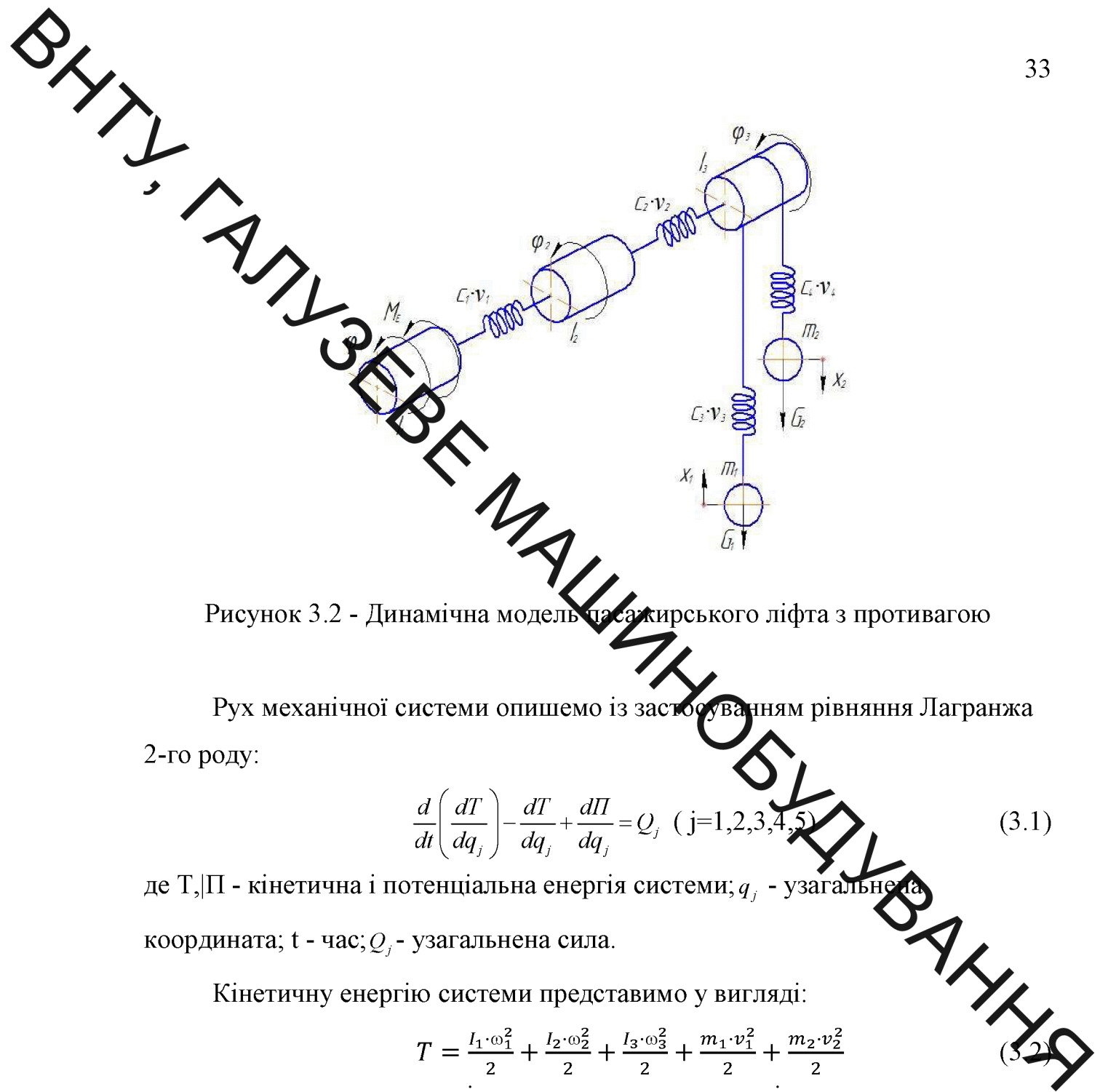


Рисунок 3.2 - Динамічна модель пасажирського ліфта з противагою

Рух механічної системи опишемо із застосуванням рівняння Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_j} \right) - \frac{dT}{dq_j} + \frac{d\Pi}{dq_j} = Q_j \quad (j=1,2,3,4,5) \quad (3.1)$$

де T, Π - кінетична і потенціальна енергія системи; q_j - узагальнена координата; t - час; Q_j - узагальнена сила.

Кінетичну енергію системи представимо у вигляді:

$$T = \frac{I_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{m_1 \cdot v_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot v_2^2}{2} \quad (3.2)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, v_1, v_2$ - швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного шківа, кабіни та противаги, причому:

$$\omega_1 = \dot{\varphi}_1, \omega_2 = \dot{\varphi}_2, \omega_3 = \dot{\varphi}_3 \quad (3.3)$$

$$v_1 = \dot{x}_1, v_2 = \dot{x}_2,$$

Потенціальну енергію системи запишемо у вигляді:

$$\Pi = \frac{c_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c_3 \cdot \Delta_1^2}{2} + \frac{c_4 \cdot \Delta_2^2}{2} \quad (3.4)$$

причому абсолютні видовження каната:

$$\begin{aligned} \Delta_1 &= r_3 \cdot \varphi_3 - x_1 \\ \Delta_2 &= x_2 - \varphi_3 \cdot r_3 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Де r_3 — радіус шківів.

Довжини віток каната змінюються з часом і визначаються як функції координати руху шківів:

$$\begin{aligned} l_1 &= l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3 \\ l_2 &= l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Тоді жорсткості віток каната набувають вигляду:

$$\begin{aligned} c_3 &= \frac{E \cdot A}{l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3} \\ c_4 &= \frac{E \cdot A}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3} \end{aligned} \quad (3.7)$$

де E - модуль пружності матеріалу каната, A - сумарна площа перерізу дротиків каната.

Рівність (4) з урахуванням залежностей (5), (6), (7) перетворимо до вигляду:

$$\Pi = \frac{c_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{E \cdot A (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)} + \frac{E \cdot A (x_2 - \varphi_3 \cdot r_3)^2}{2(l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3)} \quad (3.8)$$

Приймаючи за узагальнені координати $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_1, x_2$ узагальнені сили подаємо як:

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_E - v_1(w_1 - w_2) \\ Q_2 &= -v_1(w_1 - w_2) - v_2(w_2 - w_3) \\ Q_3 &= (F_{v3} + F_{v4})r_3 - v_2(w_3 - w_2) \\ Q_4 &= -G_1 + F_{v3} \\ Q_5 &= G_2 - F_{v4} \end{aligned} \quad (3.9)$$

де F_{v3}, F_{v4} - сили дисипації енергії в вітках каната :

$$\begin{aligned} F_{v3} &= v_3 \frac{d}{dt} \left(\frac{r_3 \cdot \varphi_3 - x_1}{l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3} \right) = v_3 \left(\frac{r_3 \cdot w_3 (l_{01} - x_1)}{(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{v_1}{l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3} \right) \\ F_{v4} &= v_4 \frac{d}{dt} \left(\frac{x_2 - \varphi_3 \cdot r_3}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3} \right) = v_4 \left(\frac{-r_3 w_3 (l_{02} + x_2)}{(l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{v_2}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3} \right) \end{aligned} \quad (3.10)$$

Виконуючи диференціювання виразів кінетичної (3.2) і потенціальної (3.8) енергій та підставляючи в отримувани результати до залежності (3.1), записуємо рівняння руху системи у нормальній формі Коші:

$$\begin{aligned}
w_1 &= \frac{1}{I_1} (M_E - v_1(w_1 - w_2) - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)); \\
w_2 &= \frac{1}{I_2} (-c_1(\varphi_1 - \varphi_2) - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) - v_1(w_2 - w_1) - v_2(w_2 - w_3)); \\
w_3 &= \frac{1}{I_3} (c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + \frac{E \cdot A \cdot 2 \cdot r_3 \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1) \cdot (l_{02} - r_3 \cdot \varphi_3) + (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2 \cdot r_3}{(l_{03} - r_3 \cdot \varphi_3)^2} - \\
&\quad \frac{E \cdot A \cdot 2 \cdot r_3 \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_2) \cdot (l_{02} - r_3 \cdot \varphi_3) + (r_3 \cdot \varphi_3 - x_2)^2 \cdot r_3}{2 \cdot (l_{02} - r_3 \cdot \varphi_3)^2} + r_3 \cdot v_3 \cdot \left(\frac{r_3 \cdot w_3 (l_{01} - x_1)}{(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{v_1}{l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3} \right) + \\
&\quad + r_3 \cdot v_4 \cdot \left(\frac{-r_3 \cdot w_3 (l_{02} + x_2)}{(l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{v_2}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3} \right) - v_4 (w_2 - w_3)); \\
v_1 &= \frac{1}{m_1} \left(\frac{E \cdot A (x_1 - r_3 \cdot \varphi_3)}{(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)} + \left(\frac{r_3 \cdot w_3 (l_{01} - x_1)}{(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{v_1}{(l_{01} - r_3 \cdot \varphi_3)} \right) - c_1 \right); \\
v_2 &= \frac{1}{m_2} \left(\frac{E \cdot A (x_2 - r_3 \cdot \varphi_3)}{(l_{02} - r_3 \cdot \varphi_3)} - v_4 \left(\frac{-r_3 \cdot w_3 (l_{02} + x_2)}{(l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{v_2}{l_{02} + r_3 \cdot \varphi_3} \right) + c_2 \right);
\end{aligned} \tag{3.11}$$

Одержані рівності (3.11) та співвідношення (3.3) утворюють сукупність рівнянь руху механічної системи ліфта. Сумісно з рівняннями електромагнітного стану асинхронного двигуна вони утворюють замкнуту систему нелінійних диференціальних рівнянь, що підлягають числовому інтегруванню.

На кожному кроці інтегрування диференціальних рівнянь (3) і (3.11) необхідно задавати значення електромагнітного моменту двигуна M_e з цією метою одночасно з розв'язуванням рівнянь руху проводимо числове інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна.

Початкові умови інтегрування рівнянь (2.11) мають вигляд:

$$\begin{aligned}
\varphi_{10} &= \varphi_{20} = \varphi_{30} = 0; \\
x_{10} &= -\frac{m_1 \cdot g \cdot l_{10}}{E \cdot A}; \\
x_{20} &= -\frac{m_2 \cdot g \cdot l_{20}}{E \cdot A};
\end{aligned} \tag{3.12}$$

де g – прискорення вільного падіння.

3.2 Математична модель електромагнітних процесів в асинхронному двигуні.

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням насичення магнітопроводу описуються рівняннями [10]:

$$\begin{aligned} \frac{di_s}{dt} &= A_s(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s) + B_s(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r); \\ \frac{di_r}{dt} &= A_r(\Omega_r \Psi_r - R_r i_r) + B_r(u + \Omega_s \Psi_s - R_s i_s), \end{aligned} \quad (3.13)$$

де i_s, i_r, u_s - матриці-колонки струмів і напруг; A_s, B_s, A_r, B_r - матриці зв'язків; Ω_s, Ω_r - матриці частот обертання; Ψ_s, Ψ_r - матриці-колонки поточкозчеплень; R_s, R_r - активні опори. Індекс s каже на приналежність величини до обмотки статора, r - ротора.

Матриці-колонки i_s, i_r, u_s визначаються рівностями:

$$\begin{aligned} i_j (j = s, r) &= \text{col}(i_{jx}, i_{jy}), \\ u_s &= \text{col}(U_m, 0) \end{aligned}$$

де i_{jx}, i_{jy} - проекції струмів на координатні осі

x, y, U_m - амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} A_s &= \alpha_s(1 - \alpha_s G); \\ B_s &= -\alpha_s \alpha_r G; \\ A_r &= \alpha_r(1 - \alpha_r G); \\ B_r &= B_s, \end{aligned}$$

де $G = \frac{1}{i_m^2} \begin{bmatrix} R i + T i & (R - T) i_x i_y \\ (R - T) i_x i_y & R i + T i \end{bmatrix}$ причому

$$\begin{aligned} R &= \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r}; \\ T &= \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r}; \end{aligned}$$

Тут i_t, i_x, i_y - намагнічувальний струм і його складові за осями x, y, t, r - величини, що визначаються за кривою намагнічення, яка є функціональною залежністю робочого поточкозчеплення Ψ_m від намагнічувального струму; α_s, α_r - величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора і ротора.

Матриці частот обертання:

$$\Omega_s = \begin{pmatrix} 0 & w_0 \\ -w_0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\Omega_r = \begin{pmatrix} 0 & w_0 - w_r \\ w_r - w_0 & 0 \end{pmatrix};$$

де w_0, w_r - синхронна кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора , виражені в електрорадіанах за секунду. Величини w_0, w_r мають значення:

$$w_0 = 314; w_r = p_0 \cdot u \cdot \omega_s,$$

де p_0 - число пар магнітних полюсів; u - передавальне відношення приводу.

Матриці-колонки повних поточкозчеплень обмоток статора і ротора мають вигляд:

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i;$$

$$\Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i$$

де $i = \cos(i_x, i_y)$.

Величини I_x, I_y, I_m складають:

$$i_x = i_{sx} + i_{rx};$$

$$i_y = i_{sy} + i_{ry};$$

$$i_m = \sqrt{i_x^2 + i_y^2}.$$

Значення τ і ρ визначаються виразами:

$$\tau = \frac{i_m}{\psi_m}; \quad \rho = \frac{di_m}{d\psi_m};$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

$$M_E = \frac{3}{2} p_0 u \frac{1}{\tau} (i_{rx} i_{sy} - i_{ry} i_{sx}). \quad (3.15)$$

Криву намагнічування подаємо у вигляді :

$$\psi_m = a_1 i_m + a_2 i_m^3 + a_3 i_m^5, \quad \text{якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\psi_m = \alpha_1 i_m, \quad \text{якщо } i_m \leq i_{mk},$$
(3.16)

де i_{mk} - критичне значення намагнічу вального струму, за межею якого залежність $\psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ , згідно з виразами (14),

визначаються залежностями:

$$(3.17)$$

$$\tau = (a_1 + a_2 i_m^2 + a_3 i_m^4)^{-1}, \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk};$$

$$\rho = (a_1 i_m + 3a_2 i_m^2 + 5a_3 i_m^4), \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = \alpha_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk};$$

38
(3.18)

Побудована математична модель дає можливість виконати докладний аналіз пускових режимів роботи приводних систем пасажирських ліфтів з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини (асинхронного двигуна) і механічної частини приводу. Коливальні явища, що виникають у механічній системі під час пуску приводної системи, обумовлюють значні динамічні зусилля у вітках каната, зв'язаних з кабіною і противагою, що необхідно врахувати у розрахунках елементів конструкції на міцність.

3.3 Теоретичні дослідження робочих режимів механічної системи ліфта

3.3.1 Розрахунки перехідних процесів пуску у приводній системі пасажирського ліфта.

Розглянемо приклад розрахунку процесу пуску кабіни ліфта з противагою. Привідна система ліфта включає асинхронний двигун типу 4АН180S6/18НЛБУЗ, черв'ячний редуктор, привідний шків, кабіну і противагу, що з'єднані між собою за допомогою перекинутого через шків каната.

Параметри асинхронного двигуна: амплітуда напруги мережі живлення $U_m=310,5$ В, активні опори обмоток статора і ротора $r_s=1,977$ Ом, $r_r=1,64$ Ом, індуктивності розсіяння $L_s=0,473 \cdot 10^{-2}$ Г, $L_r=0,59 \cdot 10^{-2}$ Г, робоча індуктивність $L_m=0,154$ Г, число пар магнітних полюсів $p_0=3$, момент інерції ротора $I_1=320$ кг·м², синхронна кутова швидкість ротора $\omega_r=104,67$ рад/с. Параметри механічної системи приводу: редуктор РГЛ-160, передавальне число якого $u=40$, момент інерції рухомих частин $I_2=4$ кг·м²; момент інерції привідного шківa $I_3=12$ кг·м², радіус шківa $r_3=0,77$ м; канат ЛК-06×10 діаметр якого 10,5 мм, площа поперечного перерізу $A=39,54$ мм², погонна маса $p=0,39$ кг/м, модуль пружності $E=150000$ МПа; кабіна власною масою 595 кг і вантажністю 400 кг та противага масою 795 кг.

Виконавши розрахунок перехідного процесу для моделі привідної системи, зображеної на рис. 3.2, визначаємо характеристики перехідного процесу в реальній привідній системі, зображеній на рис. 3.1.

Момент електродвигуна знаходимо за формулою:

$$M_e = \frac{M_E}{u}; \quad 3.19$$

Кутова швидкість ротора

$$\omega_v = \omega_1 \cdot u; \quad 3.20$$

Момент сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна і черв'як M_k і момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів M_a відповідно дорівнюють:

$$M_k = \frac{1}{u} (c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + v_1(\omega_1 - \omega_2)); \quad 3.21$$

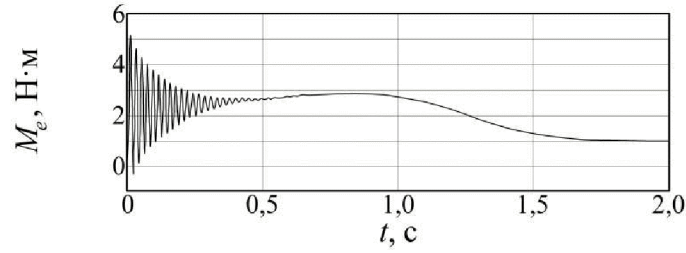
$$M_a = c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + v_2(\omega_2 - \omega_3); \quad 3.22$$

Зусилля у вітках каната

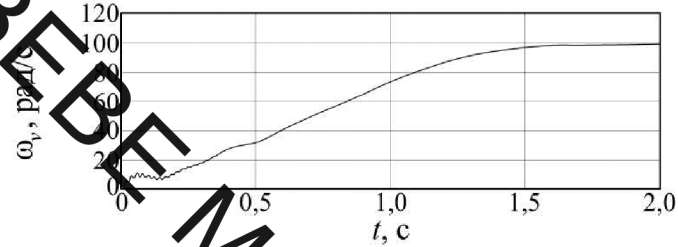
$$N_{s1} = \frac{E \cdot A(x_1 - r_3\varphi_3)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)} + v_3 \left(\frac{r_3\omega_3 - v_1}{l_{01} - r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_1)}{(l_{01} - r_3\varphi_3)^2} \right); \quad 3.23$$

$$N_{s2} = \frac{E \cdot A(x_2 - r_3\varphi_3)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)} + v_4 \left(\frac{r_3\omega_3 - v_2}{l_{02} + r_3\varphi_3} + \frac{r_3\omega_3(r_3\varphi_3 - x_2)}{(l_{02} + r_3\varphi_3)^2} \right). \quad 3.24$$

Розгін привідного механізму, що складається з двигуна, редуктора та привідного шківів, відбувається приблизно протягом 0,5 с. Початковий етап розгону тривалість близько 0,3 с супроводжується інтенсивними коливаннями електромагнітного моменту. Саме цей етап розгону становить

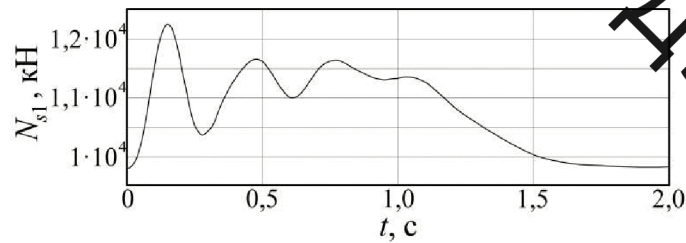


a

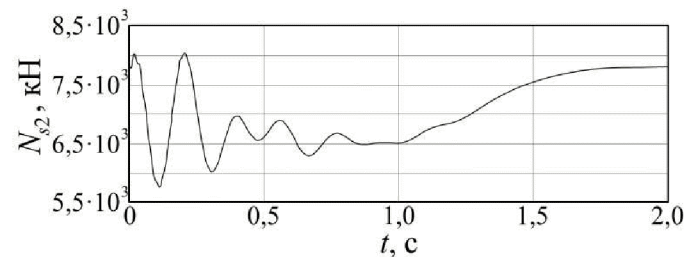


б

Рис. 3.3 Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а)
і кутової швидкості ротора двигуна (б)



a



б

Рис. 3.4. Часові залежності зусиль у підйимальному канаті (а)
та канаті противаги (б)

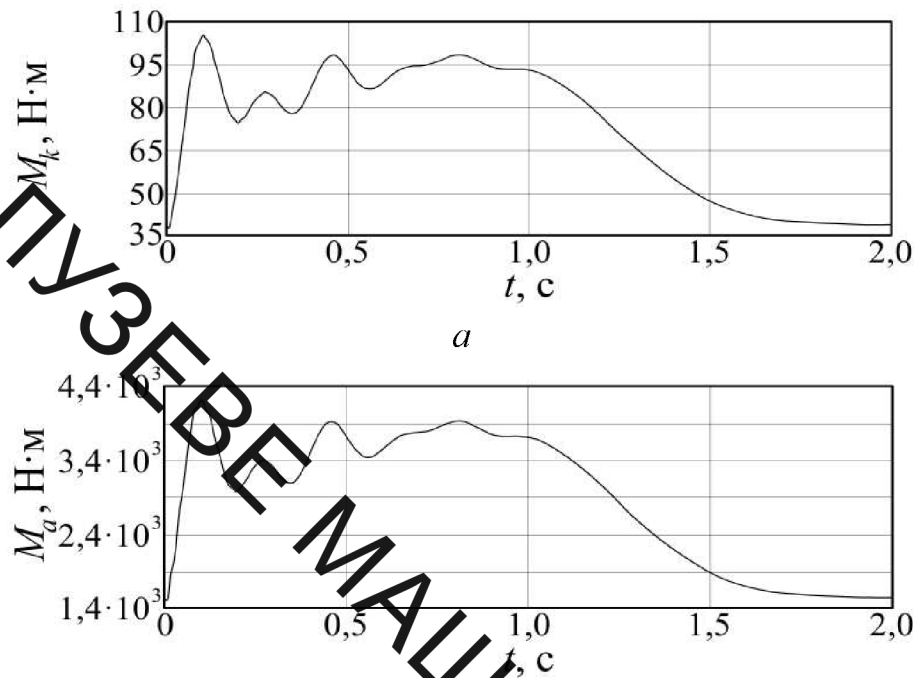


Рис.3.5. Часові залежності моментів M_k (а) та M_a (б) в пружних ланках

потенційну небезпеку для роботи механізмів пасажирського ліфта.

Залежність, наведена на рис. 3.3, а, ілюструє інтенсивні коливання електромагнітного моменту в початковий період пуску двигуна. Графік, зображений на рис.3.3, б, ілюструє зміну в часі кутової швидкості ротора асинхронного двигуна. Ротор двигуна входить в усталений режим руху під час розгону максимально завантаженої кабіни ліфта за 1,6 секунди.

Часові залежності зусиль у підйимальному канаті та канаті противаги зображені на рис. 3.4, а та 3.4, б; залежності моменту сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна та черв'як M_k і моменту сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів M_a – на рис. 3.5, а та 3.5, б.

Максимальні значення електромагнітного моменту M_{emax} , моментів сил пружності M_{kmax} , M_{amax} , зусиль у підйимальному канаті та канаті противаги N_{s1max} , N_{s2max} , а також коефіцієнти динамічності зусиль $k_{дин.Ns1}$, $k_{дин.Ns2}$, наведені у таблиці.

Значення коефіцієнтів динамічності обчислювали за формулами:

$$k_{дин.Ns1} = \frac{N_{s1max}}{N_{s1cm}}; \quad k_{дин.Ns2} = \frac{N_{s2max}}{N_{s2cm}}, \quad 3.25$$

де N_{s1cm} , N_{s2cm} – статичні значення зусиль у підйимальному канаті і канаті противаги.

Таблиця 3.1. – Максимальні значення електромагнітного моменту, моментів сил пружності, зусиль у вітках каната та коефіцієнти динамічності зусиль

m_c , кг	m_e , кг	Значення моментів, зусиль та коефіцієнтів динамічності						
		$M_{e,max}$ Н·м	$M_{k,max}$ Н·м	$M_{a,max}$ кН·м	$N_{s1,max}$ кН	$N_{s2,max}$ кН	$k_{дин.Ns1}$	$k_{дин.Ns2}$
595	200	5,182	98,099	3,917	6,725	2,102	1,152	1,071
800		5,215	113,306	4,532	7,844	2,312	1,000	1,178
995		5,244	150,130	6,005	9,754	2,715	1,000	1,384
595	400	5,147	92,628	3,699	8,035	4,154	1,377	1,059
800		5,183	101,862	4,069	8,742	4,074	1,114	1,038
995		5,214	112,361	4,494	9,757	4,487	1,000	1,143
595	600	5,110	104,712	4,171	9,282	6,210	1,590	1,055
800		5,148	100,268	4,011	10,210	6,125	1,301	1,041
995		5,182	103,637	4,141	10,680	6,046	1,094	1,027
595	795	5,070	122,317	4,882	10,260	8,212	1,758	1,053
800		5,111	114,288	4,569	11,560	8,126	1,473	1,042
995		5,148	105,540	4,230	12,230	8,046	1,253	1,032

Як видно із результатів розрахунку, у випадку малої маси противаги (200 кг) більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, зв'язаній з противагою ліфта, а менші – у вітці, зв'язаній з кабіною, а у випадку великої маси противаги (400...795 кг) більші динамічні навантаження

виникають у вітці каната, зв'язаній з кабіною ліфта, а менші – у вітці, зв'язаній з протывагою. Коефіцієнти динамічності зусилля у вітці, зв'язаній з кабіною, знаходяться у межах 1,000...1,758, а у вітці, зв'язаній з протывагою, – 1,027...1,384.

Коефіцієнт динамічності зусилля у вітці каната, зв'язаній з кабіною ліфта, здебільшого спадає зі збільшенням маси вантажу і зростає зі збільшенням маси протываги. Натомість, при малій масі протываги (200...400 кг) коефіцієнт динамічності зусилля у вітці каната, зв'язаній з протывагою, зростає зі збільшенням маси вантажу і спадає зі збільшенням маси протываги, а при великій масі протываги (600...795 кг) – спадає зі збільшенням маси вантажу і зростає зі збільшенням маси протываги.

Проведені дослідження динамічних процесів показують, що зі збільшенням маси протываги зростає максимальне зусилля у канаті, а коефіцієнт динамічності цього зусилля спадає. Максимальний момент сил пружності муфти, яка з'єднує вал двигуна та черв'як, і максимальний момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів зі збільшенням маси протываги знижується. Це свідчить про доцільність застосування протываги масою, близькою за значенням до маси кабіни з вантажем.

3.3.2 Розрахунки гальмівних режимів роботи привідної системи пасажирського ліфта.

На рис. 3.6-3.9 подано приклади розрахунку гальмівних режимів роботи максимально завантаженої кабіни ліфта з протывагою під час руху вгору, при одно-, двох-, трьох- та чотирьохшвидкісній системі гальмування. Розрахунки виконано за таких вихідних даних механічної системи приводу: двигун типу 4АН180S6/18НЛБУЗ, амплітуда напруги мережі живлення $U_m=310,5$ В, число пар магнітних полюсів $p_{01}=3$, $p_{02}=5$, $p_{03}=7$, $p_{04}=9$; редуктор РГЛ-160, передавальне число якого $u=40$, зведений до вихідного вала момент інерції рухомих частин $I_2=4$ кг·м²; момент інерції привідного шківів $I_3=12$ кг·м², радіус шківів $r_3=0,385$ м; канат ЛК-06×10 діаметр якого 10,5 мм, площа

поперечного перерізу $A=39,54 \text{ мм}^2$, погонна маса $p=0,39 \text{ кг/м}$, модуль пружності $E=150000 \text{ МПа}$; кабіна власною масою 595 кг і вантажністю 400 кг та протизага масою 795 кг ; колодкове гальмо МП-201, гальмівний момент якого $M_g=100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, час спрацювання гальма $t_{zp}=0,15 \text{ с}$.

Момент електродвигуна M_e , кутову швидкість ротора ω_v , момент сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна і черв'як M_k і момент сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів M_a та зусилля в пружних ланках N_{S1} і N_{S2} визначаємо за аналогічними залежностями [10].

Максимальні значення електромагнітного моменту M_{emax} , моментів сил пружності M_{kmax} , M_{amax} , зусиль у підйимальному канаті та канаті протизаги N_{s1max} , N_{s2max} та коефіцієнти динамічності зусиль наведені у таблиці.

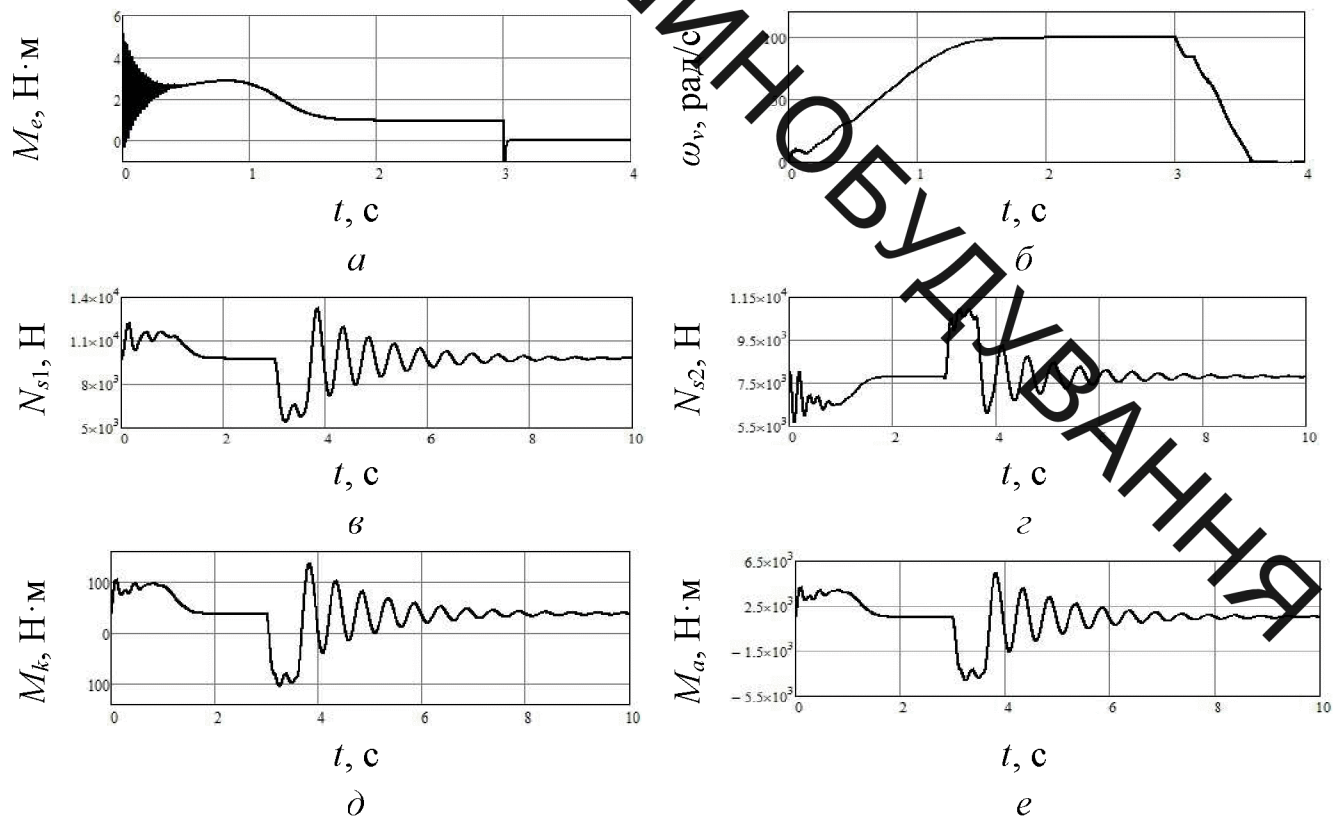


Рис. 3.6. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а), кутової швидкості ротора двигуна (б), зусиль у підйимальному канаті (в) та канаті протизаги (г), моментів M_k (д) та M_a (е) в пружних ланках при одношвидкісній системі гальмування.

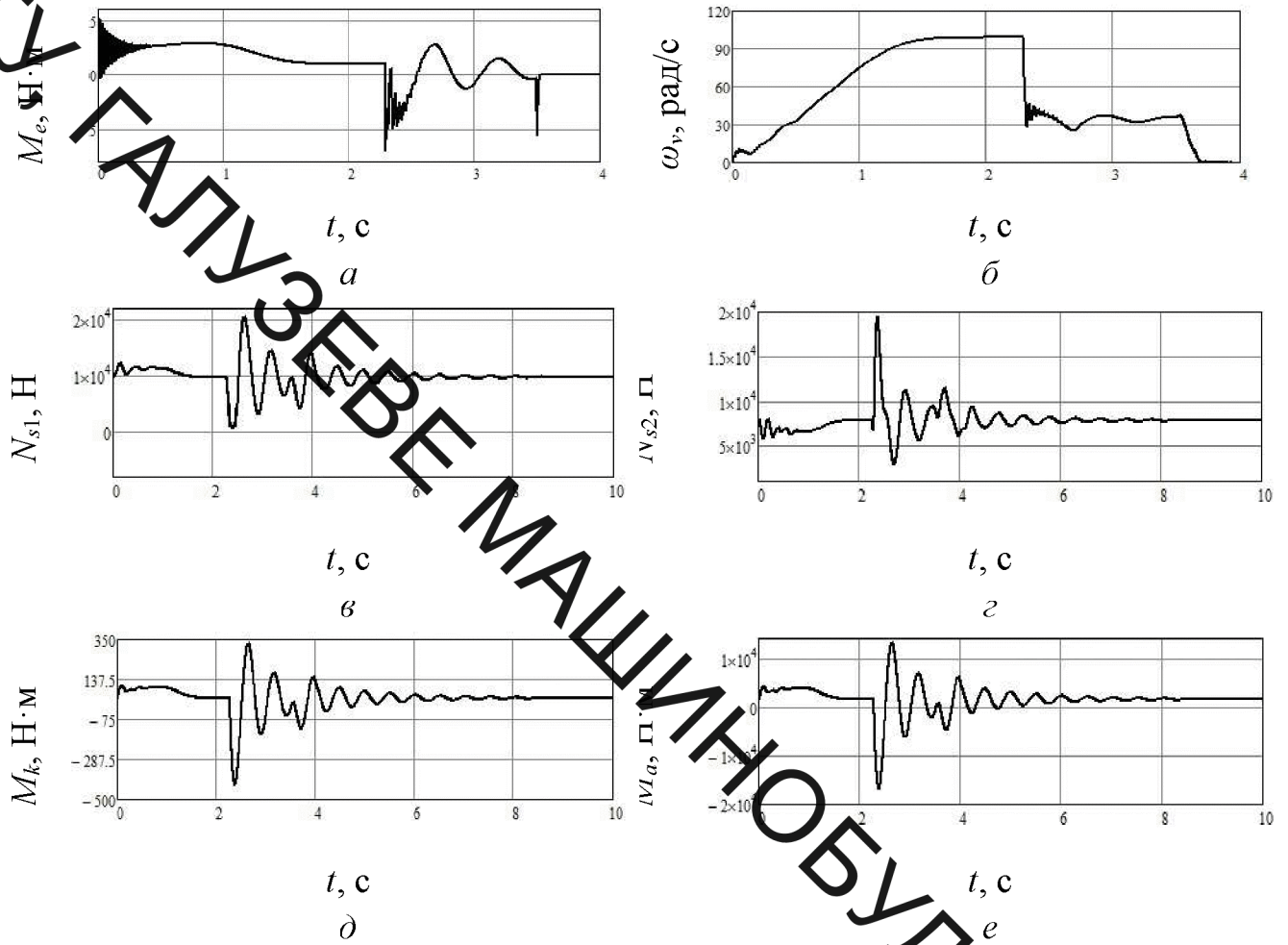
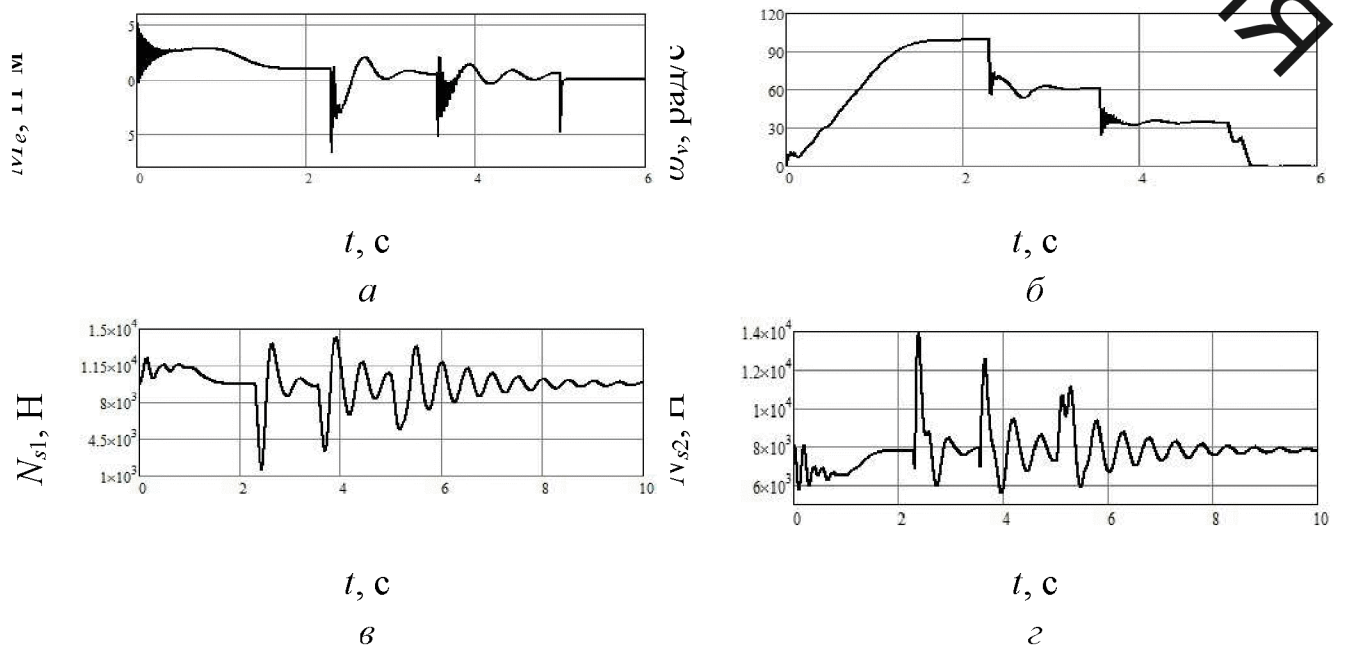


Рис. 3.7. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а), кутової швидкості ротора двигуна (б), зусиль у підйомальному канаті (в) та канаті протизаги (г), моментів M_k (д) та M_a (е) в пружних ланках при двошвидкісній системі гальмування



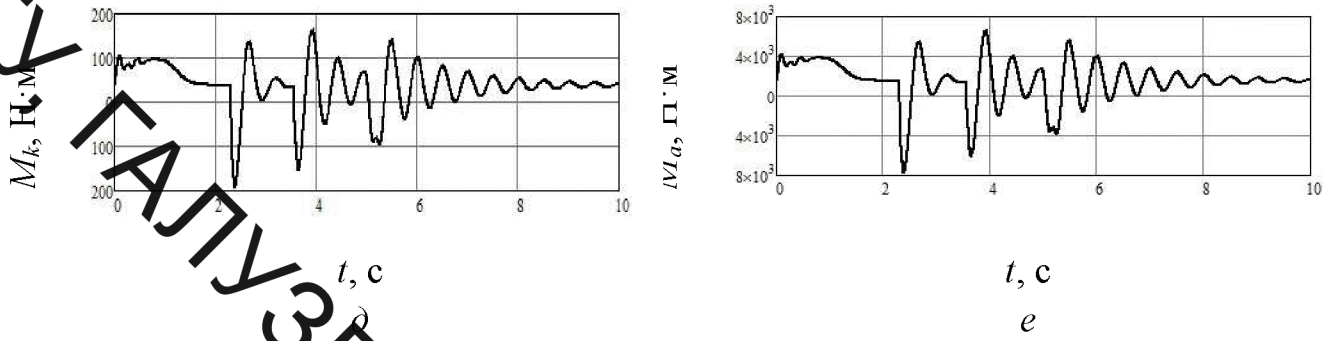
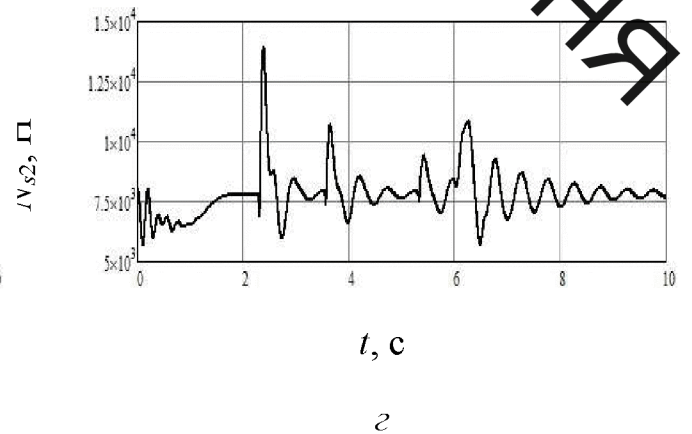
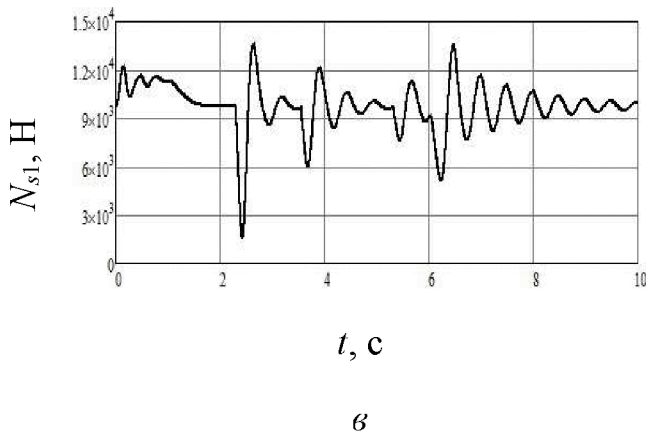
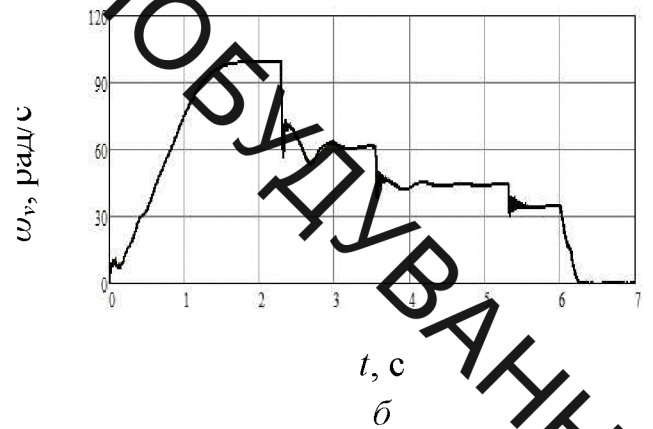
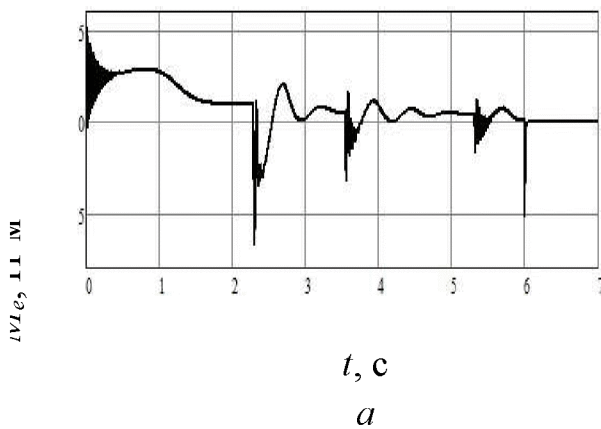


Рис. 3.8. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а), кутової швидкості ротора двигуна (б), зусиль у підйомальному канаті (в) та канаті противаги (г), моментів M_k (д) та M_a (е) в пружних ланках при трьохшвидкісній системі гальмування



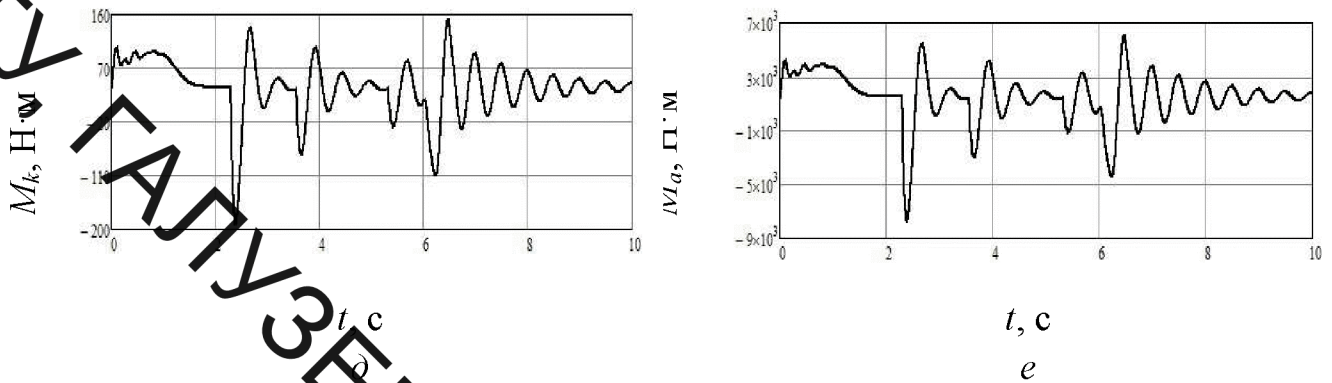


Рис. 3.9. Часові залежності електромагнітного моменту двигуна (а), кутової швидкості ротора двигуна (б), зусиль у підйимальному канаті (в) та канаті протываги (г), моментів M_k (д) та M_a (г) в пружних ланках при чотирьохшвидкісній системі гальмування.

Залежності, наведені на рис. 3.6, а; 3.7, а; 3.8, а; 3.9, а ілюструють інтенсивні коливання електромагнітного моменту двигуна під час пуску, усталеного режиму та гальмування привідної системи підйимального механізму. Графіки, зображені на рис. 3.6, б; 3.7, б; 3.8, б; 3.9, б ілюструють зміну в часі кутової швидкості ротора асинхронного двигуна.

Часові залежності зусиль у підйимальному канаті та канаті протываги зображені на рис. 3.6, в; 3.7, в; 3.8, в; 3.9, в та рис. 3.6, г; 3.7, г; 3.8, г; 3.9, г; залежності моменту сил пружності муфти, що з'єднує вал двигуна та черв'як M_k і моменту сил пружності з'єднання редуктора і привідного шківів M_a – на рис. 3.6, д; 3.7, д; 3.8, д; 3.9, д та рис. 3.6, е; 3.7, е; 3.8, е; 3.9, е.

Аналіз результатів досліджень показує, що при збільшенні числа перемикань швидкостей руху привідної системи час гальмування кабіни зростає. Зупинка ліфта, від початку сповільнення кабіни, при одношвидкісній системі гальмування відбувається через 0,6 с, двохшвидкісної – 1,5 с, трьохшвидкісної – 3 с, чотирьохшвидкісної – 4 с.

У випадку одношвидкісної системи гальмування більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, зв'язаній з кабіною ліфта, а менші – у вітці, зв'язаній з протывагою. Зі збільшенням маси вантажу динамічні навантаження у вітках каната кабіни і протываги спадають та зростають

Таблиця 3.2 – Максимальні значення електромагнітного моменту, моментів сил пружності, зусиль у вітках каната та коефіцієнти динамічності зусиль

Число пар полюсів	m , кг	M_{emax} , Н·м	M_{kmax} , Н·м	M_{amax} , кН·м	N_{s1max} , кН	N_{s2max} , кН	$k_{дин.Ns1}$	$k_{дин.Ns2}$
3	595	5,053	122,329	4,882	10,260	9,099	1,758	1,167
	800	5,099	117,304	4,569	11,560	10,650	1,470	1,366
	995	5,140	136,877	5,477	13,260	10,930	1,395	1,382
3, 9	595	5,053	294,310	11,770	15,390	22,070	2,637	2,830
	800	5,099	313,352	12,580	18,560	20,680	2,365	2,652
	995	5,140	330,674	13,230	20,470	19,450	2,097	2,494
3, 5, 9	595	5,053	122,501	4,889	10,260	15,640	1,758	2,005
	800	5,099	166,383	5,360	12,120	14,760	1,544	1,893
	995	5,140	163,568	6,656	14,301	13,930	1,465	1,786
3, 5, 7, 9	595	5,053	122,501	4,889	10,260	15,640	1,758	2,005
	800	5,099	116,548	4,663	12,040	14,760	1,534	1,893
	995	5,140	151,320	6,061	13,610	13,930	1,394	1,786

відповідно. У випадку багатшвидкісної системи гальмування більші динамічні навантаження виникають у вітці каната, зв'язаній з противагою, а менші – у вітці, зв'язаній з кабіною. Зі збільшенням маси вантажу динамічні навантаження у вітках каната кабіни і противаги спадають. Коефіцієнт динамічності зусилля у вітці, зв'язаній з кабіною, знаходяться у межах 1,360...2,637, а у вітці, зв'язаній з противагою, – 1,167...2,830.

Як видно із результатів розрахунків, збільшення максимальних моментів в пружних ланках та максимальних зусиль у вітках каната кабіни і противаги

пов'язане з перемиканням числа пар магнітних полюсів асинхронного двигуна з метою зменшення швидкості руху кабіни ліфта

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

Розглядаються результати експериментальних досліджень перехідних режимів роботи пасажирського ліфта. Вивчається вплив маси вантажу і довжини вітки каната, за допомогою якої передається рух від ведучого шківів до кабіни, на динамічні зусилля в канаті. Проводиться порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень.

Під час проектування пасажирських ліфтів постає потреба оцінки впливу динамічних явищ, що виникають в нестационарних режимах роботи привідної системи, на навантаження елементів конструкцій. Важливими особливостями динамічного аналізу підйомного механізму ліфта є необхідність врахування взаємодії пружної механічної системи з привідним двигуном або гальмівним пристроєм, а також несталості коефіцієнтів жорсткості віток каната.

Загальна теорія пасажирських ліфтів, а також основа розрахунку їхніх елементів наведено у книгах [5, 11]. Математична модель режимів пуску підйомної машини з урахуванням нерозривного взаємозв'язку електромагнітних коливальних явищ в асинхронному двигуні і механічних коливань у підйомній системі, детально розглядається у статті [9]. Аналіз динамічних процесів зводиться до сумісного розв'язування рівнянь руху і рівнянь електромагнітного стану асинхронного двигуна. Такий підхід до математичного моделювання дає змогу забезпечити достатню точність розрахунку пускових режимів роботи підйомної машини.

Математичне моделювання гальмівних режимів роботи пасажирського ліфта з урахуванням експоненціальної залежності гальмівного моменту від часу розглянуто у праці. Результати теоретичних досліджень показують, що найбільші моменти в пружних ланках та найбільші зусилля у вітках каната кабіни і противаги виникають під час часткового сповільнення або гальмування до повної зупинки кабіни .

Оскільки під час проведення теоретичних досліджень застосовані розрахункові моделі зі скінченним числом ступенів вільності і наближено врахована взаємодія віток каната зі шківом, експериментальні дослідження є важливим етапом у вивченні динамічних процесів, які відбуваються під час роботи підйомально-транспортної машини. Тому метою даної статті є експериментальне визначення кінематичних характеристик руху кабіни і зусилля у вітці каната, зв'язаній з кабіною, та проведення порівняльного аналізу теоретичних і експериментальних результатів досліджень.

Методика проведення експерименту і вимірювальна апаратура.

В даній роботі наведені результати експериментальних досліджень перехідних режимів роботи ліфта, що проводилися в реальних умовах на діючому пасажирському ліфті типу ЛП-0411. Основні технічні характеристики підйомально-транспортної машини наведені в табл. 4.1.

Для вимірювання та реєстрації переміщення, швидкості і прискорення кабіни ліфта використовували вимірювач кінематичних і динамічних параметрів ліфтів (рис. 4.1). Часові залежності згаданих параметрів одержані у виді графіків (рис. 4.2, 4.3).

Таблиця 4.1 – Основні технічні характеристики пасажирського ліфта ЛП-0401

Загальні характеристики	
Вантажність, кг	400
Номінальна швидкість руху, м/с	1/0,3
Тип лебідки	редукторна з канатоведучим шківом
Діаметр канатоведучого шківа, мм	770
Маса, кг	
кабіни (у зібраному вигляді)	595
противаги (у зібраному вигляді)	795
Канат	

Конструкція		ЛК-06×19 (1+9+9) + 2 о. с. ГОСТ 3077-80,
Діаметр, мм		10,5
Число канатів		3
Розрахункова площа перерізу всіх дротів, мм ²		39,54
Орієнтовна маса 1000 м змащеного каната, кг		387,5
Гальмо		
Тип		колодкове
Діаметр гальмівного шківa, мм		200
Привід гальма	Тип	електричний
	Зусилля, кН	0,932
	Хід виконавчого органа, мм	4
Редуктор		
Тип		черв'ячний
Передаточне число		40
Міжосьова відстань елементів передачі, мм		160
Маса, кг		242
Електродвигун		
Тип		асинхронний 2-х швидкісний з короткозамкненим ротором 4АН180S6/18НЛБУЗ
Вид струму		змінний
Напруга, В		380
Номінальний струм, А		13,3/11,6
Частота, Гц		50

Потужність, кВт	4,5/1,5
Частота обертання, об/хв	1000/333
Маса, кг	165

Значення швидкості та прискорення одержані шляхом диференціювання часової залежності переміщення кабіни.

Значення лінійної швидкості обчислювали у вибраний момент часу як

$$V_i = \frac{\Delta S_i}{\Delta T},$$

де V_i – i -те миттєве значення лінійної швидкості; ΔS_i – i -те збільшення лінійного переміщення; ΔT – інтервал дискретизації часової залежності за часом.

Лінійне прискорення знаходили шляхом числового диференціювання часової залежності швидкості,

$$a_i = \frac{V_i - V_{i-1}}{\Delta T},$$

де a_i – лінійне прискорення в i -тий момент часу.

Під час вимірювання параметрів руху кабіни ліфта застосовували вимірювальний перетворювач 1 (рис 4.1, а), який закріплювали на даху кабіни. Ролик 2 вимірювального перетворювача під час проведення експерименту був притиснутий до направляючої ліфта 3. Мобільний комп'ютер 4 (рис. 4.1, б) розташовували в кабіні ліфта і з'єднували за допомогою кабелю з вимірювачем 1.

Перехідні процеси досліджували під час піднімання ліфта з першого поверху на третій, а також під час його опускання з третього поверху на перший. Ліфт приводили в рух за допомогою пульта який знаходиться в кабіні. На екрані комп'ютера спостерігали графічні залежності переміщення, швидкості та прискорення кабіни ліфта від часу. Згадані результати записували в пам'ять комп'ютера.

Дослідження перехідних параметрів проводили для таких значень маси вантажу: 100, 200, 300, 400 кг. При цьому використовували спеціальні баластні вантажі масою 20 кг.



Рис.4.1. Вимірювач ІКПЛ-М3(а)та комп'ютер з ПЗ(б)

4.1 Результати експериментальних досліджень.

Розглянемо піднімання ліфта з першого поверху на третій, а також опускання з третього поверху на перший із максимально завантаженою кабіною.

На рис. 4.2 і 4.3 зображено часові залежності перехідних режимів руху привідного механізму, який складається з двигуна, редуктора та привідного шківа. Залежності, наведені на рис. 4.2, а та 4.3, а ілюструють переміщення кабіни, що триває протягом 12,5 с та 12,3 с відповідно.

Графіки, зображені на рис. 4.2, б та 4.3, б ілюструють зміну в часі швидкості руху, що складається з п'яти етапів при русі вгору та вниз: перший – розгін кабіна до 1 м/с за 0,5 с та 0,3 с відповідно; другий – усталений режим роботи тривалістю 8,75 с; третій – зменшення швидкості до 0,3 м/с; четвертий – рух кабіни при швидкості 0,3 м/с протягом 2,5 с; п'ятий – гальмування протягом 0,25 с.

Часові залежності прискорення кабіни ліфта зображена на рис. 4.2, в та 4.3, в. Під час руху вгору та вниз у момент пуску привідної системи підйомно-транспортної машини прискорення кабіни становить $1,35 \text{ м/с}^2$ та $1,00 \text{ м/с}^2$ відповідно, у моменти сповільнення – $1,75 \text{ м/с}^2$ та $2,85 \text{ м/с}^2$ відповідно та у момент гальмування – $1,36 \text{ м/с}^2$ та $1,35 \text{ м/с}^2$ відповідно.

За часовими залежностями прискорення кабіни, що отримали під час експериментальних досліджень, обчислюємо зусилля у вітці каната кабіни:

$$N = m_c \cdot g \cdot a_i,$$

де m_c – маса кабіни; g – прискорення вільного падіння.

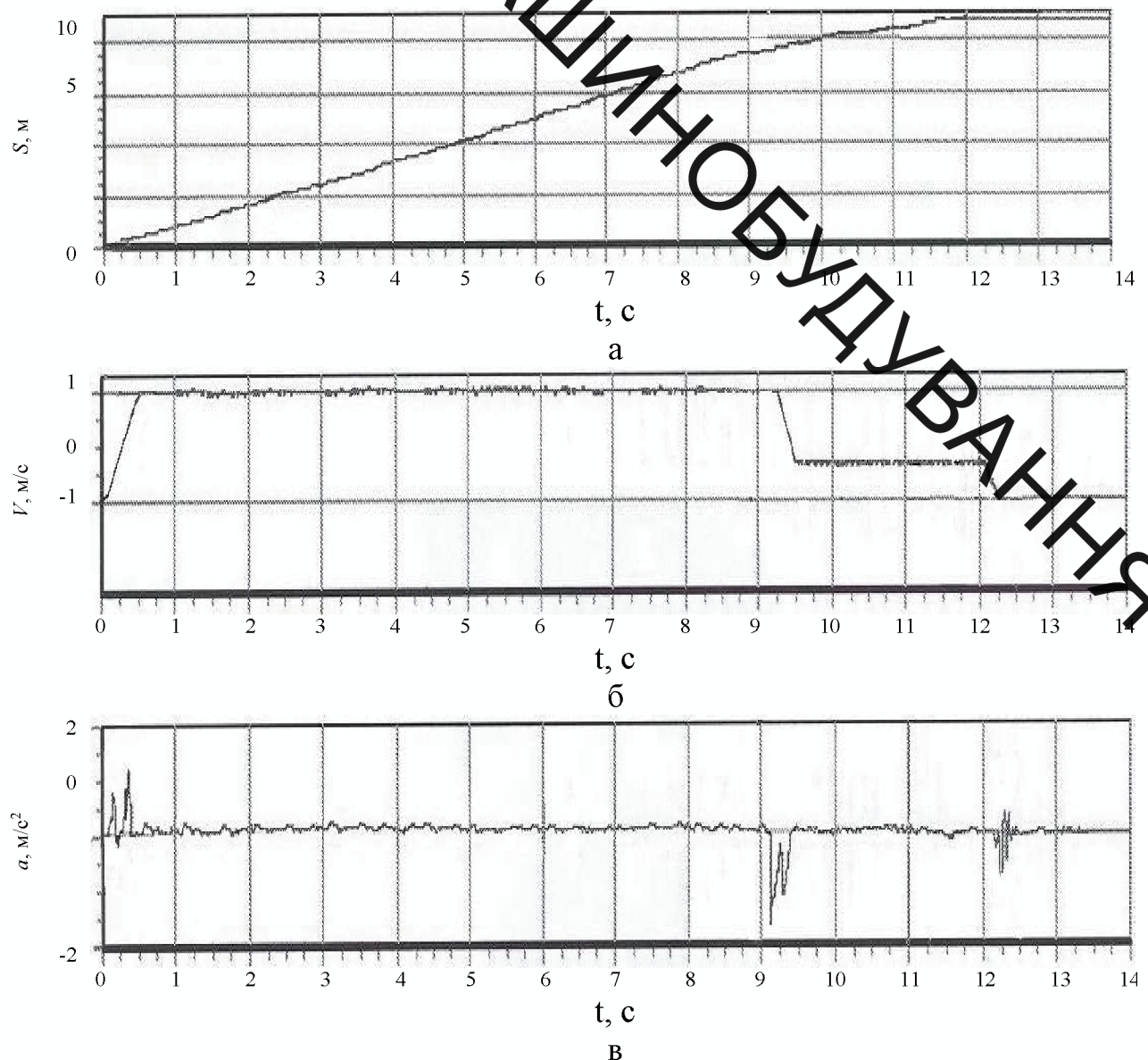


Рис. 4.2. Часові залежності переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) ліфта під час руху вгору із максимально завантаженою кабіною

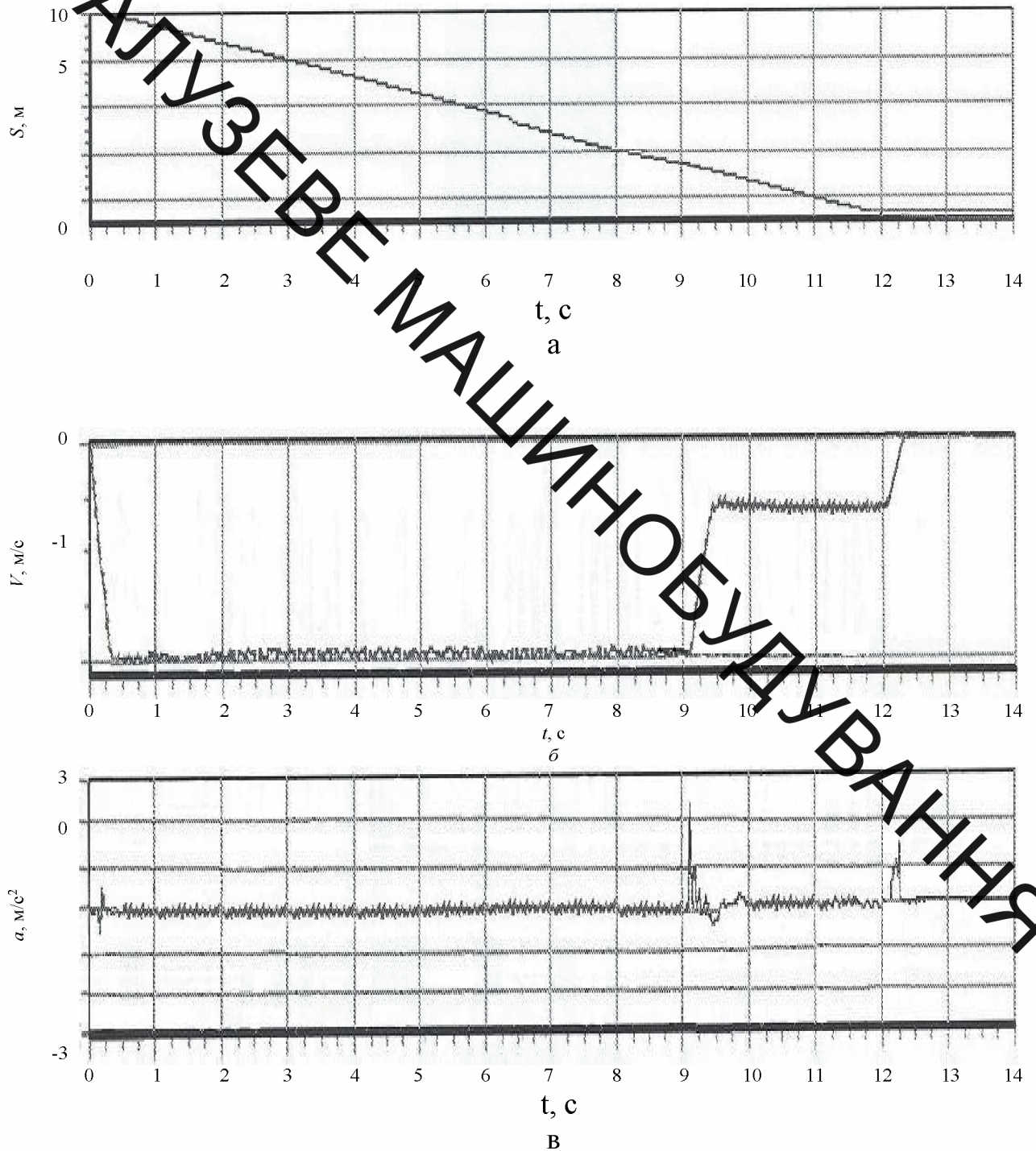


Рис. 4.3. Часові залежності переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) ліфта під час руху вниз із максимально завантаженою кабіною

Максимальні значення прискорення кабіни під час її розгону a_{1max} , сповільнення a_{2max} та гальмування a_{3max} , зусиль у підйомальному канаті N_{1max} , N_{2max} , N_{3max} , а також коефіцієнти динамічності зусиль $k_{дин.N1}$, $k_{дин.N2}$, $k_{дин.N3}$

відповідно наведені під час руху вгору у таблиці 3.4 та під час руху вниз у таблиці 3.

Значення коефіцієнта динамічності обчислювали за формулою:

$$k_{дин.N} = \frac{N_{max}}{N_{cm}}$$

де N_{cm} – статичне значення зусилля у підйимальному канаті.

Таблиця 4.2 – Максимальні значення прискорень, зусиль у підйимальному канаті кабіни та коефіцієнти динамічності зусиль під час руху вгору

m_c , КГ	Значення прискорень, зусиль та коефіцієнтів динамічності								
	a_{1max} , м/с ²	a_{2max} , м/с ²	a_{3max} , м/с ²	N_{1max} , кН	N_{2max} , кН	N_{3max} , кН	$k_{дин.N1}$	$k_{дин.N2}$	$k_{дин.N3}$
595	1,60	2,00	1,30	9,34	11,90	7,50	1,600	2,039	1,285
700	1,52	1,80	1,35	10,44	12,30	9,10	1,520	1,791	1,325
800	1,45	1,80	1,33	11,38	14,20	10,50	1,450	1,809	1,338
900	1,40	1,75	1,34	12,36	15,80	11,90	1,400	1,790	1,348
995	1,35	1,75	1,36	13,18	17,40	13,40	1,350	1,783	1,373

Таблиця 4.3 – Максимальні значення прискорень, зусиль у підйимальному канаті кабіни та коефіцієнти динамічності зусиль під час руху вниз

m_c , КГ	Значення прискорень, зусиль та коефіцієнтів динамічності								
	a_{1max} , м/с ²	a_{2max} , м/с ²	a_{3max} , м/с ²	N_{1max} , кН	N_{2max} , кН	N_{3max} , кН	$k_{дин.N1}$	$k_{дин.N2}$	$k_{дин.N3}$
595	1,00	2,85	1,50	5,836	16,63 5	8,755	1,000	2,850	1,500
700	1,00	2,90	1,40	6,867	19,91 4	9,613	1,000	2,900	1,400
800	1,00	2,90	1,40	7,848	22,75 9	10,98 7	1,000	2,900	1,400
900	1,00	2,85	1,40	8,829	25,16 2	12,36 0	1,000	2,850	1,400

995	1,00	2,85	1,35	9,760	27,81 8	13,17 7	1,000	2,850	1,350
-----	------	------	------	-------	------------	------------	-------	-------	-------

Як видно із результатів експериментальних досліджень, найбільші значення прискорення та найбільші динамічні навантаження у вітці каната кабіни виникають під час руху вниз у момент сповільнення. Коефіцієнт динамічності цих зусиль знаходиться у мажах 2,850...2,900.

Під час руху кабіни вгору зі збільшенням маси вантажу значення прискорення у момент пуску та сповільнення спадає, а у момент гальмування – зростає. Під час руху кабіни вниз зі збільшенням маси вантажу значення прискорення у момент пуску є сталим, а у момент сповільнення та гальмування – спадає.

Коефіцієнт динамічності зусилля у вітці каната кабіни під час руху вгору зі збільшенням маси вантажу у момент пуску та сповільнення спадає, а у момент гальмування – зростає. Натомість, при русі вниз коефіцієнт динамічності зусилля у вітці каната кабіни зі збільшенням маси вантажу під час пуску є сталим, а під час сповільнення та гальмування здебільшого спадає.

Розходження експериментальних даних з теоретичними становить не більше 20%.

4.2 Прорівняння теоретичних і експериментальних даних

Для визначення частоти коливань вітки каната, що зв'язана з кабіною ліфта, на рис. 4 наведена розрахункова схема. Вона включає нерухоме колесо редуктора, ведучий шків, а також перекинутий через нього підймальний канат та прикріплені до його кінців кабіну і противагу.

На рис. 3 позначено: I_p – момент інерції привідного шківа; m_c, m_e – маси кабіни і противаги; c_a – жорсткість з'єднання колеса редуктора і привідного шківа; c_{s1}, c_{s2} – жорсткості робочих частин віток каната; x_1, x_2 – координати руху кабіни і противаги.

Розрахунки виконано за таких вихідних даних: момент інерції привідного шківів $I_p=12 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, радіус шківів $r=0,385 \text{ м}$; канат ЛК-06×10 діаметр якого 10,5 мм, площа поперечного перерізу $A=39,54 \text{ мм}^2$, погонна маса $p=0,39 \text{ кг/м}$, модуль пружності $E=150000 \text{ МПа}$; кабіна власною масою 595 кг і вантажністю 400 кг та противага масою 795 кг.

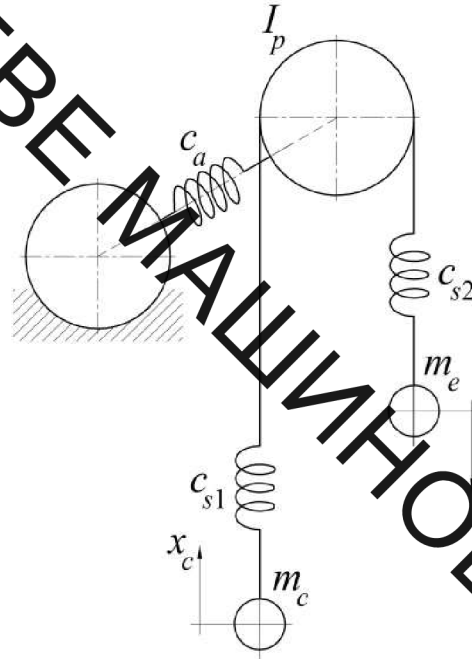


Рис. 4.4 Розрахункова схема

Із часових залежностей прискорень отриманих під час експериментального дослідження обчислюємо частоту коливань вітки каната, що зв'язана із кабіною ліфта

$$f_e = \frac{1}{T},$$

де T – період коливання.

Теоретичне значення частоти коливань вітки каната, що зв'язана із кабіною ліфта, знаходимо за формулою:

$$f_t = \begin{bmatrix} \frac{c_a + r^2 \cdot (c_{s1} + c_{s2})}{I_p} & \frac{-c_{s1} \cdot r}{I_p} & \frac{-c_{s2} \cdot r}{I_p} \\ 0 & \frac{c_{s1}}{m_1} & \frac{-c_{s1} \cdot r}{m_1} \\ 0 & \frac{-c_{s2} \cdot r}{m_2} & \frac{c_{s2}}{m_2} \end{bmatrix},$$

Теоретичне значення частоти коливання вітки каната f_t та значення, що визначене із експериментальних даних f_e , наведені в таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – Теоретичне значення частоти коливання вітки каната та значення, що визначене із експериментальних даних

m_c , кг	l_1 , м	l_2 , м	Значення частоти f_t , Гц	Експериментальне значення частоти f_e , Гц	Похибка, %
595	Рух вгору				
	22	2	3,094	3,35	8,3
	20	4	3,198	3,40	6,3
	18	6	3,293	3,55	7,8
	16	8	3,359	3,60	7,2
	14	10	3,367	3,65	8,4
	Рух вниз				
	2	22	11,290	11,90	5,4
	4	20	8,041	8,70	8,2
	6	18	6,633	7,20	8,5
	8	16	5,832	6,30	8,0
10	14	5,345	5,70	6,6	
700	Рух вгору				

	22	2	2,857	3,10	7,8
	20	4	2,961	3,20	7,5
	18	6	3,065	3,30	7,1
	16	8	3,156	3,40	7,2
	14	10	3,211	3,50	8,3
	Рух вниз				
	2	22	10,419	11,20	7,0
	4	20	7,432	7,95	6,5
	6	18	6,746	6,80	9,6
	8	16	5,427	5,90	8,0
	10	14	5,012	5,50	8,9
	Рух вгору				
	22	2	2,676	3,05	12,3
	20	4	2,778	3,15	11,8
	18	6	2,885	3,30	12,6
	16	8	2,988	3,35	10,8
	14	10	3,071	3,50	12,3
800	Рух вниз				
	2	22	9,756	10,5	7,1
	4	20	6,970	7,8	10,6
	6	18	5,778	6,3	8,3
	8	16	5,127	5,8	11,6
	10	14	4,774	5,5	13,2
	Рух вгору				
	22	2	2,525	2,85	11,4
	20	4	2,625	2,90	9,5
	18	6	2,732	3,10	11,9
	16	8	2,841	3,15	9,8
	14	10	2,941	3,25	9,5
900					

	Рух вниз				
	2	22	9,207	9,95	7,5
	4	20	6,588	7,15	7,9
	6	18	5,478	5,80	5,6
	8	16	4,885	5,30	7,8
	10	14	4,590	5,15	10,9
	Рух вгору				
	22	2	2,403	2,75	12,6
	20	4	2,701	2,80	10,7
	18	6	2,607	2,90	10,1
	16	8	2,719	3,10	12,3
	14	10	2,829	3,15	10,2
995	Рух вниз				
	2	22	8,765	9,40	5,8
	4	20	6,282	6,90	9,0
	6	18	5,239	5,90	10,4
	8	16	4,697	5,10	7,9
	10	14	4,453	4,80	6,3

Порівняльний аналіз експериментальних і розрахункових даних перехідних режимів роботи пасажирського ліфта показує, що його експериментальне значення є на 5-12 % більшим, ніж значення, отримане з розрахунків. Це пояснюється тим, що на практиці рух кабіни здійснюється по не ідеально рівних напрямних, це викликає незначні похибки у вимірюваннях.

5 РОЗРАХУНКОВО- КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

5.1 Вибір і перевірка тягових канатів

Вибираємо кількість та діаметр тягових канатів, перевіряємо їх на максимально допустимий натяг та зминання в канавках канатотягового шківа пасажирського ліфта.

Дуже важливу роль у ліфтах виконують канати. Канати несуть навантаження незалежно від того, переміщується кабіна або стоїть нерухомо. Тому важливо правильно обрати розрахувати канати.

Визначаємо довжину канатів, м:

$$H_k = (h_5 \cdot n_n) + (h_4 \cdot n_n) + h_3 + h_2 + h_1 \quad (5.1)$$

де: h_1 – збіг канатів з КТШ, $h_1 = 0,4$;

h_2 – перекриття між машинним приміщенням і верхнім поверхом, $h_2 = 0,35$;

h_3 – висота останнього поверху, $h_3 = 4,1$;

h_4 – перекриття між поверхами, $h_4 = 0,25$;

h_5 – висота поверху, $h_5 = 3,85$;

n_n – кількість поверхів

$$H_k = (3,85 \times 16) + (0,25 \times 16) + 4,1 + 0,35 + 0,4 = 37,65$$

Визначаємо вагу тягових канатів , кг :

$$P_k = H_k \cdot n_k \cdot q_k, \quad (5.2)$$

де: H_k – довжина канатів, м;

n_k – кількість канатів;

q_k – вага одного метра каната, кг/м. Згідно [3] обираємо канат типу 10,5 – ГЛ-В-Н-160.

$$P_k = 37,65 \cdot 4 \cdot 0,3875 = 58,35, \text{ м}$$

Визначаємо максимальний натяг однієї гілки канату, Н :

$$S_{max} = \frac{(P_k + P_{каб} + Q)}{n_k} \quad (5.3)$$

де: P_k – вага канату,

$P_{каб}$ – вага кабіни,

Q – вантажопідйомність.

$$S_{max} = \frac{580,35 + 6450 + 4450}{4} = 2870,08$$

Розраховуємо коефіцієнт запасу міцності. Згідно [3??] нормативне значення коефіцієнту запасу міцності на розрив становить [$K_{зр} = 13$].

Розрахований коефіцієнт повинен перевищувати нормативний

$$K_{зр} = \frac{P_{розр}}{S_{max}} \quad (5.4)$$

де: $P_{розр}$ – розривне зусилля, [] таблиця 1;

S_{max} – максимальний натяг однієї гілки канату;

$$K_{зр} = \frac{53100}{2870,08 \times 9,8} = 1,887$$

$1,887 > 1,3$

Умова виконується.

Розраховуємо канати на зминання в лунках КТШ, Н/см² :

$$P_{max} = \frac{S_{max}}{D_{ктш} \cdot d_k \cdot n_k} k \quad (5.5)$$

де: $D_{ктш}$ – діаметр канатоведучого шківа [3] таблиця 3, мм;

d_k – діаметр тягових канатів, мм;

k – коефіцієнт профілю лунки.

Діаметр канатоведучого шківа обираємо $D_{ктш} = 575$ мм. Розглянемо значення k для клинової лунки, тому, що даний тип лунки має гарну тягову здатність при даній швидкості:

$$k = \frac{1}{\sin \frac{\delta}{2}} \quad (5.6)$$

де: $\delta = 40^\circ$

$$k = \frac{1}{\sin \frac{40}{2}} = 2,922$$

Допустима сила опускання канатів в лунках $[P_\delta] = 480$. Для даного типу канатів необхідно, щоб виконувалась умова:

$$P_{max} \leq [P_\delta]$$

Обираємо лунки клинового профілю, отже:

$$P_{max} = \frac{2870,03}{57,5 \cdot 1,05 \cdot 4} \cdot 2,922 = 340,006$$

Так, як умова виконується $P_{max} \leq [P_\delta]$ $340,006 \text{ Н/см}^2 \leq 480$, то проведення розрахунків на кількість та діаметр тягових канатів, а також перевірки їх на максимально допустимий натяг та змінання в лунках КТШ, проведено вірно.

5.2 Розрахунок, вибір і перевірка тягового електродвигуна

В цьому пункті необхідно розрахувати потужність тягового електродвигуна, вибирати його тип за наведеними таблицею [3] та перевірити за співвідношенням пускового та номінального моментів.

Визначаємо неврівноважений вантаж , кг:

$$P_{невр} = Q(1 - \psi) + P_k + w \quad (5.7)$$

де: ψ – коефіцієнт нерівномірності завантаження. Для пасажирських ліфтів $\psi_{пас} = 0,5$, для вантажних $\psi_{ван} = 0,3 - 0,4$

P_k - вага канатів

w – додатковий опір руху. $w = (0,07 - 0,08) \cdot Q$

$$P_{невр} = 4450 \cdot (1 - 0,5) + 580,35 + 0,07 \cdot 4450 = 3120$$

Розраховуємо потужність електродвигуна:

$$N_{об,роз.} = \frac{P_{max} \cdot V_H}{102 \cdot \eta_3} \quad (5.8)$$

Де: η_z – ККД загальний, залежить від кінематичної схеми ліфту.

$$\eta_z = \eta_{шк} \cdot \eta_{бл} \cdot \eta_p \quad (5.9)$$

$\eta_{шк}$ – ККД шківів (0,96–0,98);

$\eta_{бл}$ – ККД блоків (0,97–0,98);

η_p – ККД редуктора (0,6–0,7)

$$\eta_z = 0,97 \cdot 0,975 \cdot 0,65 = 0,62$$

$$P_{дв.роз.} = \frac{312 \cdot 1,5}{102 \cdot 0,62} = 7,4 \text{ кВт}$$

За розрахунковим значенням потужності обираємо двигун типу 5АН(Ф) 200МА4/24 потужністю 7кВт [3] таблиця 7 .

Для перевірки електродвигуна, розраховуємо:

Номінальний момент , Нм :

$$M_{ном.} = \frac{975 \cdot P_n}{\eta_n} \quad (5.10)$$

Де: P_n – потужність електродвигуна:

η_n – частота обертів електродвигуна

$$M_{ном.} = \frac{975 \cdot 8}{1410} = 5,5$$

Статичний момент , Нм:

$$M_{ст.} = \frac{975 \cdot N_p}{\eta_n} \quad (5.11)$$

де: N_p – розрахункова потужність

$$M_{ном.} = \frac{975 \cdot 7,4}{1410} = 5,1$$

Визначаємо час, необхідний для створення навантаження на валу електродвигуна , с:

$$t = \frac{V_n}{a} \quad (5.12)$$

де: a – прискорення при пуску електродвигуна

Дані обираємо з [3] таблиця 8

$$t = \frac{1,5}{1,45}$$

Визначаємо динамічний момент, Нм :

$$M_{cm.} = \frac{GD^2 \cdot n}{375 \cdot t} + \frac{0,975 \cdot N \cdot V_n^2}{t \cdot n \cdot \eta_s} \quad (5.13)$$

де: GD^2 – маховий момент ліфту, [3] таблиця 9

$$M_{cm.} = \frac{1,5 \cdot 1410}{375 \cdot 1,03} + \frac{0,975 \cdot 8 \cdot 1,5^2}{1,03 \cdot 1410 \cdot 0,62} = 5,41$$

Визначаємо пусковий момент, Нм :

$$M_n = M_\partial + M_{cm} \quad (5.14)$$

$$M_n = 5,41 + 5,1 = 10,51$$

Розраховуємо відношення пускового і номінального моментів

$$\frac{M_n}{M_H} = \frac{10,51}{5,5} = 1,9$$

$$\frac{M_n}{M_H} \leq \left[\frac{M_n}{M_H} \right] 1,9 \leq 1,9$$

Після перевірки умова $\frac{M_n}{M_H} \leq \left[\frac{M_n}{M_H} \right]$ виконується, одже електродвигун обрано вірно.

5.3 Вибір діаметра канатотягового шківа та перевірка його тягової здатності

Канатотягові шківни призначені для перетворення обертового руху вихідного валу механізму приводу або електродвигуна в поступальний рух

кабіни. КТШ виготовляють із сталі або чавуну. Він складається із ступиці, диску і обода. Для полегшення конструкції шків диск виконаний відносно тонким із ребрами жорсткості. Ступиця КТШ насаджується на тихохідний вал редуктора, в без редукторних лебідках на вал електродвигуна. Кріплення ступиці здійснюється за допомогою нагвинчених на вал гайки і контргайки, а положення шківів відносно валу фіксують за допомогою шпонки.

Визначаємо коефіцієнт тертя канатотягового шківів:

$$\mu = \frac{1}{\sin \frac{\delta}{2}} \cdot \mu_0 \quad (5.15)$$

де: $\delta = 40^\circ$

μ_0 – при статиці приймають 0,1; при русі 0,09

$$\mu = \frac{1}{\sin \frac{40^\circ}{2}} \cdot 0,1 = \frac{1}{0,34} \cdot 0,1 = 0,29$$

Визначаємо тяговий коефіцієнт для двох випадків:

Завантажена кабіна знаходиться внизу і рухається вгору.

$$\frac{S_2}{S_1} \cdot K_d = \frac{Q + P_{\text{каб}} + P_k}{P_{\text{пр}}} \cdot K_d \quad (5.16)$$

де: $\frac{S_2}{S_1}$ – відношення між величинами натягу;

K_d – динамічний коефіцієнт.

$$K_d = \frac{g + a}{g - a} \quad (5.17)$$

де: a – величина прискорення [3]

$P_{\text{пр}}$ – вага противаги і визначається:

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{каб}} + \psi \times Q + P_k \quad (5.18)$$

де: ψ – коефіцієнт корисного вантажу, що задається в протипагу ($\psi = 0,5$ для пасажирських та $\psi = 0,3-0,4$ для вантажних ліфтів)

$$P_{\text{пр}} = 645 + 0,5 \cdot 445 + 58,35 = 922,85$$

$$\frac{S_2}{S_1} \cdot K_d = \frac{445 + 645 + 58,35}{922,85} \cdot 1,3 = 1,61$$

Порожня кабіна рухається зверху вниз:

$$\frac{S_2}{S_1} \cdot K_d = \frac{P_{\text{пр}} + P_k}{P_{\text{каб}}} \cdot K_0 \quad (5.19)$$

$$\frac{S_2}{S_1} \cdot K_d = \frac{922,85 + 58,35}{645} \cdot 1,29 = 1,96$$

Після розрахунків, які виконані вище співставивши значення в обох випадках, подальші розрахунки ведемо по більшому значенню.

Підставляємо вибраний результат в ліву частину нерівності відношення між величинами натягу:

$$\frac{S_2}{S_1} \cdot K_d \leq e^{\mu \cdot \alpha}$$

де: $e^{\mu \cdot \alpha}$ – тяговий коефіцієнт, який показує, що все залежить від величини результуючого коефіцієнту тертя і кута обхвату канатом канато – тягового шківа α , які застосовуються в даній ліфтовій установці.

$$1,96 = e^{\mu \cdot \alpha}$$

Прирівнюємо обидві частини і визначаємо:

Визначаємо величину коефіцієнту тертя канатотягового шківа:

$$\lg 1,96 = \mu \cdot \alpha \cdot \lg e \quad (5.20)$$

$$\mu_{\text{розр}} = \frac{\lg 1,96}{\alpha \cdot \lg e} \quad (5.21)$$

де: $\alpha = \pi$;

$\lg e = 0,43$

$$\epsilon = 2,71$$

$$\mu_{розр} = \frac{\lg 1,96}{3,14 \cdot \log 2,71}$$

$$\mu_{розр} = \frac{\lg 1,96}{3,14 \cdot \log 2,71}$$

$$\mu_{розр} = \frac{0,36}{3,14 \cdot 0,43} = 0,267$$

Визначаємо величину кута обхвату канатом канато – тягового шківів α , рад :

$$\alpha = \frac{\lg 1,96}{\mu \cdot \log e}$$

$$\alpha = \frac{\lg 1,96}{0,267 \cdot \log e} = 2,58$$

$$\alpha = \frac{2,58 \cdot 180^\circ}{\pi} = 148^\circ$$

Кут обхвату канатом КТШ α задовольняє тягову здатність даної ліфтової установки.

5.4 Розрахунок та перевірка електромагнітного гальма

Гальмівним пристроєм називають механізм, який призначений для зупинки кабіни і противаги та фіксації їх в нерухомому стані при відключеному електродвигуні. В якості привода гальма застосовують електромагніти змінного або постійного струму.

Визначаємо кругове зусилля, яке виникає при роботі ліфта, Н:

$$F_{кр} = 2 \cdot Q + P_{каб} + P_k - P_{пр} \quad (5.22)$$

$$F_{кр} = 2 \cdot 4450 + 6450 + 580,35 - 9250,85 = 6670$$

Визначаємо гальмівний момент, Н см :

$$M_r = \frac{N_{кр} \cdot D_{КТШ} \cdot \eta_{заг}}{2 \cdot N_{ст}} \cdot k_r, \quad (5.23)$$

де: $\eta_{заг}$ – коефіцієнт корисної дії редуктора, $\eta_{заг} = 0,6-0,7$;

$u_{ст}$ – стандартне значення передаточного числа редуктора;

$D_{КТШ}$ – діаметр КТШ, см;

k_r – коефіцієнт гальмування.

$$M_r = \frac{6670 \cdot 57,5 \cdot 0,62}{2 \cdot 30} \cdot 2 = 7767$$

Проведемо перевірку даного гальма:

Визначимо довжину дуги зчеплення гальмівних колодок зі шківом, мм:

$$l = \frac{2\pi \cdot D_r \cdot \beta}{360} \quad (5.24)$$

де: D_r – діаметр гальмівного шківа

β – кут зчеплення колодок з гальмівним шківом (90°)

$$l = \frac{6,28 \cdot 200 \cdot 90}{360} = 314$$

Визначаємо приведену силу тертя, Н:

$$F_{тер} = \frac{M_r}{D_r} \quad (5.25)$$

де: M_r – табличне значення гальмівного моменту, Н·см

$$F_{тер} = \frac{85000}{20} = 4250$$

Визначаємо силу тиску на колодки, Н:

$$F_T = \frac{N_{тер}}{\mu} \quad (5.26)$$

де: μ – коефіцієнт тертя гальмівних колодок об гальмівний шків

$$F_T = \frac{4250}{0,45} = 9440,4$$

Визначаємо гальмівний питомий тиск, який не повинен перевищувати 70 Па.

$$P = \frac{F_T}{B \cdot l} \quad (5.27)$$

де: B – ширина гальмівних колодок, м

$$P = \frac{9440,4}{0,1 \cdot 314} = 30,07$$

Перевіряємо гальмо на допустимий нагрів:

$$P \cdot V \leq 50 \quad (5.28)$$

$$V = \frac{\pi \cdot D_r \cdot n_{дв}}{60 \cdot 1000}$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 20 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 1,47$$

Перевіряємо гальма на точність зупинки

Визначаємо статичний момент навантаженої кабіни при русі вниз, Нм :

$$M_H = \frac{(P_{\text{каб}} + Q + P_K - P_{\text{пр}}) \cdot D_{\text{ктш}} \cdot n_{\text{заг}}}{2 \cdot u_p} \quad (5.29)$$

$$M_H = \frac{(6321 + 4361 + 571,83 - 9073,33) \cdot 0,575 \cdot 0,62}{2 \cdot 30} = 10,95$$

Визначаємо статичний момент порожньої кабіни при русі вгору, Нм :

$$M_e = \frac{(P_K + P_{\text{пр}} - P_{\text{каб}}) \cdot D_{\text{ктш}}}{2 \cdot u_p \cdot n_{\text{заг}}} \quad (5.30)$$

$$M_e = \frac{(571,83 + 9073,33 - 6321) \cdot 0,575}{2 \times 30 \cdot 0,62} = 71$$

Визначаємо загальний маховий момент при русі навантаженої кабіни вниз,

$$GD_H^2 = GD_p^2 + GD_{\text{дв}}^2 + \frac{D_{\text{ктш}}^2 \cdot (P_{\text{каб}} + 1,1 \cdot Q + P_K + P_{\text{пр}}) \cdot n_{\text{заг}}}{u_p^2} \quad (5.31)$$

де: GD_p^2 – маховий момент редуктора

$GD_{\text{дв}}^2$ – маховий момент двигуна

$$GD_H^2 = 2,4^2 + 12^2 + \frac{0,575^2 \cdot (6321 + 1,1 \cdot 4361 + 571,83 + 9073,33) \cdot 0,62}{30^2} = 154,4$$

Визначаємо загальний маховий момент при русі кабіни вгору :

$$GD_H^2 = GD_p^2 + GD_{\text{дв}}^2 + \frac{D_{\text{ктш}}^2 \cdot (P_{\text{каб}} + P_K + P_{\text{пр}}) \cdot n_{\text{заг}}}{u_p^2} \quad (5.32)$$

$$GD_H^2 = 2,4^2 + 7^2 + \frac{0,575^2 \cdot (6321 + 571,83 + 9073,33) \cdot 0,62}{30^2} = 90$$

Визначаємо уповільнення при гальмуванні навантаженої кабіни під час руху вниз, м/с :

$$A_H = \frac{(M_{\Gamma} + M_H) \cdot 38,2 \cdot V_{\text{min}}}{GD_H^2 \cdot n_{\text{об. min}}} \quad (5.33)$$

де: V_{min} – швидкість руху кабіни на малій швидкості двигуна, м/с

$$v_{\min} = \frac{D_{\text{кТШ}} \cdot n_{\text{об.мин}}}{60 \cdot u_p} \quad (5.34)$$

$$v_{\min} = \frac{3,14 \cdot 0,575 \cdot 200}{60 \cdot 30} = 0,2$$

$$A_H = \frac{(8500 + 12,95) \cdot 38,2 \cdot 0,2}{154,4 \cdot 200} = 2,1$$

Визначаємо уповільнення при гальмуванні порожньої кабіни під час руху вгору, м/с :

$$A_e = \frac{(M_{\Gamma} + M_B) \cdot 38,2 \cdot v_{\min}}{GD_B^2 \cdot n_{\text{об.мин}}} \quad (5.35)$$

$$A_e = \frac{(8500 + 58,38) \cdot 38,2 \cdot 0,2}{90 \cdot 200} = 3,6$$

Визначаємо гальмівний шлях при русі кабіни з вантажем вниз по інерції, м/с :

$$S_H = \frac{v_{\min}^2}{2 \cdot A_H} \quad (5.36)$$

$$S_H = \frac{0,2^2}{2 \cdot 2,1} = 9,5$$

Визначаємо гальмівний шлях при русі порожньої кабіни вгору по інерції, мм:

$$S_B = \frac{v_{\min}^2}{2 \cdot A_e} \quad (5.37)$$

$$S_B = \frac{0,2^2}{2 \cdot 3,6} = 5,5$$

Визначаємо абсолютну точність зупинки кабіни відносно посадкового майданчику:

$$\Delta S = \frac{S_H - S_B}{2} \quad (5.38)$$

$$\Delta S = \frac{9,5 - 5,5}{2} = 2$$

Згідно ПББЕЛ точність зупинки на рівні посадкового майданчику для даного типу ліфта не повинна перевищувати 50 мм. Умова виконується, отже електромагнітне гальмо вибрано вірно.

5.5 Проектний розрахунок черв'ячного редуктора

Редуктором називається механізм, який перетворює рух із зміною кутових швидкостей та моментів. Редуктори, які використовуються на ліфтах, слугують для забезпечення потрібної частоти обертання КТШ, так як в якості привідних машин в ліфтобудуванні застосовуються швидкохідні асинхронні електродвигуни.

Розраховуємо частоту коливання шківів, об/хв:

$$n_{шк} = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_k}{\pi \cdot D_{КТШ}} \quad (5.39)$$

$$n_{шк} = \frac{60 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,575} = 50$$

Визначаємо передаточне число редуктора:

$$u = \frac{n_{ДВ}}{n_{шк}} \quad (5.40)$$

$$u = \frac{1410}{50} = 28,2$$

5.5.1 Розрахунок черв'ячної передачі

Вихідні дані:

потужність, що передається черв'яком - $N_1 = 7,13$ кВт;

частота обертання черв'яка - $n_1 = 728$ об/хв;

передаточне число - $u = 25$;

термін служби - 5 років по графіку навантаження (див. завдання)

коефіцієнт використання : $K_{доб} = 0,45$; $K_{річн} = 0,48$.

5.5.1.1 Вибір матеріалу черв'яка та черв'ячного колеса.

По [6] вибираємо матеріал черв'яка та вінця черв'ячного колеса. Приймаємо для черв'яка сталь 12ХН3А з загартуванням до твердості HRC 56...63 та послідуочим шліфуванням витків. В цілях економії приймаємо Бр.АЖ-9-4 (лиття в пісок) з механічними властивостями: $\sigma_T = 200$ МПа; $\sigma_B = 400$ МПа.

5.5.1.2 Приймаємо число заходів черв'яка [6] $z = 2$ та КПД передачі $\eta = 0,8$.

5.5.1.3 Крутний момент на валу колеса: $T_2 = 1860$ Нм (див. кінематичний розрахунок).

5.5.1.4 Орієнтовна швидкість ковзання:

$$V_c = 0,0004 \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}}, \quad (5.41)$$

Отже,

$$V_c = 0,0004 \cdot 728 \cdot \sqrt[3]{\frac{1860 \cdot 10^3}{1000}} = 3,6 \text{ м/с}$$

5.5.1.5 При даній швидкості по [6] потрібна ступінь точності передачі— 8-а.

5.5.1.6 Допустима контактна напруга [6] :

$$[\sigma_H] = 300 - 25v_c, \quad (5.42)$$

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 3,6 = 210 \text{ МПа.}$$

5.5.1.7 Допустима контактна напруга при розрахунку на дію максимального навантаження [6]:

$$[\sigma_{HM}] = 2\sigma_T, \quad (5.43)$$

$$[\sigma_{HM}] = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа.}$$

5.5.1.8 Допустима напруга згину при базовому числі зміни напруг:

$$N_{FO} = 10^6$$

для нереверсивного навантаження [6] :

$$[\sigma_F]_0 = 102 \text{ МПа}$$

5.5.1.9 Сумарний строк служби передачі:

$$t_{\Sigma} = 365 \cdot k \cdot 24 \cdot K_{pч} \cdot K_{доб}, \quad (5.44)$$

$$t_{\Sigma} = 365 \cdot 5 \cdot 24 \cdot 0,45 \cdot 0,48 = 9460 \text{ годин.}$$

Тривалість дії навантаження T_1 та T_2 відповідно:

$$t_1 = 0,5 t_{\Sigma} = 0,5 \cdot 9460 = 4730 \text{ годин;}$$

$$t_2 = 0,5 t_{\Sigma} = 0,5 \cdot 9460 = 4730 \text{ годин.}$$

Еквівалентне число циклів зміни напруг колеса:

$$N_{FE} = \sum_{i=1}^k \left(\frac{T_{2i}}{T_2} \right)^3 N_i, \quad (5.45)$$

де

$$N_i = 60 \cdot n_i \cdot t_i, \quad (5.46)$$

$$N_{FE} = \left[\left(\frac{T_2}{T_2} \right)^3 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 4730 + \left(\frac{0,6 T_2}{T_2} \right)^3 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 4730 \right] = 1,04 \cdot 10^7$$

5.5.1.10 Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (5.47)$$

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{1,04 \cdot 10^7}} = 0,77$$

5.5.1.11 Допустима напруга на згин:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL}, \quad (5.48)$$

$$[\sigma_F] = 102 \cdot 0,77 = 79 \text{ МПа}$$

5.5.1.12 Допустима напруга на згин при розрахунку на дію максимального навантаження:

$$[\sigma_{FM}] = 0,8 \sigma_T, \quad (5.49)$$

$$[\sigma_{FM}] = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа.}$$

5.5.1.13 Число зубців черв'ячного колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (5.50)$$

$$z_2 = 2 \cdot 25 = 50.$$

5.5.1.14 Коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q \geq 0,25 \cdot z_2, \quad (5.51)$$

$$q \geq 0,25 \cdot 50 = 12,5.$$

5.5.1.15 Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця [6]:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - m_p), \quad (5.52)$$

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{50}{125} \right)^3 \cdot (1 - 0,8) = 1,02,$$

де $\theta = 152$ – коефіцієнт деформації черв'яка,

$m_p = 0,8$ – коефіцієнт зміни моменту (див. циклограму навантаження)

$$m_p = \sum_{i=1}^n \frac{T_2 \cdot N_i}{T_2 \cdot N_\Sigma} \quad (5.53)$$

$$N_\Sigma = 60 \cdot 30 \cdot 9460 = 1,7 \cdot 10^7$$

$$m_p = \left[\frac{T_2 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 4730}{T_2 \cdot 1,7 \cdot 10^7} + \frac{0,6 \cdot T_2 \cdot 60 \cdot 30 \cdot 4730}{T_2 \cdot 1,7 \cdot 10^7} \right] = 0,8$$

5.5.1.16 Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження:

$$K_{Hv} = 0,3 + 0,1n + 0,02v_c, \quad (5.54)$$

$$K_{Hv} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 3,6 = 1,17.$$

5.5.1.17 Знаходимо міжосьову відстань передачі із умов контактної витривалості [6]:

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H] \cdot \frac{z_2}{q}} \right)^2 \cdot T_{H2} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} }, \quad (5.55)$$

де

$$T_{H2} = T_2 \sqrt[3]{ \sum_i \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot \frac{N_i}{N_\Sigma} } \cdot \sqrt[3]{ \frac{N_\Sigma}{10^7} }, \quad (5.56)$$

Отже,

$$T_{H2} = 1860 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\left[\left(\frac{T_2}{T_2} \right)^3 \cdot \frac{60 \cdot 30 \cdot 4730}{1,7 \cdot 10^7} \right] + \left[\left(\frac{0,6T_2}{T_2} \right)^3 \cdot \frac{60 \cdot 30 \cdot 4730}{1,7 \cdot 10^7} \right]} \cdot \sqrt[3]{\frac{1,7 \cdot 10^7}{10^7}} = 1880 \text{ Нм}$$

$$a_w = \left(\frac{50}{2} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{210 \cdot \frac{50}{12,5}} \right)^2} \cdot 1880 \cdot 10^3 \cdot 1,02 \cdot 1,17 = 225,63 \text{ мм.}$$

5.5.1.18 Модуль заєшення:

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q}, \quad (5.57)$$

$$m = \frac{2 \cdot 225,63}{50 + 12,5} = 7,22 \text{ мм}$$

приймаємо стандартний модуль $m = 8,0 \text{ мм}$.

5.5.1.19 При стандартному модулі міжосьова відстань:

$$a_w = (z_2 + q) \cdot m / 2, \quad (5.58)$$

$$a_w = (50 + 12,5) \cdot 8 / 2 = 250 \text{ мм}$$

5.5.1.20 Дільний кут підйому черв'яка [6]: $\gamma = 9^\circ 05' 24''$.

5.5.1.21 Дільні діаметри:

черв'яка

$$d_{w1} = q \cdot m, \quad (5.59)$$

$$d_{w1} = 12,5 \cdot 8 = 100 \text{ мм};$$

черв'ячного колеса

$$d_{w2} = m \cdot z_2, \quad (2.60)$$

$$d_{w2} = 8 \cdot 50 = 400 \text{ мм.}$$

5.5.1.22 Розрахункова швидкість ковзання:

$$V_c = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma}, \quad (5.61)$$

$$V_c = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 728}{60000 \cdot 0,987} = 2,76 \text{ м/с}$$

5.5.1.23 При швидкості $V_c = 2,76 \text{ м/с}$ допустима контактна напруга $[\sigma_H'] = 205 \text{ МПа}$, яка приблизно рівна $[\sigma_H] = 210 \text{ МПа}$, тому параметри черв'яка уточнювати не будемо.

5.5.1.24 Приведений кут тертя при роботі бронзового колеса в парі з сталевим черв'яком при $V_c = 2,76 \text{ м/с}$ [] $\varphi' = 2^\circ 10'$.

5.5.1.25 ККД передачі:

$$\eta' = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (5.62)$$

$$\eta' = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} 9^\circ 05' 24''}{\operatorname{tg}(9^\circ 05' 24'' + 2^\circ 10')} = 0,82.$$

5.5.1.26 Перевіряємо контактну напругу:

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \cdot \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^3} \cdot T_{H2} \cdot K_{\alpha\beta} \cdot K_{Hv} < [\sigma_H], \quad (5.63)$$

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{50}{12,5}} \cdot \sqrt{\left(\frac{\frac{50}{12,5} + 1}{250} \right)^3} \cdot 1880 \cdot 10^3 \cdot 1,06 \cdot 1,16 = 183 < [\sigma_H] = 210 \text{ МПа}$$

5.5.1.27 Перевіряємо контактну міцність зуба колеса при дії максимального навантаження:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{M2}}{T_2}} < [\sigma_{HM}], \quad (5.64)$$

$$\sigma_{HM} = 183 \cdot \sqrt{2} = 258 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 400 \text{ МПа}$$

5.5.1.28 Перевіряємо витривалість зубців черв'ячного колеса на згин. Попередньо знаходимо еквівалентне число зубців колеса:

$$z_e = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}, \quad (5.65)$$

$$z_e = \frac{50}{0,987^3} = 52$$

коефіцієнт форми зуба колеса []: $Y_F = 1,41$. Напруга згину []:

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_{H2} \cdot \cos \gamma}{1,2 d_1 \cdot d_2 \cdot m} \cdot Y_F \cdot K_{\alpha\beta} \cdot K_{Fv} < [\sigma_F], \quad (5.66)$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 1880 \cdot 10^3 \cdot 0,987}{1,2 \cdot 100 \cdot 400 \cdot 8} \cdot 1,41 \cdot 1,06 \cdot 1,16 = 17 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 70 \text{ МПа}$$

де $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,06$ [5]; $K_{Fv} = K_{Hv} = 1,16$.

5.5.1.29 Перевіряємо міцність зуба на згин при дії максимального навантаження:

$$\sigma_M = \sigma_F \cdot \frac{T_{M2}}{T_2} < [\sigma_{FM}], \quad (5.67)$$

$$\sigma_{FM} = 17 \cdot 2 = 34 \text{ МПа} < [\sigma_{FM}] = 200 \text{ МПа}$$

5.5.1.30 Остаточно приймаємо параметри передачі:

$$z_1 = 2; z_2 = 50; d_1 = d_{w1} = 100 \text{ мм}; d_2 = 400 \text{ мм}; a_w = 250 \text{ мм}.$$

5.5.1.31 Рекомендуємо в'язкість масла [6] при швидкості $v_c = 2,76$ м/с: $\nu_{100} = 32$ сСт. Приймаємо масло індустріальне 40 по [6].

5.5.1.32 Силовий розрахунок:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}, \quad (5.68)$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 1860 \cdot 10^3}{400} = 9300 \text{ Н}.$$

$$F_{a1} = F_{t2} = 9300 \text{ Н} \quad (5.69)$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2}{u \cdot d_1 \cdot \eta}, \quad (5.70)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot 1860 \cdot 10^3}{25 \cdot 100 \cdot 0,82} = 1814 \text{ Н}$$

$$F_r = F_{t2} \cdot \text{tg } \alpha, \quad (5.71)$$

$$F_r = 9300 \cdot 0,364 = 3385 \text{ Н}.$$

5.5.1.33 Тепловий розрахунок редуктора. В зв'язку з низьким значенням ККД черв'ячних передач тепловий розрахунок має для них першоступеневе значення.

Кількість тепла, що виділяється в редукторі за 1 с при передаваній потужності черв'яків N_1 :

$$Q_1 = N_1 \cdot (1 - \eta), \quad (5.72)$$

$$Q_1 = 7130 \cdot (1 - 0,82) = 1283 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

де N_1 - [Вт];

η - ККД редуктора.

Кількість тепла, що віддається корпусом в навколишнє середовище:

$$Q_2 = K_t \cdot S \cdot (t_M - t_{\text{навк}}) \quad (5.73)$$

$$Q_2 = 9 \cdot 1,2 \cdot (80 - 18) = 670 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

де K_t - коефіцієнт тепловіддачі;

S – площа охолодження корпусу.

Так як $Q_1 > Q_2$, то, відповідно, тепловіддача не відповідає нормам.

Потрібно використати штучний обдув вентилятором. Коефіцієнт тепловіддачі при цьому буде:

$$K_{t0} = 10 \sqrt{V_B}, \quad (5.74)$$

де швидкість руху потоку повітря:

$$V_B = 0,1 \sqrt{V_{\text{кр}}^3}, \quad (5.75)$$

де колова швидкість крильчатки:

$$V_{\text{кр}} = \pi \cdot d_{\text{кр}} \cdot n_1 \cdot \frac{1}{6 \cdot 10^4}, \quad (5.76)$$

де діаметр крильчатки:

$$d_{\text{кр}} = (0,6 \dots 0,8) \cdot d_2, \quad (5.77)$$

де: $n_1 = 728$ об/хв, $d_2 = 256$ мм

Отже:

$$d_{\text{кр}} = 0,8 \cdot 256 = 205 \text{ мм};$$

$$V_{\text{кр}} = 3,14 \cdot 205 \cdot 728 \cdot \frac{1}{6 \cdot 10^4} = 9 \text{ м/с};$$

$$V_B = 0,1 \sqrt{9^3} = 3 \text{ м/с},$$

$$K_{10} = 10 \sqrt{3} = 17$$

Кількість тепла, що віддається корпусом в навколишнє середовище при обдуві вентилятором:

$$Q_2 = (K_1 S_n + K_{10} \cdot S_0) \cdot (t_m - t_{\text{навк}}), \quad (5.78)$$

S_0, S_n – поверхні, обдуваються та не обдуваються.

$$Q_2 = (9 \cdot 1,2 + 17 \cdot 0,3) \cdot (80 - 18) = 1512 \frac{\text{Дж}}{\text{с}}$$

Так як $Q_1 < Q_2$, то, відповідно, тепловіддача відповідає нормам.

5.5.2 Компоновка приводу та розрахунок і конструювання валів приводу

5.5.2.1 Попередній розрахунок валів

5.5.2.1.1 Вал I. Знаходження реакцій опор

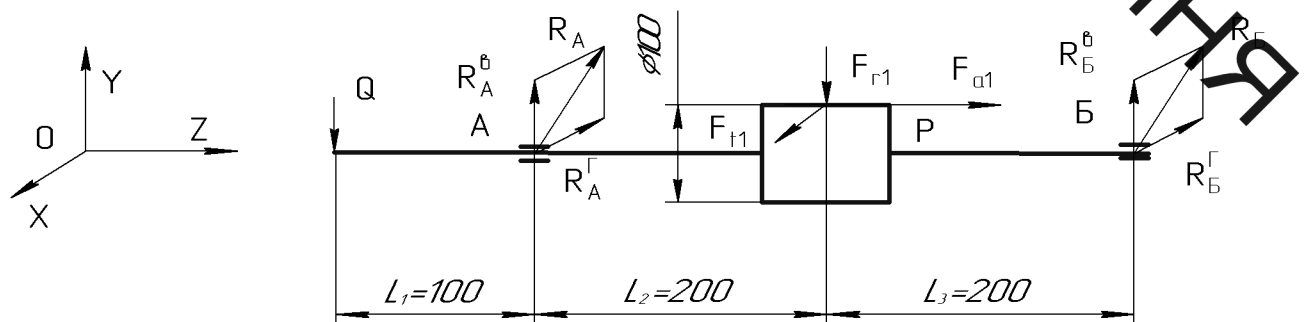


Рисунок 5.1- Реакції опор вала I

$$F_{t1} = 1814 \text{ Н}; F_{r1} = 3385 \text{ Н}; F_{a1} = 9300 \text{ Н}; Q = 1592 \text{ Н}.$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-R_B^{\Gamma} \cdot (L_2 + L_3) + F_{t1} \cdot L_2 = 0; \quad R_B^{\Gamma} = \frac{F_{t1} \cdot L_2}{L_2 + L_3} = \frac{1814 \cdot 200}{200 + 200} = 907 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B^{\Gamma} = 0;$$

$$-R_A^{\Gamma} \cdot (L_2 + L_3) + F_{t1} \cdot L_3 = 0; \quad R_A^{\Gamma} = \frac{F_{t1} \cdot L_3}{L_2 + L_3} = \frac{1814 \cdot 200}{200 + 200} = 907 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_A^{\Gamma} + R_B^{\Gamma} - F_{t1} = 0; \quad 907 + 907 - 1814 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-R_B^B \cdot (L_2 + L_3) + F_{r1} \cdot L_2 + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - Q \cdot L_1 = 0$$

$$R_B^B = \frac{F_{r1} \cdot L_2 + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - Q \cdot L_1}{L_2 + L_3} = \frac{3385 \cdot 200 + 9300 \cdot \frac{100}{2} - 1592 \cdot 100}{200 + 200} = 2457 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_A^B \cdot (L_2 + L_3) - F_{r1} \cdot L_3 + F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} - Q \cdot (L_1 + L_2 + L_3) = 0;$$

$$R_A^B = \frac{F_{r1} \cdot L_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} + Q \cdot (L_1 + L_2 + L_3)}{L_2 + L_3} = \frac{3385 \cdot 200 - 9300 \cdot \frac{100}{2} + 1592 \cdot (100 + 200 + 200)}{200 + 200} = 2520 \text{ Н}$$

Н

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_A^B + R_B^B - F_{r1} - Q = 0; \quad 2520 + 2457 - 3385 - 1592 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_A = \sqrt{R_A^{\Gamma 2} + R_A^{B2}} = \sqrt{907^2 + 2520^2} = 2678 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{\Gamma 2} + R_B^{B2}} = \sqrt{907^2 + 2457^2} = 2614 \text{ Н}$$

Побудова епюр моментів

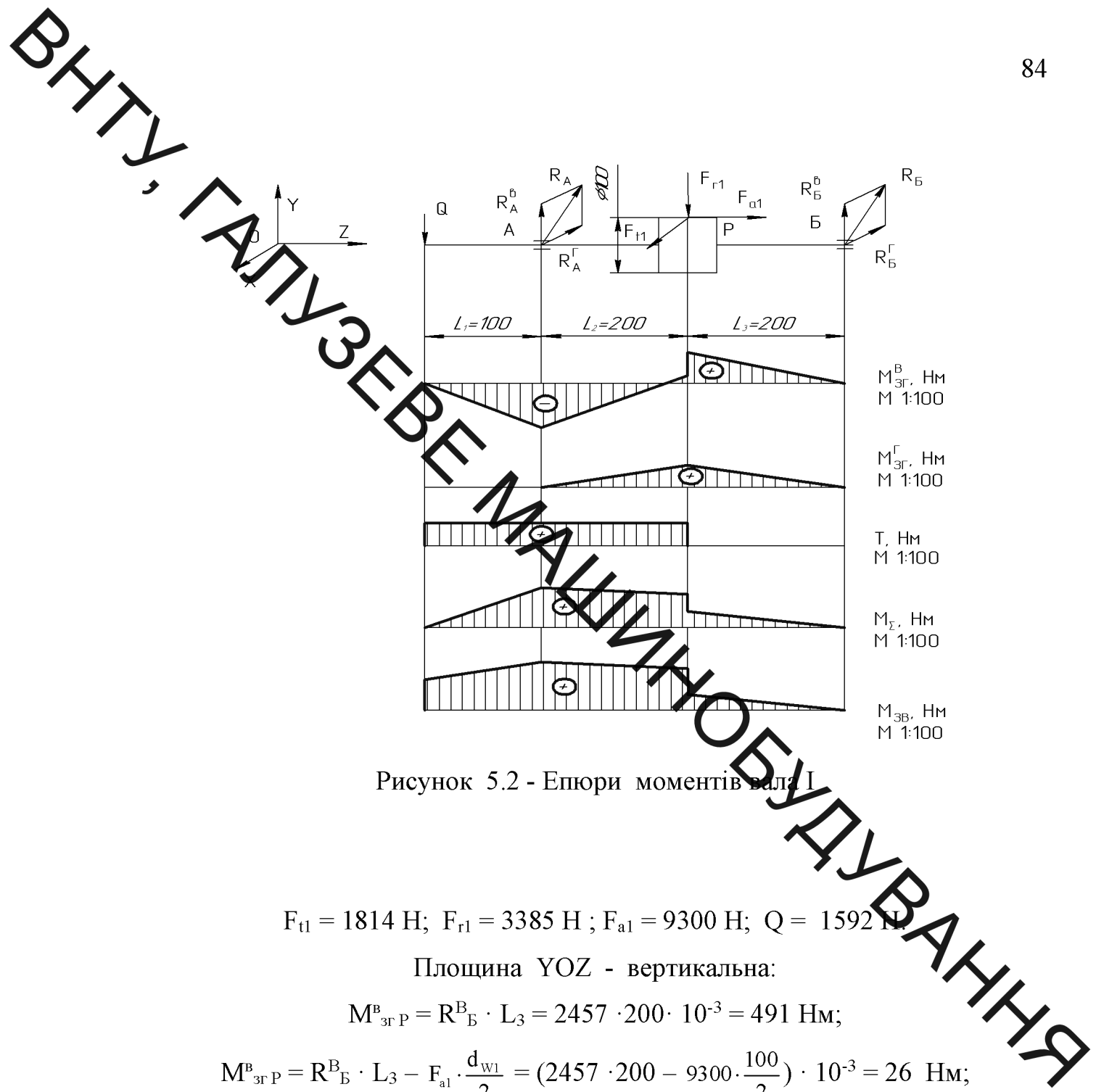


Рисунок 5.2 - Епюри моментів валів I

$$F_{t1} = 1814 \text{ Н}; F_{r1} = 3385 \text{ Н}; F_{a1} = 9300 \text{ Н}; Q = 1592 \text{ Н}$$

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3rP}^B = R_B^B \cdot L_3 = 2457 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 491 \text{ Нм};$$

$$M_{3rP}^B = R_B^B \cdot L_3 - F_{a1} \cdot \frac{d_{w1}}{2} = (2457 \cdot 200 - 9300 \cdot \frac{100}{2}) \cdot 10^{-3} = 26 \text{ Нм};$$

$$M_{3rA}^B = -Q \cdot L_1 = -1592 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -159 \text{ Нм};$$

Площина XOZ - горизонтальна: $M_{кр} = T = 94 \text{ Нм};$

$$M_{3rP}^{\Gamma} = R_B^{\Gamma} \cdot L_3 = 907 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 181 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3rP}^{\Gamma 2} + M_{3rP}^{B 2}} = \sqrt{181^2 + 26^2} = 183 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3rP}^{\Gamma 2} + M_{3rP}^{B 2}} = \sqrt{181^2 + 491^2} = 523 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{3rA}^{\Gamma 2} + M_{3rA}^{B 2}} = \sqrt{0^2 + (-159)^2} = 159 \text{ Нм};$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha l)^2} = \sqrt{159^2 + (0,25 \cdot 94)^2} = 165 \text{ Нм};$$

$$M_{3B} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + (\alpha l')^2} = \sqrt{523^2 + (0,25 \cdot 94)^2} = 527 \text{ Нм.}$$

5.5.2.1.2 Вал II. Знаходження реакцій опор

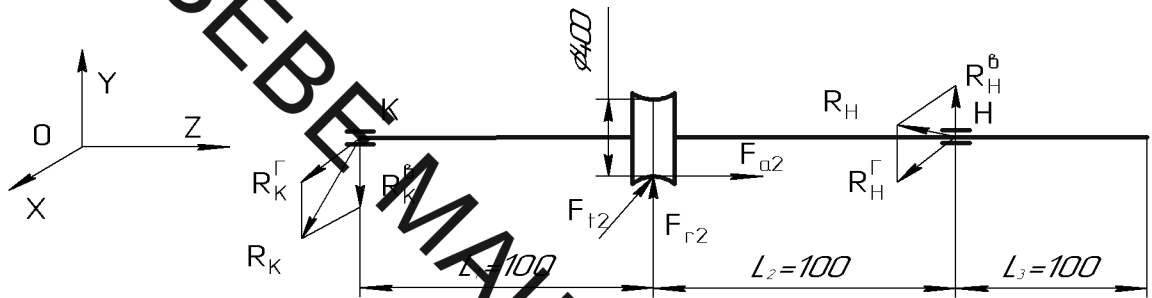


Рисунок 5.3- Реакції опор вала II

$$F_{t2} = 9300 \text{ Н}; F_{r2} = 3385 \text{ Н}; F_{a2} = 814 \text{ Н.}$$

Площина XOZ:

$$\Sigma M_H = 0;$$

$$-R_K^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_2 = 0; R_K^{\Gamma} = \frac{F_{t2} \cdot L_2}{(L_1 + L_2)} = \frac{9300 \cdot 100}{100 + 100} = 4650 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_K = 0;$$

$$-R_H^{\Gamma} \cdot (L_1 + L_2) + F_{t2} \cdot L_1 = 0; R_H^{\Gamma} = \frac{F_{t2} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = \frac{9300 \cdot 100}{100 + 100} = 4650 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma X = 0;$$

$$R_K^{\Gamma} + R_H^{\Gamma} - F_{t2} = 0; 4650 + 4650 - 9300 = 0$$

Площина YOZ:

$$\Sigma M_H = 0;$$

$$-R_K^B \cdot (L_1 + L_2) - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{r2} \cdot L_2 = 0; R_K^B = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{r2} \cdot L_2}{L_1 + L_2} = \frac{814 \cdot \frac{400}{2} - 3385 \cdot 100}{200} = 122 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_K = 0;$$

$$R_H^B \cdot (L_1 + L_2) - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} - F_{r2} \cdot L_1 = 0; \quad R_H^B = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} + F_{r2} \cdot L_1}{L_1 + L_2} = \frac{1814 \cdot \frac{400}{2} + 3385 \cdot 100}{200} = 3507 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$\Sigma y = 0;$$

$$R_H^B - R_K^B + F_{r2} = 0; \quad 3507 - 122 + 3385 = 0$$

Сума реакцій опор:

$$R_H = \sqrt{R_H^{B2} + R_H^{\Gamma2}} = \sqrt{4650^2 + 3507^2} = 5824 \text{ Н};$$

$$R_K = \sqrt{R_K^{\Gamma2} + R_K^{B2}} = \sqrt{4650^2 + 122^2} = 4655 \text{ Н}.$$

$$F_{t2} = 9300 \text{ Н}; \quad F_{r2} = 3385 \text{ Н}; \quad F_{a2} = 1814 \text{ Н}.$$

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3ГМ}^B = R_H^B \cdot L_2 = 3507 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 351 \text{ Нм};$$

$$M_{3ГМ}^B = R_H^B \cdot L_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = (3507 \cdot 100 - 1814 \cdot \frac{400}{2}) \cdot 10^{-3} = -12 \text{ Нм};$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 1860 \text{ Нм};$$

$$M_{3ГМ}^{\Gamma} = -R_H^{\Gamma} \cdot L_2 = -4650 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -465 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{3ГМ}^{B2} + M_{3ГМ}^{\Gamma2}} = \sqrt{351^2 + (-465)^2} = 582 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{3ГМ}^{B2} + M_{3ГМ}^{\Gamma2}} = \sqrt{(-12)^2 + (-465)^2} = 467 \text{ Нм};$$

$$M_{3BM} = \sqrt{M_{\Sigma M}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{582^2 + (0,25 \cdot 1860)^2} = 878 \text{ Нм};$$

$$M_{3BM} = \sqrt{M_{\Sigma M}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{467^2 + (0,25 \cdot 0)^2} = 467 \text{ Нм}.$$

Визначаємо орієнтовний діаметр вала в небезпечному перерізі.

Побудова епюр моментів

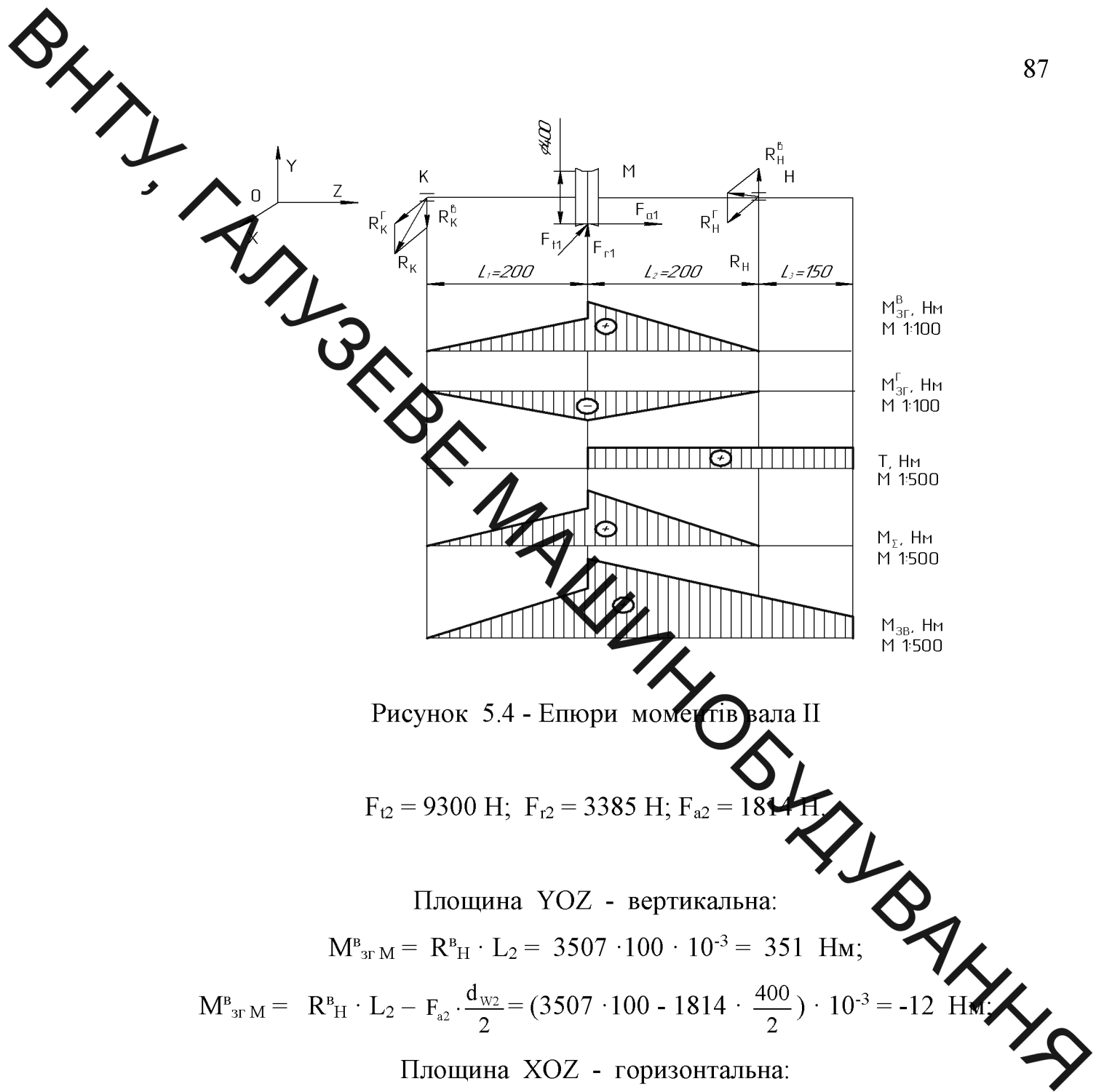


Рисунок 5.4 - Епюри моментів вала II

$$F_{t2} = 9300 \text{ Н}; F_{r2} = 3385 \text{ Н}; F_{a2} = 1814 \text{ Н}.$$

Площина YOZ - вертикальна:

$$M_{3ГM}^B = R_H^B \cdot L_2 = 3507 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 351 \text{ Нм};$$

$$M_{3ГM}^B = R_H^B \cdot L_2 - F_{a2} \cdot \frac{d_{w2}}{2} = (3507 \cdot 100 - 1814 \cdot \frac{400}{2}) \cdot 10^{-3} = -12 \text{ Нм};$$

Площина XOZ - горизонтальна:

$$M_{кр} = T = 1860 \text{ Нм};$$

$$M_{3ГM}^Г = -R_H^Г \cdot L_2 = -4650 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = -465 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{3ГM}^{B2} + M_{3ГM}^{Г2}} = \sqrt{351^2 + (-465)^2} = 582 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{M_{3ГM}^{B2} + M_{3ГM}^{Г2}} = \sqrt{(-12)^2 + (-465)^2} = 467 \text{ Нм};$$

$$M_{3BM} = \sqrt{M_{\Sigma M}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{582^2 + (0,25 \cdot 1860)^2} = 878 \text{ Нм};$$

$$M_{3BM} = \sqrt{M_{\Sigma M}^2 + (\alpha T)^2} = \sqrt{467^2 + (0,25 \cdot 0)^2} = 467 \text{ Нм}.$$

Визначаємо орієнтовний діаметр вала в небезпечному перерізі.

Вал I

Частота обертання валу: $n = 728$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 7,13$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \quad (5.79)$$

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{7,13}{728}} = 2,35 \text{ см} = 23,5 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 30$ мм.

Вал II

Частота обертання валу: $n = 29$ об/хв.

Потужність на валу: $N = 5,65$ кВт.

Матеріал валу: сталь 40Х.

Розрахунковий діаметр в небезпечному перерізі:

$$d = 11 \cdot \sqrt[3]{\frac{5,65}{29}} = 6,37 \text{ см} = 63,7 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 75$ мм.

5.5.3.Перевірочний розрахунок валів на статичну та втомну міцність

Вихідні дані:

матеріал валу - сталь 40Х;

термообробка - нормалізація;

границя міцності - $\sigma_B = 1000$ МПа;

границя витривалості при згині - $\sigma_{-1} = 450$ МПа;

границя витривалості при крученні - $\tau_{-1} = 250$ МПа;

коефіцієнти чутливості при згині - $\psi_\sigma = 0,15$;

коефіцієнти чутливості при крученні - $\psi_\tau = 0,1$.

Розрахунок ведемо тільки для вала II (немає необхідності виконувати перевірку вала I, так як небезпечний переріз - посадочне місце під підшипник).

1. Знаходимо ефективні коефіцієнти концентрації напруг при згині та крученні від шпонки (в небезпечному перерізі) по [6]:

$$K_{\sigma} = 2,27; K_{\tau} = 2,17.$$

Масштабний коефіцієнт при згині та крученні по [6] $\varepsilon_{\sigma} = 0,85$; $\varepsilon_{\tau} = 0,85$. Коефіцієнт стану поверхні []:

$$K_{\sigma}^{\Pi} = 1,18; K_{\tau}^{\Pi} = 1,18$$

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} - K_{\sigma}^{\Pi} - 1}{\varepsilon_{\sigma}}; \quad (5.80)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} - K_{\tau}^{\Pi} - 1}{\varepsilon_{\tau}}; \quad (5.81)$$

Отже :

$$K_{\sigma D} = \frac{2,27 + 1,18 - 1}{0,85} = 2,88$$

$$K_{\tau D} = \frac{2,17 + 1,18 - 1}{0,85} = 2,76$$

2. Знаходимо запас міцності для нормальних напруг:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (5.82)$$

$$n_{\sigma} = \frac{450}{2,88 \cdot 26} = 6;$$

де амплітуда нормальних напруг згину:

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_o}, \quad (5.82)$$

де W_o - осьовий момент опору.

$$\sigma_a = \sigma = \frac{582 \cdot 10^3}{21900} = 26 \text{ МПа};$$

3. Знаходження запасу міцності для дотичних напруг:

$$\tau = \frac{T}{W_p}, \quad (5.84)$$

Попередньо знаходимо полярний момент опору [6]:

$$W_p = 40000 \text{ мм}^3.$$

напруга кручення:

$$\tau = \frac{1860 \cdot 10^3}{40000} = 46 \text{ МПа.}$$

амплітуда та середнє значення номінальних напруг кручення:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}, \quad (5.85)$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{46}{2} = 23 \text{ МПа.}$$

Запас міцності для дотичних напруг:

$$n = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \tau_a + \psi_{\sigma} \cdot \tau_m}, \quad (5.86)$$

$$n_{\tau} = \frac{250}{2,7 \cdot 23 + 0,1 \cdot 23} = 3,9$$

4. Загальний запас міцності:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad (5.87)$$

$$n = \frac{6 \cdot 3,9}{\sqrt{6^2 + 3,9^2}} = 3,6 \geq [n] = 2,5.$$

Отже, перевірка виконується.

5.5.4 .Перевірочний розрахунок валів на статичну міцність

Вал I

Вихідні дані:

Зведений момент - $M_{зв} = 527 \text{ Нм}$;

матеріал вала - сталь 40Х;

границя витривалості при згині - $\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа}$.

Перевіряємо діаметр валу в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зв} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]}} \leq d_{пр}, \quad (5.88)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{527 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 22,7 \text{ мм} \leq d_{пр} = 30 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконується.

Вал II

Вихідні дані:

$$M_{зв} = 645 \text{ Нм};$$

матеріал вала - сталь 40Х;

$$\sigma_{-1} = 450 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо діаметр вала в небезпечному перерізі:

$$d_{\text{тр}} \geq \sqrt[3]{\frac{645 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 450}} = 24,3 \text{ мм} \leq d_{\text{тр}} = 60 \text{ мм}$$

Прийняте значення більше розрахункового, тому перевірка виконана вірно.

5.5.5. Розраховуємо робочу швидкість ліфта, м/с:

$$V_p = \frac{\pi \cdot D_{\text{кш}} \cdot n_{\text{кш}}}{60 \cdot i_p} \quad (5.89)$$

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 0,575 \cdot 1410}{60 \cdot 30} \approx 1,4$$

Визначаємо величину різниці між стандартною і робочою швидкістю:

$$\Delta V = \frac{V_H - V_p}{V_H} \cdot 100\% \quad (5.90)$$

$$\Delta V = \frac{1,5 - 1,4}{1,5} \cdot 100\% = 6,66\%$$

За умовою ΔV не повинна перевищувати 15%. Умова дотримана, тому редуктор розраховано вірно.

В даній роботі було розраховано і розроблено привод лебідки ліфта, в якому черв'ячний редуктор спроектований з архімедовим черв'яком, але з погляду на такі технічні характеристики ліфта, як плавність початку руху і зупинки доцільніше використовувати черв'ячний редуктор з голобоїдним черв'яком.

6 ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ

6.1 Оцінювання комерційної доцільності дослідження механічної системи підйомального механізму пасажирського ліфта

Метою проведення технологічного аудиту є оцінювання комерційного потенціалу дослідження механічної системи підйомального механізму пасажирського ліфта. В результаті оцінювання робиться висновок щодо напрямів (особливостей) організації подальшого їх впровадження з урахуванням встановленого рейтингу.

Результати оцінювання комерційного потенціалу дослідження зведемо в таблицю 6.1.

Таблиця 6.1 – Результати оцінювання комерційного потенціалу дослідження механічної системи підйомального механізму пасажирського ліфта

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Обертюх Р.Р.	Поліщук Л.К.	Буліга Ю.В.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	3	2
2	1	2	2
3	1	2	3
4	2	3	3
5	4	4	3
6	3	2	2
7	2	3	3
8	1	4	3
9	3	2	2
10	2	3	3
11	3	3	3
12	1	4	4

Сума балів	СБ ₁ =25	СБ ₂ =35	СБ ₃ =33
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_{i=1}^3 СБ_i}{3} = \frac{25+35+33}{3} = 31$		

Згідно рекомендацій дослідження мають рівень комерційного потенціалу вище середнього.

6.2 Розрахунок кошторису капітальних витрат на розробку нового технічного рішення

Капітальні витрати на розробку нового конструкторського рішення складаються з відповідних витрат і розраховуються за формулою:

$$K = Z_0 + Z_p + Z_{\text{од}} + Z_n + A_{\text{обл}} + M + K_e + B_{\text{ел}} + I_e \quad (6.1)$$

де Z_0 - основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_p - основна заробітна плата робітників, грн.;

$Z_{\text{од}}$ - основна заробітна плата робітників, грн.;

Z_n - нарахування на заробітну плату розробників, грн.;

$A_{\text{обл}}$ - амортизація обладнання та приміщень для розробки, грн.;

M - витрати на матеріали, грн.;

K_e - витрати на комплектуючі, грн.;

$B_{\text{ел}}$ - витрати на електроенергію для розробки технічного рішення, грн.;

I_e - інші витрати, грн.

Витрати на основну заробітну плату розробників розраховують за формулою:

$$Z_0 = \frac{M \cdot t}{T_p} \quad (6.2)$$

де M_{mi} - місячний посадовий оклад конкретного розробника, грн.;

t_i - число днів роботи конкретного розробника, грн.;

T_p - середнє число робочих днів в місяці, $T_p = 21 \dots 23$ дні.

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці 6.3.

Таблиця 6.3 – Витрати на заробітну плату розробників

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату, грн.
Керівник проекту	13000	591	10	5910
Інженер-конструктор	8500	405	60	24300
			Всього	30210

Витрати на основну заробітну плату робітників за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (6.3)$$

де C_i - погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн./год;

t_i - час роботи робітника на визначеній i -й технологічній операції при виготовленні одного виробу, год.;

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i}{T_p \cdot t_{zm}}, \quad (6.4)$$

де M_M - розмір мінімальної місячної заробітної плати, грн., у 2020 році – 5000 грн.;

K_i - тарифний коефіцієнт робітника відповідного розряду. Величина чинних тарифних коефіцієнтів робітників відповідних розрядів;

T_p - середнє число робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

t_{zm} - тривалість зміни, год.

Оскільки принципова схема нового пристрою вже відома, можна скласти приблизний перелік основних деталей та операцій для їх виготовлення.

Таблиця 6.4 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування операції	Трудомісткість, нормо-год.	Розряд роботи	Тарифний Коефіцієнт k_i	Погод. тарифна ставка, грн.	Величина оплати, грн.
1. Заготівельна	0,4	3	1,18	35,1	14,04
2. Обрізна	0,5	3	1,18	35,1	17,55
3. Токарна	0,9	5	1,36	40,5	36,45
4. Розточувальна	0,2	5	1,36	40,5	8,1
5. Шліфувальна	0,8	5	1,36	40,5	32,4
6. Монтажна	1,3	4	1,27	37,8	49,14
7. Складальна	1,8	5	1,36	40,5	72,9
8. Регулювальна	0,9	5	1,36	40,5	36,45
					267

Додаткову заробітну плату розраховуємо як 10...12% від суми основної заробітної плати розробників та робітників за формулою:

$$Зд = 0,1 \cdot (Зр + Зо) = 0,1 \cdot (30210 + 267) = 3048 \text{ грн.}$$

Нарахування на заробітну плату розробників та робітників розраховується як 22 % від суми основної та додаткової заробітної плати розробників і робітників за формулою:

$$\begin{aligned} Нзп &= 0,22 \cdot (Зр + Зо + Зд) = \\ &= 0,22 \cdot (30210 + 267 + 3048) = 7376 \text{ грн.} \end{aligned} \quad (6.6)$$

Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання та приміщенням можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою.

$$A_{обл} = \frac{Ц \cdot H_a \cdot T}{100 \cdot 12} \quad (6.7)$$

де $Ц$ – загальна балансова вартість всього обладнання, комп'ютерів, приміщень тощо, що використовувались для виконання даного етапу роботи, грн;

H_a – річна норма амортизаційних відрахувань. Для нашого випадку можна прийняти, що $H_a = (10...25)\%$;

T – термін, використання обладнання, приміщень тощо, місяці.

Таблиця 6.5 - Амортизаційні відрахування

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн.	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн.
Оф. приміщення	90000	15	2	2250
Вир. прим.	250000	15	1	3125
Комп'ютери	12000	4	2	300
Токарний верстат	85000	10	1	1062,5
<u>Фрезерний</u> верстат	130000	10	1	1625
Інше обладнання	100000	10	1	1250
Всього:				9613

Оскільки час виконання робочих операцій відносно малий, тобто за один місяць може бути виготовлено до 6 виробів, що відповідає мінімальній кількості впроваджуваних пристроїв.

Витрати на матеріали, у вартісному вираженні розраховуємо окремо по кожному виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{j=1}^n B_j \cdot C_{ej}, \quad (6.8)$$

де H_j - норма витрат матеріалу j -го найменування, кг; n - кількість видів матеріалів;

C_j - вартість матеріалу j -го найменування, грн./кг;

K_j - коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1, 1 \dots 1, 15$);

B_j - маса відходів j -го найменування, кг;

C_{ej} - вартість відходів j -го найменування, грн./кг.

Проведені розрахунки зводимо до таблиці 2,4.

Таблиця 6.6 – Витрати на комплектуючі

Найменування матеріалу, марка,	Одиниця виміру	Ціна за одиницю, грн	Витрачено	Вартість витраченого матеріалу, грн.
Двигун головного привода 5АН200S6/24	шт	3800	3800	3800
Шкаф керування ліфтом ШОК5906	шт	2000	2000	2000
Блок парного управління ліфтами ЯОК9501УХЛ4	шт	1000	1000	1000
Ел. м. тормоз КМТД-100	шт	300	300	300
Всього:				7100

Витрати на комплектуючі вироби, які використовують при розробці одиниці нового технічного рішення, розраховуються згідно їх номенклатури, за формулою:

$$K_e = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (6.9)$$

де H_j - кількість комплектуючих;

C_j - покупна ціна комплектуючих

K_j - коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1, 1 \dots 1, 15$)

Враховуючи коефіцієнт витрат на транспортування витрати на комплектуючі дорівнюватимуть $K_e = 11001 \cdot 1,1 = 12101$

Витрати на силову електроенергію розраховуються за формулою:

$$V_e = V \cdot P \cdot \Phi \cdot K_{\Pi}, \quad (6.10)$$

де V – вартість 1 кВт-год. електроенергії. $V \approx 2,9$ грн./кВт;

P – установлена потужність обладнання, кВт;

Φ – фактична кількість годин роботи обладнання, годин,

K_{Π} – коефіцієнт використання потужності; $K_{\Pi} < 1$.

Таблиця 6.4 – Витрати на комплектуючі елементи

Найменування комплектуючих	Кількість	Ціна за штуку, грн.	Сума, грн.
Двигун головного привода 5AH200S6/24	1	3800	3800
Гальмівний модуль DW3-A58735	2	270	540
Перетворювач частоти ATV58HU90N4S309	1	3000	3000
Пускач ПМЛ-2110	1	36	36
Реле проміжне РЕП-20с	4	36	144
Шкаф управління ліфтом ШОК5906	1	2000	2000
Кабель от ПЧ до АД Кабель ВВГ 3*2,5		25	175
Провод для цепів управління ВВГ1*1	6	1	6
Блок парного керування ліфтами ЯОК9501УХЛ4	1	1000	1000
Эл. м. тормоз КМТД-100	1	300	300
Всього			11001

Таблиця 6.8 – Витрати на електроенергію

Найменування обладнання	Встановлена потужність, кВт.	Тривалість роботи, год.	Коефіцієнт використання потужності	Сума, грн.
Освітлення офісних приміщень	0,8	420	0,95	223
Освітлення вироб. Приміщення	2	25	0,95	33
Комп'ютерна техніка	1	420	0,7	206
Верстати та інше обладнання	30	25	0,7	368
$B_e = 830$				

Інші виробничі витрати доцільно прийняти як 200% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення. Величину витрат розраховують за формулою:

$$I_{\text{в}} = 2 \cdot (Z_o + Z_p) = 2 \cdot (30210 + 267) = 60954 \text{ грн.} \quad (6.11)$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати на виконання даної частини (розділу, етапу) роботи – В.

$$V = 30210 + 267 + 3048 + 7376 + 9613 + 7100 + 11001 + 830 + 60954 = 130399 \text{ грн.}$$

6.3 Виконуємо розрахунок загальних витрат на виконання даної роботи.

Загальна вартість всієї наукової роботи визначається за $V_{\text{заг}}$ формулою:

$$V_{\text{заг}} = \frac{K}{\alpha}, \quad (6.12)$$

де α – частка витрат, які безпосередньо здійснює виконавець даного етапу роботи, у відпн. Одиницях, в даному випадку $\alpha = 0.9$.

Тоді

$$V_{\text{заг}} = \frac{I_{\text{в}}}{\alpha} = \frac{60954}{0,9} = 67727 \text{ грн.}$$

Виконуємо прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи. Прогнозування загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної наукової роботи здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{V_{\text{заг}}}{\beta} = \frac{67727}{0,7} = 96752 \text{ грн,} \quad (6.13)$$

де β – коефіцієнт, який характеризує етап (стадію) виконання даної роботи.

Так, якщо розробка знаходиться: на стадії науково-дослідних робіт, то $\beta \approx 0,1$; на стадії технічного проектування, то $\beta \approx 0,2$; на стадії розробки

конструкторської документації, то $\beta \approx 0,3$; на стадії розробки технологій, то $\beta \approx 0,4$; на стадії розробки дослідного зразка, то $\beta \approx 0,5$; на стадії розробки промислового зразка, $\beta \approx 0,7$; на стадії впровадження, то $\beta \approx 0,9$.

6.4 Прогнозування комерційних ефектів від реалізації результатів досліджень

За приблизними розрахунками на виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів, а також отримання прибутків необхідно 6 місяці.

Позитивний ефект прогнозується одразу після впровадження розробки у виробництво, і за рахунок досить якісної зміни характеристик у порівнянні із аналогами актуальність нова розробка буде мати у продовж, мінімум, п'яти років.

Впровадження досліджень дозволить у порівнянні з аналогом дозволить знизити витрати на комплектуючих частин на 30%, а також зменшити експлуатаційні витрати на 40%.

Розрахунок проводимо за формулою:

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta\Pi_{я} \cdot N + \Pi_{я}\Delta N)_i, \quad (6.14)$$

де $\Delta\Pi_{я}$ – покращення основного якісного показника від впровадження результатів розробки у даному році,

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки;

$\Pi_{я}$ – основний якісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки.

Збільшення чистого прибутку протягом першого року (значення ділимо на два, оскільки прибуток отримується із середини року):

$$\Delta\Pi_1 = 0.5 \cdot (16 \cdot 4000 + 64 \cdot 4000 \cdot 0.2) = 57600 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку протягом другого року:

$$\Delta\Pi_2 = 16 \cdot 4000 + 64 \cdot 4000 \cdot 0.2 \cdot 1.15 = 97856 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку протягом третього року:

$$\Delta\Pi_3 = 16 \cdot 4000 + 64 \cdot 4000 \cdot 0.2 \cdot 1.15 \cdot 1.1 = 96384 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку протягом четвертого року:

$$\Delta\Pi_4 = 16 \cdot 4000 + 64 \cdot 4000 \cdot 0.2 \cdot 1.15 \cdot 1.1^2 = 99622 \text{ грн.}$$

Збільшення чистого прибутку протягом п'ятого року:

$$\Delta\Pi_5 = 16 \cdot 4000 + 64 \cdot 4000 \cdot 0.2 \cdot 1.15 \cdot 1.1^3 = 99622 \text{ грн.}$$

6.5 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Основними показниками, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахунок ефективності вкладених інвестицій передбачає проведення таких робіт:

Розраховують теперішню вартість інвестицій PV, що вкладаються в наукову розробку. Такою вартістю ми можемо вважати прогнозовану величину загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів дослідження, що складає 96752 грн.

Для спрощення подальших розрахунків будують вісь часу, на яку наносять всі платежі (інвестиції та прибутки), що мають місце під час виконання науково-дослідної роботи та впровадження її результатів.

Платежі показуються у ті терміни, коли вони здійснюються.

Отже загальні витрати ЗВ на виконання та впровадження результатів роботи дорівнюють 96752 грн. Результати вкладених у наукову розробку інвестиції почнуть виявлятися через шість місяців і впродовж п'яти років від початку розробки впровадження.

Тоді рисунок, що характеризує рух платежів (інвестицій та додаткових прибутків) буде мати вигляд, наведений на рисунок 6.1.



Рисунок 6.1 – Вісь часу з фіксацією платежів, що мають місце під час розробки та впровадження результатів НДДКР

Розраховуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій E_{abc} .

Для цього користуються формулою:

$$E_{abc} = (ПП - PV), \quad (6.15)$$

де ПП – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство (організація) від реалізації результатів наукової розробки, грн;

PV – теперішня вартість інвестицій $PV = ЗВ$, грн.

У свою чергу, приведена вартість всіх чистих прибутків ПП розраховується за формулою:

$$ПП = \sum_{i=1}^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^i}, \quad (6.16)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн;

t – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,1;

t – період часу (в роках) від моменту отримання чистого прибутку до точки „0”.

Якщо $E_{abc} \leq 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження буде збитковим і вкладати кошти в проведення цих досліджень ніхто не буде.

Якщо $E_{abc} > 0$, то результат від проведення наукових досліджень та їх впровадження принесе прибуток, але це також ще не свідчить про те, що інвестор буде зацікавлений у фінансуванні даного проекту (роботи).

Розрахуємо абсолютну ефективність інвестицій, вкладених у реалізацію проекту. Домовимося, що ставка дисконтування τ дорівнює 0,1

Отримаємо:

$$ПП = \frac{57600}{(1+0,1)^2} + \frac{97856}{(1+0,1)^3} + \frac{96384}{(1+0,1)^4} + \frac{99622}{(1+0,1)^5} + \frac{99622}{(1+0,1)^6} = 326990 \text{ грн.}$$

Тоді $E_{abc} = (326990 - 96752) = 229979$ грн.

Оскільки $E_{abc} > 0$, то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розраховуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_v . Для цього користуються формулою:

$$E_v = \tau_{ж} \sqrt{1 + \frac{E_{abc}}{PV}} \quad (6.17)$$

де E_{abc} – абсолютна ефективність вкладених інвестицій, грн;

PV – теперішня вартість інвестицій $PV = 3B$, грн;

$T_{ж}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

Далі, розрахована величина E_v порівнюється з мінімальною (бар'єрною) ставкою дисконтування $\tau_{мін}$, яка визначає ту мінімальну дохідність, нижче за

яку інвестиції вкладатися не будуть. У загальному вигляді мінімальна (бар'єрна) ставка дисконтування τ_{\min} визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (6.18)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2012 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$, але може бути і значно більше.

Якщо величина $E_B > \tau_{\min}$, то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки. В іншому випадку фінансування наукової розробки здійснюватися не буде.

Спочатку спрогнозуємо величину τ_{\min} . Припустимо, що за даних умов $\tau_{\min} = 0,2 + 0,05 = 0,25$.

Тоді відносна (щорічна) ефективність вкладних інвестицій в проведення наукових досліджень та впровадження їх результатів складе:

$$E_B = \tau_{\text{ж}} \sqrt[5]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1 = \sqrt[5]{1 + \frac{229979}{96752}} - 1 = 0,275 \text{ або } 27,5\% \quad (6.19)$$

Оскільки $E_B = 27,5\% > \tau_{\min} = 0,25 = 25\%$, то інвестора може бути зацікавлений у вкладенні грошей в дану наукову розробку.

Розраховуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій. Термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій $T_{\text{ок}}$ можна розрахувати за формулою:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{E_B}. \quad (6.20)$$

Якщо $T_{\text{ок}} < 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним. В інших випадках потрібні додаткові розрахунки та обґрунтування.

Термін окупності вкладених у реалізацію проекту інвестицій $T_{\text{ок}}$ складе:

$$T_{\text{ок}} = \frac{1}{0,275} = 3,63 \text{ років,}$$

що свідчить про можливу доцільність фінансування даної наукової розробки.

6.6 Висновки до розділу 6.

При оцінці економічної ефективності наукового дослідження було визначено комерційний потенціал дослідження та розраховано кошторис капітальних витрат на розробку нового технічного рішення, на його виробництво та впровадження, а також оцінено економічну ефективність інноваційного рішення.

Комерційний потенціал дослідження за результатами опитування експертів було визначено як вище середнього. Визначення капітальних витрат на розробку нового технічного рішення включало витрати на основну заробітну плату розробників (30210 грн.) і робітників (267 грн. на виготовлення одиниці продукції), а також додаткову заробітну плату (3048 грн.), амортизацію обладнання (9613 грн), витрати на електроенергію (830 грн), матеріали (11001 грн. на одиницю продукції) і так і інші. В розрахунку економічної ефективності було виконано прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів наукової роботи, що склали 96752 тис. грн., спрогнозовано комерційний ефект від реалізації результатів розробки та ефективність (27,5 %/рік) вкладених інвестицій і періоду їх окупності (3,63 роки). За результатами всіх розрахунків було виявлено доцільність проведення даної наукової роботи оскільки вона є економічно виправданою.

7 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

В даній магістерській кваліфікаційній роботі проектується приміщення, де виконуватиметься робота по дослідженню механічної системи піднімального механізму пасажирського ліфта.

7.1 Аналіз умов праці

Можуть виникати небезпечні і шкідливі виробничі фактори, що відносять до фізичної, хімічної і психологічної груп.

До групи фізичних небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться:

- підвищена або понижена температура в приміщенні;
- підвищений рівень шуму на робочому місці;
- підвищене значення напруги в електричній мережі, замикання якої може відбуватись через тіло людини
- відсутнє або недостатнє природне освітлення
- недостатнє освітлення робочої зони

До групи хімічних фізичних небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться:

- загально токсичні (оксид вуглецю)
- патогенні (мікроорганізми)

Психологічну групу шкідливих і небезпечних виробничих акторів складають:

- фізичні(статичні) перевантаження
- нервово-психічні перевантаження (монотонність праці).

7.2 Організаційно-технічні рішення з гігієни праці та виробничої санітарії.

Всі вимоги до техпроцесу, обладнання, приміщення зводяться до створення виробничих умов, які б були б безпечними для працюючих, не

допускали б або знижували небезпеку контакту людини з небезпечною зоною. Особливу увагу слід приділити до вимог безпеки виробничих приміщень. Ці приміщення повинні забезпечувати сприятливу виробничу обстановку і ліквідувати пожежну небезпеку. Об'єм виробничого приміщення повинен бути таким, щоб на одного працюючого припадало не менше 15 м³, а площа приміщення - не менше 6 м².

Зовнішні стіни приміщення повинні мати таку товщину, при якій виключалась би можливість конденсації вологи на внутрішній поверхні.

7.2.1 Мікроклімат в приміщенні

Роботи, що виконуються відносяться до категорії робіт I б – малої важкості. Вони пов'язані з ходінням працюючих. Ці роботи пов'язані з малим фізичним навантаженням.

Параметри, що характеризують мікроклімат в приміщенні є наступними: температура, відносна вологість, швидкість руху повітря.

Оптимальні і допустимі норми цих параметрів в залежності від категорії робіт, періоду року. Числові значення цих норм подано в таблиця 7.1. Для нормалізації мікроклімату в виробничому приміщенні необхідно улаштувати вентиляцію і опалення, а також використовувати технологічний процес і обладнання, які б унеможливили б утворення шкідливих речовин.

Інтенсивність опромінення 100 Вт/м². Опромінення людського тіла не більше 25%.

Таблиця 7.1 – Показники мікроклімату в приміщенні

Період року	Категорія	Температура, °С			Відносна вологість, %		Швидкість руху повітря, м/хв	
		Оптим.	Допустима		Оптим.	Допуст.	Оптим.	Допуст.
			Верхня	Нижня				
Холод	Iб	17-19	21	15	40-60	75	0,3	0,4
тепл	Iб	20-22	27	16	40-60	70	0,4	0,5

Система вентиляції приміщення, буде комбінована, тобто буде поєднувати в собі механічну і природну, організовану вентиляцію.

Механічна вентиляція буде здійснюватись за рахунок вентилятора з приводом від електродвигуна. Приточна вентиляція забезпечуватиме приток чистого повітря в приміщення, а витяжна вентиляція забезпечуватиме видалення забрудненого повітря назовні. Природна вентиляція здійснюватиметься за рахунок різниці густин повітря, що виникатиме за рахунок різниці температур повітря, а також за рахунок енергії вітру.

Для здійснення природної вентиляції будуть застосовуватись кватирки.

Для компенсації втрат тепла і підтримання температури повітря в межах норми передбачається встановлення систем опалення. Система опалення буде комбінованою, тобто поєднуватиме в собі систему водного опалення (температура води понад 100°C) і повітряну систему(центральну). Використання такої системи дозволить підтримувати належний температурний режим. З мінімально можливими витратами.

7.2.2 Освітлення

Для освітлення приміщення буде використовуватись суміщене освітлення. Природне освітлення буде здійснюватись комбінованим світлом – через вікна в зовнішніх стінах. Штучне освітлення буде комбінованим. Джерелами загального штучного освітлення будуть газорозрядні лампи, а місцевого – лампи розжарення.

Норми штучного і природного освітлення в таблиці 7.2 подано норму штучного освітлення, а також коефіцієнт природного освітлення для 2-го поясу світлового клімату в залежності від робіт, що виконуються на ділянці. Оскільки місцевість, на якій розташовано підприємство відносять до 4-го поясу світлового клімату, то нормоване значення коефіцієнту природного освітлення обчислюють за формулою:

$$e^{IV} = e^{III} C m \quad (7.1)$$

e^{III} – коефіцієнт природного освітлення для III поясу світлового клімату,
 C – коефіцієнт сонячності клімату (C=0,9),
 m – коефіцієнт світлового клімату (m=0,75), тоді

$$e^{IV} = 2,5 * 0,9 * 0,75 = 1,75\%$$

Таблиця 7.2 - Норми штучного і природного освітлення

Характер зорової роботи	Найменший розмір об'єкту	Розряд зорової роботи	Підрозряд зорової роботи	Контраст об'єкту розрізнення	Характер фону	Штучне, лм	Природне, %
						Комбіне	Комбіне
Високоточн.	Більше 0,15 до 0,3	2	в	Середн.	Середн.	750	2,5

7.2.3 Шум і вібрація

Для даного виду трудової діяльності передбачає відповідні значення рівнів звукового тиску, рівня звуку і еквівалентний рівнів звуку (таблиця 7.3)

Таблиця 7.3 - Рівні звукового тиску

Рівні звукового тиску в дБ в октавних смугах з середньогеометричними частотами, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБ(А)
31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Вібрація, так як і шум негативно впливає на організм людини. Джерелом вібрацій є фактично кожна машина, як і при боротьбі з шумом, необхідно збалансувати тіла, що обертаються, зменшувати пульсацію робочих рідин та газів. Вібрація, що може виникнути в даному приміщенні, відноситься до категорії третього типу. Параметри, що характеризують вібрацію, є віброшвидкість і віброприскорення.

Нормовані значення цих величин подано в табл. 7.4 (для локальної вібрації) і в табл. 7.5 (для загальної вібрації).

Таблиця 7.4 - Нормовані значення величин локальної вібрації

Середньо геометрична частота октавних смуг, Гц	Нормативні значення			
	віброприскорення		віброшвидкість	
	m/s^2	дБ	$m/s * 10^{-2}$	дБ
8	1,4	123	2,8	115
16	1,4	123	1,4	109
31,5	2,7	129	1,4	109
63	5,4	136	1,4	109
125	10,7	141	1,4	109
250	21,3	147	1,4	109
500	42,5	153	1,4	109
1000	85	150	1,4	109

Таблиця 7.5 - Нормовані значення величин загальної вібрації

Середньо геометричні частоти смуг, Гц	Допустимі значення нормованого параметра		
	По віброприскор. m/s^2	По віброшвидкості	
		$m/s * 10^{-1}$	дБ
2,0	0,14	1,3	108
4,0	0,10	0,45	99
8,0	0,11	0,22	93
16,0	0,2	0,20	92
31,5	0,4	0,20	92
63	0,8	0,20	92

7.3 Організаційно – технічні рішення щодо забезпечення безпечної роботи

7.3.1. Техніка безпеки

Для забезпечення безпеки повинні встановлюватися пристрої, що виключають можливість проникнення робітника в небезпечну зону; захисні екрани для верстатів; переносні огорожі; блокуючі пристрої; пристрої сигналізації у верстатах; застосовуватись особливі конструкції кнопок керування, що роблять неможливим попадання робітника у небезпечну зону.

Обладнання повинно бути безпечним при монтажі, експлуатації і ремонті як окремо, так і в складі технологічних систем, при зберіганні, повинно бути пожежо-вибухо-безпечним і не забруднювати навколишнє середовище вище норм.

Важливою гігієнічною вимогою є достатність обсягу і площі приміщення, що припадає на одного працюючого. Об'єм виробничих приміщень на одного працівника згідно із санітарними нормами повинен складати не менше 15 м³, а площа приміщення – 4,5 м². Ширина основних проходів усередині цехів та ділнок має бути не менша 1,5 м, а ширина проїздів – 2,5 м. Висота виробничих приміщень повинна бути не менше 3 м.

7.3.2. Електробезпека

Для живлення обладнання електричним струмом використовують трифазну чотири провідну мережу напругою до 1000В з заземленою нейтраллю, напругою 220 В. Для захисту працюючих від можливого ураження електричним струмом слід передбачити такі заходи.

- 1) Забезпечити недоступність струмопровідних елементів, що знаходяться під напругою для випадкового дотику. Застосування подвійної ізоляції.
- 2) Застосовувати занулення обладнання діляниці, що може опинитись під напругою.
- 3) використання систем захисного відключення.
- 4) Використання малих напруг в лампах місцевого освітлення .

7.4 Пожежна безпека

Приміщення відноситься до категорії “В” (наявність горючих речовин і матеріалів). Будівлі відносять до II-ї ступені вогнестійкості (несучі і огорожувальні конструкції виконуватимуться з залізобетоні з

використанням металевих і плитних негорючих матеріалів). В покрівлі приміщень будуть застосовуватись металеві конструкції, приміщення буде обладнане евакуиходами.

Пожежа на даному виробництві може виникнути з-за несправності електромережі і електрообладнання.

Для уникнення можливих пожеж необхідно:

1. Дотримання протипожежних норм і правил.
2. Періодичний інструктаж працюючих з протипожежної безпеки.
3. Дотримання виробничих дисциплін.
4. Дотримання протипожежних норм при проектуванні приміщень.
5. Заборона паління.

Кожен працюючий повинен бути ознайомлений з планом будівлі.

Таблиця 7.6 – Мінімальні межі вогнестійкості (в чисельнику) і максимальні межі розповсюдження вогню (в знаменнику)

Ступінь вогнестійкості	Стіни				Колони	Проти-сходові марні, балки	Плити, інші несучі конструкції
	Несучі	Самонесучі	Зовнішні несучі	Внутрішньо несучі			
II	2/0	1/0	(0,25..0,5) / (0..40)	25/0,40	2/0	1/0	0,75/0

7.5 Безпека в надзвичайних ситуаціях

7.5.1 Дія іонізуючих випромінювань на людей

Під впливом іонізуючого випромінювання атоми і молекули живих клітин іонізуються, в результаті чого відбуваються складні фізико-хімічні процеси, які впливають на характер подальшої життєдіяльності людини.

Згідно з одними поглядами, іонізація атомів і молекул, що виникає під дією випромінювання, веде до розірвання зв'язків у білкових молекулах, що призводить до загибелі клітин і поразки всього організму. Згідно з іншими уявленнями, у формуванні біологічних наслідків іонізуючих випромінювань відіграють роль продукти радіолізу води, яка, як відомо, становить до 70% маси організму людини. При іонізації води утворюються вільні радикали H^+ та OH^- , а в присутності кисню — пероксидні сполуки, що є сильними окислювачами. Останні вступають у хімічну взаємодію з молекулами білків та ферментів, руйнуючи їх, в результаті чого утворюються сполуки, не властиві живому організму. Це призводить до порушення обмінних процесів, пригнічення ферментних і окремих функціональних систем, тобто порушення життєдіяльності всього організму.

Вплив радіоактивного випромінювання на організм людини можна уявити в дуже спрощеному вигляді таким чином. Припустимо, що в організмі людини відбувається нормальний процес травлення їжа, що надходить, розкладається на більш прості сполуки, які потім надходять через мембрану усередину кожної клітини і будуть використані як будівельний матеріал для відтворення собі подібних, для відшкодування енергетичних витрат на транспортування речовин і їхню переробку. Під час потрапляння випромінювання на мембрану відразу ж порушуються молекулярні зв'язки, атоми перетворюються в іони. Крізь зруйновану мембрану в клітину починають надходити сторонні (токсичні) речовини, робота її порушується. Якщо доза випромінювання невелика, відбувається рекомбінація електронів, тобто повернення їх на свої місця. Молекулярні зв'язки відновлюються, і клітина продовжує виконувати свої функції. Якщо ж доза опромінення висока або дуже багато разів повторюється, то електрони не встигають рекомбінувати; молекулярні зв'язки не відновлюються; виходить з ладу велика кількість клітин; робота органів розладнується; нормальна життєдіяльність організму стає неможливою.

7.5.2 Розрахунок режимів радіаційного захисту

Під режимом роботи на виробництві в умовах радіоактивного забруднення розуміють порядок і умови роботи, переміщення і відпочинку персоналу з використанням засобів захисту, що зменшує ураження людей і скорочує вимушену зупинку виробництва.

Визначимо можливу дозу опромінення в заданих умовах радіаційного забруднення, які будуть працювати у звичайному режимі (2 зміни по 12 год.)

$$D_m = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})}{K_{\text{noc}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - 1)}{12} = 1,29 \text{ мР}, \quad (7.2)$$

де $t_n=1$ год. – час початку роботи після радіоактивного забруднення;

$t_k=1+12=13$ год. – час завершення роботи першої робочої зміни після радіоактивного забруднення;

$p_{1\max}=2$ мР/год. – рівень радіації через одну годину після радіоактивного забруднення;

$K_{\text{noc}}=12$ – коефіцієнт послаблення радіації виробничим приміщенням.

Визначимо граничне значення рівня радіації, при якому можлива робота в звичайному режимі

$$p_{\text{гр}} = \frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{\text{noc}}}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{t_k^3} - \sqrt[4]{t_n^3})} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot (\sqrt[4]{13^3} - \sqrt[4]{1^3})} = 1,15 \text{ мР/год}. \quad (7.3)$$

Оскільки можлива доза опромінення $D_m > D_{\text{доп}}$ ($1,29 > 0,75$) та рівень радіоактивного забруднення $p_{1\max} > p_{\text{гр}}$ ($2 > 1,15$) перевищують допустимі норми, робота операторів верстатного обладнання, а отже і цеху в цілому в режимі 2 зміни по 12 год. неможлива. Для продовження виробничої діяльності об'єкта необхідно введення в дію режимів радіаційного захисту.

Розрахунок режимів радіаційного захисту проведемо в такій послідовності.

Для кожної зміни визначимо час початку робочої зміни ($t_{п1}$), час кінця робочої зміни ($t_{к1}$), тривалість роботи зміни ($t_{р1}$) та можливу дозу опромінення ($D_{м1}$).

Визначаємо час початку роботи першої зміни, для цього знаходимо коефіцієнт α :

$$\alpha = \frac{D_{дон} \cdot K_{нос}}{1,33 \cdot p_{1max}} = \frac{0,75 \cdot 12}{1,33 \cdot 2} = 3,38. \quad (7.4)$$

Згідно довідникових даних час початку роботи першої скороченої зміни $t_{п1}=1$ год.

Для 1-ї скороченої зміни: $t_{п1} = 1$ год.

Час закінчення роботи зміни

$$t_{к1} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{нос} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{п1}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{1^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 7,1 \approx 7,2 \text{ год.} \quad (7.5)$$

Тривалість роботи зміни $t_{р1} = t_{к1} - t_{п1} = 7 - 1 = 6$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (5.6))

$$D_{м1} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{к1}^3} - \sqrt[4]{t_{п1}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{7^3} - \sqrt[4]{1^3})}{12} = 0,746 \text{ мР.}$$

Для 2-ї зміни: $t_{п2} = t_{п1} + t_{р1} = 1 + 6 = 7$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (5.9))

$$t_{k2} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{noc} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{n2}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{7^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 15,06 \approx 15 \text{ год.} \quad (7.6)$$

Тривалість роботи зміни $t_{p2} = t_{k2} - t_{n2} = 15 - 7 = 8$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (7.5))

$$D_{м2} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k2}^3} - \sqrt[4]{t_{n2}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{15^3} - \sqrt[4]{7^3})}{12} = 0,75 \text{ мР.}$$

Для 3-ї зміни: $t_{п3} = t_{п2} + t_{p2} = 7 + 8 = 15$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (7.6))

$$t_{k3} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{noc} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{n3}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{15^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 24,3 \approx 24 \text{ год.} \quad (7.7)$$

Тривалість роботи зміни $t_{p3} = t_{k3} - t_{п3} = 24 - 15 = 9$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (7.7))

$$D_{м3} = \frac{1,33 \cdot p_{1max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k3}^3} - \sqrt[4]{t_{п3}^3})}{K_{носл}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{24^3} - \sqrt[4]{15^3})}{12} = 0,74 \text{ мР.}$$

Для 4-ї зміни: $t_{п4} = t_{п3} + t_{p3} = 15 + 9 = 24$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (7.7))

$$t_{k4} = \left(\frac{D_{дон} \cdot K_{noc} + 1,33 \cdot p_{1max} \cdot \sqrt[4]{t_{n4}^3}}{1,33 \cdot p_{1max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{24^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 34,16 \approx 34 \text{ год.}$$

Тривалість роботи зміни $t_{p4} = t_{k4} - t_{п4} = 34 - 24 = 10$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (7.6))

$$D_{m4} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k4}^3} - \sqrt[4]{t_{n4}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{34^3} - \sqrt[4]{24^3})}{12} = 0,748 \text{ мР}.$$

Для 5-ї зміни: $t_{п5} = t_{п4} + t_{р4} = 24 + 10 = 34$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (7.7))

$$t_{k5} = \left(\frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{\text{носл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п5}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{34^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 45,37 \approx 45 \text{ год}.$$

Тривалість роботи зміни $t_{р5} = t_{к5} - t_{п5} = 45 - 34 = 11$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (7.5))

$$D_{m5} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k5}^3} - \sqrt[4]{t_{п5}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{45^3} - \sqrt[4]{34^3})}{12} = 0,7494 \text{ мР}.$$

Для 6-ї зміни: $t_{п6} = t_{п5} + t_{р5} = 34 + 11 = 45$ год.

Час закінчення роботи зміни (аналогічно (7.7))

$$t_{k6} = \left(\frac{D_{\text{доп}} \cdot K_{\text{носл}} + 1,33 \cdot p_{1\max} \cdot \sqrt[4]{t_{п6}^3}}{1,33 \cdot p_{1\max}} \right)^{\frac{4}{3}} = \left(\frac{0,75 \cdot 12 + 1,33 \cdot 2 \cdot \sqrt[4]{45^3}}{1,33 \cdot 2} \right)^{\frac{4}{3}} = 56,87 \approx 57 \text{ год}.$$

Тривалість роботи зміни $t_{р6} = t_{к6} - t_{п6} = 57 - 45 = 12$ год.

Можлива доза опромінення зміни (аналогічно (7.7))

$$D_{m6} = \frac{1,33 \cdot p_{1\max} \cdot (\sqrt[4]{t_{k6}^3} - \sqrt[4]{t_{п6}^3})}{K_{\text{носл}}} = \frac{1,33 \cdot 2 \cdot (\sqrt[4]{57^3} - \sqrt[4]{45^3})}{12} = 0,768 \text{ мР}.$$

Згідно проведеного розрахунку режимів радіаційного захисту роботу в дві зміни на підприємстві в заданих умовах можна буде розпочинати через 34 год після радіоактивного забруднення.

ВНТУ
ГЛУЗЕВ
МАШИНОБУДУВАННЯ

ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської кваліфікаційної роботи, отримано такі результати:

1. На підставі порівняльних характеристик схем пасажирських ліфтів здійснено вибір раціональної схеми, яка забезпечить задані вимоги щодо підймання вантажів пасажирського ліфта.

2. Вибрано кінематичну схему механізму підйому, для якої здійснено вибір і перевірка тягових канатів, розрахунок, вибір і перевірка тягового електродвигуна, вибір діаметру канатотягового шківів та перевірка його тягової здатності, розрахунок та перевірка електромагнітного гальма, проектний розрахунок черв'ячного редуктора.

3. Розроблено математичну модель нестационарних процесів, що відбуваються під час пуску ліфта, на основі якої проведено теоретичні дослідження динамічних явищ в приводі ліфта.

4. Виконано експериментальні дослідження нестационарних режимів роботи пасажирського ліфта і шляхом порівняння з результатами теоретичних досліджень встановлено, що розроблена математична модель адекватно відображає фізичні процеси що відбуваються в механічній системі приводу ліфта під час пуску та гальмуванні.

5. Проведено економічні розрахунки, які підтверджують ефективність використання результатів дослідно-конструкторських робіт.

6. Запропоновано заходи по охороні праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Полковников. М.І. Монтаж і експлуатація ліфтів./ М.І. Полковников. – М., «Вища школа», 1987 р. – 563 с.
2. Іоффе Е.Я. Високошвидкісні ліфти. / Е.Я. Іоффе.– М., "Стройиздат", 1988 р.–314 с.
3. Ушаков П.Н., Бродський М.Г. Крани і ліфти промислових підприємств. – М.: Металургія, 1974 – 352с.
4. Федорова З.М. та інші. Підйомники. – Київ: Вища школа. Головне видавництво, 1976. – 256с.
5. Іонов А.А. та інші. Атлас конструкцій ліфтів. – М.: Машинобудування, 1984 – 60с.
6. Правила улаштування і безпечної експлуатації ліфтів. – Київ: Держгірпромнагляд України, 1993 – 180с.
7. Штремель Г.Х. Вантажопідйомні машини. – М.: Вища школа, 1980. – 304с.
8. Харченко Є. В. Математичне моделювання процесів пуску електромеханічної системи пасажирського ліфта / Є. В. Харченко, Б. В. Бондарчук // Вісн. Нац. ун-ту "Львів. політехніка". - 2012. - № 720. - С. 99-107.
9. Дунаєв П.Ф., Леликов О.П. Детали машин: Учеб. пособие для машиностроительных спец. вузов – 4-е издан., перераб. и доп. –М.: Высш. шк., 1985. – 416с.
10. І.М. Вишневецький, В.Г. Ермішин Охорона праці при технічному обслуговуванні ліфта. Довідник. М., "Стройиздат", 1981 р.- 43 с.
11. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин / Павлице В. Т. Підручник. – 2-е вид. перераб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
12. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно -транспортных машин . – 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Выща шк. Головное из-ство, 1988. – 424с.

13. Ткаленко В. З. Архітектурне проектування ліфтових вузлів, ескалаторів і траволаторів житлових і громадських будинків : Навч. посіб. для студ. виш. навч. закл. / В. З. Ткаленко; Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. - К., 2005. - 59 с.
14. Ловейкін В. С. Моделі для визначення оптимальних режимів пуску механізмів підйому вантажу кранів / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук, О. М. Шутовський // Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ. - 2007. - № 3. - С. 35-40.
15. Иванова А. П. Исследование причин поломок деталей привода механизма подъема кранов и определение допустимой скорости двигателя при подхвате груза / А. П. Иванова // Систем. технології. - 2005. - № 3. - С. 46-52.
16. Борисенко В. Ф. Электромеханические системы транспортирующих механизмов : моногр. / В. Ф. Борисенко, А. А. Чепак, В. А. Сидоров, С. В. Григорьев, А. А. Мельник; ред.: В. Ф. Борисенко. - Донецк : Вебер. Донец. отд-ние, 2007. - 332 с.
17. Бойко А. О. Розробка методології оптимального проектування та експлуатації енергоефективних лебідок пасажирських ліфтів : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.05 / А. О. Бойко; Одес. нац. політехн. ун-т. - Одеса, 2015. – 36.
18. Андриющенко О. А. Вимоги до приводного двигуна безредукторної лебідки пасажирського ліфта / О. А. Андриющенко, В. В. Булгар, А. О. Бойко, Д. А. Івлєв // Електротехн. та комп'ют. системи. - 2011. - Вип. 3. - С. 163-166.

Методичні вказівки до виконання магістерської кваліфікаційної роботи зі спеціальності 133 – «галузеве машинобудування» (для всіх форм навчання) Уклад. Р. Д. Іскович-Лотоцький, Л. К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 43с.

19. Уклад. О. П. Терещенко, О. В. Кобилянський . Методичні вказівки до опрацювання розділу «Безпека життєдіяльності» в дипломних проектах і роботах студентів машинобудівних спеціальностей – В.: ВНТУ, 2007. – 46 с.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

ДОДАТКИ

Додаток Б

Графічна частина роботи

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Додаток В

Специфікації

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

Додаток А

(обов'язковий)

ВНТУ

Затверджую

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Л.К.Поліщук

“ ” _____ 2020.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на магістерську кваліфікаційну роботу

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ПІДЙІМАЛЬНОГО

МЕХАНІЗМУ ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІФТА

08-27.МКР.010.00.000 ПЗ

Керівник проекту: Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., професор

Поліщук Л.К.

Виконавець: ст.гр.1ГМ – 19м

Щербань Є.В.

Вінниця 2020

Технічне завдання

1 Найменування та область застосування

Електропривід призначений для механічної системи підйимального механізму пасажирського ліфта, в нестандартній вантажопідйимальності.

2 Підстава для розробки

Підставою для розробки є наказ №214 від 25.09.2014 по ВНТУ про затвердження тем магістерських кваліфікаційних робіт, виданий навчальним відділом на основі подання кафедри ГМ.

3 Мета призначення розробки

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності та довговічності роботи приводів вантажопасажирських ліфтів, за рахунок підвищення плавності ходу, зниження динамічних зусиль у вітках каната за рахунок раціонального вибору протитяг режимів пуску і гальмування.

4 Джерела розробки

Розробка виконується на основі попиту патентних та науково-технічних матеріалів відомих конструкцій. Виявлені відомі конструкції приводних механізмів у наступних літературних джерелах:

1. Полковников. М.І. Монтаж і експлуатація ліфтів./ М.І. Полковников. – М., «Вища школа», 1987 р. – 563 с.
2. Іоффе Е.Я. Високошвидкісні ліфти. / Е.Я. Іоффе.– М., "Стройиздат", 1988 р.–314 с.
3. Ушаков П.Н., Бродський М.Г. Крани і ліфти промислових підприємств. – М.: Металургія, 1974 – 352с.
4. Федорова З.М. та інші. Підйомники. – Київ: Вища школа. Головне видавництво, 1976. – 256с.

5. Іонов А.А. та інші. Атлас конструкцій ліфтів. – М.: Машинобудування, 1984 – 60с.
6. Правила улаштування і безпечної експлуатації ліфтів. – Київ: Держгірпромнагляд України, 1993 – 180с.
7. Штремель Г.Х. Вантажопідйомні машини. – М.: Вища школа, 1980. – 304с.
8. Харченко Є. В. Математичне моделювання процесів пуску електромеханічної системи пасажирського ліфта / Є. В. Харченко, Б. В. Бондарчук // Вісн. Нац. ун-ту "Львів. політехніка". - 2012. - № 730. - С. 99-107.
9. Дунаєв П.Ф., Леликов Ю.П. Детали машин: Учеб. пособие для машиностроительных спец. вузов – 4-е издан., перераб. и доп. –М.: Высш. шк., 1985. – 416с.
10. І.М. Вишневецький, В.Г. Ермішин. Охорона праці при технічному обслуговуванні ліфта. Довідник. М., "Стройиздат", 1981 р.- 43 с.
11. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунку деталей машин / Павлице В. Т. Підручник. – 2-е вид. перераб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

5. Технічні вимоги

5.1. Склад продукції і вимоги до конструктивної будови.

5.1.1. Механізм приводу підйомальної системи ліфту повинен складатися з таких елементів: електромотора, муфти, редуктор, канатоведучий шків.

5.1.2. Габаритні розміри, мм

Довжина та ширина приводу визначається розмірами монтажної зони під привід.

5.1.3. Кріплення вузла – швидкоз'ємне та жорстке.

5.1.4. Привід повинен бути доступним до обслуговування та мати систему фіксації

5.2. Показники призначення:

- Потужність приводу, кВт

-Вантажопідйомність, Н	4450
- Швидкість підйому номінальна, м/с	1,5
- Тип привода	електромеханічний
- Маса кабіни, кг	645

5.3. Механізм привода повинен задовольняти таким показникам надійності:

1. Привід повинен працювати безперервно до капремонту без зміни параметрів протягом, год. 20000
2. Привід повинен безвідказно працювати, годин 10000
3. Зберігання проиводу в законсервованому вигляді не більше, років 3
4. Вузли приводу повинні відповідати вимогам ремонтоздатності, які висуваються до приводів стрічкових конвеєрів відвалоутворювачів.

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці механізму приводу необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники

Розрахунок економічної ефективності показав, що прогнозування загальних витрат на виконання та впровадження результатів наукової роботи склали 96752 тис. грн., спрогнозовано комерційний ефект від реалізації результатів розробки та ефективність (27,5 %/рік) вкладених інвестицій і періоду їх окупності (3,63 роки).

7. Стадії і етапи розробки

1. Постановка задачі та техніко-економічне обґрунтування теми роботи

2. Аналіз відомих технічних рішень.
3. Математична модель нестационарних режимів роботи ліфта
4. Теоретичні дослідження перехідних процесів
5. Експериментальні дослідження перехідних процесів
6. Розрахунково-конструкторський розділ
7. Охорона праці і безпека у надзвичайних ситуаціях.

8. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому МКР визначається графіком консультації, попереднього захвсту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захвсту перед ДЕК.

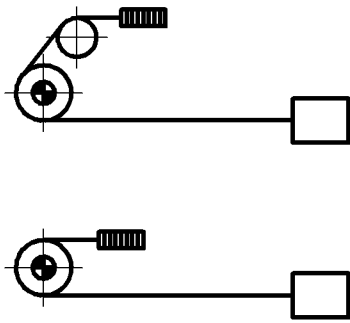
Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

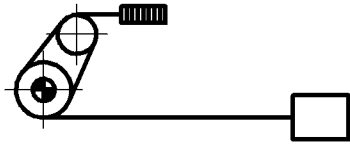
08.271.МКР.010.001.0071		Лист	№ документа	№ документа
АНОДІВ ІСНУЮЧОГО КАРБОПІЛІСЬКОГО		№ документа	№ документа	№ документа
СХЕМ ПРИБОРІВ		№ документа	№ документа	№ документа
ВНТУ, ІМ-194		№ документа	№ документа	№ документа
ВНТУ, ІМ-194		№ документа	№ документа	№ документа

08.271.МКР.010.001.0071

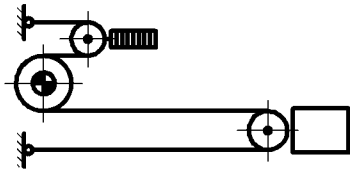
Аналіз існуючих кінематичних схем приводів ліфтів



Канатна система з верхнім розташуванням ледьки, привод з одним об'їждом, кратність канатної підвіски 1



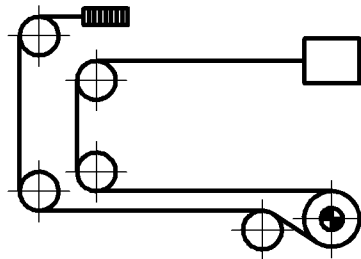
Канатна система з верхнім розташуванням ледьки, привод з подвійним об'їждом, кратність канатної підвіски 2



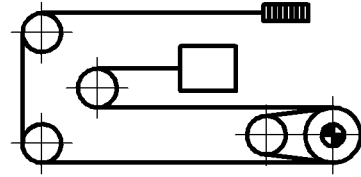
Канатна система з верхнім розташуванням ледьки, привод з одним об'їждом, кратність канатної підвіски 2



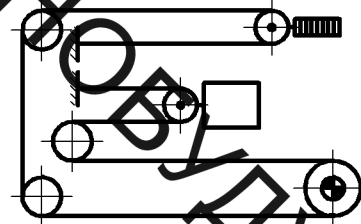
Канатна система з верхнім розташуванням ледьки, привод з одним об'їждом, кратність канатної підвіски 4



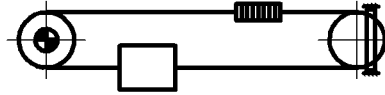
Канатна система з нижнім розташуванням ледьки, привод з одним об'їждом, кратність канатної підвіски 1



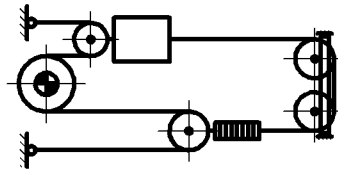
Канатна система з нижнім розташуванням ледьки, привод з подвійним об'їждом, кратність канатної підвіски 1



Канатна система з нижнім розташуванням ледьки, привод з одним об'їждом, кратність канатної підвіски 2



Канатна система з компенсуючими канатами, кратність канатної підвіски 1



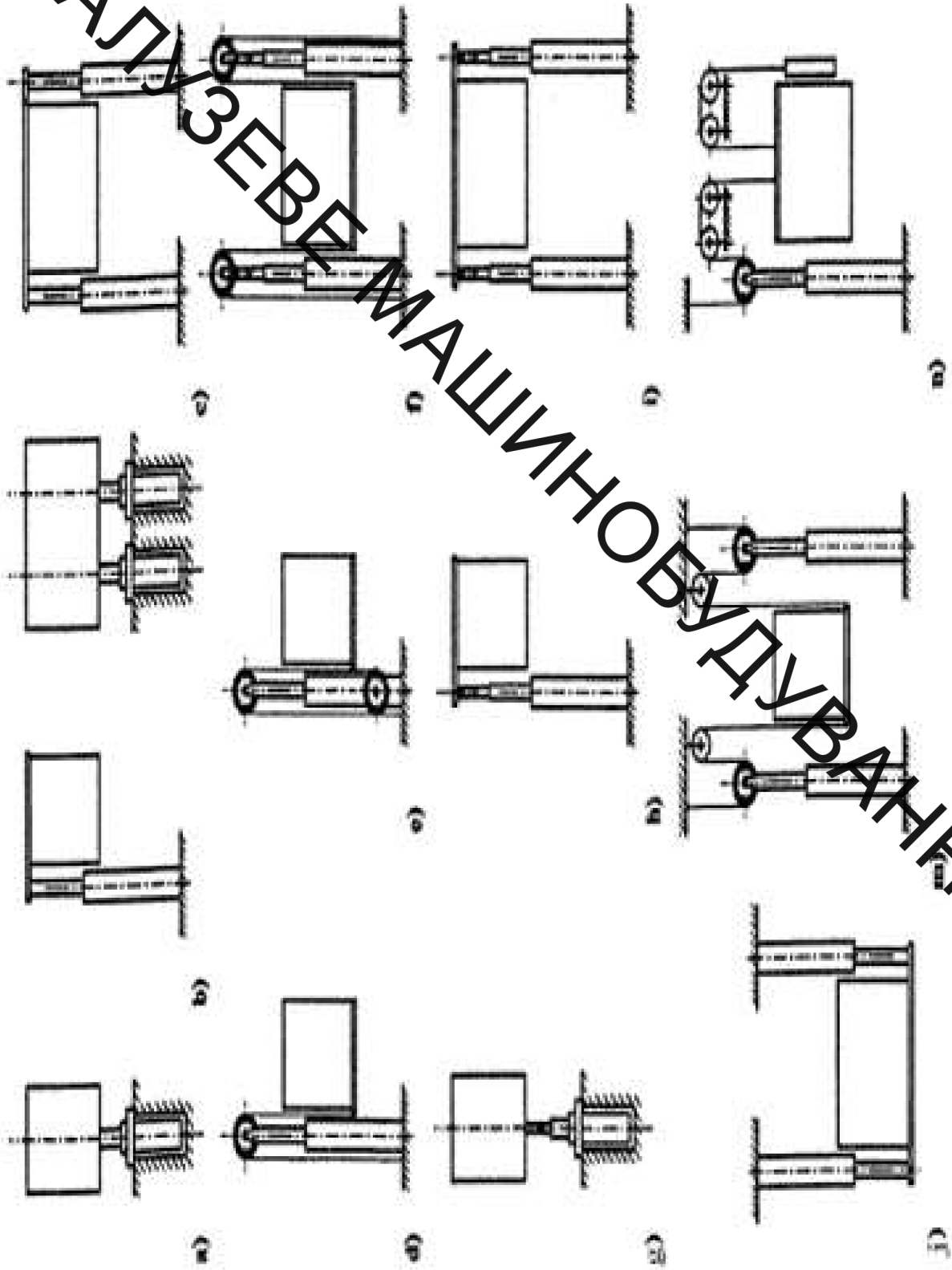
Канатна система з компенсуючими канатами, кратність канатної підвіски 2

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08.27.MK.P.01.001.0072

08.27.MK.P.01.001.0072		Лист	№ документа	Кінематичні схеми	11	ВНТУ, ІУ-194
Відомості про документ	Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження
Відомості про об'єкт	Відомості про виконавця	Відомості про замовника	Відомості про стадію виконання	Відомості про дату виконання	Відомості про дату затвердження	Відомості про дату затвердження

Кінематичні схеми гідравлічних ліфтів



ЯКІННІ БУДУВАННЯ МАШИНОБУДУВАННЯ ЗАВЕДЕННЯ ГАЛУЗЬ К.У.Т.К.В

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08.27.МФР.010.001.0073

08.27.МФР.010.001.0073			
Відомості	Відомості	Відомості	Відомості
Вибір кінематичної схеми ліфта по групі	11		
ВНТУ	ІМ-194		
ВНТУ	ІМ-194		

Вибір кінематичної схеми ліфта та приводу ВІДУК, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

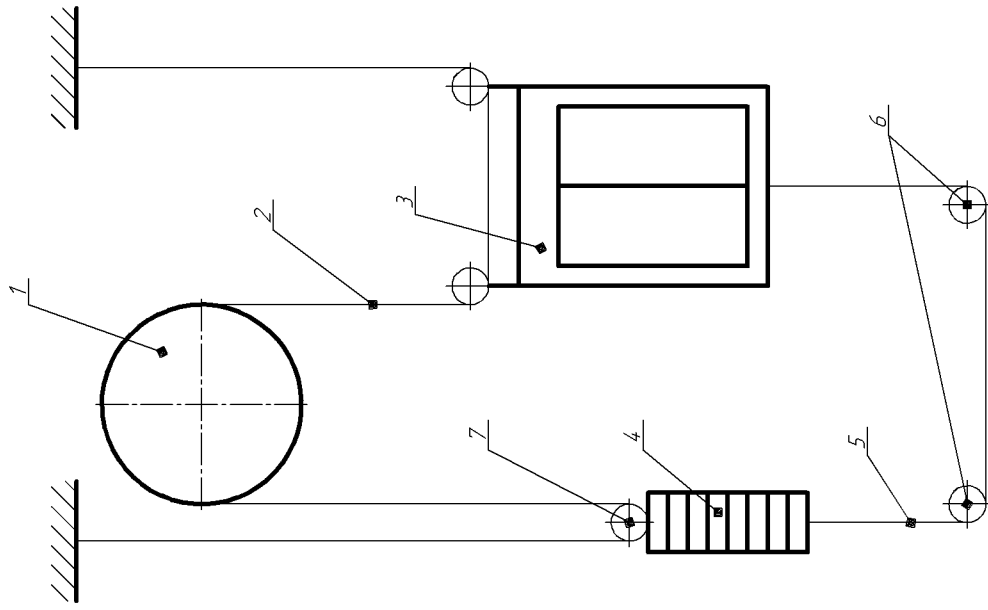


Рисунок 1 - Кінематична схема ліфта

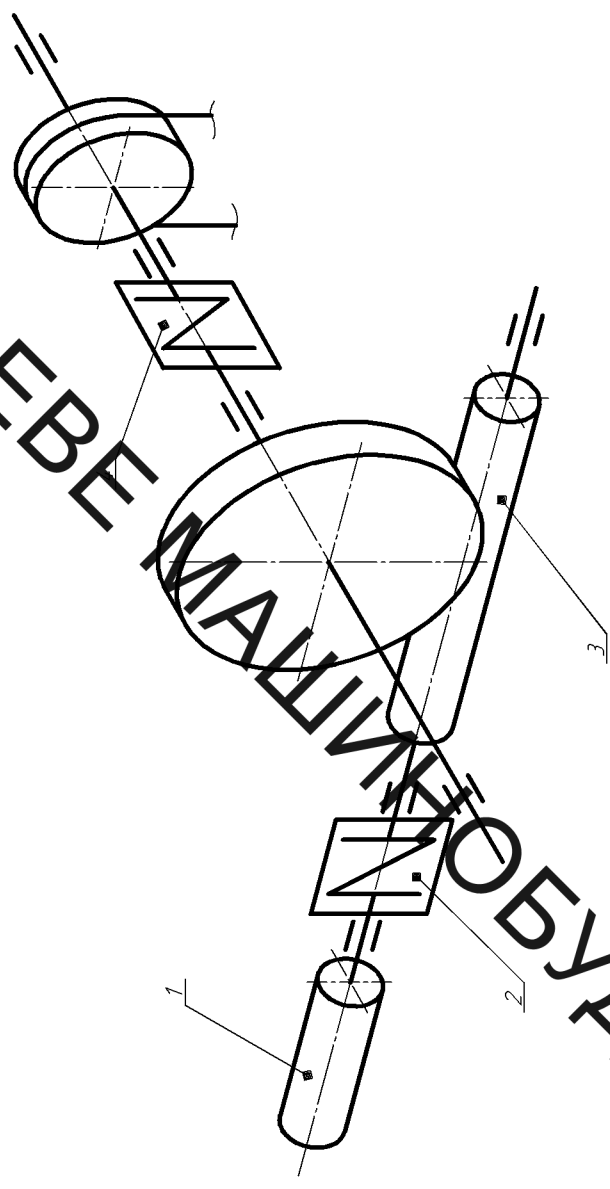


Рисунок 2 - Кінематична схема
приводу ліфта

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27МКР.0100010074

08-27МКР.0100010074		Місце	Місяць	Місяць
Матеріальна модель		№	№	№
Неплановий режим роботи		№	№	№
Послужковий лист		№	№	№
ВНТУ, ІМ-194		№	№	№

Математична модель нестационарних режимів роботи пасажирського ліфта

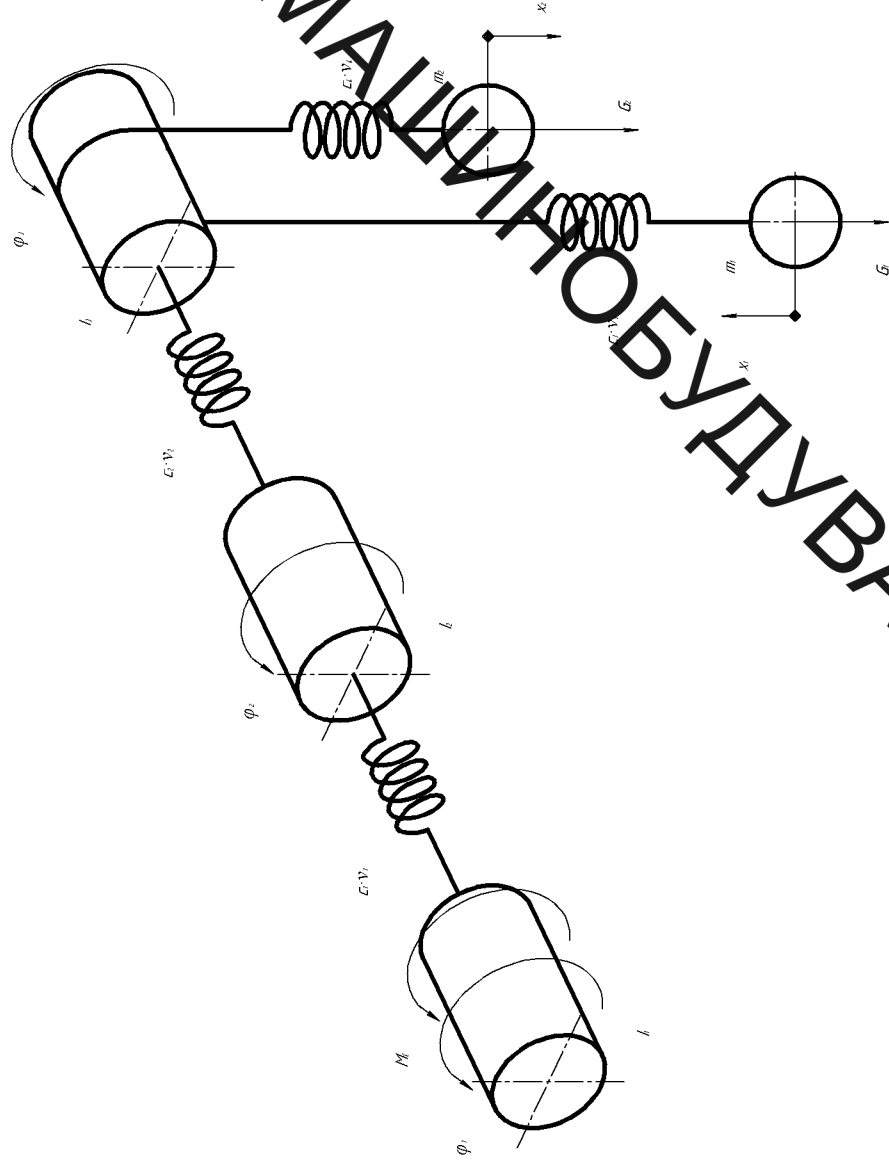


Рисунок 1 - Динамічна модель пасажирського ліфта з противагою

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27МКР.0100010075		08-27МКР.0100010075		08-27МКР.0100010075	
Відп.	Відп.	Відп.	Відп.	Відп.	Відп.
Менеджер	Менеджер	Менеджер	Менеджер	Менеджер	Менеджер
Інженер	Інженер	Інженер	Інженер	Інженер	Інженер
Конструктор	Конструктор	Конструктор	Конструктор	Конструктор	Конструктор
Лаборант	Лаборант	Лаборант	Лаборант	Лаборант	Лаборант
Ділячий	Ділячий	Ділячий	Ділячий	Ділячий	Ділячий
Машинист	Машинист	Машинист	Машинист	Машинист	Машинист
Сварник	Сварник	Сварник	Сварник	Сварник	Сварник
Електрик	Електрик	Електрик	Електрик	Електрик	Електрик
Термінологіст	Термінологіст	Термінологіст	Термінологіст	Термінологіст	Термінологіст
Інформатик	Інформатик	Інформатик	Інформатик	Інформатик	Інформатик
Секретар	Секретар	Секретар	Секретар	Секретар	Секретар
Інше	Інше	Інше	Інше	Інше	Інше
Всього	Всього	Всього	Всього	Всього	Всього

Модельний набір
необчислюваних робіт
підприємства

ВНТУ, ІМ-194

Математична модель нестаціонарних режимів роботи пасажирського ліфта (продовження)

Рух механічної системи опишемо із застосуванням рівняння Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j \quad (j=1,2,3,4,5) \quad (3.1)$$

де T - кінетична і потенціальна енергія системи; q_j - узагальнена координата; t - час; Q_j - узагальнена сила.

Кінетичну енергію системи представимо у вигляді:

$$T = \frac{I_1 \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \omega_2^2}{2} + \frac{I_3 \omega_3^2}{2} + \frac{m_1 v_1^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} \quad (3.2)$$

де $\omega_1, \omega_2, \omega_3, v_1, v_2$ - швидкості руху ротора двигуна, вихідного вала редуктора, привідного шківів, кабінки та противаги, причому:

$$\omega_1 = \dot{\varphi}_1, \omega_2 = \dot{\varphi}_2, \omega_3 = \dot{\varphi}_3 \quad (3.3)$$

$$v_1 = \dot{x}_1, v_2 = \dot{x}_2,$$

Потенціальну енергію системи запишемо у вигляді:

$$U = \frac{c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{c_3 \Delta_1^2}{2} + \frac{c_4 \Delta_2^2}{2} \quad (3.4)$$

причому абсолютні відхилення каната:

$$\Delta_1 = r_3 \cdot \varphi_3 - x_1$$

$$\Delta_2 = x_2 - \varphi_3 \cdot r_3$$

Де r_3 - радіус шківів.

Довжини віток каната змінюються з часом і визначаються як функції координат руху шківів:

$$l_1 = l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3 \quad (3.6)$$

$$l_2 = l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3$$

Тоді жорсткості віток каната набудуть вигляду:

$$c_3 = \frac{E \cdot A}{l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3}$$

$$c_4 = \frac{E \cdot A}{l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3} \quad (3.7)$$

де E - модуль пружності матеріалу каната, A - сумарна площа перерізу дротків каната.

Рівність (4) з урахуванням залежностей (5), (6), (7) перетворимо до вигляду:

$$M \ddot{\varphi}_1 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2}{2} + \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)} + \frac{E \cdot A \cdot (x_2 - \varphi_3 \cdot r_3)^2}{2(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)} = 0 \quad (3.8)$$

Приблизно за узагальнені координати $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, x_1, x_2$ узагальнені сили подіємо як:

$$Q_1 = M \ddot{\varphi}_1 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2$$

$$Q_2 = -c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2 - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)}$$

$$Q_3 = (F_{r3} + F_{r4}) r_3 - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)} - \frac{E \cdot A \cdot (x_2 - \varphi_3 \cdot r_3)^2}{2(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)}$$

$$Q_4 = -G_1 + F_{r3}$$

$$Q_5 = G_2 - F_{r4}$$

де F_{r3}, F_{r4} - сили дисипації енергії в вітках каната:

$$F_{r3} = v_1 \frac{d}{dt} \left(\frac{I_3 \cdot \omega_3 - v_1}{l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3} \right) = v_1 \left(\frac{I_3 \cdot \dot{\omega}_3 - \dot{v}_1}{l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3} - \frac{v_1}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} \cdot (-l_3 \cdot \dot{\varphi}_3) \right) \quad (3.10)$$

$$F_{r4} = v_2 \frac{d}{dt} \left(\frac{I_3 \cdot \omega_3 + v_2}{l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3} \right) = v_2 \left(\frac{I_3 \cdot \dot{\omega}_3 + \dot{v}_2}{l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3} - \frac{v_2}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} \cdot (l_3 \cdot \dot{\varphi}_3) \right)$$

Виконуючи диференціювання виразів кінетичної енергії (3.2) і потенціальної енергії та підставляючи в отримуваний результат вирази залежності (3.1), запишемо рівняння руху системи у нормальній формі Коші:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{1}{I_1} (M \ddot{\varphi}_1 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2);$$

$$\ddot{\varphi}_2 = \frac{1}{I_2} (-c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2 - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{2(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)});$$

$$\ddot{\varphi}_3 = \frac{1}{I_3} (c_1(\varphi_1 - \varphi_2)^2 + c_2(\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \frac{E \cdot A \cdot 2 \cdot r_3 \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1) \cdot (-l_3 \cdot \dot{\varphi}_3)}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{E \cdot A \cdot 2 \cdot r_3 \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 + x_2) \cdot (l_3 \cdot \dot{\varphi}_3)}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{E \cdot A \cdot 2 \cdot r_3 \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1) \cdot (-l_3 \cdot \dot{\varphi}_3)}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{E \cdot A \cdot 2 \cdot r_3 \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 + x_2) \cdot (l_3 \cdot \dot{\varphi}_3)}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 + x_2)^2}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 + x_2)^2}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} - G);$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} \left(-\frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} - \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 + x_2)^2}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} - G \right);$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} \left(\frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 - x_1)^2}{(l_{01} - l_3 \cdot \varphi_3)^2} + \frac{E \cdot A \cdot (r_3 \cdot \varphi_3 + x_2)^2}{(l_{02} + l_3 \cdot \varphi_3)^2} + G \right);$$

Одержані рівності (3.11) та співвідношення (3.3) утворюють сукупність рівнянь руху механічної системи ліфта. Сумісно з рівняннями електромагнітного стану асинхронного двигуна вони утворюють замкнуту систему нелінійних диференціальних рівнянь, що підлягають числовому інтегруванню.

На кожному кроці інтегрування диференціальних рівнянь (3) і (3.11) необхідно задавати значення електромагнітного моменту двигуна $M_{де}$ з цією метою одночасно з розв'язуванням рівнянь руху проводимо числове інтегрування рівнянь електромагнітного стану двигуна.

Початкові умови інтегрування рівнянь (2.11) мають вигляд:

$$\varphi_{j0} = \varphi_{j0}, \dot{\varphi}_{j0} = 0;$$

$$x_{10} = -m_1 \cdot g \cdot l_{01};$$

$$x_{20} = -\frac{E \cdot A}{m_2 \cdot g \cdot l_{02}};$$

$$x_{30} = -\frac{m_2 \cdot g \cdot l_{02}}{E \cdot A};$$

$$x_{40} = -\frac{m_2 \cdot g \cdot l_{02}}{E \cdot A};$$

$$x_{50} = -\frac{m_2 \cdot g \cdot l_{02}}{E \cdot A};$$

$$x_{60} = -\frac{m_2 \cdot g \cdot l_{02}}{E \cdot A};$$

де g - прискорення вільного падіння.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27МР.0100010076

№	Відомості	Відомості	Відомості	Відомості
1	Матеріальна модель	11	11	
2	Експлуатаційний режим роботи			
3	Параметри роботи			
4	Середня швидкість			
5	Середня температура			
6	Середня частота			
7	Середня навантаженість			
8	Середня витрата енергії			
9	Середня продуктивність			
10	Середня тривалість			
11	Середня кількість			

ВНТУ, ІМ-191

08-27МР.0100010076

Математична модель нестационарних режимів роботи пасажирського ліфта (продовження)

3.2 Математична модель електромагнітних процесів в асинхронному двигуні.

Електромагнітні явища в асинхронному двигуні з урахуванням

наплення магнітопроводу описуються рівняннями [10]:

$$\frac{d\vec{i}_s}{dt} = A_s(\omega + \Omega_s)\vec{\Psi}_s - R_s\vec{i}_s + B_s(\Omega_s)\vec{\Psi}_r - A_r\vec{i}_r; \quad (3.13)$$

$$\frac{d\vec{i}_r}{dt} = A_r(\Omega_s)\vec{\Psi}_r - R_r\vec{i}_r + B_r(\omega + \Omega_s)\vec{\Psi}_s - R_s\vec{i}_s;$$

де $\vec{i}_s, \vec{i}_r, \vec{u}_s$ - матриці-колонки струмів і напруг; A_s, B_s, A_r, B_r - матриці зв'язків;

Ω_s, Ω_r - матриці частот обертання; $\vec{\Psi}_s, \vec{\Psi}_r$ - матриці-колонки потокозчеплень;

R_s, R_r - активні опори. Індекс свказує на приналежність величини до обмотки

статора, r - ротора.

Матриці-колонки i_s, i_r, u_s визначаються рівностями:

$$i_j(G = s, r) = \cos(\varphi_j, i_j);$$

$$u_j = \cos(\varphi_j, u_j);$$

де i_j, u_j - проекції струмів на координатні осі

x, y, U_m - амплітуда напруги мережі живлення.

Квадратні матриці A_s, B_s, A_r, B_r визначаються залежностями:

$$A_s = \alpha_s(1 - \alpha_s G);$$

$$B_s = -\alpha_s \alpha_s G;$$

$$A_r = \alpha_r(1 - \alpha_r G);$$

$$B_r = B_r;$$

де $G = \frac{1}{U_m} \begin{bmatrix} R_s + T & (R - T)j_y \\ (R - T)j_y & R_s + T \end{bmatrix}$ причому

$$R = \frac{1}{\rho + \alpha_s + \alpha_r};$$

$$T = \frac{1}{\tau + \alpha_s + \alpha_r};$$

Тут i_x, i_y, i_r - намагнічувальний струм і його складові за осями x, y, r -

величини, що визначаються за кривою намагнічення, яка є функціональною

залежністю робочого потокозчеплення Ψ_m від намагнічувального струму; $\alpha_s,$

α_r - величини, обернені до індуктивностей розсіяння обмоток статора,

ротора.

Матриці частот обертання:

$$\Omega_s = \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 \\ -\omega_0 & 0 \end{pmatrix};$$

$$\Omega_r = \begin{pmatrix} 0 & \omega_0 - \omega_r \\ \omega_r - \omega_0 & 0 \end{pmatrix};$$

де ω_0, ω_r - синхрона кутова швидкість двигуна і кутова швидкість ротора,

виражені в електрорадіанах за секунду. Величини ω_0, ω_r мають значення:

$$\omega_0 = 2\pi f; \omega_r = p\omega - n\omega;$$

де p_0 - число пар магнітних полюсів; n - передавальне відношення приводу.

Матриці-колонки повних потокозчеплень обмоток статора, ротора мають вигляд:

$$\Psi_s = \frac{1}{\alpha_s} i_s + \frac{1}{\tau} i_r;$$

$$\Psi_r = \frac{1}{\alpha_r} i_r + \frac{1}{\tau} i_s;$$

де $i = \cos(\varphi, i_s)$.

Величини L_s, L_r, L_m складають:

$$L_s = L_s + L_m;$$

$$L_r = L_r + L_m;$$

$$L_m = L_m + L_m^2;$$

Значення τ і визначаються виразами:

$$\tau = \frac{L_m}{\psi_m}; \rho = \frac{dL_m}{d\psi_m};$$

Електромагнітний момент знаходимо за формулою:

$$M_g = \frac{3}{2} p \psi_m^2 \frac{1}{\tau} (i_x i_y - i_y i_x); \quad (3.15)$$

де ψ_m - намагнічування подаємо у вигляді:

$$\psi_m = \alpha_s i_m + \alpha_r i_m + \alpha_s^2 i_m^2, \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\psi_m = \alpha_r i_m, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (3.16)$$

i_{mk} - критичне значення намагнічу вального струму, за межею якого

залежність $\psi_m(i_m)$ є нелінійною. Тоді τ і ρ згідно з виразами (14),

визначаються залежностями:

$$\tau = (\alpha_s + \alpha_r i_m^2 + \alpha_s^2 i_m^4)^{-1}, \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\tau = \alpha_r, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (3.17)$$

$$\rho = (\alpha_s i_m + 3\alpha_s^2 i_m + 5\alpha_s^4 i_m^3), \text{ якщо } i_m > i_{mk};$$

$$\rho = \alpha_r, \text{ якщо } i_m \leq i_{mk}; \quad (3.18)$$

Побудована математична модель дає можливість виконати докладний аналіз пускових режимів роботи привідних систем пасажирських ліфтів з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини (асинхронного двигуна) і механічної частини приводу. Колпальні явища, що виникають у механічній системі пристрою під час пуску привідної системи, обумовлюють значні динамічні зусилля у вітках каналів, зв'язаних з кабіною і противагою, що необхідно врахувати у розрахунках елементів конструкції на міцність.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27МКР.01000100077

08-27МКР.01000100077		Дат	Місяц	Місяць	Рік
		Теретичні дослідження			11
		робочих режимів ...			1
		ВНТУ			1
		ВНТУ			1914
		ВНТУ			1914

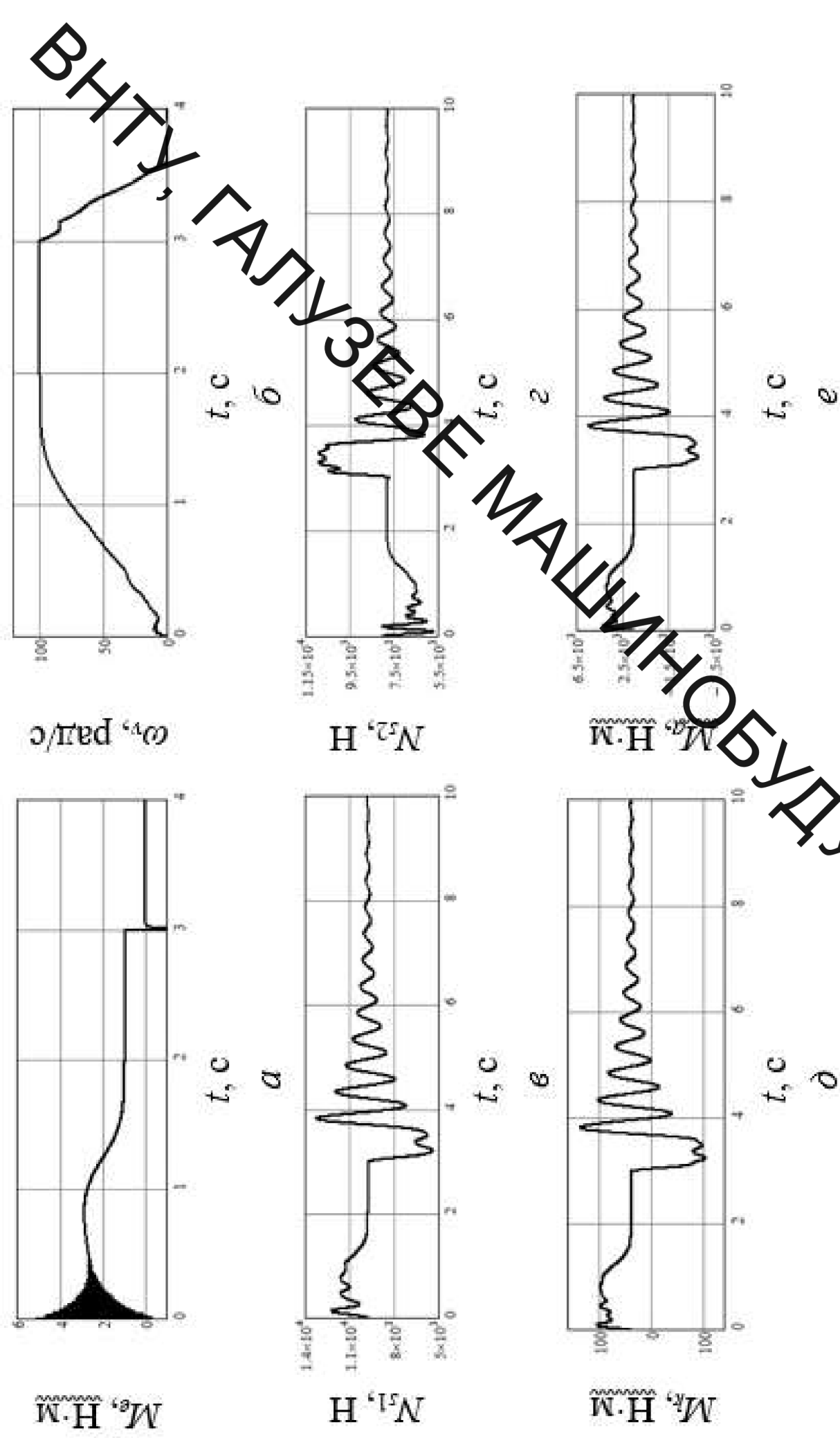


Рис. 3.6. Часові залежності електродвигінного моменту двигуна (а), кутової швидкості ротора двигуна (б), зусиль у підйимальному канаті (в) та канаті противаги (г), моментів M_k (д) та M_a (е) в пружних ланках при одношвидкісній системі гальмування.

ВНТУ, ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

08-27МКР0100010078		Розробник	Методика	Місце	Місяць	Рік
Відп. за зміст	Відп. за викон.	Відп. за оформл.	Відп. за випуск	Відп. за зберіг.	Відп. за розповсюд.	Відп. за архівування
Виконав	Перевірив	Затвердив	Затвердив	Затвердив	Затвердив	Затвердив
Відп. за зміст	Відп. за викон.	Відп. за оформл.	Відп. за випуск	Відп. за зберіг.	Відп. за розповсюд.	Відп. за архівування
Експериментальні дослідження		Розробник		Місяць		Рік
ВНТУ, ІМ-194		ВНТУ, ІМ-194		ВНТУ, ІМ-194		ВНТУ, ІМ-194

08-27МКР0100010078

Експериментальні дослідження перехідних

режимів робочих процесів механічної системи ліфта

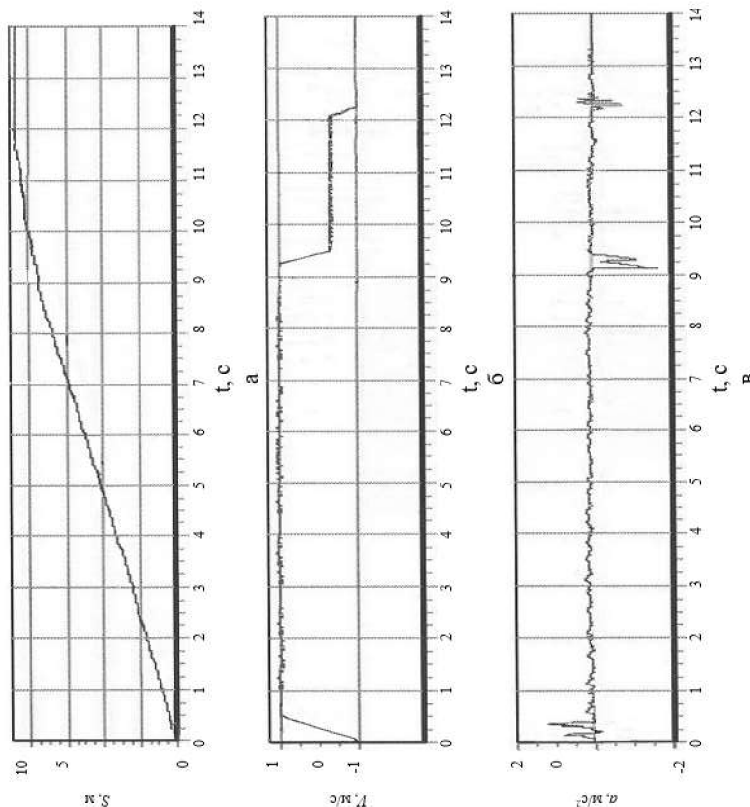


Рис. 4.2. Часові залежності переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) ліфта під час руху вгору із максимальною завантаженою кабіною

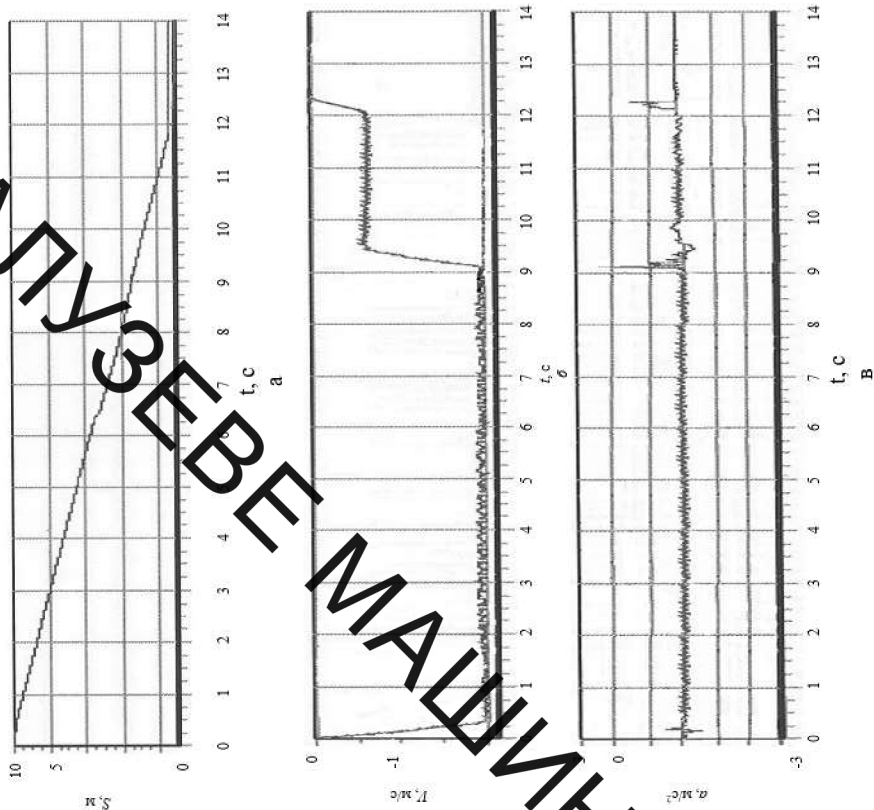
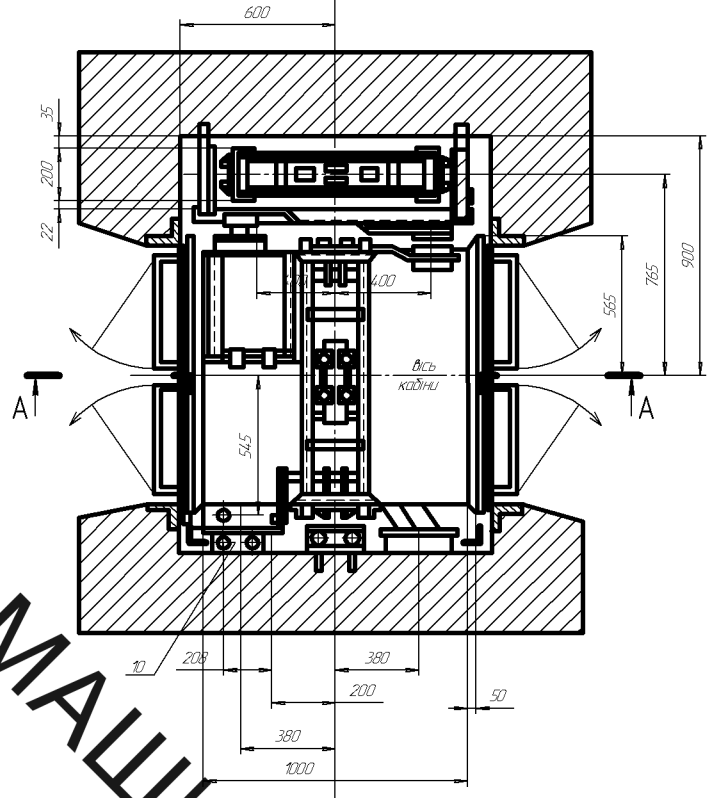


Рис. 4.3. Часові залежності переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) ліфта під час руху вниз із максимальною завантаженою кабіною

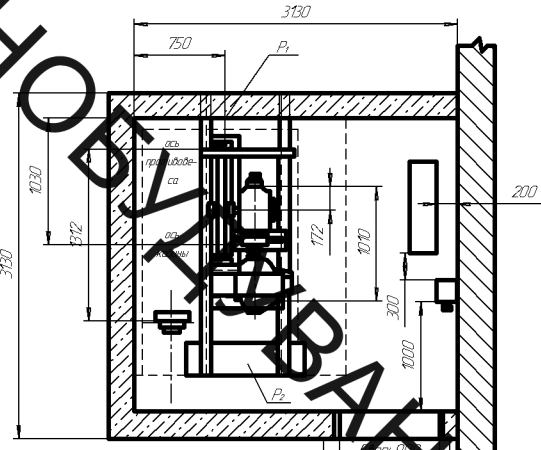
ВНТУ, ЗАКОН ПРО БЕЗПЕЧІСТЬ МАШИНОБУДУВАННЯ

08.27.МКР.010.00.000

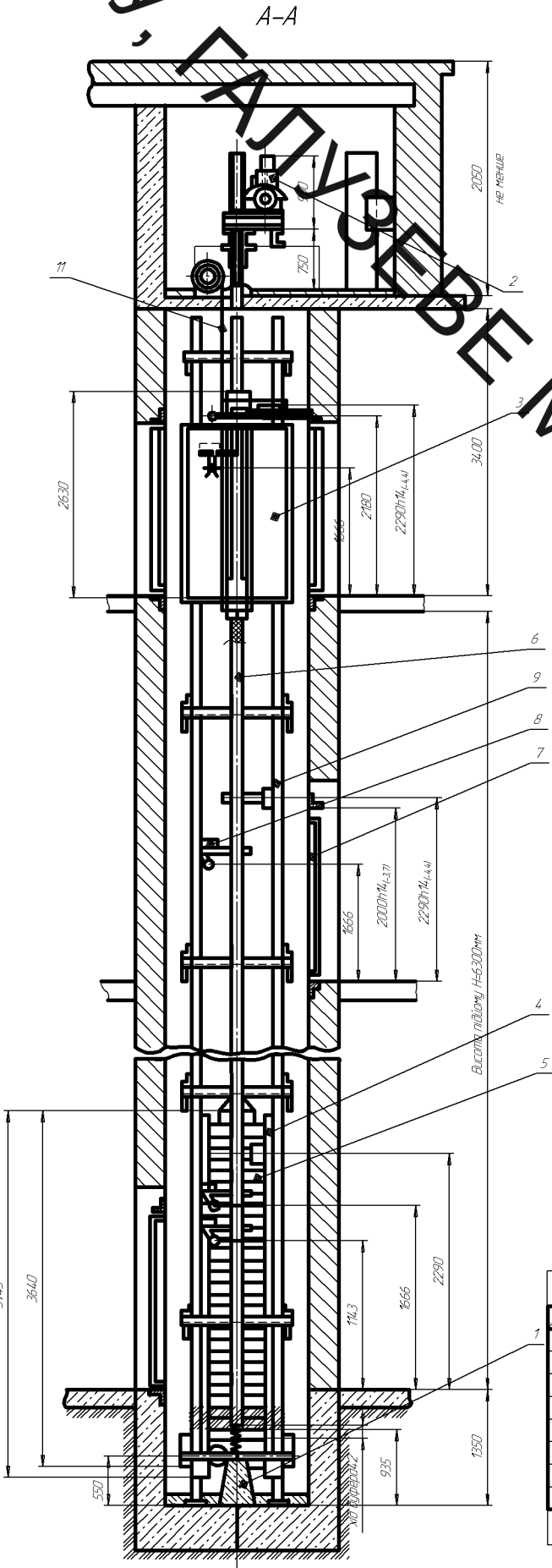
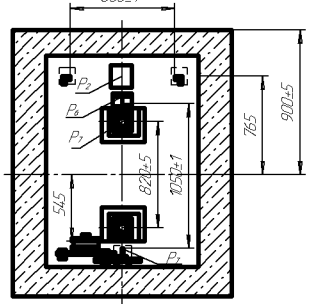
План шахти на отм. +



План машинного приміщення М 120



План приямка М 120



Таблиця навантаження на будівлю від ліфтової установки, кН

позначення	величина постійного навантаження	Пояснення
P_1	23	Динамічне навантаження на опору привода
P_2	19	
P_3	1	Навантаження на деталі кріплення направляючих під час посадки кабіни на лійочки
P_4	0,6	
P_5	15	Навантаження на деталі кріплення направляючих під час посадки кабіни на лійочки
P_6^*	28	
P_7^*	30	
P_8^*	23	На буфера протитязи

Розрахунок тимчасове навантаження на перекриття під машинним приміщенням 5кН/м

- Зазор між буферами і опорною плитою кабіни при знаходженні її на нижній зупинці рівний 150мм. Зазор між буферами і опорною плитою протитязи при знаходженні її на верхній зупинці рівний 150мм.
- Монтаж ліфтового обладнання має бути виконаний у відповідності до технічних умов ТУ-4-2372.
- Остаточна вага протитязи уточнюється балансуванням з кабіною під час монтажу.

* Навантаження діють рівномірно по об'єкту

08.27.МКР.010.00.000

№ проєкту	№ версії	Дата	Лист	Місця	Відомості
120					120

Ліфтова установка загальний вигляд

Складено: ДИТ, Г.І. 1995 М

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документація		
A1			08.27.МКР.010.00.000.СК.	Складальне креслення		
		1	08.27.МКР.010.00.001	Буфер	2	
		2	08.27.МКР.010.00.002	Лебедка	1	
		3	08.27.МКР.010.00.003	Кабіна	1	
		4	08.27.МКР.010.00.004	Противага	1	
		5	08.27.МКР.010.00.005	Контр-груз	21	
		6	08.27.МКР.010.00.006	Грузовий канат	1	
		7	08.27.МКР.010.00.007	Двері шахти	17	
		8	08.27.МКР.010.00.008	Тяжний вмикач	17	
		9	08.27.МКР.010.00.009	Направляюча	2	
		10	08.27.МКР.010.00.010	Кінцевий вмикач	19	
		11	08.27.МКР.010.00.011	Канат обмежувач швидкості	1	

ЗАКАЗ НА ПОВНІЛЬНІ МАШИНОБУДУВАННЯ

Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.		Щербань Е.В.		
Пров.		Поліщук Л.К.		
Н.контр.		Поліщук Л.К.		
Утв.		Поліщук Л.К.		

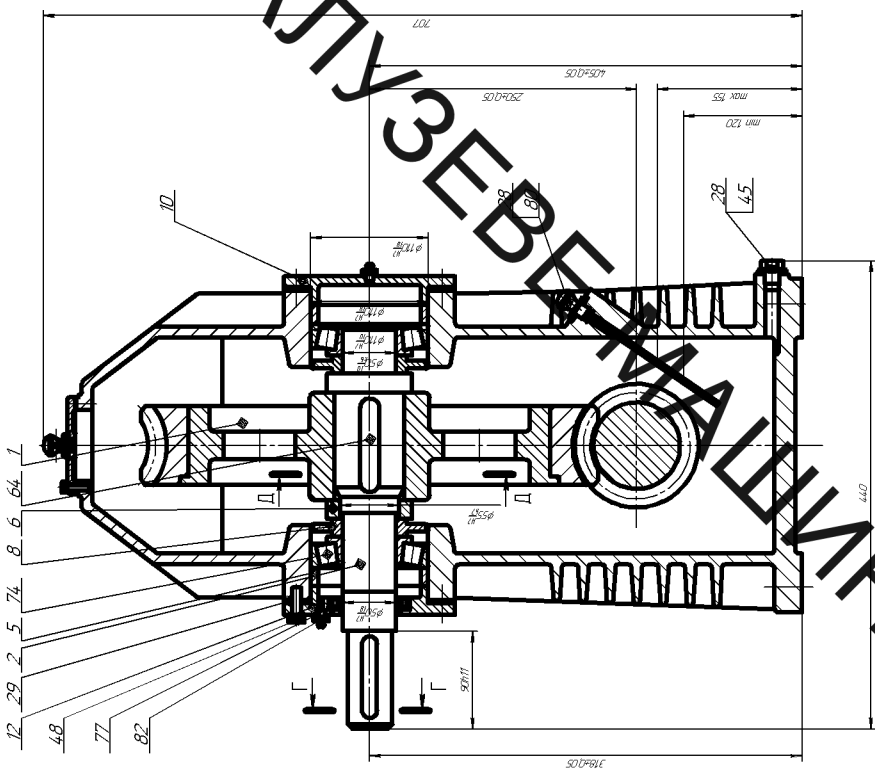
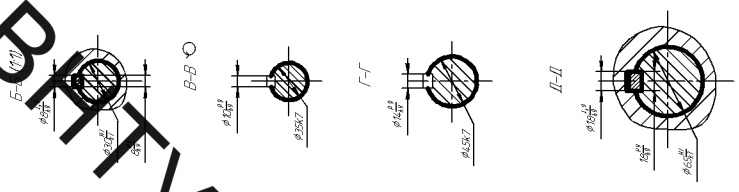
08.27.МКР.010.00.000.

Ліфтова установка
загальний вигляд

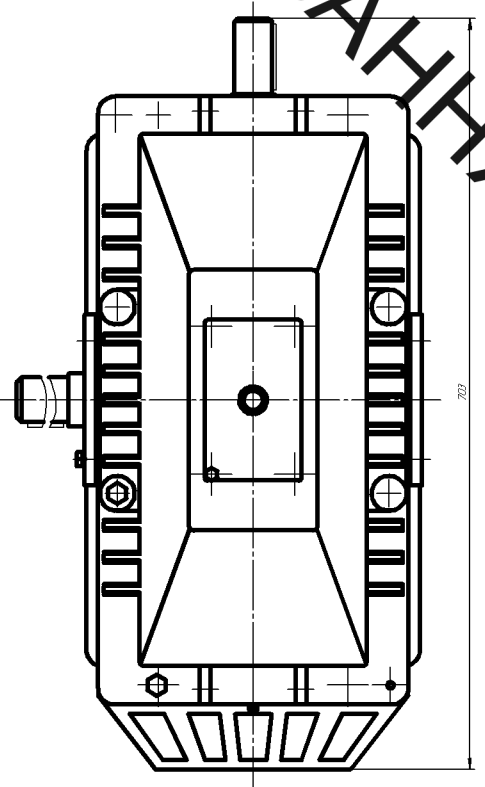
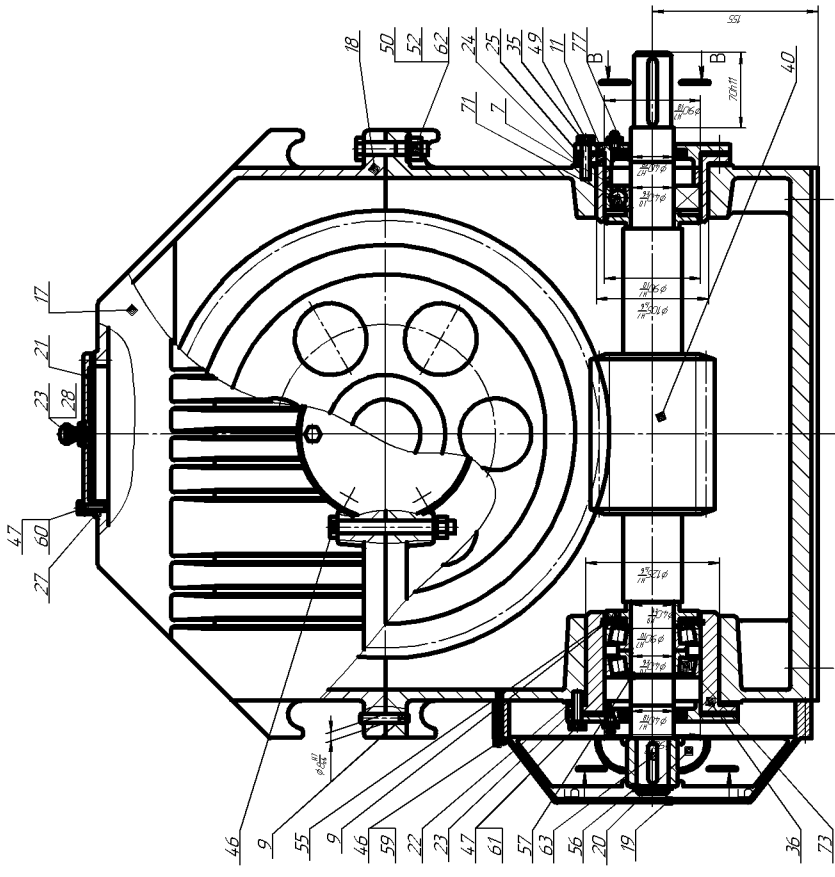
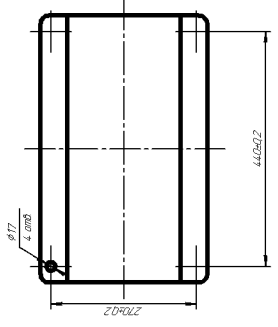
ВНТУ, 1ГМ-19М

Лит.	Лист	Листов

ВРЖТК, К. ГАЛУЗЕВЕЖАШКИН БУДУВАННЯ



A (15)



Технічна характеристика

- 1. Передаточне число – 53,55
- 2. Найбільший крутний момент на вхідному валу, Нм – 495
- 3. Частота обертання швидкохідного валу, хб⁻¹ – 1450
- 4. Частота обертання тихохідного валу, хб⁻¹ – 54

Технічні вимоги

- 1. Поверхню деталей протерли зернистим при складанні
- 2. Надійшлим з'єднанням поверхні покрили емаляом ПР-15, відповідно до ГОСТ 6465-76
- 3. В редуктор залили масло індустріальне І-А-А20 ГОСТ 17479-87
- 4. Нм, Нн, ±І, І, І/2

08-27МКР-0100.000 СК	
Редуктор	Складові креслення
Масштаб	1:1
Лист	80
Всього	12
Затверджено	ВНТ, ТМ, ЯУ
Складено	1988

08-27МКР-0100.000 СК

Перв. примен.		Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документація</u>		
Справ. №		A1			08-27.МКР.010.02.00.000 СК	Складальне креслення		
						<u>Складальні одиниці</u>		
				1	08-27.МКР.010.02.01.000	Колесо черв'ячне	1	
				2	08-27.МКР.010.02.02.000	Маслопоказчик	1	
						<u>Деталі</u>		
				4	08-27.МКР.010.02.00.001	Вал тихоходний	1	
				5	08-27.МКР.010.02.00.002	Вал -черв'як	1	
				6	08-27.МКР.010.02.00.003	Віддушина	1	
				7	08-27.МКР.010.02.00.004	Кільце	1	
				8	08-27.МКР.010.02.00.005	Кільце	1	
				9	08-27.МКР.010.02.00.006	Кільце	2	
				10	08-27.МКР.010.02.00.007	Кільце мастилоутримуюче	1	
				11	08-27.МКР.010.02.00.008	Кільце мастилоутримуюче	1	
				12	08-27.МКР.010.02.00.009	Кільце ущільнююче	1	
				13	08-27.МКР.010.02.00.010	Корпус редуктора	1	
				14	08-27.МКР.010.02.00.011	Кришка редуктора	1	
				15	08-27.МКР.010.02.00.012	Кришка	1	
				16	08-27.МКР.010.02.00.013	Кришка	1	
				17	08-27.МКР.010.02.00.014	Кришка	1	
		08-27.МКР.010.02.00.000						
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
		Разраб.	Щербань Е.В.				Лист	Листов
		Проб.	Поліщук Л.К.				н	1 3
		Н.контр.	Поліщук Л.К.				ВНТУ, 20.1ГМ-19М	
		Утв.	Поліщук Л.К.				Формат А4	

ВНУТРИШНІ ВІДПОВІДНОСТІ МАШИНОБУДУВАННЯ

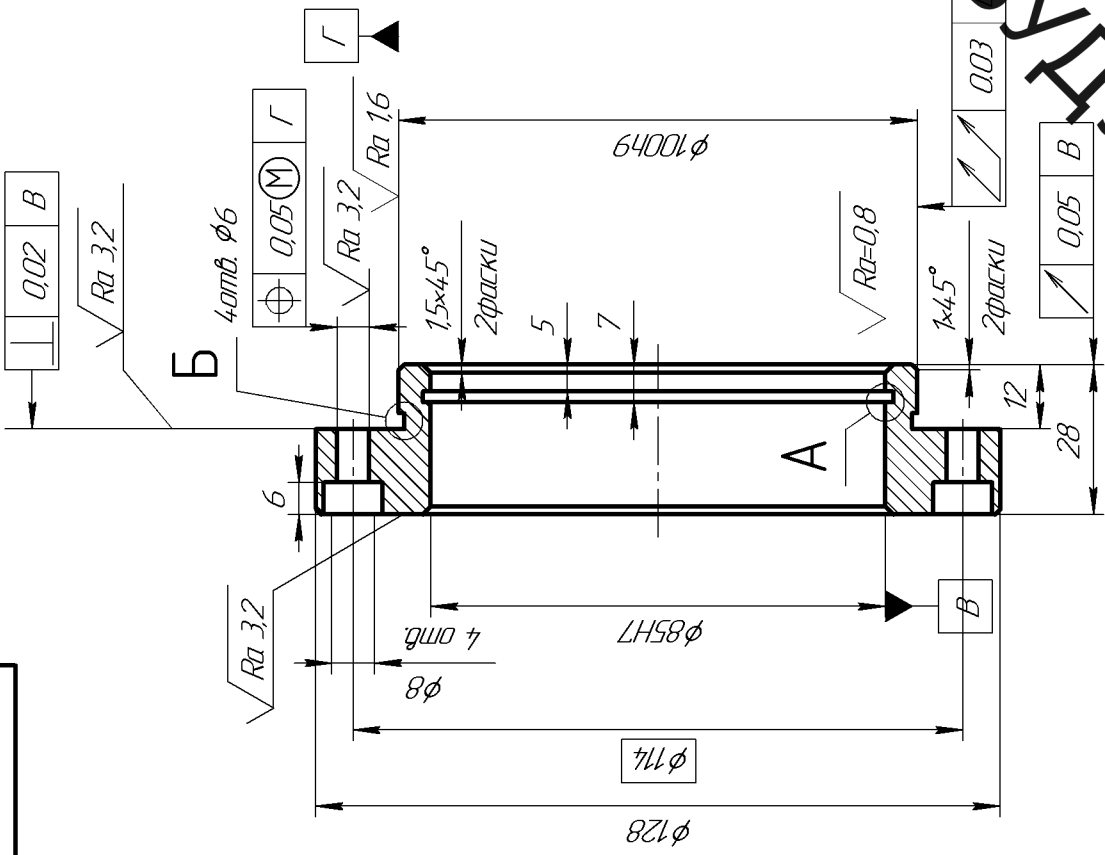
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
		18	08-27.МКР.010.02.00.015	Кришка	1	
		19	08-27.МКР.010.02.00.016	Кришка люка	1	
		20	08-27.МКР.010.02.00.017	Продка зливна	1	
		21	08-27.МКР.010.02.00.018	Прокладка	1	
		22	08-27.МКР.010.02.00.019	Прокладка	2	
		23	08-27.МКР.010.02.00.020	Прокладка	2	
		24	08-27.МКР.010.02.00.021	Прокладка	2	
		25	08-27.МКР.010.02.00.022	Стакан	1	
		26	08-27.МКР.010.02.00.023	Стакан	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Підшипники ГОСТ 3338-79		
		31		7310 С3	2	
		32		7312	2	
		33		Підшипник 310 С3 ГОСТ 8338-75	1	
		34		Болт М12-8d x 120.58 ГОСТ 7796-70	4	
				Болти ГОСТ 7798-70		
		35		М6-8d x 16.58	1	
		36		М10-8d x 40.58	28	
		37		М10-8d x 45.58	8	
		38		Гвинт 2М6-8d x 16.58 ГОСТ 1491-72	4	

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дідл.
Подп. и дата	

08-27.МКР.010.02.00.000

08-27.МКР.010.00.00.000

ВНТУ, ГАЛУЗЕВІ МАШИНОБУДУВАННЯ



1. 197...203 НВ
2. Невказані граничні відхилення розмірів: IT14, отвори H14, валу h14, решта ± 2

08-27.МКР.010.00.00.000		Лист	Масса	Масштаб
Кришка		Лист	1,03	1:1
Сталь 40 ГОСТ 1050-88		Лист	Листов	1
ВНТУ, ІГМ-19М		№ док.им.	Дата	
Взам. Лист	№ док.им.	Шерідень Є.В.	Листов	ЛК
Розроб.	Листов	ЛК	Листов	ЛК
Проєкт.	ЛК	ЛК	Листов	ЛК
Т.контр.	ЛК	ЛК	Листов	ЛК
Н.контр.	ЛК	ЛК	Листов	ЛК
Унів.	ЛК	ЛК	Листов	ЛК