

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проекту з дисципліни
“Машини безперервного транспорту”
для студентів спеціальності
133 Галузеве машинобудування
освітня програма
“Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання”
усіх форм навчання
“Розрахунок пересувного стрічкового конвеєра”

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Машини безперервного транспорту» для студентів спеціальності 133 Галузеве машинобудування освітня програма “Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання” усіх форм навчання “Розрахунок пересувного стрічкового конвеєра” /Укл.: О.М. Руднев, Р.О. Фролов.- Запоріжжя: ЗНТУ: 2019. – 102 с.

Укладачі: О.М. Руднев, доцент, к.т.н.,

Р.О. Фролов, ст. викладач

Рецензент: Л.М. Мартовицький, доцент, к.т.н.

Відповідальний за випуск: О.М. Руднев, доцент, к.т.н.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Деталі машин і ПТМ”
Протокол № 4
Від 23 січня 2019 р.

Рекомендовано
до видання
НМК М-факультета
Протокол № 5
Від 21 лютого 2019 р.

ЗМІСТ

Приклад завдання на проектування.....	5
Реферат.....	7
Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів.....	8
Вступ.....	9
1 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ.....	11
1.1 Вихідні дані для розрахунку та проектування стрічкового конвеєра.....	11
1.2 Схема механізму пересування стрічки.....	11
1.3 Вибір швидкості руху конвеєрної стрічки.....	12
1.4 Визначення розрахункової масової продуктивності.....	12
1.5 Визначення ширини конвеєрної стрічки.....	13
1.6 Вибір типу стрічки та визначення основних її параметрів.....	14
1.7 Умовне позначення вибраної конвеєрної стрічки.....	15
1.8 Визначення розподіленої ваги одного погонного метра конвеєрної стрічки.....	15
2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ ОПОР.....	16
2.1 Вибір типу роликів опор конвеєра.....	16
2.2 Визначення розмірів та мас частин роликів опор, які обертаються.....	18
2.3 Умовні позначення роликів опор конвеєра.....	19
2.4 Визначення відстаней між роликівими опорами.....	19
2.5 Визначення погонних мас частин роликів опор, що обертаються.....	20
3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОНВЕЄРА.....	21
3.1 Визначення загального опору руху стрічки конвеєра.....	21
3.2 Визначення максимального натягу стрічки в попередньому розрахунку.....	21
3.3 Перевірка конвеєрної стрічки на міцність.....	22
3.4 Докладний тяговий розрахунок конвеєра.....	22
3.5 Визначення тягового зусилля.....	25
3.6 Визначення максимального прогину стрічки на вантажній та холостій гілці та порівняння з допуском.....	26
3.7 Визначення максимального натягу стрічки з урахуванням динамічних пускових навантажень.....	27

4 ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДНОЇ СТАНЦІЇ.....	29
4.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів приводного барабана.....	29
4.2 Розрахунок потужності двигуна та його вибір.....	31
4.3 Вибір редуктора.....	32
4.4 Перевірка електродвигуна за часом пуску конвеєра.....	35
4.5 Вибір муфт приводної станції.....	37
4.6 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	39
5 ПРОЕКТУВАННЯ НАТЯЖНОЇ СТАНЦІЇ.....	41
5.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів натяжного барабана.....	41
5.2 Розрахунок ходу натяжного пристрою та визначення зусилля в натяжному пристрої.....	42
5.3 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	43
5.4 Вибір вантажного каната.....	43
5.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	45
5.6 Розрахунок потужності двигуна та його вибір.....	47
5.7 Вибір редуктора.....	48
5.8 Вибір муфт.....	51
5.9 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	53
6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КОНВЕЄРА	55
6.1 Вибір схеми механізму пересування конвеєра.....	55
6.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо.....	55
6.3 Вибір ходових коліс.....	57
6.4 Визначення максимального загального опору пересування конвеєра.....	59
6.5 Визначення потужності двигуна та його вибір.....	61
6.6 Вибір редуктора.....	62
6.7 Вибір муфт.....	65
6.8 Вибір гальм.....	66
6.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону.....	69
Вказівки щодо оформлення та захисту курсового проекту.....	72
Перелік посилань.....	74
Додаток А Довідкові дані.....	76
Додаток Б Загальний вид пересувного стрічкового конвеєра...	102

Приклад завдання на проектування

ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра _____

Дисципліна _____

Спеціальність _____

Курс _____ Група _____ Семестр _____

ЗАВДАННЯ
на курсовий проект (роботу) студентів

_____ (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи): _____

2. Термін здачі студентом закінченого проекту (роботи): _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи): _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити): _____

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

6. Дата видачі завдання: _____

РЕФЕРАТ

ПЗ: 97 с., 42 таблиць, 32 рисунків, 20 джерел.

Об'єкт дослідження – пересувний стрічковий конвеєр.

Мета роботи – пошук оптимального типу проекту та проектування основних механізмів та вузлів конвеєра.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням стандарт. пакетів: MatLab, Word, КОМПАС – 3DV10.

У проекті вирішені такі задачі:

1. Подано характеристики конвеєра, який має бути спроектований;
2. Визначені параметри конвеєрної стрічки;
3. Визначені основні параметри роликів опор;
4. Проведено повний тяговий розрахунок конвеєра;
5. Спроектвано приводну станцію конвеєра;
6. Спроектвано натяжну станцію конвеєра;
7. Спроектвано механізм пересування конвеєра;
8. Виконано збиральні креслення приводної станції, натяжної станції, конвеєра в цілому.

Ключові слова: СТРІКОВИЙ КОНВЕЄР, СТРІЧКА, РЕДУКТОР, МУФТА, ЕЛЕКТРОДВИГУН, МАСОВА ПРОДУКТИВНІСТЬ, КУТ ПРИРОДНОГО ВІДКОСУ, ШИРИНА СТРІЧКИ, НАСИПНА ГУСТИНА ВАНТАЖУ, РЕЖИМ РОБОТИ, КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ, РОЛИКОВА ОПОРА, РОЗПОДІЛЕНА ВАГА, РОЗПОДІЛЕНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, ПРИВОДНА СТАНЦІЯ, НАТЯЖНА СТАНЦІЯ, БАРАБАН, ДОВЖИНА, ШВИДКІСТЬ СТРІЧКИ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОЩЕННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, НАПРУЖЕННЯ, ДІАМЕТР КАНАТУ.

Робота виконана на кафедрі ДМ і ПТМ Запорізького національного технічного університету.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Слово (визначення)	Скорочення (позначення)	Умови використання
Завдання	Завд.	У тексті
Курсовий проект	КП	Бланк завдань
Коефіцієнт	Коеф.	У тексті
Пояснювальна записка	ПЗ	Бланк завдань
Рисунок	Рис.	У тексті
Рік	р.	У тексті
Таблиця	Таб.	У тексті
Масова продуктивність	Q	У тексті і формулах
Маса	m	
Насипна густина вантажу	ρ	
Кут природного укусу вантажу	φ	
Кут тертя вантажу по поверхні	φ_T	
Кут нахилу конвеєра	β	
Кут перегину тягового елемента	α	
Коефіцієнт тертя	f	
Коефіцієнт опору руху	w	
Розподілена вага	q	
Діюча сила	F	
Сила опору руху	W	
Питомий тиск	p	
Натяг тягового елемента	S	
Крутний момент	M	
Потужність	P	
Частота обертання	n	
Передаточне відношення	U	
Коефіцієнт корисної дії	η , ККД	
Швидкість	v	
Діаметр барабана	D	
Довжина конвеєра	L	

ВСТУП

За принципом дії підйомно-транспортні машини розділяють на дві самостійні конструктивні групи - машини періодичної та безперервної дії. До першого відносяться вантажопідйомні крани всіх типів, ліфти, засоби напільного транспорту (візки, навантажувачі, тягачі), підвісні рейкові та канатні дороги (періодичної дії), скрепери й інші подібні машини, а до другого (їх також називають машинами безперервного транспорту ат транспортуючих машин) - конвеєри різних типів, пристрої пневматичного і гідравлічного транспорту та подібні їм транспортуючі машини.

Стрічкові конвеєри застосовуються для транспортування штучних, кускових і сипучих вантажів, у легкій промисловості - для транспортування сировини, напівфабрикатів і готових виробів.

Вантажонесучим і тяговим органом стрічкового конвеєра є нескінченно гнучка стрічка, що опирається на роликові опори та обгинає на кінцях конвеєра приводний і натяжний барабани. По типу стрічки конвеєри бувають з прогумованою, сталевую та дровою стрічкою. Найбільше поширення одержали конвеєри із прогумованою стрічкою.

За профілем траси стрічкові конвеєри розділяються на горизонтальні, похилі і комбіновані.

Передача руху стрічці здійснюється фрикційним способом від приводного барабана. У приводах похилих конвеєрів може бути встановлене також стопорний пристрій («останов» або гальмо).

Необхідний первісний натяг створюється натяжним барабаном за допомогою гвинтового або вантажного натяжного пристрою. Гвинтові натяжні пристрої застосовують переважно на короткі (до 30...60 м) горизонтальних і похилих конвеєрах. У стрічкових конвеєрах великої довжини застосовуються вантажні натяжні пристрої (візкові або рамні).

Привід барабана стрічкового конвеєра складається з електродвигуна, сполучної муфти, редуктора, у деяких випадках редуктора в сполученні з варіатором, клиноремінною або ланцюговою передачею.

Всі конструктивні елементи конвеєра монтуються на опорній металокопструкції (рамі) конвеєра, закріпленої на фундаменті, несучих частинах будинку або металокопструкція має свій власний механізм

пересування. Металоконструкції конвеєрів виконуються звареними зі стандартних прокатних профілів: кутників, швелерів і т.д.

До оптимальної конструкції стрічкового конвеєра пред'являються наступні вимоги: застосування стандартної прогумованої стрічки серійного виробництва, максимальне використання серійного устаткування.

Виконання усіх стадій проектування у визначений термін часу також неможливо здійснити без втілення методів автоматизованого проектування машин. Навички роботи з ЕОМ (вміння користуватися різними програмами для розрахунків) використовуються в роботі над курсовим проектом з МБТ. Тут використовуються такі програми:

MNT – програма для розрахунку основних параметрів стрічкового конвеєра;

КОМПАС-3D – програма для виконання креслень конструкцій на ЕОМ.

Головною метою курсового проекту є розвиток конструкторського мислення та оцінка студентом отриманих результатів особливо з точки зору показників якості, надійності, ефективності та вартості.

Методичні вказівки призначені для того, щоб допомогти студентам при виконанні розрахункової частини проекту. У вказівках наведено необхідні ескізи та схеми, посилання на додаткову літературу.

1 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ

1.1 Вихідні дані для розрахунку та проектування стрічкового конвеєра

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для проектного розрахунку конвеєра

Параметри	Значення
Довжина конвеєра L , мм	170380
Відстань між барабанами (приводним, натяжним) конвеєра L_1 , мм	161650
Швидкість конвеєра V_k , м/с	0,3
Тип насипного вантажу	щебінь
Група абразивності вантажу	Д
Густина насипного вантажу ρ , т/м ³	1,8
Кут природного укосу вантажу в спокої α_c , °	40
Кут вільного розташування вантажу на стрічці α_p , °	15
Потрібна продуктивність конвеєра, т/год.	3500
Кут нахилу конвеєра β , °	0
Режим роботи конвеєра	важкий

Загальний вид пересувного стрічкового конвеєра наведений в додатку Б.

1.2 Схема механізму пересування стрічки

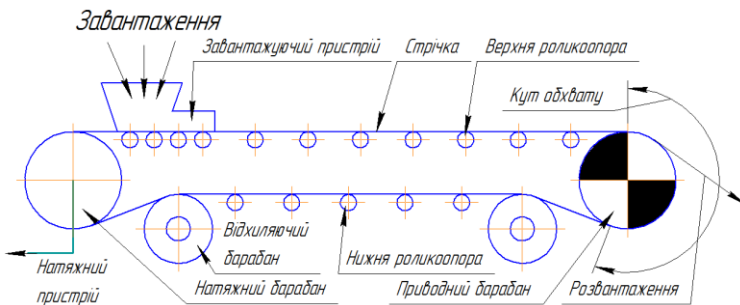


Рисунок 1.1 – Проектна схема стрічкового конвеєра

1.3 Вибір швидкості руху конвеєрної стрічки

Швидкість руху стрічки при транспортуванні насипних вантажів залежить від властивостей вантажу та ширини стрічки. Для абразивних середньокускових вантажів (каменю, щебеню, солі,) $V_c = 1,6 \dots 4 \text{ м/с}$ [1].

При транспортуванні насипних вантажів швидкість стрічки попередньо можна вибрати в межах $1 \dots 2 \text{ м/с}$.

Номінальну швидкість стрічки встановлюємо із ряду нормальних значень за ГОСТ 22644-77 [2]:

$0,25 - 0,315 - 0,4 - 0,5 - 0,63 - 0,8 - 1 - 1,25 - 1,6 - 2 - 2,5 - 3,15 - 4 - 5 - 6,3 - 8 - 10 \text{ м/с}$.

Примітка:

1. Допускається приймати швидкості менш ніж $0,250 \text{ м/с}$.
2. Відхилення швидкостей від вказаних допускається в межах $\pm 10\%$.

Приймаємо: $V_c^{BC} = 3,15 \text{ м/с}$.

1.4 Визначення розрахункової масової продуктивності

Визначаємо розрахункову масову продуктивність (для визначення відносних навантажень на стрічку та тягового зусилля привода), т/год.

$$Q_p = \frac{Q \cdot k_{II}}{k_i \cdot k_r} \quad 1.1)$$

де $k_{II} = 1,25$ [4] – коефіцієнт нерівномірності завантаження конвеєра, залежить від способу та характеру завантаження;

$k_i = 0,95$ [4] – коефіцієнт використання конвеєра за часом;

$k_r = 0,96$ [4] – коефіцієнт загальний коефіцієнт готовності конвеєрної системи;

$Q = 3500$ [табл. 1.1] – задана в технічному завданні максимальна масова продуктивність, т/год.

$$Q_p = \frac{3500 \cdot 1,25}{0,95 \cdot 0,96} = 4797$$

1.5 Визначення ширини конвеєрної стрічки

Визначаємо розрахункову ширину стрічки при транспортуванні насипного вантажу (щебеню) $B_{POЗP}$, м

$$B_{POЗP} = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q_p}{K_{II} \cdot V_{POЗP} \cdot K_{\beta} \cdot \rho}} + 0,05 \right) \quad (1.2)$$

$$B_{POЗP} = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{4797}{470 \cdot 3,15 \cdot 1 \cdot 1,8}} + 0,05 \right) = 1,530$$

де $K_{II} = 470$ [3] – коефіцієнт продуктивності для трьох жолобчатої опори при $\alpha_{ж} = 20^\circ$ та $\alpha_p = 15^\circ$;

$K_{\beta} = 1$ [3] – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу конвеєра $\beta = 0^\circ$;

$V_C^{BC} = 3,15$ [п. 1.3] – встановлена швидкість конвеєра, м/с;

$Q_p = 4797$ [п. 1.4] – розрахункова продуктивність стрічкового конвеєра, т/год.;

$\rho = 1,8$ – густина щебеню, т/м³.

Розрахункове значення ширини стрічки округлюємо до найближчої стандартної величини згідно ГОСТ 22644-77 і отримуємо $B = 1,6$.

Збільшення ширини стрічки у зрівнянні з встановленою потребою перерахунку швидкості, м/с

$$V = \frac{B_{POЗP}^2}{B^2} \cdot V_C^{BC} \quad (1.3)$$

$$V = \frac{1,530^2}{1,6^2} \cdot 3,15 = 2,88$$

Згідно ГОСТ 22644-77 перевіряємо так, щоб відхилення ΔV розрахункової швидкості підйому $V_C^{POЗP}$ від нормованої V_C^{BC} не перевищували $\pm 10\%$

$$\Delta V = \frac{V_C^{PO3P} - V_C^{BC}}{V_C^{BC}} \cdot 100\% \leq \pm 10\% \quad (1.4)$$

$$\Delta V = \frac{2,88 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = -8,6\% \leq \pm 10\%$$

Визначаємо розподілену вагу транспорт. вантажу, кг/м

$$q_B = \frac{Q_P}{3,6 \cdot V} \quad (1.5)$$

$$q_B = \frac{4797}{3,6 \cdot 2,88} = 462,7$$

1.6 Вибір типу стрічки та визначення основних її параметрів

У стрічкових конвеєрах в основному застосовують прогумовані тканеві стрічки. Залежно від умов експлуатації й призначення розрізняють п'ять типів гумовотканинних стрічок: 1; 2Р; 2; 3; 4 загального призначення, морозостійкі, теплостійкі, підвищеної теплостійкості, харчові й негорючі.

Конвеєрна стрічка складається з прокладки (поз. 1, рис. 1.2), робочої верхньої обкладки (поз. 2, рис. 1.2), неробочої нижньої обкладки (поз. 3, рис. 1.2) та бокової обкладки (поз. 4, рис. 1.2).

Згідно заданих умов експлуатації конвеєра (тяжкі) та характеристик заданого вантажу (щебінь, абразивний, середньо кусковий) обираємо гумотканеву стрічку типу 2 згідно ГОСТ 20-85 з табл. 2.1 [1].

Для обраної стрічки попередньо приймаємо кількість тягових прокладок рівним $i_{II} = 5$, згідно [1] при мінімальній міцності прокладки $K_p = 300 \text{ Н/мм}$ [1] та товщині однієї тягової прокладки $\delta_{II} = 1,9 \text{ мм}$ [1].

Згідно [1, 96] товщина обкладки робочої поверхні $\delta_1 = 5 \text{ мм}$ та неробочої $\delta_2 = 2 \text{ мм}$.

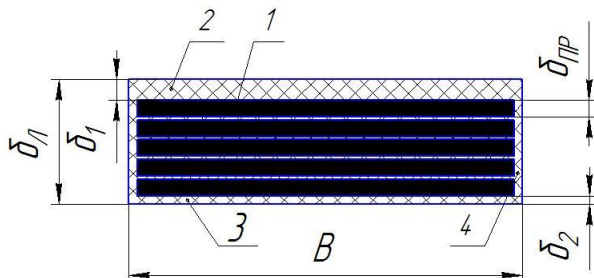


Рисунок 1.2 – Конвеєрна стрічка (гумотканева)

1.7 Умовне позначення вибраної конвеєрної стрічки

Стрічка 2 – 1600 – 5 – ТА – 300 – 5 – 2 – В – ГОСТ 20-85

де 2 – тип конвеєрної стрічки;

1600 – ширина стрічки, мм;

5 – кількість тягових прокладок;

ТА-300 – найменування тканини;

5 – товщина робочої обкладки, мм;

2 – товщина неробочої обкладки;

В – клас міцності обкладочної гуми.

1.8 Визначення розподіленої ваги одного погонного метра конвеєрної стрічки

Визначаємо погонну масу стрічки, кг/м

$$q_c = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot B \cdot \delta_c \quad (1.6)$$

де $B = 1600$ – ширина стрічки, мм;

δ_c – товщина стрічки, мм.

$$\delta_c = i_{II} \cdot \delta_{PP} + \delta_1 + \delta_2 \quad (1.7)$$

де $i_{II} = 5$ – попередньо обрана кількість тягових прокладок конвеєрної гумотканевої стрічки, мм;

$\delta_{PP} = 1,9$ – товщина тягової прокладки, мм;

$\delta_1 = 5$ – товщина робочої обкладки, мм;

$\delta_2 = 2$ – товщина неробочої обкладки, мм.

$$\delta_c = 5 \cdot 1,9 + 5 + 2 = 16,5 \quad q_c = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot 1600 \cdot 16,5 = 29,8$$

2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ ОПОР

2.1 Вибір типу роликових опор конвеєра

Роликові опори відносяться до основного елемента стрічкового конвеєра. Ролики повинні бути довговічними, мати малий опір обертанню, сприяти центруванню стрічки, забезпечувати стрічці необхідну коробчатість.

На високопродуктивних конвеєрах застосовуються ролики з виносними підшипниками на півосях (тип II).

Для робочої гілки стрічки при транспортуванні заданого вантажу (щєбін) обираємо трьохроликову опору – типу «Ж» ($\alpha_{ж} = 20^\circ$).

Обраний тип роликових опор верхньої гілки ділимо на:

- рядові (рис. 2.1), складають основну кількість [табл. А.5, додаток А];
- що амортизують (рис. 2.2), в місці завантаження конвеєра вантажем [табл. А.6, додаток А];
- що центрують (рис. 2.3), в місцях розташування приводного та натяжного барабанів [табл. А.7, додаток А].

Для холостої гілки обираємо одно роликові опори – типу «Н» (рис. 2.4) [табл. А.8, додаток А]. Також для запобігання сходу стрічки крім роликових опор, які центрують, обираємо дефлекторні ролики для верхньої (рис. 2.5)[табл. А.9, додаток А] та нижньої гілки (рис. 2.6) [табл. А.10, додаток А].

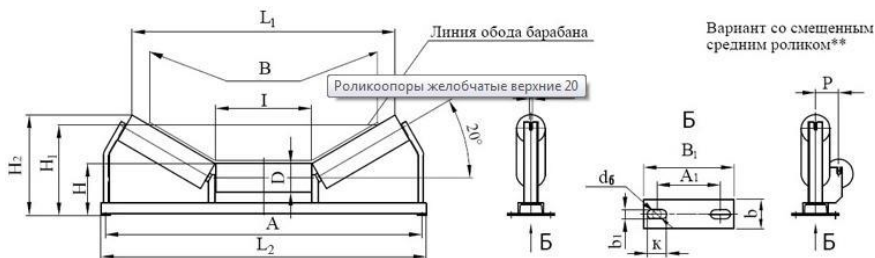


Рисунок 2.1 – Роликова опора верхня рядова

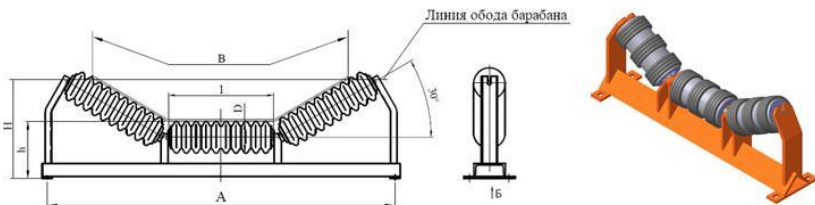


Рисунок 2.2 – Роликовая опора верхня, призначена для амортизації ударів



Рисунок 2.3 – Роликовая опора верхня, призначена для центрування стрічки

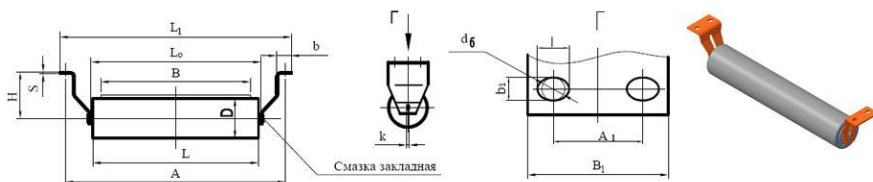


Рисунок 2.4 – Нижня роликовая опора

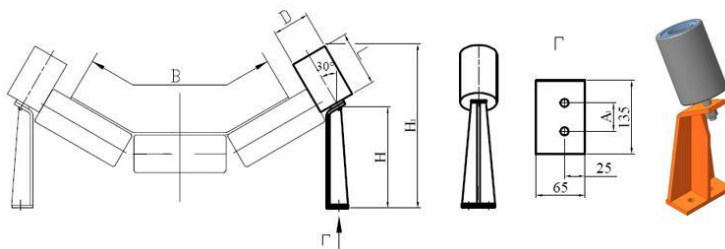


Рисунок 2.5 – Верхній дефлекторний ролик (робоча гілка)

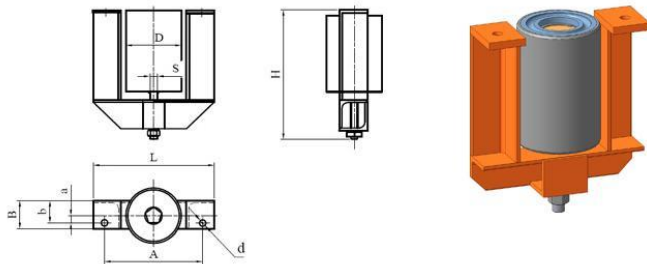


Рисунок 2.6 – Нижній дефлекторний ролик (холоста гілка)

2.2 Визначення розмірів та мас частин роликів опор, які обертаються

Діаметри ролика обираємо в залежності від ширини стрічки ($B = 1600\text{мм}$), її швидкості ($V_C^{PO3P} = 2,88\text{м/с}$) та густини транспортованого вантажу (щебінь, $\rho = 1,8\text{т/м}^3$) по табл. А.7[3, 102]. Отже приймаємо діаметр ролика рівним $D_P = 159\text{мм}$.

Для простоти в експлуатації та обслуговуванні, а також для уніфікації елементів конвеєра діаметри ролика на всіх обраних типах роликів опор приймаємо рівними.

Розміри роликів опор відповідають каталогу 1-87 (Е101-12-87)ГПКИ "Союзпроммеханизация". Змащування підшипників закладне: літол-24 ГОСТ 21150-87.

Маса роликів опор [табл. А.5 – А.10, додаток А]:

- 1) $m_{ЖГ} = 115,4$ – маса верх. рядової жолобчатої РО, кг;
- 2) $m_{ЖА} = 102,5$ – маса верх. амортиз. жолобчатої РО, кг;
- 3) $m_{ЖЦГ} = 135,1$ – маса верх. центр. жолобчатої РО, кг;
- 4) $m_{НГ} = 61,5$ – маса нижньої плоскої жолобчатої РО, кг;
- 5) $m_{ДЖ} = 16,1$ – маса верх. дефлекторного ролика, кг;
- 6) $m_{ДН} = 15,8$ – маса нижнього дефлекторного ролика, кг.

Роликові опори конвеєрів загального призначення виконуються із жорстким кріпленням осей на опорах (тип І), які у свою чергу кріпляться болтами до рами конвеєрів.

На високопродуктивних конвеєрах застосовуються ролики з

виносними підшипниками на півосях (тип П).

2.3 Умовні позначення роликів опор конвеєра

Умовне позначення верхньої рядової жолобчатої роликів опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Роликоопора ЖГ 160 – 159 – 20 ГОСТ 22645-77

Умовне позначення верхньої амортизуючої жолобчатої роликів опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Роликоопора ЖА 160 – 159 – 20 ГОСТ 22645-77

Умовне позначення верхньої центруючої жолобчатої роликів опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Роликоопора ЖЦГ 160 – 159 – 20 ГОСТ 22645-77

Умовне позначення нижньої плоскої роликів опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм:

Роликоопора НГ 160 – 159 ГОСТ 22645-77

Умовне позначення верхнього дефлекторного ролика для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Ролик ДЖ 160 – 159 – 20 ГОСТ 22645-77

Умовне позначення верхнього дефлекторного ролика для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Ролик ДН 160 – 159 ГОСТ 22645-77

2.4 Визначення відстаней між роликівими опорами

Для насипних вантажів роликів опори встановлюємо на верхній та нижній гілці конвеєра.

На середній частині (19 секцій по 8 метрів) робочої гілки відстань між роликівими опорами встановлюємо на відстані $l_p = 1,15 м$, згідно табл. А.8 [3, 102].

В частині приводної станції роликів опори встановлюємо на відстані $l_{pII} = l_p \cdot 0,5 = 0,58 м$ [3, 102].

В частині натяжної станції роликові опори встановлюємо на відстані $l_{PH} = 0,65 \text{ м}$ [3].

На холостій гілці конвеєра відстань між роликівими опорами приймаємо $l_X = 2 \cdot l_P = 2,3 \text{ м}$ [3, 102].

Відхиляючі барабани встановлюємо на відстані 0,65 метра від кінцевих (приводного та натяжного) [3, 102].

2.5 Визначення погонних мас частин роликівих опор, що обертаються

Визначаємо розподілену масу частин роликівих опор верхньої (робочої) гілки, що обертаються (для розрахунку середнє значення відстані між ними), кг/м

$$q_P = \frac{Q_P}{l_P} \quad (2.1)$$

$$q_P = \frac{56}{1,0} = 56$$

де $Q_P = 56$ [табл. А.6, додаток А] – вага частин, що обертаються верхньої жолобчатої роликової опори, кг;

$l'_P = 1,0$ – середнє значення відстані між роликівими опорами верхньої робочої гілки, м.

Визначаємо погонну масу частин роликівих опор нижньої (холостої) гілки, що обертаються, кг/м

$$q_X = \frac{Q_X}{l_X} \quad (2.2)$$

$$q_X = \frac{41,9}{2,3} = 18,2$$

де $Q_X = 41,9$ [4, табл. 4.75] – вага частин, що обертаються нижньої роликової опори, кг;

$l_X = 2,3$ – відстань між нижніми роликівими опорами, м.

3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОНВЕЄРА

3.1 Визначення загального опору руху стрічки конвеєра

Для наближеного розрахунку загальне зусилля опору усталеного руху стрічки, звантаженою рівномірним навантаженням по всій трасі конвеєра, визначаємо за формулою 3.1

$$W_0 = k_D \cdot L_1 \cdot g \cdot [(q_B + q_P + q_C) \cdot w + (q_C + q_X) \cdot w'] \quad (3.1)$$

де W_0 – зусилля опору руху горизонтального конвеєра при усталеному русі стрічки, Н;

$k_D = 1,6$ [3] – узагальнений коефіцієнт місцевих опорів;

$L_1 = 161,65$ [табл. 1.1] – горизонтальна проекція відстані між осями кінцевих барабанів конвеєра, м;

$g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

$q_B = 462,7$ – розподілене навантаження вантажу, кг/м;

$q_C = 29,8$ – розподілене навантаження стрічки, кг/м;

$q_P = 56$ – розподілене навантаження частин, що обертаються роликів опор верхньої гілки, кг/м;

$q_X = 18,2$ – розподілене навантаження частин, що обертаються роликів опор нижньої гілки, кг/м;

$w = 0,06$ [табл. 4.9, 3] – коефіцієнт опору робочої гілки;

$w' = 0,04$ [табл. 4.9, 3] – коефіцієнт опору холостої гілки.

$$W_0 = 1,6 \cdot 161,65 \cdot 9,81 \cdot \left[(462,7 + 56 + 29,8) \cdot 0,06 + (29,8 + 18,2) \cdot 0,04 \right] = 88372,7$$

3.2 Визначення максимального натягу стрічки в попередньому розрахунку

Визначаємо максимальний натяг стрічки, Н

$$S_{MAX} = k_3 \cdot W_0 \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.2)$$

де $k_{зч} = 1,3$ – коефіцієнт запасу привода по зчепленню;

$e^{\mu\alpha} = 1,73$ [3, табл. 4.3] – прийнятий повний тяговий коефіцієнт.

$$S_{MAX} = 1,3 \cdot 88372,7 \cdot \frac{1,87}{1,87 - 1} = 251083$$

3.3 Перевірка конвеєрної стрічки на міцність

Розраховуємо необхідну кількість прокладок стрічки

$$i \geq \frac{S_{MAX} \cdot C_{II}}{k_p \cdot B} \quad (3.3)$$

де $i = 5$ – попередньо прийняте число прокладок тягового каркаса стрічки;

$S_{MAX} = 293395,7$ [3] – найбільший розрахунковий натяг стрічки, Н;

$k_p = 300$ [п. 2.3] – міцність при розриві однієї прокладки, Н/мм;

$C_{II} = 8$ [3] – коефіцієнт запасу міцності стрічки;

$B = 1600$ [п. 2.2] – ширина стрічки, мм.

$$i_{II} \geq \frac{251083 \cdot 8}{300 \cdot 1600} = 4,18$$

Розрахунок показує, що попередньо взята кількість прокладок достатня для забезпечення міцності конвеєрної стрічки. Але потрібно перевірити стрічку з урахуваннях пускових динамічних навантажень.

3.4 Докладний тяговий розрахунок конвеєра

Тяговий розрахунок конвеєра при усталеному русі стрічки виконуємо методом послідовного підсумовування всіх сил опору руху стрічки по всій трасі конвеєра від точки збігання стрічки із приводного барабана, до точки набігання стрічки на приводний барабан.

Для виконання тягового розрахунку контур всієї траси конвеєра по ходу руху стрічки розділяємо на окремі ділянки по виду опорів: горизонтальні, повороти, завантаження. Нумерація точок та розрахунок починається із точки збігання стрічки з приводного барабана та триває по всьому контурі траси до кінцевої точки

розрахунку. Для визначення дійсних натягів у кожній точці траси, при використанні фрикційного приводу, за основу беремо теорію фрикційних приводів традиційних стрічкових конвеєрів, і тяговий розрахунок проводимо аналогічно.

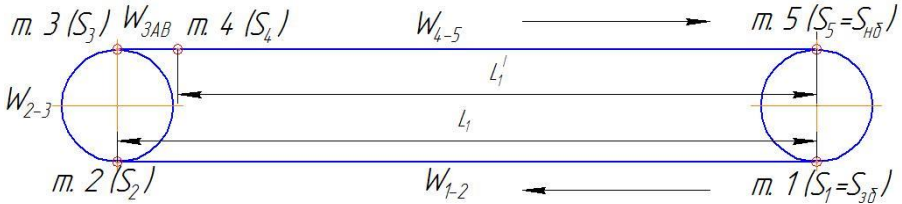


Рисунок 3.1 – Схема для докладного тягового розрахунку конвеєра

Визначаємо натяг стрічки в точках контуру, Н

$$S_{3B} = S_1 \quad (3.4)$$

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \quad (3.5)$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} \quad (3.6)$$

$$S_4 = S_3 + W_{3AB} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3AB} \quad (3.7)$$

$$S_5 = S_4 + W_{4-5} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3AB} + W_{4-5} = S_1 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (3.8)$$

Визначаємо опір на холостій гілці, Н

$$W_{1-2} = (q_C + q_X) \cdot g \cdot L \cdot w' \quad (3.9)$$

де $g = 9,81 \approx 10$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

$w' = 0,04$ [1] – коефіцієнт опору стрічки по роликівим опорам

(важкі умови роботи);

$L_1 = 161,65$ [табл. 1.1] – відстань між кінцевими барабанами, м;

$q_C; q_X$ – відповідно розподілена вага стрічки та роликівим опор холостої гілки, кг/м;

$$W_{1-2} = (29,8 + 18,2) \cdot 10 \cdot 161,65 \cdot 0,04 = 3103,7$$

Визначаємо опір при огинанні стрічкою натяжного барабана (при куті обхвату стрічкою барабана $\geq 180^\circ$), Н

$$W_{2-3} = 0,06 \cdot S_2 \quad (3.10)$$

$$W_{2-3} = 0,06 \cdot (S_1 + 3103,7) = 0,06S_1 + 186,2$$

Визначаємо опір на завантаженій гілці, Н

$$W_{4-5} = (q_B + q_C + q_P) \cdot g \cdot L_1 \cdot w \quad (3.11)$$

де $w = 0,06 [1]$ – коефіцієнт опору стрічки по роликівим опорам (важкі умови роботи);

$L_1 = 160$ – відстань між приводним барабаном та направляючими лотка, м;

$q_B = 462,7$ – розподілена вага вантажу, кг/м.

$q_P = 56$ – розподілена вага роликівим опор робочої гілки, кг/м.

$$W_{4-5} = (462,7 + 29,8 + 56) \cdot 10 \cdot 160 \cdot 0,06 = 57961,2$$

Визначаємо опір в місці завантаження конвеєра, Н

$$W_{3AB} = \frac{Q \cdot f_L \cdot (V - V_1)}{3,6 \cdot (f_L - tg\beta - k_B \cdot f_B)} \quad (3.12)$$

де $V_1 = 0,5 \cdot V_C^{PO3P} = 1,44 [3]$ – швидкість вантажу в напрямку транспортування, м/с;

$k_B = 0,272 [ф.3.13]$ – коефіцієнт бокового тиску на направляючі борти;

$$k_B = \frac{Q}{3600 \cdot b_{CP}^2 \cdot V_{CP} \cdot \rho} \quad (3.13)$$

$$k_B = \frac{4797}{3600 \cdot 1,12^2 \cdot 2,16 \cdot 1,8} = 0,272$$

$V_{CP} = (V_C^{PO3P} + V_1) / 2 = 2,16 [1]$ – середня швидкість, м/с;

$b_{CP} = 0,7 \cdot B = 1,12 [1]$

$f_L = 0,63 [1]$ – коефіцієнт тертя вантажу по стрічці;

$f_B = 0,5 [1]$ – коефіцієнт тертя вантажу по бортам завантажувального лотка.

$$W_{3AB} = \frac{4797 \cdot 0,63 \cdot (2,88 - 1,44)}{3,6 \cdot (0,63 - 0,272 \cdot 0,5)} = 1848,5$$

Визначаємо з формули 4.5 S_1 , Н

$$S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3AB} + W_{4-5} = S_1 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$S_1 + 3103,7 + 0,06 \cdot S_1 + 186,2 + 1848,5 + 57961,2 = S_1 \cdot \frac{1,87}{1,3}$$

де $e^{\mu\alpha} = 1,73$ [3, табл. 4.3] – повний тяговий коефіцієнт (залежить від кута обхвату (210°) стрічкою барабана та умов роботи конвеєра(дуже вологі)).

$$S_1 \cdot 0,378 = 62913,4$$

$$\text{Отже } S_1 = 166437,5$$

З урахуванням того, що $S_{нб} = \frac{e^{\mu\alpha}}{k_{зч}} \cdot S_{зб}$, то отримуємо:

$$S_{нб} = \frac{1,87}{1,3} \cdot 166437,6 = 239414$$

Таблиця 3.1 – Значення натягів в характерних точках

Точка	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
Натяг, Н	166437,5	169541,2	179713,7	181562,2	239414

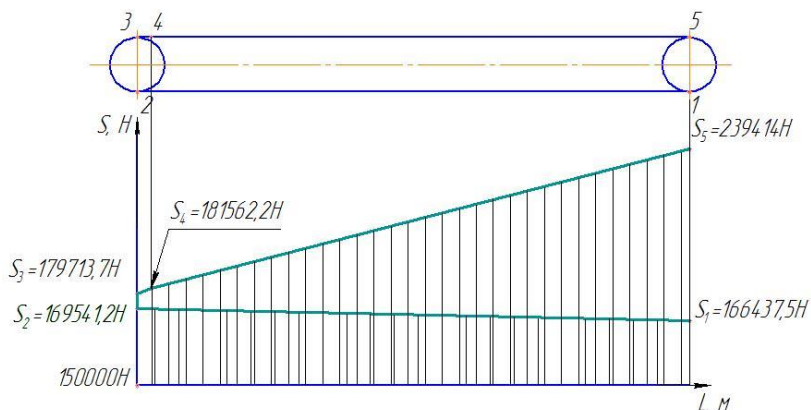


Рисунок 3.2 – Діаграма натягу стрічки в точках конвеєра

3.5 Визначення тягового зусилля

Визначаємо тягове зусилля на приводному барабані, Н

$$W = S_{HB} - S_{ЗБ} \quad (3.14)$$

$$W = 239414 - 166437 = 72976,5$$

3.6 Визначення максимального прогину стрічки на вантажній та холостій гілці та порівняння з допуском

Максимальний прогин вантажної гілки стрічки визначається за наступною формулою:

$$f_{ГР} = \frac{(q_C + q_B) \cdot l_P \cdot g}{K_1 \cdot S_P^{MIN}} \leq [f_{ГР}] \quad (3.15)$$

де K_1 – коефіцієнт який враховує довжину та складність траси ($K_1 = 5$ – для конвеєрів довжиною до 100 м, $K_1 = 5$ – для конвеєрів довжиною понад 100 м та складною трасою); [3, 109]

Визначаємо прогин стрічки на вантажній гілці, м

$$f_{ГР} = \frac{(29,8 + 462,7) \cdot 1,15^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 85621} = 0,009 \leq 0,023$$

де $[f_{ГР}] = (1,5\% \div 2\%) \cdot l_P = 0,023$ – допускний прогиб стрічки на вантажній гілці, м;

$q_B = 462,7$ – розподілена вага вантажу, кг/м.

$q_C = 29,8$ – розподілене навантаження стрічки, кг/м;

$S_{\min} = S_3 = 85621$ – мінімальний натяг на завантаженій гілці (без коефіцієнта запасу).

Визначаємо прогин стрічки на холостій гілці, м

$$f_{ГР} = \frac{29,8 \cdot 2,3^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 80774,6} = 0,0024 \leq 0,046$$

де $[f_{ГР}] = (1,5\% \div 2\%) \cdot l_X = 0,046$ – допускний прогиб стрічки на холостій гілці, м;

$S_{\min} = S_2 = 80774,6$ – мінімальний натяг на холостій гілці (без коефіцієнта запасу).

3.7 Визначення максимального натягу стрічки з урахуванням динамічних пускових навантажень

$$S_{\text{пуск}} = S_{\Pi} + W_{2p}^{\Pi} + W_X^{\Pi} + a \cdot (m_P + m_X) \quad (3.16)$$

де S_{Π} – пусковий натяг гілки, що збігає, створюване НП, Н;

$$S_{\Pi} = (S_2 + S_3) \cdot 1,2 \quad (3.17)$$

$$S_{\Pi} = (80774,6 + 85621) \cdot 1,2 = 199674,7$$

W_P^{Π} – опір верхньої вантажної гілки, розраховане з урахуванням пускового коефіцієнта опору руху, Н;

$$W_P^{\Pi} = (W_{3AB} + W_{4-5}) \cdot 1,2 \quad (3.18)$$

$$W_P^{\Pi} = (1848,5 + 57961,2) \cdot 1,2 = 71771,6$$

W_X^{Π} – опір нижньої холостої гілки, розраховане з урахуванням пускового коефіцієнта опору руху, Н;

$$W_X^{\Pi} = W_{1-2} \cdot 1,2 \quad (3.19)$$

$$W_X^{\Pi} = 3103,7 \cdot 1,2 = 3724,4$$

$$a = k \cdot V \sqrt{\frac{\omega_{\Pi} \cdot \cos \beta + \sin \beta}{\varepsilon \cdot L_0}} \quad (3.20)$$

$$a = 0,4 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{0,084 \cdot 1}{0,015 \cdot 326}} = 0,13$$

де a – прискорення стрічки при пуску, м/с²;

$\omega_{\Pi} = 1,4 \cdot \omega = 0,06 \cdot 1,4 = 0,084 [1]$ – коефіцієнт опору при пуску;

$k = 0,4$ – коефіцієнт, що враховує довжину конвеєра (при $L_0 > 300$);

$L_0 = 326$ – довжина всієї стрічки, м;

$\varepsilon = 0,015$ – відносне подовження.

$$a_{\text{max}} = K_{\text{без}} \cdot g \cdot (f \cdot \cos \beta - \sin \beta) \quad (3.21)$$

$$a_{\text{max}} = 0,6 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 1 = 4,71$$

де $K_{\text{без}} = 0,6 [4]$ – коефіцієнт безпеки;

f – коефіцієнт зовнішнього тертя.

$$m_p = (q_C + q_B + q_P \cdot k_I) \cdot L_1 = (29,8 + 464,7 + 56 \cdot 0,8) \cdot 161,65 = 94791,6 \quad \text{– маса частин,}$$

що поступово рухаються та приведених до стрічки частин роликів опор робочої гілки, що обертаються, кг;

$m_p = (q_C + q_X \cdot k_I) \cdot L_1 = (29,8 + 18,2 \cdot 0,8) \cdot 161,65 = 7041,5$ – маса частин, що поступово рухаються та приведених до стрічки частин роликів опор холостої гілки, що обертаються, кг;

$k_I = 0,8$ – коефіцієнт інерції частин, що обертаються.

Так як, $a < a_{\max}$, то вантаж не проковзує по стрічці.

$$S_{\text{нук}} = 258532,2 + 53294,3 - 713,04 + \frac{0,1}{9,81} (2 \cdot 62 + 840 + 85 + 222) + (1 + 0,07) 1900 = 313148H$$

Порівнюємо $S_{\text{нук}}$ з найбільшим розрахунковим натягом стрічки S_{MAX} , %

$$\Delta = \frac{S_{\text{нук}} - S_{\text{MAX}}}{S_{\text{нук}}} \cdot 100\% \leq [\Delta] = 10\% \quad (3.22)$$

$$\Delta = \frac{288409 - 251083}{288409} \cdot 100\% = 12,9\% \leq [\Delta] = 10\%$$

Перевіряємо вибір міцності стрічки при номінальному запасі міцності [2, с. 104]

$$i \geq \frac{n \cdot S_{\text{нб}}}{[\sigma_{pi}] \cdot B} = \frac{8 \cdot 288409}{300 \cdot 1600} = 4,8$$

Прийняте число прокладок стрічки проходить при номінальному запасі міцності.

Приймаємо: $i_{II} = 5$ (ТА-300).

4 ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВІДНОЇ СТАНЦІЇ

Призначення приводу – забезпечити рух тягового елемента конвеєра з вантажем. Створення необхідної тягової сили конвеєра забезпечується силою тертя, що виникає між стрічкою та поверхнею приводного барабана.

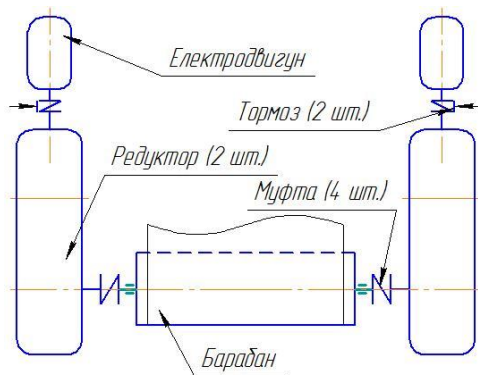


Рисунок 4.1 – Схема приводної станції стрічкового конвеєра

4.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів приводного барабана

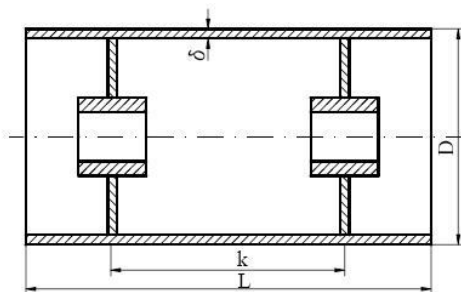


Рисунок 4.2 – Схема приводного барабана

Зовнішній діаметр барабана визначається його призначенням, натягом стрічки, шириною стрічки та типом тягового каркаса.

Визначаємо зовнішній діаметр приводного барабана, мм

$$D_{II} = K_1 \cdot K_2 \cdot i \quad (4.1)$$

де $K_1 = 300$ [3] – коефіцієнт, що враховує міцність прокладок;

$K_2 = 1$ [3, 74] – коефіцієнт, що враховує призначення барабана (для приводного);

$i = 5$ [п. 4.4] – кількість прокладок.

$$D_{II} = 190 \cdot 1 \cdot 5 = 950$$

Отже згідно ГОСТ 22644-77 приймаємо: $D_{II} = 1000$ мм.

Для збільшення зчеплення між барабаном та стрічкою барабан виконуємо футерованим гумою.

Визначаємо діаметр футерованого барабана, мм

$$D_{II(\Phi)} = D_{II} + 2 \cdot \delta_{\Phi} \quad (4.2)$$

$$D_{II(\Phi)} = 1000 + 2 \cdot 30 = 1060$$

Довжину приводного барабана приймаємо згідно ГОСТ 22644-77.

Приймаємо: $L_B = 1800$ мм.

Визначаємо товщину обода барабана, мм

$$\delta = 0,005 \cdot D_{II} + (4...6) \text{ мм} \quad (4.3)$$

$$\delta = 0,005 \cdot 1000 + (4...6) = 9...11$$

Приймаємо: $\delta = 11$.

Перевірка приводного барабана по питомому тиску, МПа

$$P = \frac{360 \cdot S_{нб}}{\alpha \cdot \pi \cdot D_{\phi} \cdot B} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha}} \leq [P] = 0.2...0.3 \text{ МПа} \quad (4.4)$$

де $[P] = 0.2...0.3$ – допустимий тиск, МПа.

$$P = \frac{360 \cdot 239414}{240 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 1,6} \cdot \frac{1,87 + 1}{1,87} = 0,092 \leq 0,2...0,3$$

Визначаємо відстань між втулками, мм

$$K = 0,9 \cdot B \quad (4.5)$$

$$K = 0,9 \cdot 1600 = 1440$$

Визначаємо зовнішній діаметр відхиляючого барабана, мм

$$D_{II} = 190 \cdot 0,65 \cdot 5 = 617,5$$

де $K_2 = 0,85$ [3] – коефіцієнт, що враховує призначення барабана (для відхиляючого).

Умовне позначення відхиляючого барабана:

16063 – 100

Отже згідно ГОСТ 22644-77 приймаємо: $D_B = 800$ мм.

Обираємо привідний барабан з табл. Д.3 (додаток А).

Умовне позначення барабана для конвеєра з шириною стрічки 1600 мм, діаметром барабана 1000 мм, футерованого, з підшипником діаметром 180 мм, з двома консолями:

160100Ф – 180 – 2

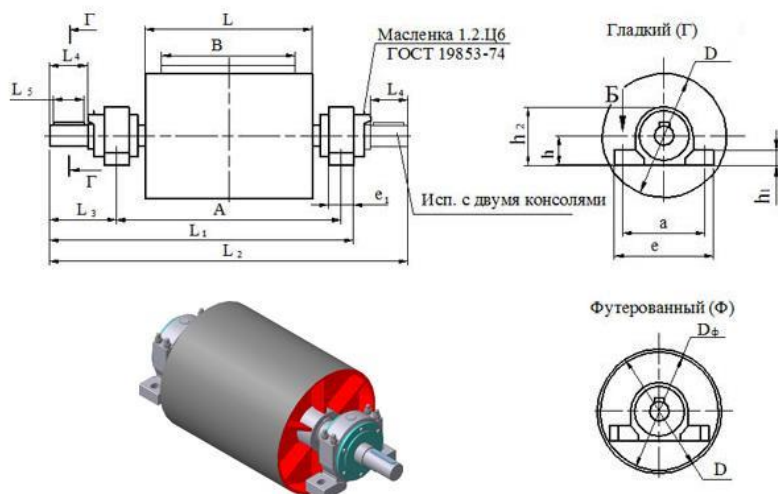


Рисунок 4.3 – Загальний вид привідного барабану (футерованого)

4.2 Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Електродвигун вибираємо з каталогу по розрахунковій потужності, кВт

$$P_{ДВ} = k_3 \cdot \frac{W \cdot V_C^{POЗP}}{1000 \cdot \eta_0 \cdot \eta_B \cdot n} \quad (4.6)$$

$$P_{ДВ} = 1,1 \cdot \frac{79976,5 \cdot 2,88}{1000 \cdot 0,92 \cdot 0,96 \cdot 2} = 130,4$$

де $W = 79976,5$ – тягове зусилля, Н;

$V_C^{POЗP} = 2,88$ – розрахункова швидкість конвеєрної стрічки, м/с;

$n = 2$ – кількість двигунів;

$\eta_0 = 0,92$ – ККД передач приводу;

$\eta_B = 0,96$ – ККД приводного барабана;

$k_3 = 1,1$ – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна.

Згідно знайденої потужності вибираємо двигун з табл. А.11(додаток А).

Таблиця 4.1 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	5А
Типорозмір	M280M4
Потужність P_{ρ} , кВт	132,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_{ρ} , хв ⁻¹	1485
Момент інерції ротора I_p , кгм ²	1,7
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	
Вага електродвигуна $m_{ДВ}$, кг	930
ККД приводу η , %	95
Кількість пар полюсів	4

4.3 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму приводної станції

$$U = \frac{n_d}{n_6} (4.7)$$

$$U = \frac{1485}{51,91} = 28,61$$

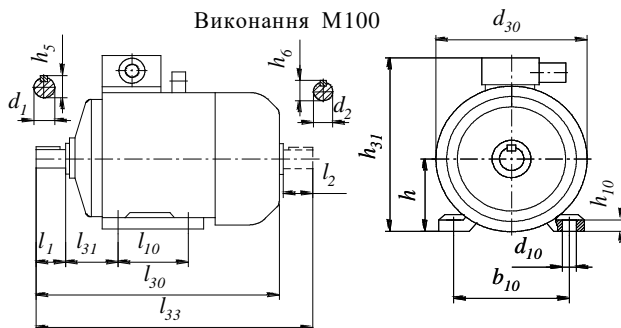


Рисунок 4.4 – Електродвигун загальної серії 5Аз коротко замкнутим ротором (ГОСТ 516-89)

де
$$n_6 = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_{II(\Phi)}} = \frac{60 \cdot 2,88}{3,14 \cdot 1,06} = 51,91$$
 – частота обертання

барабана, хв^{-1} ;

$V = 2,88$ – швидкість руху стрічки, м/с;

$D_{II(\Phi)} = 1,06$ – діаметр приводного барабана, м.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи з табл. А.12(додаток А).

Умовне позначення редуктора:

Редуктор КЦ2-1300-28-41ЦУ2

Редуктор КЦ2-1300-28-42ЦУ2

Обраний редуктор [табл. 4.2] (рис. 4.5) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості руху стрічки V_C^Φ від заданої V_C^{PO3P} не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_C^\Phi - V_C^{PO3P}}{V_C^{PO3P}} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (4.8)$$

$$\Delta V = \frac{2,91 - 2,88}{2,88} \cdot 100\% = 1,1\% \leq 5\%$$

Таблиця 4.2 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	КЦ2 - 1300
Передаточне відношення U_p	28
Фактичне передаточне відношення U_p	28,3
Потужність P_p , кВт	146
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	1500
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	209000
Маса редуктора m , кг	5240
Схема збирання	41,42
ККД редуктора, %	94

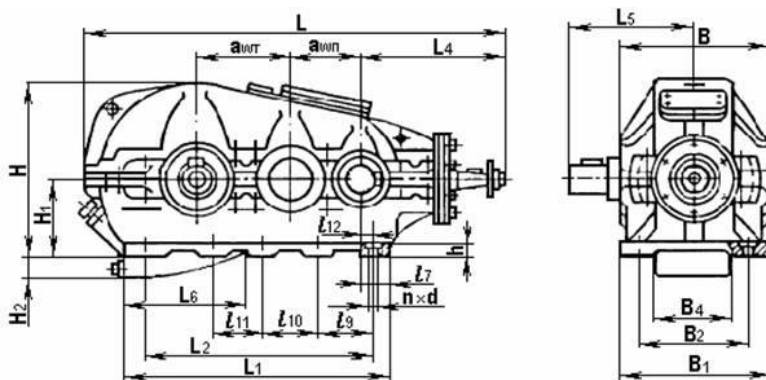


Рисунок 4.5 – Редуктор типу КЦ2

Визначаємо фактичну швидкість руху стрічки, м/с

$$V_C^\phi = \frac{\pi \cdot D_{\Pi(\phi)} \cdot n_d}{60 \cdot U_p} \quad (4.9)$$

$$V_C^\phi = \frac{3,14 \cdot 1,06 \cdot 1485}{60 \cdot 28,3} = 2,91$$

Визначаємо фактичну масову продуктивність конвеєра, т/ч

$$Q_\phi = (K_\Pi \cdot K_\beta \cdot (0,9 \cdot B - 0,05)^2 \cdot V_C^\phi \cdot \rho) \cdot \frac{k_t \cdot k_\Gamma}{k_\Pi} \quad (4.10)$$

$$Q_\phi = (470 \cdot 1 \cdot (0,9 \cdot 1,6 - 0,05)^2 \cdot 2,91 \cdot 1,8) \cdot \frac{0,95 \cdot 0,96}{1,25} = 3470$$

4.4 Перевірка електродвигуна за часом пуску конвеєра

Знаючи прискорення, визначаємо мінімальний час пуску, с

$$t_{\Pi \min} = \frac{V_C^\phi}{a} \quad (4.11)$$

$$t_{\Pi \min} = \frac{2,91}{0,13} = 22,4$$

Визначаємо час пуску конвеєра по пускових характеристиках електродвигуна привода, с

$$t_D = \frac{\sum GD^2 \cdot n_H \cdot g}{375(M_\Pi - M_{CT})K_y} \quad (4.12)$$

де $K_y = 0,8$ [6, с. 135] – коефіцієнт, що враховує пружне подовження стрічки;

M_{CT} – статичний момент електродвигуна, Н·м

$$M_{CT} = \frac{W \cdot D_{\Pi(\phi)} \cdot n_B}{2 \cdot n_H} \quad (4.13)$$

$$M_{CT} = \frac{56135,8 \cdot 1,06 \cdot 52,45}{2 \cdot 1485} = 1051$$

W – загальне тягове зусилля, Н

$$W = \frac{1}{K_3} (S_{15} - S_1) \quad (4.14)$$

$$W = \frac{1}{1,3} (239414 - 166437,5) = 56135,8$$

n_B – частота обертання приводного барабана, об/хв.

$$n_B = 60 \cdot \frac{V_C^\phi}{\pi \cdot D_B} \quad (4.15)$$

$$n_B = 60 \cdot \frac{2,91}{3,14 \cdot 1,06} = 52,46$$

M_{II} – середній пусковий момент електродвигуна, Н·м

$$M_{II} = (1,2 \div 1,5) M_{CT} \quad (4.16)$$

$$M_{II} = 1,35 \cdot 1051 = 1418,9$$

$\sum GD^2$ – маховий момент частин, що рухаються, конвеєра, кг·м²

$$\sum GD^2 = K_K (GD^2)_P + \frac{365 \cdot V_C^{\phi 2} \cdot \eta}{n_H^2} \left[(q_B + 2q_C) \cdot L + K_D \cdot G_{\sigma p} \right] \quad (4.17)$$

$$\sum GD^2 = 1,15 \cdot 1,7 + \frac{365 \cdot 2,91^2 \cdot 0,92}{1485^2} \cdot$$

$$\cdot [(462,7 + 2 \cdot 29,8) \cdot 326 + 0,9 \cdot (140 \cdot 56 + 70 \cdot 41,9)] = 234$$

де $K_K = 1,15$ – коефіцієнт приведення обертових частин механізму привода до ротора двигуна;

$(GD^2)_P = 1,7$ [табл. 4.1] – маховий момент ротора електродвигуна, кг·м²;

$\eta = 0,9$ – загальний КПД механізмів привода;

$V_C^\phi = 2,91$ – фактична швидкість руху стрічки, м/с;

$n_H = 1485$ [табл. 4.1] – номінальна частота обертання ротора двигуна, хв⁻¹;

$K_D = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує, що окружна швидкість

частини обертових мас менше швидкості стрічки;

G_{ep} – сумарна маса обертових частин конвеєра (роликів і опори верхньої та нижньої гілки) [4, т. 4.75].

$$t_D = \frac{234 \cdot 1485 \cdot 9,81}{375(1418,9 - 1051) \cdot 0,8} = 30,9$$

$t_D \geq t_{\min}$, $30,9 > 22,4$ с., отже, умова пуску конвеєра дотримується.

4.5 Вибір муфт приводної станції

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом обраного редуктора та вала редуктора з валом барабана використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати не співвісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

4.5.1 Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом барабана:

Визначаємо розрахунковий крутний момент на валу приводного барабана, Н·м

$$M_{кр} = k_3 \cdot W \cdot \frac{D_{II}}{2} \quad (4.18)$$

$$M_{кр} = 1,1 \cdot 79976,5 \cdot \frac{1,06}{2} = 46626,3$$

де $W = 79976,5$ – тягове зусилля, Н;

$k_3 = 1,1$ – коефіцієнт запасу та неврахованих втрат;

$D_{II} = 1,06$ – діаметр приводного барабана, м.

Розрахунковий момент муфти дорівнює, Н·м

$$M_{p.m} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,0 \cdot 1,3 \cdot 46626,3 = 60614,9$$

де $k_1 = 1,0$ – поломка муфти викликає аварію машини без людських жертв;

$k_2 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

Обчислений крутний момент є розрахунковою основою для

вибору типорозміру муфти з табл. А.13 (додаток А).

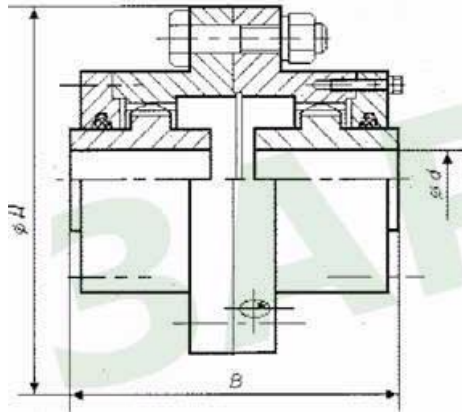


Рисунок 4.6– Зубчаста муфта

Умовне позначення зубчатої муфти:

Муфта зубчаста 1-6300-190-1-170-1 ГОСТ 50895-86

Таблиця 4.3 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент T_M , Н·м	63000
Найменування муфти	М3-10
Маса муфти m , кг	265

4.5.2 *Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом двигуна:*

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 4.7) за таблицею А. 14 (додаток А) по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max} \quad (4.19)$$

$$T_M = 849,3 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1324,9 \leq T_M^{\max}$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 132,0}{3,14 \cdot 1485} = 849,3$ - номінальний

момент, який передає муфта, Н·м;

Таблиця 4.4 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент T_M , Н·м	2000
Кількість пальців	10
Маса муфти m , кг	38,6
Частота обертання n_M , хв ⁻¹	2280

$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M$ - найбільший короточасний момент.

Умовне позначення пружної втулочно-пальцевої муфти:

МПВП 2000-90-1, 2-22-II, 2-УЗ ГОСТ 21421-93

4.6 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Визначаємо необхідний гальмівний момент на валу електродвигуна, який перешкоджає руху стрічки під дією вантажу T_T , Н·м

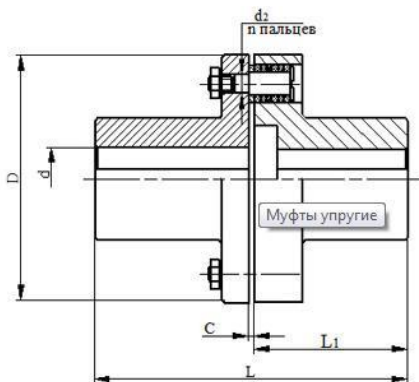


Рисунок 4.7 – Пружна втулочно-пальцева муфта

$$T_T = [q \cdot g \cdot H - C_0 \cdot (W - q \cdot g \cdot H)] \cdot \frac{D_{П(\phi)}}{2 \cdot U_p} \cdot \eta_0 \quad (4.20)$$

$$T_T = -0,5 \cdot 79976,5 \cdot \frac{1,06}{2 \cdot 28,3} \cdot 0,94 = -703,9$$

де $W = 79976,5$ – тягове зусилля, Н;

$D_{П(\phi)} = 1,06$ – діаметр приводного футерованого барабана, м;

$U_p = 28,3$ [табл. 4.2] – передаточне відношення редуктора;

$\eta_0 = 0,94$ – ККД редуктора.

Згідно розрахунку гальмівного момент видно, що встановлення гальма не потрібно, тому що вантаж на стрічці сам себе гальмує.

5 ПРОЕКТУВАННЯ НАТЯЖНОЇ СТАНЦІЇ

Для забезпечення необхідного притиснення стрічки до приводного барабана, компенсації витяжки та виключення неприпустимого провисання стрічки всі стрічкові конвеєри забезпечуються натяжним пристроєм, що може бути гвинтовим, вантажним, лебідковим. Гвинтові пристрої застосовуються тільки на коротких конвеєрах (до 50 м), на інших вантажні та лебідкові.

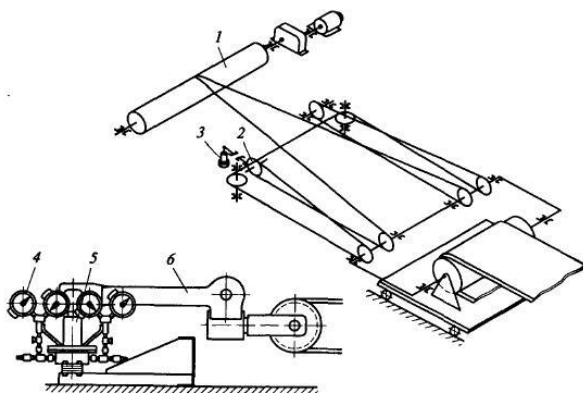


Рисунок 5.1 – Схема натяжної станції конвеєра

5.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів натяжного барабана

Конструкцію та основні параметри натяжного барабана приймаємо рівним приводного барабана.

Приймаємо: $D_H = 1000\text{ м}$.

Приймаємо: $L_B = 1800\text{ м}$.

Приймаємо: $\delta = 12\text{ мм}$.

Приймаємо: $K = 1440\text{ мм}$.

Умовне позначення натяжного візка для конвеєра з шириною стрічки 1600 мм, діаметром барабана 1000 мм, з підшипником діаметром 180 мм, з очисником та 2х3 шт. вантажними блоками (табл. А.1, додаток А):

160100ТПЛО – 180

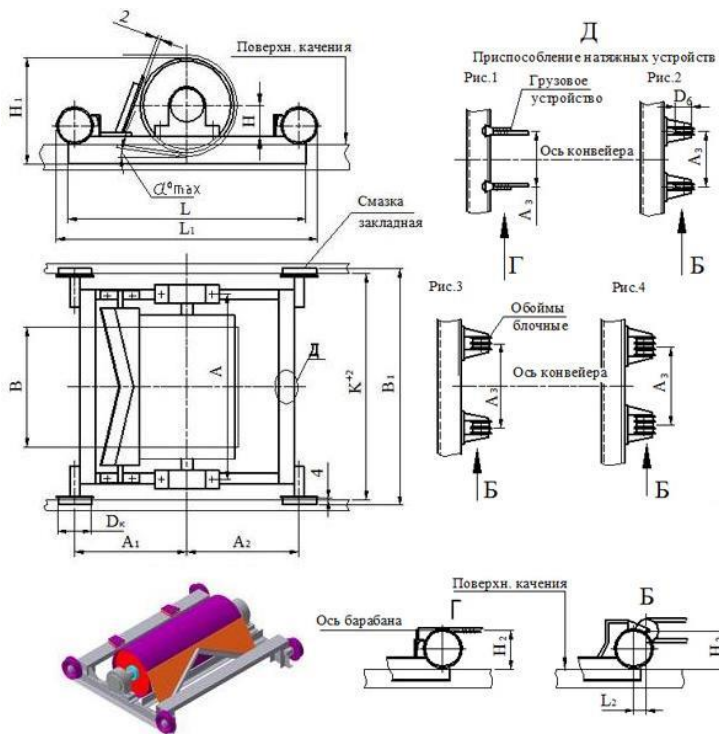


Рисунок 5.2 – Загальний вид натяжного візка з не футерованим барабаном

5.2 Розрахунок ходу натяжного пристрою та визначення зусилля в натяжному пристрої

Визначаємо хід у натяжному пристрої, мм

$$X_{НП} = X_M + X_P \quad (5.1)$$

де $X_M = L_1 = 2930$ [табл. Д.1, додаток А] – монтажний хід, мм;

$X_P = k_H \cdot k_S \cdot L_{СТР} \cdot \varepsilon = 1 \cdot 0,99 \cdot 161500 \cdot 0,015 = 2400$ – робочий хід, мм;

$k_H = 1$ – коефіцієнт кута нахилу;

$\varepsilon = 0,015$ [3] – коефіцієнт подовження стрічки;

$k_s = 0,99$ – коефіцієнт використання стрічки по натягу.

$$X_{\text{НП}} = 2930 + 2400 = 5330$$

Приймаємо: $X_{\text{НП}} = 5330 \text{ м}$.

Визначаємо зусилля в натяжному пристрої, Н

$$F_{\text{НУ}} = S_2 + S_3 + W_B \quad (5.2)$$

де $W_B = (S_2 + S_3) \cdot 0,04 = (80774,6 + 85621) \cdot 0,04 = 6655,8$ – опір пересуванню візка натяжного пристрою, Н;

$S_2 = 80774,6$ – натяг холостої гілки з боку НП (без коефіцієнта запасу), Н;

$S_3 = 85621$ – натяг завантаженої гілки (без коефіцієнта запасу), Н.

$$F_{\text{НУ}} = 80774,6 + 85621 + 6655,8 = 173051,4$$

5.3 Вибір схеми та кратності поліспасти

Обираємо схему та кратність поліспасти згідно функціонального призначення, конструкції крана та вказівок викладача. Отже обираємо здвоєний поліспаст з кратністю 2.

Після вибору поліспасти викреслюємо його схему (рис 5.3).

Визначаємо ККД поліспасти

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\text{п}}-1}}{i_{\text{п}}} \quad (5.3)$$

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 + 0,98}{2} = 0,99$$

де $\eta = 0,98$ [12] – ККД блоку на підшипниках кочення;

$i_{\text{п}}=2$ – кратність поліспасти.

5.4 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами НПАОП 0.00 - 1.01 - 07 канат обираємо за розривним зусиллям $F_{\text{РОЗР}}$, Н

$$F_{\text{РОЗР}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{РОЗР}} \quad (5.4)$$

$$F_{\text{РОЗР}} = 2,5 \cdot 43699,9 = 109249,8 \leq [114500]$$

де $Z_p = 4,5$ [13] – коефіцієнт запасу міцності каната згідно режиму роботи;

F_{max} – найбільше зусилля в канаті, Н

$$F_{\text{max}} = \frac{F_{\text{НУ}}}{a \cdot i_n \cdot \eta_n} \quad (5.5)$$

$$F_{\text{max}} = \frac{173051,4}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 43699,9$$

де $F_{\text{НУ}} = 173051,4$ – зусилля в натяжному пристрої, Н;

$a = 2$ [рис. 5.3] – кількість гілок каната, які намотуються на барабан.

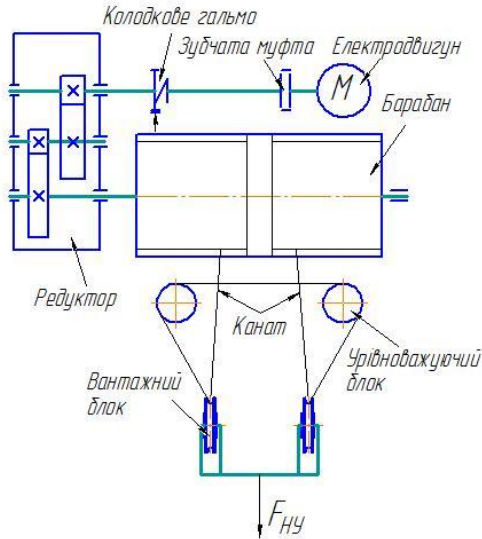


Рисунок 5.3 – Кінематична схема та схема поліспасти механізму натягу стрічки

Канат вибираємо за ГОСТ 2688-80, ГОСТ 7667-80, ГОСТ 766-80 за табл. Д.2 (додаток А) згідно розривного зусилля.

Обираємо сталевий канат подвійного завивання ЛК-Р конструкції 6х19 (1+6+6/6) + 1 о.с. за ГОСТ 2688-80 [табл. 5.1], з умовним позначенням:

Канат 15 – Г – В – О – Н – 1568 ГОСТ 2688-80

Таблиця 5.1 – Характеристики канату

Параметри	Значення
Розрахункова площа перерізу, мм ²	86,28
Маркувальна група, МПа	1568
Діаметр d_K , мм	15
Маса каната (1000м), кг	844
Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	114500

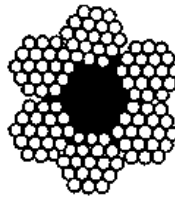


Рисунок 5.4 - Канат подвійного завивання типу ЛК – Р конструкції 6 × 19 (1+6+6/6) + 1 о.с. за ГОСТ 2688 - 80

5.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Визначаємо допускний діаметр барабана (D_1), вантажного (D_2) та урівноважуючого (D_3) блоку по центру каната, мм

$$D_1 = h_1 \cdot d_K \quad (5.4)$$

$$D_2 = h_2 \cdot d_K \quad (5.5)$$

$$D_3 = h_3 \cdot d_K \quad (5.6)$$

$$D_1 = 12,5 \cdot 15 = 187,5$$

$$D_1 = 14 \cdot 15 = 210$$

$$D_1 = 12,5 \cdot 15 = 187,5$$

де d_K – діаметр каната, мм;

h_1, h_2, h_3 [5] – коефіцієнти, які залежить від типу машини і

групи режиму роботи, (табл.1.5).

Блоки для блочних обойм вибираємо з таблиці Д.4 (додаток А).

Приймаємо: $D_1 = 190\text{мм}$, $D_2 = 250\text{мм}$, $D_3 = 250\text{мм}$.

Таблиця 5.2 – Коефіцієнт « h_1 » вибору діаметру барабану, « h_2 » – вантажного блоку та « h_3 » – урівноважуючого блоку

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3
Легкий (Л)	1М	M1	11,2	12,5	11,2
		M2	12,5	14,0	12,5
		M3	14,0	16,0	12,5
	2М	M4	16,0	18,0	14,0
	3М	M5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	4М	M6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	5М	M7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	M8	25,0	28,0	18,0

Визначаємо число витків нарізок на барабані

$$Z = \frac{X_M \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (5.7)$$

$$Z = \frac{3 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,19} + 4,5 = 14,55$$

де $X_p = 3$ – робочий хід натяжного візка (з урахуванням запасу 1,2), м;

$D_1 = 0,19$ – прийнятий діаметр барабана по центру каната першого шару, м;

$i_n = 2$ – кратність поліспасти;

4,5 [5] – число витків кріплення каната та запасних.

Приймаємо: $Z = 14$.

Визначаємо довжину нарізки на барабані, мм

$$l = Z \cdot p \quad (5.8)$$

$$l = 14 \cdot 17 = 238$$

де $p \geq 1,1d_k = 1,1 \cdot 15 = 16,5$ – крок нарізки на барабані, мм.

Приймаємо: $p = 17$ мм .

Визначаємо загальну довжину барабана, мм:

$$\text{при здвоєному поліспасти} - L = 2l + 2b + c, \quad (5.9)$$

$$L = 2 \cdot 238 + 2 \cdot 51 + 70 = 648$$

де $b = 3p = 3 \cdot 16 = 51$ – довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

c – довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120$ мм.

Приймаємо: $c = 70$ мм.

Товщину стінки барабана приймаємо, мм

для сталевого барабана:

$$\delta = 0,01D + 3, \quad \text{або} \quad \delta \approx 1,2d_k. \quad (5.10)$$

$$\delta = 1,2 \cdot 15 = 18$$

Приймаємо: $\delta = 20$ мм.

З умов технології виготовлення литих барабанів вимога $\delta \geq 12$ мм зберігається.

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиску, МПа

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{CT} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{CT} = \frac{43699,9}{0,020 \cdot 0,017} = 128,5 \leq [140]$$

де $[\sigma]_{CT} = 140$ МПа [17] – для барабанів зі сталі 35Л.

Умови перевірки стінки барабана по напруженню стиску виконуються.

Перевірку барабана по напруженню на згин не проводимо, так як виконується умова $L \leq 3 \cdot D_o (D_1)$.

5.6 Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Електродвигун вибираємо з каталогу по статичній потужності, кВт

$$P_{CT} = \frac{2 \cdot F_{HY} \cdot V_H}{\eta_3} \quad (5.12)$$

$$P_{CT} = \frac{2 \cdot 43699,9 \cdot 0,022}{0,88} = 4,33$$

де $F_{HY} = 173051,4$ Н;

$V_H = 0,022$ – швидкість руху натяжного візка, м/с;

$\eta_3 = 0,88$ – загальний ККД механізму натягу;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_P \cdot \eta_M$ – ККД, відповідно, поліспасти, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$ [11].

Допускається приймати $P_\theta = (0,85 \dots 0,9) P_{CT}$.

Згідно знайденої статичної потужності з табл. Д.15 (додаток А) вибираємо двигун [табл. 5.3].

Обрано електродвигун загальної серії 4А з короткозамкнутим ротором (рис. 4.4).

Таблиця 5.3 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	4А
Типорозмір	A132S8Y3
Потужність P_θ , кВт	4,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_θ , хв ⁻¹	720
Момент інерції ротора I_p , кгм ²	$4,25 \cdot 10^{-2}$
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	
Вага електродвигуна $m_{ДВ}$, кг	77
ККД приводу η , %	95
Кількість пар полюсів	4

5.7 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму підйому

$$U = \frac{n_o}{n_o} \quad (5.13)$$

$$U = \frac{720}{4,43} = 162,52$$

$$\text{де } n_o = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,022 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,19} = 4,43 \quad - \quad \text{частота обертання}$$

барабана, хв^{-1} ;

$V_n = 0,022$ – швидкість підйому вантажу, м/с;

$D = 0,190$ – діаметр барабана по центру каната, м;

$i_n = 2$ – кратність поліспасти.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи по табл. Д.16(додаток А).

Умовне позначення редуктора:

Редуктор 1ЦЗУ-355М-160-11ЦУ2

Таблиця 5.4– Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	1ЦЗУ-350М
Передаточне відношення U_p	160
Фактичне передаточне відношення U_p	163,37
Потужність P_p , кВт	5,6
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв^{-1}	700
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	12000
Маса редуктора m , кг	750
Схема збирання	11
ККД приводу η , %	96

Обраний редуктор [табл. 5.5] (рис. 5.6) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості натягування V_H^ϕ від заданої V_H не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_H^\Phi - V_H}{V_H} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (5.14)$$

$$\Delta V = \frac{0,0219 - 0,022}{0,022} \cdot 100\% = -0,46\% \leq 5\%$$

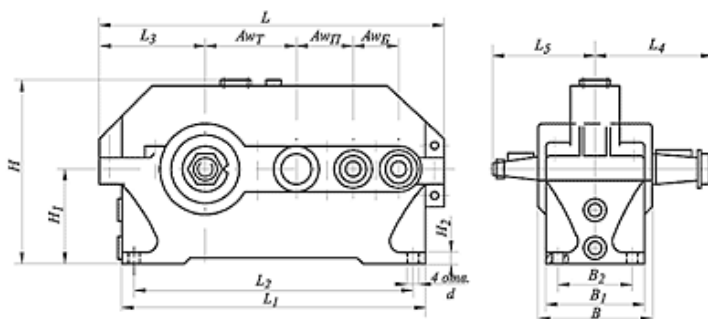


Рисунок 5.6 – Редуктор циліндричний трьохступеневий типу 1ЦЗУ

Визначаємо фактичну швидкість підйому, м/с

$$V_H^\Phi = \frac{\pi \cdot D_\delta \cdot n_\delta}{60 \cdot i_n \cdot U_p} \quad (5.15)$$

$$V_H^\Phi = \frac{3,14 \cdot 0,190 \cdot 720}{60 \cdot 2 \cdot 163,37} = 0,0219$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Н·м,

$$T_{ГР} = \psi \cdot T_p \quad (5.16)$$

$$T_{ГР} = 1,25 \cdot 12000 = 15000$$

де $T_p = 5000$ [табл. 5.5] – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

$\psi = 1,25$ [табл. 5.5] – кратність пускового моменту.

Таблиця 5.5 – Залежність кратності від режиму роботи

Група режиму роботи	M1-M3	M4	M5	M6
Кратність ψ	1,25	1,6	2,0	2,5

5.8 Вибір муфти

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом обраного циліндричного редуктора використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП з тормозним шківом (рис. 5.6) за таблицею Д .17 (додаток А) по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (5.17)$$

$$T_M = 53,07 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 70,05 \leq T_M^{max}$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\delta}{\pi \cdot n_\delta} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 4,0}{3,14 \cdot 700} = 53,07$ – номінальний

момент, який передає муфта, Н·м;

Таблиця 5.6 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Типорозмір	МПВП-Т125
Найбільший момент T_M , Н·м	125
Маса муфти m , кг	16,6
Частота обертання n_p , хв ⁻¹	4620
Діаметр тормозного шківа, $D_{ш}$, мм	200

$K_1 = 1,2$ [табл. 5.7] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ [табл. 5.7] – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму;

$$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M - \text{найбільший короточасний момент.}$$

Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом барабана механізму натягування, муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 4.7) за таблицею Д .14 (додаток А) по розрахунковому моменту, Н·м

Визначаємо розрахунковий крутний момент на валу

приводного барабана, Н·м

$$M_{кр} = k_3 \cdot 2 \cdot F_{HV} \cdot \frac{D_B}{2} \quad (4.18)$$

$$M_{кр} = 1,1 \cdot 43046 \cdot \frac{0,19}{2} = 8996,6$$

Таблиця 5.7 – Значення коефіцієнтів K_1 та K_2

Механізм	K_1	K_2			
		1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
		Л	С	В	В
Підйому	1,8				
Пересування	1,2				
Зміни вильоту	1,8	1,1	1,2	1,3	1,4
Повороту	1,4				

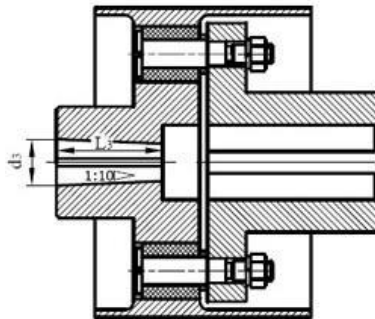


Рисунок 5.7 – Пружна втулично-пальцева муфта з тормозним шківом
Розрахунковий момент муфти дорівнює, Н·м

$$M_{p.m} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 8996,6 = 12865,1$$

де $k_1 = 1,0$ – поломка муфти викликає аварію машини без людських жертв;

$k_2 = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

Таблиця 5.8 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент T_M , Н·м	16000
Кількість пальців	10
Маса муфти m , кг	265,7
Частота обертання n_M , хв ⁻¹	1140

Умовне позначення пружної втулочно-пальцевої муфти:

МПВП 16000-125-ГОСТ 21421-93

5.9 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу обираємо по необхідному гальмівному моменту T_G , Н·м

$$T_G = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_{\delta} \cdot \eta_o}{2i_n \cdot U_p} K_G \quad (5.18)$$

$$T_G = \frac{173051,4 \cdot 0,190 \cdot 0,97}{2 \cdot 2 \cdot 160} \cdot 1,25 = 62,3$$

де $K_G = 1,25$ [11] – коефіцієнт запасу гальмування для М2 режиму роботи;

$D_{\delta} = 0,190$ – діаметр барабана по осі каната, м;

U_p [табл. 5.4] – передаточне відношення редуктора;

$i_n = 2$ – кратність поліспасту

Типорозмір гальм вибираємо за таблицею Д.18 (додаток А) так, аби виконувалось нерівність:

$$T_{Г.К} \geq T_G \quad (5.19)$$

$$80 \geq 62,3$$

де $T_{Г.К}$ - номінальний гальмівний момент гальм за таблицею.

Обираємо тип гальм ТКТ-200 (рис. 5.8).

Таблиця 5.9 – Основні параметри обраних гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	ТКТ-200
Діаметр гальмівного шківa D , мм	200
Ширина гальмівної колодки B , мм	90
Гальмівний момент при ПВ100%, Н·м	80
Відхід колодок шківa ϵ , мм	0,63
Тип магніту	МО-200Б
Маса гальма з гідро штовхачем , кг	30
Хід штока, мм	3,0
Габаритні розміри	548x407x177

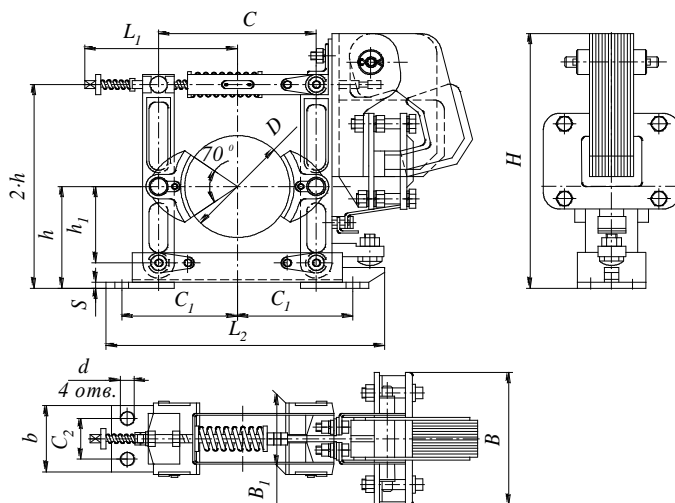


Рисунок 5.8 – Колодкові гальма типу ТКТ

6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КОНВЕЄРА

6.1 Вибір схеми механізму пересування конвеєра

Механізм пересування конвеєра виконуємо з приводними колесами (в складі букс) з індивідуальним приводом. Механізм виконуємо таким чином, що лише одна пара коліс приводної та натяжної станції має свій індивідуальний привід (всього 4 привода на весь конвеєр), який складається з електродвигуна (1), муфти з тормозним шківом (4), гальма (2) та вертикального циліндричного редуктора (3) на консолі відповідного приводного колеса (5) (рис. 6.1).

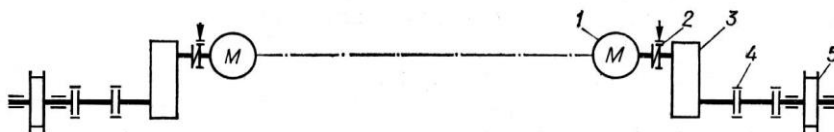


Рисунок 6.1 – Кінематична схема механізму пересування конвеєра

6.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо

Згідно технічного завдання та зі схеми конвеєра ходові колеса механізму пересування даного конвеєра (рис. 6.2) діляться на:

- ходові колеса приводної станції (2 приводних та 2 не приводних);
- ходові колеса натяжної станції (2 приводних та 2 не приводних);
- ходові колеса середньої частини конвеєра (4 не приводних на кожен секцію).

Визначаємо максимальний тиск на колесо при рівномірному навантаженні на кожне колесо, Н

$$R = \frac{Q_i \cdot 10}{4} \quad (6.1)$$

для приводної станції конвеєра:

$$R_{ПС} = \frac{34100 \cdot 10}{4} = 85250$$

де $Q_{ПС} = 34100$ [9, лист 104] – вага приводної станції з вантажем, кг.

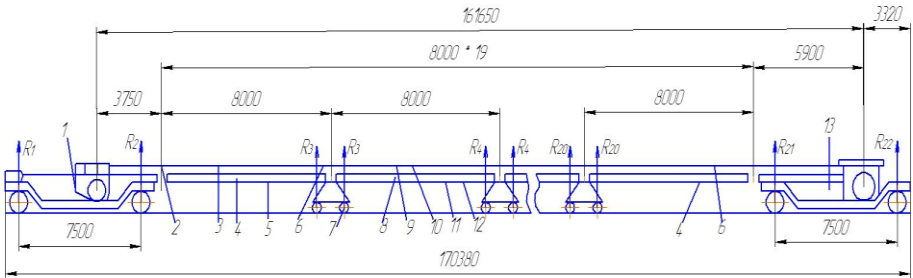


Рисунок 6.2 – Схема стрічкового пересувного конвеєра

для натяжної станції конвеєра:

$$R_{НС} = \frac{22040 \cdot 10}{4} = 55100$$

де $Q_{НС} = 22040$ [9, лист 104] – вага натяжної станції з вантажем, кг.

для секції середньої частини конвеєра:

$$R_C = \frac{6174,3 \cdot 10}{4} = 15435,8$$

де Q_C – вага однієї секції середньої частини з вантажем, кг;

$m_{МК}^C = 1290$ [9, лист 104] – вага металоконструкції однієї секції, кг.

$$\begin{aligned} Q_C = & m_{МК}^C + m_{ЖГ} \cdot 5 + m_{ЖЦГ} + m_{НГ} \cdot 3 + \\ & + m_{ДН} \cdot 2 + m_{ДЖ} + q_C \cdot 8 + q_B \cdot 8 \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\begin{aligned} Q_C = & 1290 + 115,4 \cdot 5 + 135,1 + 61,5 \cdot 3 + 15,8 \cdot 2 + \\ & + 16,1 + 29,8 \cdot 8 + 462,7 \cdot 8 = 6174,3 \end{aligned}$$

6.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса механізму пересування конвеєра обираємо з урахуванням максимального навантаження R , швидкості пересування $V_K = 0,3 \text{ м/с}$ [табл. 1.1] та групи режиму роботи механізму (ПВ=40%).

6.3.1 Вибір ходових коліс приводної станції [9]

Для приводної станції конвеєра згідно $R_{ПС} = 85250 \text{ Н}$, обираємо колеса кранові ходові (рис. 6.3) на кутових буксахпо ОСТ 24.090.09-75, тип рейки Р50 (рис. 6.5) табл. Д.21 (додаток А).

Умовне позначення колеса:

K2РП-710-1 ОСТ 24.090.09-75

6.3.2 Вибір ходових коліс натяжної станції [9]

Для натяжної станції конвеєра згідно $R_{ПС} = 85250 \text{ Н}$, так як, $R_{ПС} = 85250 > 55100$, обираємо колеса кранові (рис. 6.3) ходові на кутових буксахпо ОСТ 24.090.09-75, тип рейки Р50 (рис. 6.5) табл. Д.21 (додаток А).

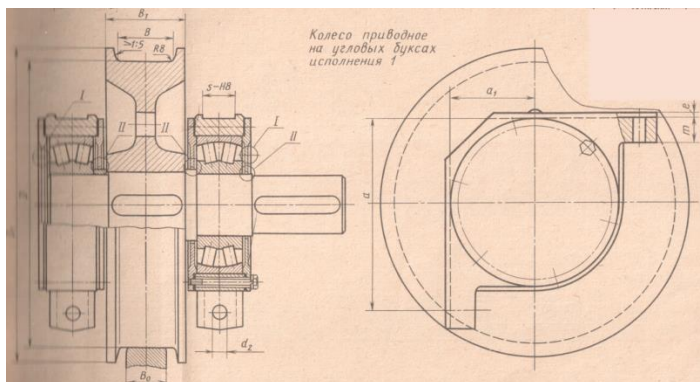


Рисунок 6.3 – Колесо крановое ходовое приводное на кутовых буксах

6.3.3 Вибір ходових коліс середньої частини конвеєра [11]

Для середньої частини конвеєра (секції) ходові колеса обираємо

одноребордні не приводні за ГОСТ 3569-74 (рис. 2.2) з таблиці Д.20 (додаток А) згідно $R_C = 15435,8H$, тип рейки Р50 (рис. 6.5).

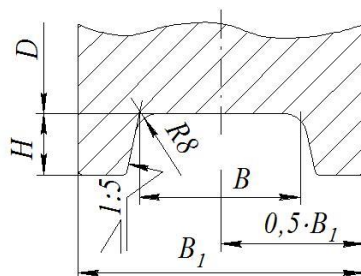


Рисунок 6.4 – Колесо кранове ходове дворебордне(ГОСТ 3569-74)

6.3.4 Параметри ходових коліс механізму пересування конвеєра [9, 11]

Таблиця 6.1 – Параметри ходових коліс [9, 11]

Параметри	Значення		
	Приводна станція	Середня частина	Натяжна станція
Швидкість руху, м/с	0,3	0,3	0,3
Допускний тиск на колесо при ПВ=40%, кН	250,0	128,0	250,0
Тип колеса	дворебордне	одноребордне	дворебордне
Діаметр колеса, мм	710	400	710
Тип рейки	Р50	Р50	Р50
Висота реборди Н, мм	30	25	30
Ширина колеса В ₁ , мм	160	130	1160
Ширина доріжки кочення В, мм	110	105	110
Внутрішній діаметр колеса, мм	135	85	135

Діаметр

цапф

валів

коліс

дорівнює

$$d_{ц}=(0,2\dots0,3)D=(0,2\dots0,3)\cdot400=80\dots120 \text{ мм.}$$

Приймаємо середнє значення для всіх коліс: $d_{ц}=120\text{мм.}$

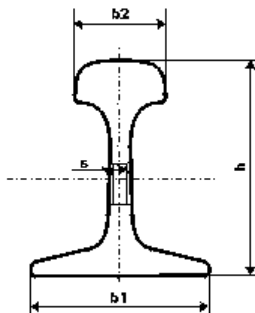


Рисунок 6.5 – Залізничні рейки (ГОСТ 7173-54)

6.4 Визначення максимального загального опору пересування конвеєра

Визначаємо максимальний загальний опір пересування конвеєра, Н

$$W_{\Pi} = W_{TP}^3 + W_I + W_V \quad (6.3)$$

де W_{TP} – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами, Н

$$W_{TP}^3 = W_{TP\Pi} + W_{TPH} + 19 \cdot W_{TPC} \quad (6.4)$$

$$W_{TPi} = \frac{10 \cdot Q_i}{D_i} (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (6.5)$$

де $W_{TP\Pi}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами приводної секції, Н;

W_{TPH} – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами натяжної секції, Н;

W_{TPC} – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами середньої частини (секції), Н.

$$W_{TP\Pi} = \frac{10 \cdot 34100}{71} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 12) \cdot 3,5 = 5594,5$$

$$W_{TPH} = \frac{10 \cdot 22040}{71} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 12) \cdot 3,5 = 3615,9$$

$$W_{TPC} = \frac{10 \cdot 6175}{40} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 12) \cdot 3,5 = 1266,4$$

де $Q_C = 6175$ – вага однієї секції середньої частини з вантажем, кг;

$Q_{HC} = 22040$ [9, лист 104] – вага натяжної станції з вантажем, кг;

$Q_{PC} = 34100$ [9, лист 104] – вага приводної станції з вантажем, кг;

$D_K^{PC} = 400$ – діаметр ходового колеса приводної станції, мм;

$D_K^{HC} = 400$ – діаметр ходового колеса натяжної станції, мм;

$D_K^C = 320$ – діаметр ходового колеса середньої частини (секції), мм;

$\mu = 0,03$ [11] – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$f = 0,015$ [11] – коефіцієнт тертя ковзання;

$d = 85$ – діаметр цапфи вала колеса, мм;

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$K_p = 3,5$ [11] – для механізму пересування конвеєра.

$$W_{TP}^3 = 5594,5 + 3615,9 + 19 \cdot 1266,4 = 33272$$

Визначаємо силу інерції конвеєра при допустимому прискоренні, Н

$$W_I = 10 \cdot (Q_{PC} + Q_{HC} + 19 \cdot Q_C) \cdot [a] \quad (6.6)$$

$$W_I = 10 \cdot (34100 + 22040 + 19 \cdot 6175) \cdot 0,3 = 346930$$

[a]=0,2 ... 0,3 $\frac{M}{c^2}$ [11] – допустиме прискорення.

Приймаємо: [a]=0,2 $\frac{M}{c^2}$.

Визначаємо силу опору від кута нахилу рейкової колії по якій рухається конвеєр, Н

$$W_Y = 10 \cdot (Q_{PC} + Q_{HC} + 19 \cdot Q_C) \cdot \alpha \quad (6.7)$$

$$W_I = 10 \cdot (34100 + 22040 + 19 \cdot 6175) \cdot 0,0015 = 2601,9$$

де $\alpha = 0,001 \div 0,002$ – синус кута нахилу.

Згідно формули 6.2 повний опір руху візка дорівнює, Н

$$W_{II} = 33272 + 346930 + 2601,9 = 382803,9$$

6.5 Визначення потужності двигуна та його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P = \frac{W_{II} \cdot V_K}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi \cdot n} \quad (6.8)$$

$$P = \frac{382803,9 \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,83 \cdot 1,5 \cdot 4} = 23,06$$

де $W_{II} = 382803,9$ – загальний максимальний опір руху конвеєра, Н;

$n = 4$ [п. 6.1] – кількість приводів на механізм пересування;

$V_K = 0,3$ [табл. 1.1] – швидкість руху конвеєра, м/с;

η_3 – ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ [2] – середня кратність пускового моменту двигуна.

З табл. Д.22 (додаток А) вибираємо двигун типу МТГ, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{EKB} \leq P_o \leq P \quad (6.9)$$

$$2,97 \leq 22,0 \leq 23,06$$

де $P_{EKB} = P_{CT} \cdot \gamma \cdot K_{25} \leq P_{25} = 3,17 \cdot 1,25 \cdot 0,75 = 2,97 \leq 27,0$;

P_{CT} – потужність при усталеному русі, кВт

$$P_{CT} = \frac{(W_{TP}^3 + W_Y) \cdot V_K}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot n} \quad (6.10)$$

$$P_{CT} = \frac{(33272 + 2601,9) \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 4} = 3,17$$

де γ – коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму;

$\gamma = 1,25$ [11] – для механізмів пересування кранів;

$K = 0,75$ – коефіцієнт, залежний від групи режиму роботи механізму .

Обираємо двигун серії: МТФ411-6 (рис. 6.6) [табл. 6.2].

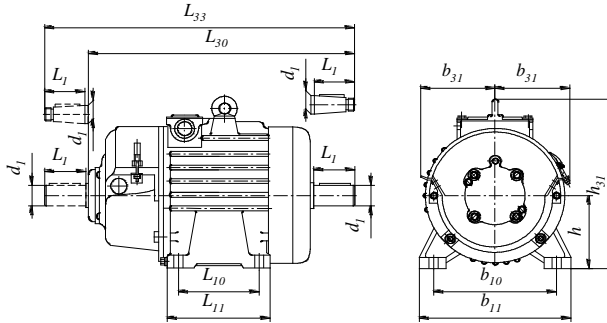


Рисунок 6.6 – Електродвигун крановий серії МТФз фазним ротором (ГОСТ 185-70)

$P_{25} = 27,0$ – потужність двигуна при ПВ=25% згідно табл. Д.22 (додаток А) .

Таблиця 6.2 – Характеристика електродвигуна

Параметри	Значення
Серія	МТФ
Типорозмір	411-6
Потужність P_{ρ} , кВт	22,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_{ρ} , хв ⁻¹	965
Момент інерції ротора I_p , кгм ²	0,5
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	650
Маса, кг	280

6.6 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму пересування

$$U = \frac{n_d}{n_o} \quad (6.11)$$

$$U = \frac{965}{14,33} = 67,34$$

де $n_K = \frac{60 \cdot V_K}{\pi \cdot D_K^{\Pi}} = \frac{60 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,4} = 14,33$ – частота приводного

колеса, хв^{-1} ;

$V_K = 0,3$ – швидкість пересування візка, м/с;

$D_K^{\Pi} = 0,4$ – діаметр приводного колеса, м.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи (табл. 23, додаток А).

Таблиця 6.3 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	ВКУ-950М
Передаточне відношення U_p	71
Фактичне передаточне відношення U_p^{ϕ}	68,28
Потужність P_p , кВт	38,6
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв^{-1}	1000
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	24600
Маса редуктора m , кг	1530
ККД η	0,92
Загальна міжосьова відстань A , мм	950
Схема збирання	11 (лівий); 22 (правий)

Розрахункова потужність, кВт

$$P_p = K_p \cdot P \quad (6.12)$$

$$P_p = 1,7 \cdot 22,0 = 37,4$$

де $K_p = 1,7$ [11] – відповідно, для групи режимів роботи 4М, для редукторів ВКУ.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор. Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$.

Умовне позначення редуктора:

Редуктор ВКУ-950М-71-11-У3

Редуктор ВКУ-950М-71-22-У3

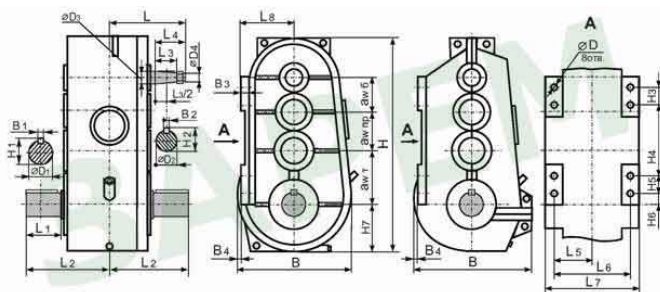


Рисунок 6.7 – Редуктор циліндричний вертикальний трьохступеневий типу ВКУ-М

Обраний редуктор [табл. 6.3] (рис. 6.7) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості пересування візка V_K^ϕ від заданої V_K не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_K^\phi - V_K}{V_K} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (6.13)$$

$$\Delta V = \frac{0,296 - 0,3}{0,3} \cdot 100\% = -1,3\% \leq \pm 5\%$$

Визначаємо фактичну швидкість пересування візка, м/с

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_d}{60 \cdot U_p} \quad (6.14)$$

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 965}{60 \cdot 68,28} = 0,296$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості пересування візка від заданої виконується.

6.7 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП з тормозним шківом (рис. 5.7) за таблицею Д .17 (додаток А) по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (6.15)$$

$$T_M = 217,8 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 313,6 \leq T_M^{max}$$

$$\text{де } T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_{\phi}}{\pi \cdot n_{\phi}} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 22,0}{3,14 \cdot 965} = 217,8 - \text{ номінальний}$$

момент, який передає муфта, Н·м;

Таблиця 6.4 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Типорозмір	МПВП-710
Найбільший момент T_M , Н·м	710
Маса муфти m , кг	17,0
Частота обертання n_p , хв ⁻¹	3600
Діаметр муфти, D_M , мм	190
Момент інерції муфти I_p , кгм ²	0,125

$K_1 = 1,2$ [табл. 5.8] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,2$ [табл. 5.8] – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (4М).

$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M$ – найбільший короточасний момент.

Умовне позначення муфти:

МПВП 710-61-1-65-1 ГОСТ 21421-93[10].

Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом приводного колеса, муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 4.7) за таблицею Д .14 (додаток А) по розрахунковому моменту, Н·м

Визначаємо розрахунковий крутний момент на валу приводного барабана, Н·м

$$M_{кр} = U_P \cdot T_H \quad (6.16)$$

$$M_{кр} = 68,28 \cdot 217,8 = 14871,4$$

Розрахунковий момент муфти дорівнює, Н·м

$$M_{р.м} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 14871,4 = 16358,5$$

де $k_1 = 1,0$ – поломка муфти викликає аварію машини без людських жертв;

$k_2 = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

Таблиця 6.5 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент $T_{кр}$, Н·м	16000
Кількість пальців	10
Маса муфти m , кг	296,1
Частота обертання n_M , xv^{-1}	1140

Умовне позначення пружної втулково-пальцьової муфти:

МПВП 16000-140-1 ГОСТ 21421-93

6.8 Вибір гальм

Гальма механізму пересування конвеєра вибираємо та регулюємо за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні конвеєра, Н·м

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \cdot \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (6.17)$$

де ω_d – кутова швидкість двигуна, c^{-1} ;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (6.18)$$

$$\omega_d = \frac{3,14 \cdot 965}{30} = 101,1$$

t_{Γ} – тривалість гальмування конвеєра з вантажем, с;

$$t_{\Gamma} = \frac{V_K}{[a]} \quad (6.19)$$

$$t_{\Gamma} = \frac{0,3}{0,2} = 1,5$$

$$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2.$$

Визначаємо зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, $кгм^2$

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{R^2}{U^2_P} \cdot \eta_3 \quad (6.20)$$

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,1 \cdot (0,5 + 0,125) + 43366,3 \frac{0,355^2}{68,28^2} \cdot 0,83 = 1,411$$

де $\delta(I_P + I_M)$ – момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1,1 \dots 1,2$;

$I_P = 0,5$ [табл. 6.2] – момент інерції ротора двигуна, $кгм^2$;

$I_M = 0,125$ [табл. 6.4] – момент інерції муфти, $кгм^2$;

$$m = (Q_{ПС} + Q_{НС} + 19 \cdot Q_C) / 4 =$$

$$= (34100 + 22040 + 19 \cdot 6175) / 4 = 43366,3 \quad \text{– маса конвеєра з}$$

вантажем;

$R = 0,355$ – радіус колеса, м;

$U_P = 68,28$ – передаточне число редуктора;

$\eta_3 = 0,83$ – загальний ККД.

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого конвеєра, Н·м

$$T_{CT} = \frac{W_{II} \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (6.21)$$

$$T_{CT} = \frac{8318 \cdot 0,71}{2 \cdot 68,28 \cdot 0,83} = 58,2$$

де W_{II} – опір руху навантаженого конвеєра, який визначається формулами підрозділу 6.4, Н;

$D = 0,71$ – діаметр ходового колеса, м.

$$T_G = \frac{1,411 \cdot 101,1}{1,5} - 58,2 = 36,9$$

Таблиця 6.6 – Основні параметри обраних гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	ТКТ-200/100
Діаметр гальмівного шківa D, мм	200
Ширина гальмівної колодки B, мм	70
Гальмівний момент при ПВ=40%, Н·м	40
Відхід колодок шківa ε, мм	0,4
Тип магніту	МО-100Б
Маса гальма з гідро штовхачем , кг	25
Габаритні розміри	475x395x130

Вибрані гальма перевіряємо за тривалістю гальмування ненавантаженого конвеєра за умовою

$$t_G^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \cdot \omega}{T_G + T_{CT}^1} \geq t_{G \min} \quad (6.22)$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого конвеєра при гальмуванні, Н·м

$$T_{CT}^1 = \frac{W_T^1 \cdot D}{2 \cdot U_p \cdot \eta_3} \quad (6.23)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{1675,7 \cdot 0,71}{2 \cdot 68,28 \cdot 0,83} = 10,49$$

де W_T^1 – опір руху ненавантаженого конвеєра, який визначається за формулами підрозділу 6.4, при $Q = 0$, $K_P = 1$;

$D = 0,71$ – діаметр ходового колеса, м.

Визначаємо зведений момент інерції рухомих мас (без вантажу), кгм^2

$$I_{ЗВ}^{1Г} = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2} \eta_3 \quad (6.24)$$

$$I_{ЗВ}^{1Г} = 1,1 \cdot (0,5 + 0,125) + 24858,3 \cdot \frac{0,355^2}{68,28^2} \cdot 0,83 = 1,245$$

де m^1 – маса конвеєра без вантажу, кг.

Визначаємо мінімальний час гальмування $t_{Г\min}$ ненавантаженого конвеєра, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{СЦ} > 1,2$), с

$$t_{Г\min} = \frac{1200 \cdot G \cdot V_K}{R_{ПП}^{1\min} \cdot \varphi} \quad (6.25)$$

$$t_{Г\min} = \frac{1200 \cdot 24,858 \cdot 0,3}{80623 \cdot 0,12} = 0,92$$

де $G = 24,858$ – маса конвеєра без вантажу, т;

$V_K = 0,3$ – швидкість руху, м/с;

$R_{ПП}^{1\min} = 80623$ – найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками (при роботі на повітрі $\varphi = 0,12$).

$$t_{Г}^1 = \frac{1,245 \cdot 101,1}{40 + 10,49} = 2,49 \geq 0,92$$

6.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону

Для конвеєра з вантажем перевірка електродвигуна за часом розгону, с

$$t_p = \frac{I_{3B} \cdot \omega_d}{T_{II}^{CP} - T_{CT}} \leq [t_p] = 4 \div 5 \quad (6.26)$$

$$t_p = \frac{1,411 \cdot 101,1}{348,2 - 58,2} = 0,49 \leq [t_p] = 4 \div 5$$

де $I_{3B} = 0,996$ [п. 6.8] – зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас (з вантажем), кгм

T_{II}^{CP} – середній пусковий момент двигуна,
 $T_{II}^{CP} = T_H \cdot \psi = 1,6 \cdot 217,6 = 348,2$;

T_H – номінальний момент двигуна, Н·м;

$$T_H = \frac{P_d \cdot 10^3}{\omega_d} \quad (6.27)$$

$$T_H = \frac{22 \cdot 10^3}{101,1} = 217,6$$

$P_d = 22,0$ – потужність двигуна, кВт;

$\omega_d = 101,1$ [п. 6.8] – кутова швидкість двигуна, с⁻¹;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ [11] – середня кратність пускового моменту;

$T_{CT} = 58,2$ [п. 6.8] – момент сил опору при усталеному русі навантаженого конвеєра, Н·м.

Умови перевірки вибраного двигуна за часом пуску виконуються.

Визначаємо тривалість розгону конвеєра без вантажу, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1} \quad (6.28)$$

$$t_p^1 = \frac{1,245 \cdot 101,1}{348,2 - 10,49} = 0,37$$

де $I_{3B}^1 = 1,245$ [п. 6.8] – зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас (без вантажу), кгм;

$T_{CT}^1 = 10,49$ [п. 6.8] – момент сил опору при усталеному русі

ненавантаженого конвеєра, Н·м.

Сила інерції при розгоні не конвеєра, Н

$$W_i = 10^3 \cdot G \cdot \frac{V_K}{t_P^1} \quad (6.29)$$

$$W_i = 10^3 \cdot 24,858 \cdot \frac{0,3}{0,26} = 28682,3$$

де $G = 24,858$ – маса конвеєра без вантажу, т;

$V_K = 0,3$ – швидкість руху, м/с;

Сумарний опір від тертя в підшипниках та на доріжках ковзання ходових коліс конвеєра без вантажувизначається за формулами п. 6.4, при $Q = 0$.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_{TP}^{ПП} = R_{ПП}^{1\min} f \cdot d \cdot \frac{1}{D} \quad (6.30)$$

$$W_{TP}^{ПП} = 80623 \cdot 0,02 \cdot 0,120 \cdot \frac{1}{0,71} = 272,6$$

де $R_{ПП}^{1\min} = 80623$ – найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$f = 0,015 \dots 0,02$ – коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

$d = 0,120$ – діаметр цапфи, м;

$D_\phi = 0,71$ – діаметр ходового приводного колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу (для чотирьох приводних коліс)

$$K_{CI} = \left(\frac{R_{ПП}^{1\min} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{ПП}} \right) \cdot 4 \geq 1,2 \quad (6.31)$$

$$K_{CI} = \frac{80623 \cdot 0,2}{1302,8 + 71705,8 - 272,6} = 0,54 \cdot 4 = 2,16 \geq 1,2$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі на відкритому повітрі $\varphi = 0,2$.

ВКАЗІВКИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект повинен складатися з пояснювальної записки ПЗ та графічної частини. ПЗ курсової роботи складає 45-60 сторінок рукописного або друкованого на персональному комп'ютері тексту, виконаних на стандартних аркушах білого паперу формату А4 210 x 297мм з однієї сторони. Аркуші слід з'єднати в зошит. ПЗ необхідно виконати згідно з вимогами СТП 15-96.

РПЗ складається з наступних розділів: титульний лист, завдання на курсову роботу, календарний, зміст, реферат, перелік умовних позначень, передмова або вступу, розрахунково-пояснювальні розділи, заключна частина, список використаних джерел та використані в роботі додатки.

Реферат включає: свідчення про об'єм курсової роботи, кількість ілюстрацій, таблиць, використаних джерел, ключові слова і далі текст реферату.

Текст реферату повинен відображати об'єкт курсової роботи, ціль роботи, метод виконання роботи, одержані результати та їх новизну, ефективність технічних рішень, галузь застосування, основні характеристики спроектованої машини.

В передмові необхідно в короткій формі обґрунтувати актуальність теми на основі аналізу шляхів удосконалення відповідного типу машин безперервного транспорту по темі роботи.

В розрахунково-пояснювальній частині проводиться опис конструкції та аналіз роботи машини.

В ПЗ повинні бути необхідні розрахунки, коментарі, пояснення, розрахункові схеми, діаграма натягів, поперечні січення конвеєра, стрічки., роликів опор.

Окремі підрозділи розрахунків можуть виконуватися за допомогою ЕОМ.

У висновках слід в короткій формі проаналізувати ефективність пропозицій по модернізації машин безперервного транспорту, реалізованих в курсовій роботі, викласти результати теоретичних або експериментальних досліджень, відмітити реальність роботи, можливість застосування її у виробництво.

До списку літератури повинні увійти джерела, використані при виконанні роботи.

В додаток включають розрахунки на ЕОМ, таблиці допоміжні, специфікації креслень.

Графічна частина роботи повинна досить повно розкривати конструкцію спеціального промислового транспорту та його вузлів.

Графічна частина складається з 3-4 аркушів формату А1, на яких викреслено загальний вигляд машини, приводну станцію, натяжну станцію, яка проектується у відповідності з ЄСКД.

На кресленні слід розмістити необхідні розрізи та січення. Також тут вказуються необхідні розміри, технічна характеристика машини. Кутовий штамп креслення заповнюється згідно з вимогами ЄСКД. На креслення виконується специфікація, яка як додаток входить останньою сторінкою в ПЗ.

Завдання випишує викладач на бланку, який підписує керівник роботи з визначенням терміну її та студент-виконавець. Закінчену курсову роботу підписує студент-виконавець і керівник-викладач. Керівник на ПЗ повинен зазначити допуск проекту до захисту. Захищають проект перед комісією кафедри з двох або трьох викладачів.

Захист роботи складається з короткої доповіді студента 10-15 хвилин про виконану роботу і з відповідей на запитання. Оцінку роботи визначають члени комісії по чотирьохбальній системі і виставляють її в залікову книжку з підписами всіх членів комісії.

Оцінка враховує якість і правильність доповіді та відповідей на запитання студента, самостійність та оригінальність технічних рішень, наявність наукових досліджень, ступінь використання технічної літератури і стандартів, інженерний рівень виконання ПЗ та графічної частини роботи і інше.

При виконання курсового проекту студент керується приведеним в методичних вказівках порядком розрахунків і табличними матеріалами. Для більш глибокого вивчення матеріалу необхідно використовувати спеціальну літературу [1 – 20].

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1 Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. – 432с.

2 ГОСТ 22644-77: Конвейеры ленточные. Основные параметры и размеры.

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

4 Конвейеры: Справочник/Р. А. Волков, А. Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1984. 367 с.

5 Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. – М.: Высшая школа, 1983. – 350 с.

6 Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с., ил.

7 Спиваковский А.О. и др. Транспортирующие машины. Атлас конструкций. Изд. 2-е, перераб. и доп. Учебное пособие для вузов. М. «Машиностроение».

8 Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. Вузов. – 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1985-520 с., ил.

9 Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций /Под ред. М.П. Александрова и Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1973. –256 с.

10 Поляков В.С. и др. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1974.

11 Справочник по кранам: В 2 т. /Под общ. ред. М.М. Гохберга. –М.: Машиностроение, 1988.

12 Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин. Иванченко Ф. К. и др. Киев, издательское объединение «Вища школа», 1978, 576 с.

13 НПАОП 0.00 - 1.01 – 07.

14 Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. В.Н. Нарышкина и П.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. –

280 с.

15 Справочник по сопротивлению материалов /Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.; Отв. ред. Писаренко Г.С. – Киев: Наук. думка, 1988. 736 с.

16 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроителей спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с.

17 Ивашков И. И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин: Учебник для студентов вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование». – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1991. – 400 с.: ил.

18 Иванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – К.: Вища школа., 1993. – 413 с.:іл.

19 Шубин А.А., Борискина Н.М. Физико-механические свойства транспортируемых грузов и рекомендации по применению: Методические указания. Калуга 1999. – 4с.

20 Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Изд. 4-е, переработанное и доп. Кн. 2.М., «Машиностроение». 576 с.

Додаток А
Довідкові дані

Таблиця А.1 – Характеристики натяжних візків

Ширина лент В, мм	Типоразмер	Допуст. усилие, Сгр, даН	Рис.	Размеры, мм														α°	Масса, кг
				А	А1	А2	А3	В1	Н	Н1	Н2	Л	Л1	Л2	К	Дк	Дб		
761000	10050ТО-80	5200	2	1580	760	600	850	1845	145	595	200	1460	1600	-	1740	200	-	5	530
	10063ТО-100	8000	1		900	700	850	1870	170	725	265	1710	1890	-	1760	250	-		790
	10080ТО-120	12500	1		1090	900	850	1890	205	875	300	2100	2280	-	1780	250	-		1130
	10080ТПО-120	12500	2		1090	900	850	1890	205	875	300	2100	2280	305	1780	250	250		1240
	10080ТПЛО-120	12500	3		1090	900	750	1890	205	875	300	2100	2280	305	1780	250	250		1260
	10080ТПО-160	19000	2		1185	935	850	2045	255	970	430	2230	2715	385	1900	400	315		2240
	10080ТПЛО-160	19000	3		1185	935	750	2045	255	970	430	2230	2715	305	1900	400	250		2260
	100100ТПО-180	24700	2		1380	1140	850	2055	285	1160	465	2660	3060	385	1910	400	315		3070
	100100ТПЛО-180	24700	4		1380	1140	860	2055	285	1160	465	2660	3060	385	1910	400	250		3100
1200	12063ТО-100	8000	1	1900	900	700	850	2190	170	725	265	1710	1890	-	2080	250	-	5	870
	12080ТО-120	12500	1		1090	900	850	2210	205	875	300	2100	2280	-	2100	250	-		1250

	12080ТО-160	19000	1		1185	935	850	2365	255	970	435	2230	2715	-	2220	400	-	2010
	12080ТПО-160	19000	2		1185	935	850	2365	255	970	435	2230	2715	385	2220	400	315	2410
	12080ТПЛО-160	19000	3		1185	935	750	2365	255	970	435	2230	2715	305	2220	400	250	2430
	120100ТПО-180	24700	2		1390	1140	850	2375	285	1160	465	2660	3060	385	2230	400	315	3300
	120100ТПЛО-180	24700	4		1390	1140	860	2375	285	1160	465	2660	3060	305	2230	400	250	3330
1400	14063ТО-100	8000	1	2000	900	700	850	2290	170	725	265	1710	1890	-	2180	250	-	920
	14080ТО-120	12500	1		1090	900	850	2310	205	875	300	2100	2280	-	2200	250	-	1310
	14080ТО-160	19000	1		1185	935	850	2465	255	970	435	2230	2715	-	2320	400	-	2090
	14080ТПО-160	19000	2		1185	935	850	2465	255	970	435	2230	2715	385	2320	400	315	2500
	14080ТПЛО-160	19000	3		1185	935	750	2465	255	970	435	2230	2715	305	2320	400	250	2520
	140100ТПО-180	24700	2		1390	1140	850	2475	285	1160	465	2660	3060	385	2330	400	315	3400
	140100ТПЛО-180	24700	4		1390	1140	860	2475	285	1160	465	2660	3060	305	2330	400	250	3420
1600	16063ТО-100	8000	1	2200	900	700	850	2490	170	725	265	1710	1890	-	2380	250	-	
	16080ТО-120	12500	1		1090	900	850	2510	205	875	300	2100	2280	-	2400	250	-	
	160100ТО-160	19000	1		1390	1140	850	2665	255	970	435	2660	3060	-	2520	400	-	

	160100ТПО-160	19000	2		1390	1140	850	2665	255	970	435	2660	3060	385	2520	400	315		
	160100ТПЛО-160	19000	3		1390	1140	750	2665	255	970	435	2660	3060	305	2520	400	250		
	160100ТПО-180	24700	2		1390	1140	850	2675	285	1160	465	2660	3060	385	2530	400	315		
	160100ТПЛО-180	24700	4		1390	1140	860	2675	285	1160	465	2660	3060	305	2530	400	250		
2000	20080ТПО-160	19000	2	2800	1000	1000	1800	3280	255	940	390	2090	2450	-	3120	400	315	5	3100
	20080ТПЛО-160	19000	3		1000	1000	1300	3280	255	940	390	2090	2450	-	3120	400	250		3100
	200100ТПО-180	24700	2		1060	1090	1800	3280	285	1100	450	2240	2600	305	3120	400	315		3880
	200100ТПЛО-180	24700	4		1060	1090	1300	3280	285	1100	450	2240	2600	305	3120	400	250		3880

Таблиця А.2 –Характеристики дротяних сталевих канатів

Діаметр, мм	Маса каната (1000 м), кг.	Маркувальна група, МПа			
		1372	1568	1764	1960
		Розривне зусилля, кН			
1	2	3	4	5	6
Канат ЛК-Р 6×19+1 о.с. по ГОСТ 2688-80					
8,3	256,0	-	34,800	38,150	41,600
9,1	305,0	-	41,500	45,450	49,600
9,9	356,6	-	48,850	53,450	58,350
11,0	461,6	-	62,850	66,800	75,150
12,0	527,0	-	71,750	78,550	85,750
13,0	596,6	71,050	81,250	89,000	97,000
14,0	728,0	86,700	98,950	108,000	118,000
15,0	844,0	100,000	114,500	125,500	137,000
16,5	1025,0	121,500	139,000	152,000	166,000
18,0	1220,0	145,000	166,000	181,500	198,000
19,5	1405,0	167,000	191,000	209,000	228,000
21,0	1635,0	194,500	222,000	243,500	265,500
22,5	1850,0	220,000	251,000	275,000	303,500
24,0	2110,0	250,500	287,000	314,000	343,000

Таблица А.3 – Характеристики приводных барабанів

Шир. ленты В,мм	Типоразмер приводного барабана	Допустимые			Усл. обознач. подшипника	Размеры, мм											Кол. шпонок	Масса, кг		
		Крут. момент Мкр, даН/м	Окруж. усилие Рдоп, даН	Нагр. на барабан Sб. доп. даН		D	Dф	A	L	L ₁	L ₂	L ₃	Консоль вала		Шпоночное соединение			Вращающихся частей	Общая	
													d (mб)	L ₄	b (h9)	t				L ₅
1600	16040Г-80	230	1150	2700	3616	400	-	2200	1800	2495	-	235	70	140	20	74,5	110	1	368	435
	16040Ф-80	300	1360	2455	3616	400	440					235	70	140	20	74,5	110	1	387	455
	16050Г-100	500	2000	4600	3620	500	-			2560	-	280	90	170	25	95,0	140	2	487	625
	16050Ф-100	575	2130	4180	3620	500	540			2560		280	90	170	25	95,0	140	2	511	650
	16063Г-100	600	1905	4400	3620	630	-			2560	-	280	90	170	25	95,0	140	2	562	700
	16063Ф-100	830	2480	4000	3620	630	670			2560	-	280	90	170	25	95,0	140	2	593	735
	16080Ф-120	1900	4525	7400	3624	800	840			2620	-	335	110	210	28	116	160	2	907	1130
	16080Ф-120-2	1900	4525	7400	3624	800	840			2620	2870	335	110	210	28	116	160	2	931	1148
	160100Ф-160	4300	8270	13300	3632	1000	1040			2705	-	400	150	250	36	158	200	2	1542	2080

	160100Ф-160-2	4300	8270	13300	3632	1000	1040				3000	400	150	250	36	158	200	2	1597	2140
	160100Ф-180	5700	10960	17500	3636	1000	1040			2785	-	470	170	300	40	179	250	2	1744	2450
	160100Ф-180-2	5700	10960	17500	3636	1000	1040			-	3140	470	170	300	40	179	250	2	1820	2545
2000	20063Г-120	1600	5080	7400	3624	630	-	2800	2200	3220	-	335	110	210	28	116	160	2	780	1000
	20063Ф-120	1750	5220	7000	3624	630	670			3220	-	335	110	210	28	116	160	2	820	1040
	20080Ф-160	2520	6000	9000	3632	800	840			3320	-	400	150	250	36	158	200	2	1370	1890
	200100Ф-180	4650	8940	13000	3636	1000	1040			3390	-	470	170	300	40	179	250	2	1940	2640
	200100Ф-180-2	4650	8940	13000	3636	1000	1040			-	3740	470	170	300	40	179	250	2	2010	2710

Таблица А.4 – Характеристики блочных обойм

Условное обознач.	Подшипник		Размеры, мм												Масса кг
	Условное обознач.	d_n	A	A_1	a	B	C	D	D_1	H	H_1	h	d	n	
250	212	60	200	-	-	250	310	250	310	180	335	12	22	6	36
250-2	212	60	140	-	100	360	320	250	310	180	335	12	26	8	54
250-3	216	80	200	160	120	520	320	250	310	180	335	12	26	10	93
315	216	80	200	-	-	280	320	315	380	220	410	16	26	6	49

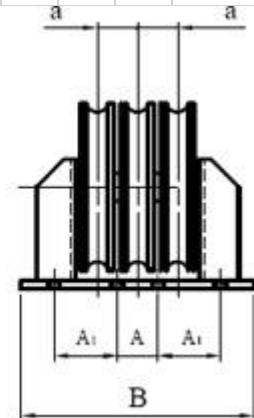
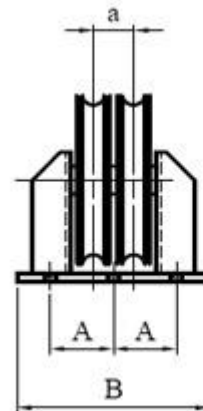
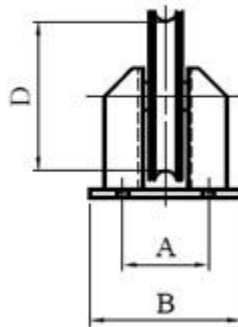
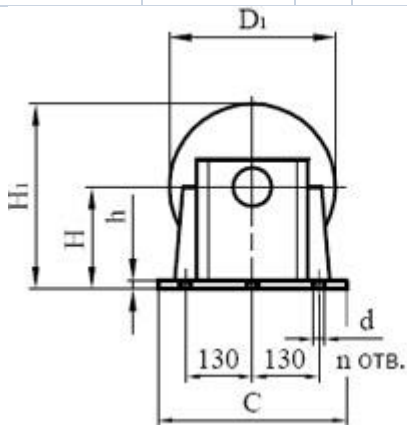


Таблица А.5 – Характеристики верхних жолобчатих роликових опор

Ширина ленты, В	Условное обозначение роликоопоры	Размеры, мм											№ подш.	Масса, кг
		D	A	A ₁	B ₁	H	H ₁	H ₂	L _{рол}	L ₁	L ₂	p**		
800	ЖГ 80-159-20	159	1100	200	270	200,5	330	393	310	938	1150	94	306	70,7
1000	ЖГ 100-127-20	127	1300	170	230	176	285	378	380	1153	1350	94	305	55,3
1000	ЖГ 100-159-20	159	1300	200	270	200,5	330	417	380	1140	1350	94	306	78,3
1200	ЖГ 120-127-20	127	1550	170	230	176	285	406	460	1383	1600	94	305	62,6
1200	ЖГ 120-159-20	159	1550	200	270	200,5	330	445	460	1370	1600	94	306	88,1
1400	ЖГ 140-159-20	159	1750	200	270	210	370	462	530	1535	1820	ПО	306	106,3
1600	ЖГ 160-159-20	159	1950	200	270	285	370	493	600	1777	2020	ПО	306	115,4
2000	ЖГ 200-159-20	159	2400	270	340	260	500	605	740	2070	2490	ПО	306	153,3

Таблиця А.6 – Характеристики верхніх жолобчатих роликів опор, що амортизують

Ширина ленты В,мм	Типоразмер роликоопоры	Размеры, мм								Масса, кг	
		D	H	h	I	A	a	c	k	Вращающихся частей	Общ.
800	ЖА 80-127-30	127	320	220	310	1100	-	-	-	23	35
	ЖА 80-159-30	159	360	280	310	1100	200	18	25	30	50,2
1000	ЖА 100-127-30	127	320	220	380	1300	-	-	-	27	41,6
	ЖА 100-159-30	159	360	280	380	1300	200	18	25	35	57,4
1200	ЖА 100-127-30	127	320	220	460	1550	-	-	-	31	47,1
	ЖА 100-159-30	159	360	280	460	1550	200	18	25	43	69
1400	ЖА 140-159-30	159	370	285	530	1750	200	18	25	51	89
1600	ЖА 160-159-30	159	370	290	600	1950	200	18	25	56	102,5
2000	ЖА 200-159-30	159	500	340	750	2400	270	24	30	74	170

Таблиця А.7 – Характеристики верхніх жолобчатих роликів опор, що центрують

Ширина ленти, В	Обозначение	Размеры, мм									Масса, кг
		α	L	L _{рол}	A	D	D ₁	H	H ₁	B ₁	
1000	ЖЦГ 100-127-30	30°	2140	380	1300	127	127	176	660	1360	230
1000	ЖЦГ 100-159-30					159	159		686		293
1200	ЖЦГ 120-127-30			460	1550	127	127	210	717	1610	286
1200	ЖЦГ 120-159-30					159	159		725		326
1400	ЖЦГ 140-159-30			530	1750	159	159	800	1810	375	
1600	ЖЦГ 160-159-30			600	1950	159	159	835	2010	414	
800	ЖЦГ 80-127-20	20°	2140	310	1100	127	127	176	617	1160	222
800	ЖЦГ 80-159-20					159	159		642		265
1000	ЖЦГ 100-127-20			380	1300	127	127	210	619	1360	242
1000	ЖЦГ 100-159-20					159	159		677		290
1200	ЖЦГ 120-127-20			460	1550	127	127	210	640	1610	274
1200	ЖЦГ 120-159-20					159	159		674		306
1400	ЖЦГ 140-159-20			530	1750	159	159	725	1810	368	
1600	ЖЦГ 160-159-20			600	1950	159	159	742	2010	404	

Таблиця А.8 – Характеристики нижніх плоских роликів опор

Ширина ленти, В	Шифр роликоопоры	Размеры, мм									Масса подвески, кг	Масса роли- коопоры, кг
		D	A*	A ₁ *	B ₁ *	H*	L*	L ₁	L ₀	K		
500	НГ 50-108	108	720	60	100	105,1	600	770	600	14	0,63	14,2
650	НГ 65-108	108	870	60	100	105,1	750	920	750	14	0,63	16,3
800	НГ 80-127	127*	1100	70	120	123,5	950	1150*	956	18	1,32	22,1
800	НГ 80-159	159*	1100	80	130*	139,1	950	1150*	956	18	1,59	36,3
1000	НГ 100-127	127*	1300	70	120	123,5*	1150	1350*	1156	18	1,32	25,1
1000	НГ 100-159	159*	1300	80	130*	139,1	1150	1350*	1156	18	1,59	41,6
1200	НГ 120-127	127*	1550	70	120	123,5*	1400	1600*	1406	17	1,32	29,1
1200	НГ 120-159	159*	1550	80	130*	139,1	1400	1600*	1406	18	1,59	47,8
1400	НГ 140-159	159*	1750	80	130*	139,1	1600	1800	1606	18	1,59	53,1
1600	НГ 160-159	159*	1950	80	130*	139,1	1800	2000	1806	18	1,59	61,5

Таблиця А.9 – Характеристики верхніх дефлекторних роликів

Ширина лентy, В	Размеры, мм						Масса, кг		
	D	A ₁ *	H*	H ₁ *	L*	d	в сборе	ролика	опоры
500-650	108	60	260	435	160	14	9,9	6,6	3,3
800-1200	127	80	361	610	200	18	12,4	8,2	4,2
1400-1600	159	80	490	720	200	18	16,1	10,8	5,3

Таблиця А.10 – Характеристики нижніх дефлекторних роликів

Ширина лентy, В	Типоразмер роликoопоры	Размеры, мм									Масса, кг		
		D	A*	a*	B*	s	b	H	d*	в сборе	ролика	кронштейна	
500-650	ДН 1-108	108	175	10	70	14	45*	268	15	9,3	6,6	2,6	
800-1200	ДН 1-127	127*	220		63	17		298		11,6	8,2	3,3	
1400-1600	ДН 1-159	159*	250	25	80	22	60	298	19	15,8	11,0	4,8	

Таблиця А.11 – Технічні характеристики електродвигунів серії 5А

Высота оси вращения, мм	Мощность, кВт	Тип	Частота вращения, об/мин.	КПД при нагрузке, %		EFF
				100	75	
Электродвигатели трехфазные асинхронные с 1500 об/мин (4 полюса)						
132	7,5	A132S4	1455	88,0	88,9	2
132	11,0 (1)	A132M4	1440	88,0	88,7	3
160	15,0	AIP160S4	1460	89,0	89,7	3
160	18,5 (1)	AIP160M4	1460	90,0	90,9	2
180	22,0 (1)	A180S4	1460	91,0	91,0	2
180	30, (1)	A180M4	1460	91,5	91,5	2
200	37,0 (1)	A200M4	1460	92,0	92,5	2
200	45,0 (1)	A200L4	1460	92,5	93,1	2
225	55,0 (1)	A225M4	1475	93,0	93,3	2
250	75,0 (1)	A250S4	1470	92,5	92,7	3
250	90,0 (1)	A250M4	1470	94,0	93,7	2
280	110, (1)	A280S4	1470	94,1	94,0	-
280	132,0	A280M4	1485	95,4	95,0	-
315	160,0	A315S4	1487	95,8	95,1	-

Высота оси вращения, мм	Коэф. мощности при нагрузке, cos		Ток при 380В, А	Iпуск/ In	Mпуск/ Mn	Mмакс/ Mn	Момент инерции, кгм2	Масса, кг	
	100	75						Al	Iron
Электродвигатели трехфазные асинхронные с 1500 об/мин (4 полюса)									
132	0,83	0,77	15,6	7,0	2,8	3,2	0,0260	52	73
132	0,84	0,79	23	7,5	2,8	3,3	0,0321	60	82
160	0,87	0,83	29	7,0	1,9	2,9	0,0600	98	120
160	0,89	0,87	35	7,0	1,9	2,9	0,0650	112	142
180	0,88	0,86	42	7,0	2,1	2,8	0,070	128	157
180	0,89	0,86	56	7,0	2,4	3,0	0,080	162	190
200	0,87	0,84	70	7,5	2,2	3,5	0,194	202	230
200	0,87	0,83	86	7,0	2,2	3,2	0,225	232	260
225	0,87	0,85	105	7,9	2,8	3,7	0,408	-	340
250	0,90	0,88	137	7,0	2,5	3,2	0,619	-	450
250	0,90	0,86	161	7,0	2,5	3,2	0,80	-	550
280	0,90	0,87	198	8,0	2,9	3,4	0,81	-	655
280	0,89	0,81	235	8,0	2,0	3,4	1,7	-	930
315	0,87	0,82	291	8,5	2,5	3,7	1,8	-	1070

Таблиця А.12 – Технічні характеристики редукторів типу КЦ2

Исполнение по передаточному числу	Передаточное число	n _б	Типоразмер редуктора							
			КЦ2-500		КЦ2-750		КЦ2-1000		КЦ2-1300	
			N _б	M _{н_нб}	N _б	M _{н_нб}	N _б	M _{н_нб}	N _б	M _{н_нб}
I	182	600	0,7		2,5		5,9		14	
		1000	1,2	890	4,2	3000	9,8	7150	23	17000
		1500	1,7		6,2		14,7		35	
II	118	600	1,1		3,8		9,1		22	
		1000	1,6	890	6,4	3000	15	7150	36	17000
		1500	2,7		9,6		23		54	
III	73	600	1,8		6,5		15,6		37	
		1000	3	935	10,8	3160	26	7550	61	17000
		1500	4,6		16,4		39		86	
IV	43,4	600	3,6		13		31		65	
		1000	6	1110	21	3690	50	8850	103	21000
		1500	9		29		71		146	
V	28,3	600	5		13,5		39		65	
		1000	7,9	1110	21	3660	60	8850	103	20900
		1500	10,8		29		86		146	

Таблиця А.13 – Технічні характеристики зубчатих муфт

№	Наименование муфты	ГОСТ 5006-94		Ø вала (min ÷ max)
		Обозначение	Номинальный крутящий момент Mкр Н·м	
1	МЗ-1	1-1000-1-У2	1000	18÷38
2	МЗ-2	1-1600-1-У2	1600	30÷50
3	МЗ-3	1-000-1-У2	4000	40÷60
4	МЗ-4	1-6300-1-У2	6300	45÷75
5	МЗ-5	1-10000-1-У2	10000	50÷90
6	МЗ-6	1-16000-1-У2	16000	60÷100
7	МЗ-7	1-25000-1-У2	25000	70÷120
8	МЗ-8		31500	80÷140
9	МЗ-9	1-40000-1-У2	40000	100÷160
10	МЗ-10	1-63000-1-У2	63000	120÷180
11	МЗ-11		90000	140÷210
12	МЗ-12		120000	160÷240
13	МЗ-13		180000	180÷270

Таблиця А.14 – Технічні характеристики пружних втулково-пальцевих муфт

Обозначение	d	d ₁	D	L	C	L ₁	L ₂	d ₂	Кол-во пальцев, n	Частота вращения, об/мин.	Номинальный крутящий момент, Нм	Рис.	Масса кг
МУВП 710	48	-	190	226	6	110	-	16		3000	710	1	18,4
	48	48										2	18,2
	50	-					85					1	18,2
	50	50										2	17,7
	55	-										1	17,4
	55	55										2	17,0
МУВП 2000	70	-	250	288	8		-	20	8	2280	2000	1	40,1
	70	70					107					2	39,7
	75	-					-					1	38,9
	75	75					107					2	38,6
МУВП 4000	80	-	320	350	10	170	-	28		1800	4000	1	83,4
	80	80					135					2	82,9
	85	-					-					1	81,8
	85	85					135					2	81,4
	90	-					-					1	79,8
	90	90					135					2	78,9
	95	-					-					1	77,8

	95	95					135				2	77,3	
МУВП 8000	100	-	400	432	12	210	-	35	1440	8000	1	169,9	
	100	100					170				2	166,7	
	110	-					-				1	164,4	
	110	110					170				2	161,9	
	120	-					-				1	158,3	
	120	120					170				2	156,6	
МУВП 16000	125	-	490	435	15	250	-	40	1140	16000	1	265,7	
	125	125		205			2				264,4		
	130	-		515			15				-	1	282,4
	130	130									205	2	274,2
	140	-									-	1	296,1
	140	140									205	2	291,9
	150	-									-	1	286,0
	150	150									205	2	279,9

Таблиця А.15 – Технічні характеристики електродвигунів серії 4А

Тип	Р, кВт	n, хв. ⁻¹	T _{max} /T _{ном}	I _p , кг·м ²	Кількість полюсів	Маса, кг	
						М100	М200
<i>Синхронна частота обертання 750 хв⁻¹</i>							
4A90LB8Y3	1,1	700	1,7	8,62·10 ⁻³	2,4,6,8	36	38,2
4A100L8Y3	1,5	700	1,7	1,3·10 ⁻²		42	44,2
4A112MA8Y3	2,2	700	2,2	1,75·10 ⁻²		56	60
4A112MB8Y3	3,0	700	2,2	2,5·10 ⁻²			
4A132S8Y3	4,0	720	2,2	4,25·10 ⁻²		77	84
4A132M8Y3	5,5	720	2,2	5,75·10 ⁻²		93	100
4A160S8Y3	7,5	730	2,2	0,137		130	135
4A160M8Y3	11	730	2,2	0,18		145	150
4A180M8Y3	15	730	2,0	0,25		185	195

Таблиця А.16 – Технічні характеристики редукторів типу ІЦЗУ

Типорозмер редуктора	Передаточное число u	M_T, H^*M	Масса редуктора, кг	A_{WT}	A_{WP}	A_{WB}
ІЦЗУ-160	40, 50, 56, 63,	1250	110	160	100	80
ІЦЗУ-200	80, 100, 125,	2500	190	200	125	100
ІЦЗУ-250	160, 200	5000	335	250	160	125
ІЦЗУ-355М	160,200	12000	750	355	225	140

Таблиця А.17 – Технічні характеристики пружних втулково-пальцевих муфт з тормозним шківом

55

№ чертежа	Рис.	Номинальный крутящий момент, Н м	D	L	B	d	d ₁	d ₂	d ₃	Кол-во пальцев, п	L ₁	L ₂	L ₃	C	Масса кг
МУВП-Т125	2	125	200	125	100	-	28	12	25	4	60	60	44	5	11,3
				145			38								6
				165			48	16	30	80	НО	60	6	12,4	
				196										16,6	

Таблиця А.18 – Технічні характеристики гальм типу ТКТ

Параметри		ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200	ТКТ-300
Гальмівний момент, Н·м	ТВ=25%, ТВ=40%	20	40	160	240	500
	ТВ=100%	11	22	80	120	200
Момент якоря магніту, Н·м	ТВ=25%, ТВ=40%	550	550	4000		10000
	ТВ=100%	300	300	2000		4000
Відхід колодки, мм		0,4..0,6		0,5...0,8		0,7...1,0
Товщина колодки, мм		4	6		8	
Діаметр гальмівного шківa D, мм		100	200		300	
Хід штока, мм		2,0...3,0		2,5...3,8		3,0...4,4
Тип магніту		МО-100Б		МО-200Б		МО-300Б
Маса гальма, кг		12	25	37	68	92

Таблица А.19 – Розрахункові насипні та об'ємні маси насипних вантажів

№ п/п	Наименование материалов	Насыпной вес, т-м3	Объемный вес т-м3
1.	Марганцевая руда: Чиатурская Никопольская, класс «А» Никопольская, 1 сорта	1,74 1,8÷2,06 2,2	
2.	Агломерат из чиатурской марганцевой руды	1,74	
3.	Хромовая руда	2,4	
4.	Кварцит	1,33÷1,56	
5.	Коксик-орешек, сухой	6,0÷5,0	
6.	Известняк	1,6	
7.	Известь	1,2	
8.	Доломит	1,68÷1,74	
9.	Стружка стальная	1,8÷2,2	
10.	Плавиновый шпат	1,7÷1,8	
11.	Древесный уголь	0,17÷0,2	
12.	Электродная масса	1,4÷1,5	
13.	Электроды графитовые	уд.вес.=1,5÷1,7	
14.	Отходы графитации	1,15	
15.	Магнезитовый порошок	1,5÷2,4	
16.	Шамот кусковой I обжига	1,34	
17.	Магнезитовый кирпич	уд.вес.=2,65	
18.	Шамотный кирпич	уд.вес.=1,9	
19.	Угольные блоки	уд.вес.=1,5÷1,6	
20.	Вода	уд.вес.=1,0	
21.	Сталь	уд.вес.=7,85	
22.	Огнеупорная глина	1,0÷1,6	

23.	Антрацит	0,8÷0,95	
24.	Бульжник	2,1	
25.	Глина	1,8÷2,0	
26.	Гравий	1,8÷2,0	
27.	Мусор строительный	1,3	
28.	Песок влажный	1,9÷2,0	
29.	Песок сухой	1,4÷1,65	
30.	Цемент	1,0÷1,4	
31.	Щебень	1,8÷2,0	
32.	Бетон на гравий	2,1	

Таблиця А.20 – Характеристики ходових коліс

98

Діаметр колеса та тип рейки	320/P24			400/P38			500/кр70		
	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
Режим роботи									
Швидкість руху, м/с	Допускний тиск, кН								
0.33	123	102	65.0	218	188	128	320	295	229
0.67	123	84.5	59.0	218	159	110	320	251	188
1.32	123	68.5	47.8	218	128	90.0	320	220	153
1.67	115	64.0	44.5	218	120	84.0	320	206	144
2.0	108	60.0	42.0	200	112	78.0	320	192	134

Таблиця А.21 – Характеристики залізничних рейок

Тип	b1 (мм)	b2 (мм)	h (мм)	s (мм)	m (кг/м)
P-8	54	25	65	7	8,42
P-11	56	32	80,5	9	11,8
P-18	80	40	90	10	17,91
P-24	92	51	108	10,5	24,90
P-33	110	60	128	12	33,48
P-38	114	68	135	13	38,416
P-43	114	70	140	14,5	44,653
P-50	132	72	152	16	51,670
P-65	150	75	180	18	64,720
P-75	150	75	192	20	74,410

Таблиця А.22 – Технічні характеристики кранових двигунів з фазним ротором серії МТФ

Типорозмір двигуна	Потужність P_{∂} , кВт і частота обертання ротора n_{∂} , хв ⁻¹						Момент інерції ротора, кг·м ²	Макси- мальний момент, T_{max} , Нм	Ма- са, кг	
	ПВ=15%		ПВ=25%		ПВ=40%					
	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}	P_{∂}	n_{∂}				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
МТФ										
011-6	2,0	800	1,7	850	1,4	885	0,022	40	51	
012-6	3,1	785	2,7	840	2,2	890	0,03	57	58	
111-6	4,5	850	4,1	870	3,5	895	0,05	87	76	
112-6	6,5	895	5,8	915	5,0	930	0,07	140	88	
211-6	10,5	895	9,0	915	7,5	930	0,115	195	120	
311-6	14,0	925	13,0	935	11,0	945	0,225	320	170	
312-6	19,5	945	17,5	950	15,0	955	0,312	480	210	
411-6	30,0	945	27,0	955	22,0	965	0,5	650	280	
412-6	40,0	960	36,0	965	30,0	970	0,7	950	345	

Таблица А.23 – Технические характеристики цилиндрических трехступеневых вертикальных редукторов типа ВКУ

Типоразмер		ВКУ-950, ВКУ-965М (ВКУ-965М1)																					
Номинальное передаточное отношение, <i>i</i>		16	18	20	22,4	25	28	31,5	35,5	40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140		
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу, Т, Нхм	16,6 (1000)	ВТ	13700				15000				17100				18200	19400							
		Т	16800				17600				20200				24600			25100					
		С	19750				23200				24600				27200								
		Л	23800				28200																
	12,5 (750)	ВТ	13700			15000			15800			17100			18200			19400					
		Т	16800			17600			20700						24600			25100					
		С	19750			23200			24600						27200								
		Л	23800			28200																	
	10 (600)	ВТ	13700			13800	15000	17100			18200			19400									
		Т	16800			21000						21000			25100								
		С	19750			22000			24600						25900			27900			27200		
		Л	28200																				
Крутящий момент, предельный, кратковременно допустимый на тихоходном валу, Т, Нхм		46400																					
Масса, кг		1530																					

Додаток Б
Загальний вид пересувного стрічкового конвеєра

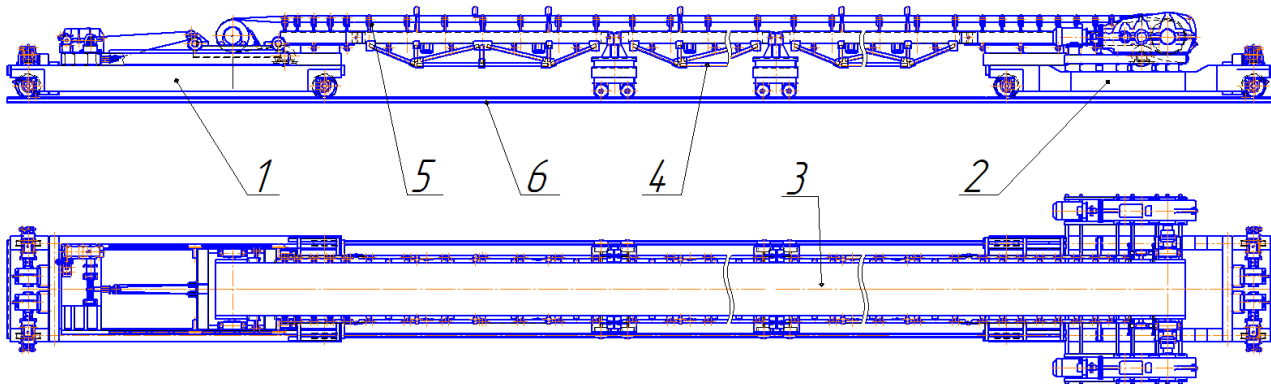


Рисунок Б.1 – Загальний вид пересувного стрічкового конвеєра (1 – натяжна станція, 2 – привідна станція, 3 – конвеєрна стрічка, 4 – середня частина (секція), 5 – роликів опора, 6 – рейкова колія)