Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні ЗНУ
Кафедра металургійного обладнання

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему «Удосконалення приводу скидального транспортеру прокатного стану в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь»»

Виконав: студент групи 6.1331
Пушняк Ярослав Михайлович _____
(ПІБ) (підпис)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування»
(шифр і повна назва)

спеціалізація
_____
(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма
133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О. _____
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя – 2025 р.

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім.Ю.М. Потебні

Кафедра Металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр
(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і повна назва)

Спеціалізація _____
(шифр і повна назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і повна назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри А.О.Власов
_____
"____" _____2025 р.

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Пушняк Ярослав Михайлович

1.Тема роботи: Удосконалення приводу скидального транспортеру прокатного стану в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь»
керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент _____,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом вищого навчального закладу від 27.12.2024 №2031-с

2. Термін подання студентом роботи: 01.06.2025

3. Вихідні дані до роботи: Об'єкт розробки –скидальний транспортер відрізків слябів, що встановлений в технологічній лінії обтискного стану «Слябінг «1150», швидкість транспортера - 0,545м/с довжина ланцюга транспортера - 5000 мм; крок ланцюга - 250 мм; максимальна вага відрізків - 3500Н; умови праці – тяжкі.

4.Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки; Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових складових): Лист 1 – План обтискного цеху; Лист 2 - Транспортер відрізків. Лист 3 - Ланцюг транспортера обрезі (до модернізації); Лист 4 - Вузол приводного валу); Лист 5 – Вузол зірочки; Лист 6 - Деталювання (вал, зірочка); Лист 7 - Ланцюг транспортера обрезі модернізований; Лист 8 - Привод транспортеру після модернізації.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис,	
		завдання видав	за пр
1	Шевченко І.А., доцент		
2	Шевченко І.А., доцент		
3	Шевченко І.А., доцент		
4	Шевченко І.А., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Збір матеріалу для роботи	13.05.2025-20.05.2025
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	21.05.2025-27.05.2025
3	Виконання теоретичної частини роботи	26.05.2025-29.05.2025
4	Виконання графічної частини роботи	30.05.2025-05.06.2025
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2025-10.06.2025
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантом	11.06.2025-13.06.2025
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	За графіком
9	Захист проекту у ДЕК	За графіком

Студент _____ _____
(підпис) (прізвище та ініціа

Керівник роботи _____ Шевченко І.А.
(підпис) (прізвище та ініці

АНОТАЦІЯ

Пушняк Я.М. Удосконалення приводу скидального транспортеру прокатного стану в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь»».

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А. Шевченко. Інженерний навчально-науковий інститут запорізького національного університету ім. Ю.М. Потебні ЗНУ, кафедра «Металургійне обладнання», 2025.

В роботі проведено розрахунок тягового органу та деталей скидального транспортеру за умови тертя ковзання та розрахунки при застосуванні модернізації (за умови тертя кочення), за результатами розрахунків складений порівняльний аналіз. Виконані розрахунки для провадження модернізації; приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології в обтискному цеху.

Ключові слова: ПРИВОД, СКИДАЛЬНИЙ ТРАНСПОРТЕР, ТЕРТЯ, ЗУСИЛЛЯ, НАПРУЖЕННЯ, МІЦНІСТЬ.

ABSTRACT

Pushnyak Ya.M. Improvement of the drive of the unloading conveyor of the rolling mill in the conditions of the crimping shop of PJSC "Zaporizhstal"".

Qualification final work for obtaining a bachelor's degree in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhzhia National University named after Yu.M. Potebnia ZNU, Department of "Metallurgical Equipment", 2025.

The work includes a calculation of the traction unit and parts of the unloading conveyor under the condition of sliding friction and calculations when applying modernization (under the condition of rolling friction), a comparative analysis is made based on the results of the calculations. Calculations for the implementation of modernization are performed; attention is paid to issues of technogenic safety and ecology in the crimping shop.

Keywords: DRIVE, DUMPING CONVEYOR, FRICTION, EFFORT, STRESS, STRENGTH.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ …….. 6

ВСТУП ……... 7

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА ……. 9

1.1 Загальні відомості про ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь» …… 9

1.2 Стислий опис механічного обладнання обтискного цеху ……..

1.3 Опис скидального транспортера та його характеристик …….

1.4 Аналіз недоліків скидального транспортера та заходи щодо їх Усунення ……..

1.5 Опис проекту модернізації скидального транспортера ……...

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА ……

2.1 Розрахунок основних характеристик скидального транспортера …..

2.2 Розрахунок силових і кінематичних параметрів приводу ……..

2.3 Розрахунок деталей і вузлів скидального транспортера на міцність .

2.4 Розрахунок шпонок приводного валу блоку зірочок на міцність …..

2.5 Перевірка зірочок на витривалість ……

2.6 Розрахунок приводу та елементів тягового органу за умови …….

3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА …….

3.1 Характерні види відмов деталей і вузлів скидального транспортера та його ремонтопридатність ……..

3.2 Технічне обслуговування скидального транспортеру під час Експлуатації …….

3.3 Заходи щодо підвищення надійності та довговічності основних вузлів та деталей машини ……...

3.4 Технологія капітального ремонту скидального транспортеру ……...

3.5 Технологічні розрахунки ……

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА ……...

4.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів …….. 82

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених небезпечних і шкідливих чинників виробничого середовища ……. 85

4.3 Заходи з поліпшення умов праці …….. 86

4.4 Техногенна безпека …… 89

ВИСНОВКИ ……... 93
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ……. 95
СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ ……. 99

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

L, мм	довжина транспортера
t, мм	крок ланцюга
D, мм	діаметр ділильного кола зірочки
z	число зубів зірочки
v, м/с	швидкість ланцюга
N, кВт	потужність двигуна
$n_{дв}$, хв$^{-1}$	частота обертів двигуна
$k_н$	коефіцієнт нерівномірності завантаження транспортеру
$Q,\ т/год$	продуктивність транспортеру
$G_п$, Н	вага одної палети
$S\min$, Н	мінімальний натяг ланцюга
$S_{\max}$, Н	максимальний натяг ланцюга
ω	коефіцієнт опору переміщення ходової частини на прямолінійних ділянках
f_1	коефіцієнт тертя ковзання палет по напрямним
f_2	коефіцієнт тертя ковзання ланок по напрямним
η	ККД приводу
$\eta_м$	ККД муфти
η_2	ККД передачі
u	загальне передаточне число редуктора
$M_1, Н\cdot м$	обертовий момент на вхідному валу редуктора
$K_Э$	коефіцієнт, що враховує умови монтажу та експлуатації ланцюга
$[\sigma]_р'$	допустиме напруження при розтягненні
$[\sigma]_{зг}$	допустиме напруження згину
$I_{пр}$	момент інерції мас рухомих частин конвеєра
GD^2, кг·м^2	маховий момент двигуна

ВСТУП

Для підвищення якості металу, а також технічного обладнання галузі необхідно активно обновлювати застарілі виробничі фонди, упроваджувати прогресивні технології та обладнання, вдосконалювати структуру виробництва.

Прокатка з усіх способів обробки металів користується великим розповсюдженням, так як вона має великий відсоток продуктивності та безперервність технологічного процесу. Сучасні прокатні стани представляють собою повністю механізовані й автоматизовані лінії.

Устаткування в металургійних цехах працює у важких умовах, що характеризуються великою запиленістю, підвищеними температурами, високими навантаженнями. Надійна і довговічна робота обладнання забезпечується крім якісного проектування і виготовлення, грамотною експлуатацією.

В сучасному металургійному машинобудуванні підвищення зносостійкості, довговічності машин і агрегатів являється одним з актуальних напрямків технологічного прогресу.

Основним недоліком конструкції скидального транспортеру є підвищене зношування ланок та палет, що утворюють тяговий орган, розтягнення ланок від дії статичних та динамічних навантажень та незначні терміни служби елементів приводу.

Актуальним є підвищення надійності та довговічності ланцюгової передачі за рахунок зменшення опору переміщення ходової частини на прямолінійних ділянках.

Об’єкт проектування – скидальний транспортер відрізків слябів, що встановлений в технологічній лінії обтискного стану Слябінг «1150» в умовах обтискного цеху ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь» та навантажень, діючі на них.

Мета роботи – розрахунок тягового органу та деталей скидального транспортеру за умови тертя ковзання та тертя кочення та їх порівняльний аналіз.

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи бакалавра містить 84 сторінки тексту, 19 рисунків, 4 таблиць, 10 додатків. Бібліографічний список містить 23 найменування використаних літературних джерел.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Загальні відомості про ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь».

ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь» є металургійним підприємством з повним металургійним циклом і випускає наступну продукцію: чавун ливарний, чавун переробний, сляби, гарячекатаний рулон, гарячекатаний лист, холоднокатаний рулон, холоднокатаний лист, гнуті профілі, жерсть чорна, промислове литво, шлак доменний, гази технічні, щепа технологічна.

Високоякісний листовий прокат (гарячекатаний і холоднокатаний) робиться товщиною 0,5-0,7 мм із вуглецевих, низьколегованих, легованих і нержавіючих сталей.

Виробничі потужності ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь» складають:

- агломераційний цех (6 агломашин),
- доменний цех (4 доменні печі),
- мартенівський цех (7 мартенівських печей, 1 двохванний сталеплавильний агрегат),
- обтискний цех,
- цех гарячої прокатки тонкого листа,
- цех холодної прокатки № 1,
- цех холодної прокатки № 3 [1].

У агломераційному цеху комбінату виробляється основний залізорудний агломерат. Практично всі процеси виробництва агломерату автоматизовані.

Доменне виробництво щорічно виплавляє близько 3,5 млн. т чавуну / рік. Відмінною особливістю чавуну виробництва МК «Запоріжсталь» є низький вміст у ньому сірки і фосфору.

Виробництво мартенівського цеху становить близько 4,0 млн. т сталі / рік. Мартенівські печі використовують природний газ. Сталь продувається киснем і аргоном. Виплавляється сталь розливається в злитки масою до 18,6 т, які використовуються для виробництва листового прокату.

Ливарне виробництво є базою для одержання литих заготовок запчастин і змінного металургійного устаткування для цехів комбінату і сторонніх споживачів, до складу якого входить спеціалізоване відділення з виробництва виливниць. Проектна потужність відділення виливниць - 360 тис. т / рік.

Цех гарячої прокатки тонкого листа виробляє гарячекатаний прокат в листах і рулонах товщиною від 2,0 до 8,0 мм. Цех гарячої прокатки тонкого листа оснащений агрегатами для забезпечення постачання прокату в листах і рулонах. Безперервний тонколистовий стан " 1680 " максимальної виробничою потужністю 3,7 млн. т. на рік призначений для виробництва гарячекатаних смуг товщиною 2,0-8,0 мм, шириною 860-1500 мм, масою рулону до 16 т. На трьох профілегибочні агрегатах виробляється більше 500 типорозмірів холодногнутих профілів з вуглецевих і низьколегованих марок сталі товщиною від 1,0 до 8,0 мм і з шириною розгортки профілю до 1440 мм.

Цех холодної прокатки № 1 виробляє холоднокатаний плоский прокат товщиною від 0,5 до 2,0 мм, шириною від 850 до 1500 мм в листах завдовжки до 4000 мм і в рулонах масою до 16 т, а також холоднокатану стрічку товщиною від 0,2 до 2,0 мм [2].

У ЦХП № 1 на безперервному чотириклетьевому стані «1680», двох одноклетьевим реверсивних станах «1680» і «1200» і двох безперервних вузькосмугових четирехклетьевих станах, двадцатівалковом стані «1700» і двох безперервних вузькосмугових чотириклетьевих станах «450» і «650» виробляється холоднокатаний прокат з вуглецевої і низьколегованої сталі. Цех оснащений засобами для дресирування, поперечного різання і подовжнього розпуску, що забезпечують поставку холоднокатаного прокату

товщиною від 0,2 до 2,0 мм, шириною від 10 до 1500 мм і довжиною листа до 3950 мм, а також рулонів масою до 15 т.

Цех холодної прокатки № 3 на стані «2800» виробляє холоднокатаний лист товщиною від 1,5 до 5,0 мм, шириною 1000-2300 мм і довжиною до 3500 мм з вуглецевих марок сталі. У складі цеху мається спеціалізоване відділення з виробництва шліфованих і полірованих листів і рулонів. Максимальна виробнича потужність по гарячекатаного прокату - до 3,7 млн. т, по холоднокатаного прокату - 1,1 млн. т, по холодногнутих профілів - до 500 тис. т.

1.2 Стислий опис механічного обладнання обтискного цеху

Обтискний цех призначений для одержання заготівок (слябів) з злитків для подальшої їх прокатки на стані гарячої прокатки тонкого листа (ЦГПТЛ) (рис.1.1 [1].) або відвантаження їх на продаж як готовий продукт. Обтискний цех має такі відділення:

1. Проліт нагрівальних колодязів, де відбувається нагрівання злитків до температури 1200-1300 ^{0}С у 14 групах нагрівальних колодязів. Також в цьому прольоті здійснюється транспортування злитків до приймального рольгангу стану Слябінг «1150» за допомогою злитковоза з причіпним візком і кліщових колодязних кранів. Основним обладнанням цього прольоту, крім перерахованого, є стаціонарний перекидач, призначений для перекидання злитку на поворотний стіл, який у свою чергу повертає злиток на 180, звуженою частиною вперед для простоти прокатки. Для транспортування злитків після поворотного столу призначені транспортні рольганги № 1,2;
2. Становий проліт, де знаходиться основне обладнання обтискної лінії. Для транспортування злитків і слябів в цьому прольоті застосовують рольганги №3А, 4А, 3Б, 4Б, 5,6, коливальний рольганг з груповим приводом 7, 8-13.

У цьому прольоті і проводиться власне прокатка злитків на стані Слябінг «1150».

3. Скрапний проліт. Основним обладнанням тут є мостові крани, які перевантажують обрізки з скрапної ями у вагони, які у свою чергу відправляються в Мартенівський цех.
4. Склад слябів, призначений для зберігання готової продукції. Устаткування, що знаходяться в цьому прольоті - це мостові крани зі спеціальними вантажозахоплювальними пристроями, трансфер-кари, призначені для транспортування слябів з одного простору в інший.
5. Новий проліт, де знаходяться основні запасні частини, ремонтний майданчик, необхідні для підготовки замінних вузлів, токарна майстерня, майстерня кранових слюсарів. Основним обладнанням тут є мостові крани і трансфер-кари. У цьому прольоті також проводиться випалювання слябів від окалини.
6. Склад злитків, призначений для зберігання злитків при ремонті обладнання стану. Основним устаткуванням є мостовий кран Q=30т з кліщовим захопленням, транспортуючий ці злитки.
7. Адюстаж, де проводиться зачистка і зберігання слябів. Мостові крани і шліфувальні апарати є основним устаткуванням у даному прольоті.
8. Машиний зал. Тут розташовані приводи горизонтальних валків стану, а також все енергоустаткування цеху.

З стриперного відділення Мартенівського цеху злитки направляються по залізничній колії в обтискний цех. У прольоті нагрівальних колодязів злитки кліщовими колодязними кранами поміщають в колодязі для їх нагрівання до температури 1200-1300^{0}С. Після їх нагрівання злитки транспортують до приймального рольгангу за допомогою злитковозу з причіпним візком. На самому злитковозі є люлька, куди поміщають злитки, яка перекидається за допомогою кривошипно-шатунного механізму. З причіпного візка злитки дістають кліщовим колодязним краном і ставлять його в стаціонарний перекидач, який у свою чергу перекидає злиток на поворотний стіл.



Рисунок 1.1 - Обтискний цех ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»

Поворотний стіл розвертає злиток на 180^0 звуженою частиною вперед для простоти прокатки. До стану Слябінг «1150» злитки транспортуються за допомогою транспортних рольгангів №1, 2 з індивідуальним приводом.

На стані Слябінг «1150» відбувається прокатка злитків в горизонтальній і вертикальній площинах, так як він має вертикальні і горизонтальні валки і є реверсивним станом. Для направлення злитків у валки застосовують маніпулятор з кантувачем. Після прокатки злитків, отримані сляби необхідно обрізати від окалини. Для цього застосовують ножиці з верхнім різом. На ножицях встановлена каретка з пересувним упором для обрізки слябів заданих розмірів. Обрізана окалина за допомогою спочатку малого скидального транспортера, а потім конвеєра для відведення обрізі потрапляє в скрапний проліт. Після ножиць готові сляби транспортуються в ЦГПТЛ, а для того, щоб транспортувати сляби на склад готової продукції застосовують зіштовхувачі і штабелювальні столи, а з штабелювальних столів сляби транспортують мостовими кранами, які мають спеціальні вантажозахоплювальні пристрої.

Порізані на мірні довжини сляби подаються по похилому транспортеру до печей безперервного тонколистового стану, або забираються на склад. В обтискному цеху основним обладнанням є дуореверсивна робоча кліть. Все інше обладнання цеху є допоміжним. Все допоміжне обладнання також можна розділити на групи:

- транспортуюче обладнання
- обладнання для різання та маркування;
- нагрівальне обладнання;
- кантувальні, зіштовхуючі і розворотні механізми;
- підйомно-транспортне обладнання.

Рольганги, приймальний і хитний рольганг, робочі рольганги, волокуші, конвеєри для прибирання окалини і обрізі, злитковоз і злитковозний візок віднесемо до транспортуючих механізмів.

До нагрівального обладнання відносяться нагрівальні колодязі (11 груп по чотири злитка і 3 групи по шість злитків). Стаціонарний перекидач, поворотний і підйомно-поворотні столи, штабелювальні столи, а також зіштовхувач, відносятся до кантувальних, зіштовхуючих і розворотних механізмів.

Підйомно-транспортне обладнання включає в себе електромостові крани, в тому числі колодязні, магнітні та грейферні. Слід сказати, що колодязні крани безпосередньо беруть участь у технологічному процесі виробництва слябів [3].

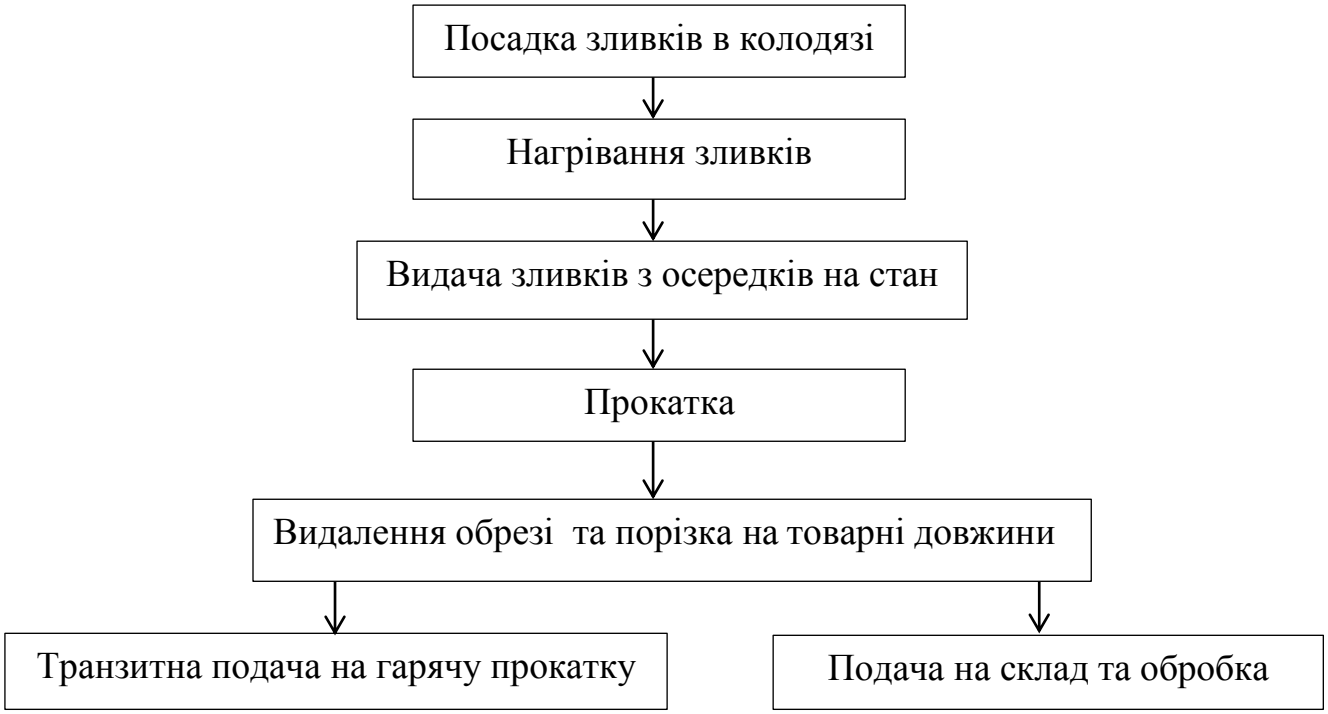


Рисунок 1.2 – Вантажопотоки обтискного цеху ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»

План обтискного цеху наданий на листі креслень №1.

1.3 Опис скидального транспортера та його характеристик

У передній частині коливального рольганга у гідравлічних ножиць гарячого різання з робочим тиском 20000 кН встановлений скидальний транспортер, призначений для відводу відрізаних кінців слябів (відрізки) на конвеєр для відводу відрізків. В свою чергу, з конвеєру, відрізки потрапляють в спеціальні ями, розташовані в скрапному прольоті, а потім мостовим краном з грейферним захватним пристроєм, вантажаться в залізничні вагони.

Конструктивно скидальний транспортер виконаний подібним до конвеєра відводу відрізків і складається (рис.1.3) з настильних плит (палет) 5, пластинчастих ланцюгів 6, вузла приводних 10 та холостих зірочок 7. Палети, що утворюють замкнутий настил, прикріплені до ланцюгів, що рухаються по жорстких напрямних 8 станини 9. Палети з'єднанні між собою за допомогою ланок 11. Ланка представляє собою пластину товщиною 10 мм з двома провушинами. Провушини входять в зачеплення з виступами (бобишками) на палетах та фіксуються пальцями 12. На кожному з пальців ланцюга запресовані ролики 13, через які зірочки приводять в рух ланцюг. Привод скидального транспортера складається з електродвигуна 1, зубчастих муфт 2, 4 та спеціального редуктора 3.

Технічна характеристика скидального транспортера:

Довжина транспортера L, мм	5000
Крок ланцюга t, мм	250
Діаметр ділильного кола зірочки, D, мм	809
Число зубів зірочки, z	10
Швидкість ланцюга, v, м/с	0,545

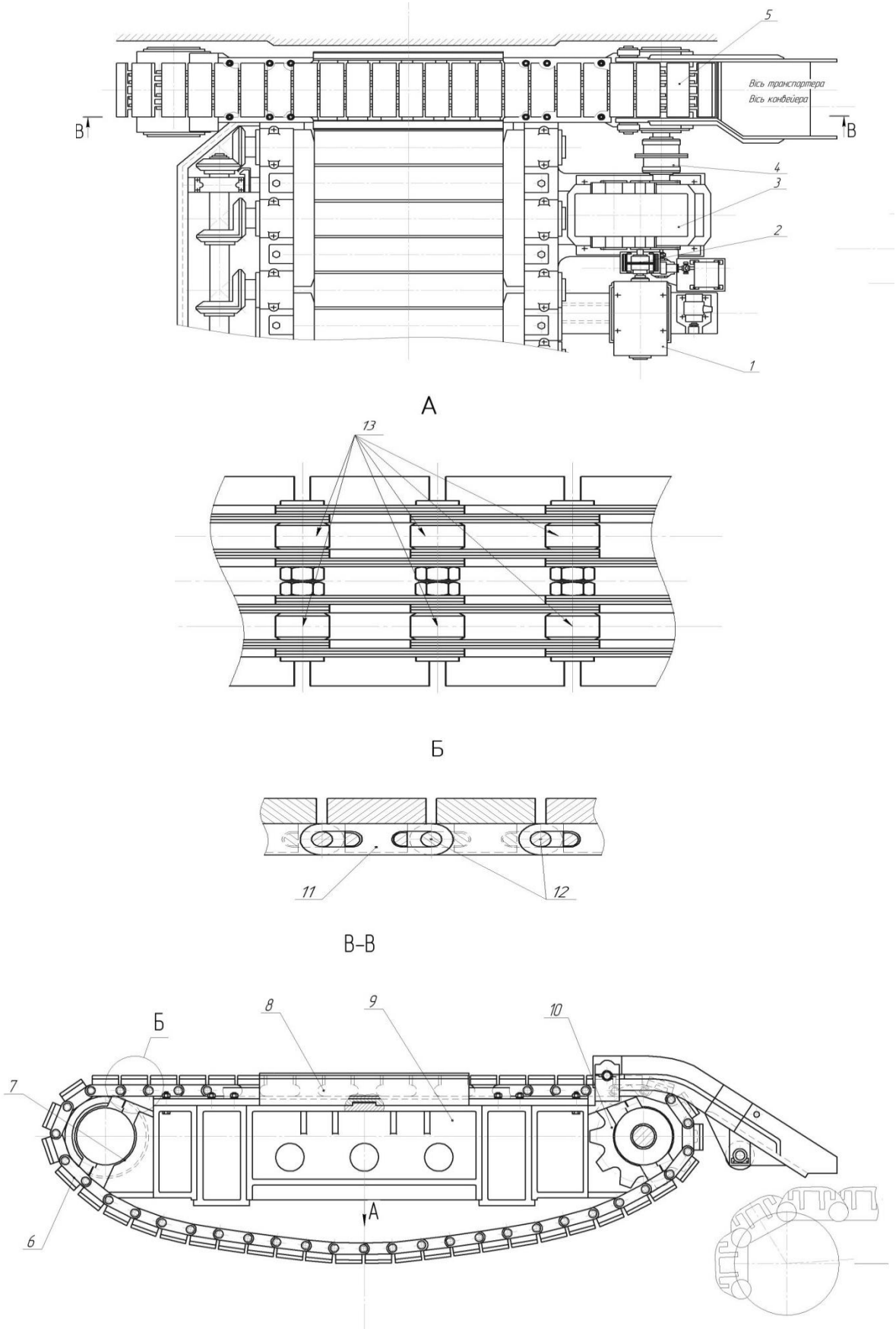


Рисунок 1.3 - Загальний вид скидального транспортера

Електродвигун:

Тип	ДП-42
Потужність двигуна N, кВт	21
Частота обертів двигуна $n_{дв}$, хв$^{-1}$	650
ПВ, %	25

Редуктор (спеціальний):

Передаточне число I ступені U_1 - 4,63.

Передаточне число II ступені U_2 - 3,5.

Передаточне число III ступені U_3 - 3,1.

Передаточне число редуктора U_p - 50,5.

Загальний вид транспортеру відрізків наданий на листі креслень №2.

1.4 Аналіз недоліків скидального транспортера та заходи щодо їх усунення

Скидальний транспортер має наступні недоліки:

- підшипники приводної зірочки розташовані у важкодоступному для ревізії і ремонту місці, а також працюють у важких умовах, так як на них впливає висока температура від гарячої обрізі і можливість потрапляння на них води. Для усунення цього недоліку, підшипники встановлюють в спеціальні герметичні стакани, які запобігають попаданню на підшипники води, і заправляються змазкою, стійкою до впливу високих температур;
- одностороннє зношення ланцюга транспортера, внаслідок чого - ланцюг працює з перекосом. Для того, щоб усунути цей недолік, при поточних ремонтах ланцюг розгортають для заміни зношених частин ланцюга;
- погані умови змащення підшипників швидкохідного і першого проміжного валів редуктора привода транспортера. Для усунення цього недоліку на редуктор встановлюють централізовані системи змащення петльового типу, для надійного змащення підшипників;

– підвищений знос напрямних, ланок, втулок, пальців ланцюга через недостатню кількість або ж повну відсутність мастила в цих вузлах. Заходами усунення недоліків є закладка в ці вузли жаростійкої густої змазки;
– при зборці ланцюга бобишки політ істотно послабляються, що призводить до обривання політ при роботі. До заходів усунення цього недоліку можна віднести зміну початкового креслення, що призвело до зміни розмірів бобишок і легкості їх технологічної виплавки;
– розбовтування тихохідної муфти приводу, що може привести до аварійної ситуації. Щоб усунути цей недолік, необхідно встановити на роз'єм муфти замість чорних болтів чисті.;
– прослизання ланцюга транспортера через потрапляння на не приводний блок мастила і води та розтягнення ланок ланцюга. Усунення цього недоліку полягає в установці натяжної станції на транспортер.

1.4 Опис проекту модернізації скидального транспортера

На основі аналізу недоліків скидального транспортера у випускній кваліфікаційній роботі обрано напрямок, що дозволяє підвищити надійність та довговічність ланцюгової передачі за рахунок зменшення опору переміщення ходової частини на прямолінійних ділянках.

Практика експлуатації транспортуючих машин такого типу в важких умовах, показала, що основною причиною частих періодичних замін (або аварійних відмов) деталей та вузлів є нераціональне проектування тягового органу, для конкретних умов. При експлуатації подібних транспортерів з стандартизованим тяговим органом, а саме пластинчастим роликовим ланцюгом, з катками на підшипниках кочення, сумарне навантаження на елементи тягового органу значно знижується, а коефіцієнти безпечності ланцюга – підвищуються.

Кожні два місяці транспортер має зупинятися на поточний ремонт T_1, основним завданням якого є скорочення загальної довжини ланцюга

приблизно на 500 мм (дві палети). Та кожні шість місяців на поточний ремонт T_2, під час якого, агрегатним способом, повністю міняють тяговий орган (палети, ланки, пальці). Це пов'язане з тим, що низ ланок ланцюга та нижня частина палет, являються ходовою частиною тягового органу. Вони переміщуються по сталевим напрямним, змонтованим на рамі транспортеру та сприймають статичне та динамічне навантаження від тягового органу, ваги вантажу та колового зусилля в ланцюзі.

Тому постає питання в розробці такої конструкції ходової частини, щоб мінімізувати вплив навантажень на ланки та палети ланцюга, та підвищити довговічність тягового органу в цілому.

Рішенням даної проблеми може бути використання катків на підшипниках кочення або ковзання, замість роликів, в тяговому ланцюзі. При цьому, динамічні та статичні навантаження в цьому випадку буде сприймати опорна поверхня катків, а тертя ковзання палет по напрямним замінюється на тертя кочення катків по напрямним, що дозволить значно зменшити опір переміщення ланцюга, та можливо, зменшити енергосилові параметри приводу та матеріалоємність тягового органу, при збереженні сталої заданої швидкості (0,545 м/с).

У випускній кваліфікаційній кваліфікаційній роботі проведено розрахунок тягового органу та деталей скидального транспортеру за умови тертя ковзання та розрахунки при застосуванні модернізації (за умови тертя кочення), за результатами розрахунків складений порівняльний аналіз.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок основних характеристик скидального транспортера

Вихідні дані:

Швидкість транспортера, v, м/с	0,545
Довжина ланцюга транспортера на навантаженій ділянці, L, мм	5000
Довжина ланцюга транспортера на ненавантаженій ділянці, L', мм	5000
Крок ланцюга, t, мм	250
Максимальна вага відрізків, $G_в$, Н	3500
Умови праці	важкі

2.1.1 Попередній розрахунок

2.1.1.1 Розрахункова масова продуктивність транспортеру при переміщенні окремих вантажів [6 -7,9]:

$$Q = \frac{mZ_{\max}}{1000}, \tag{2.1}$$

де: m – маса одного відрізку, m = 350кг;

$Z_{мах}$ – година продуктивність;

$$Z_{\max} = \frac{3600}{t_ч} \cdot k_н, \tag{2.2}$$

де: $t_ч$ – інтервал часу між одиничними вантажами, с; $t_ч$=9;

$k_н$ – коефіцієнт нерівномірності завантаження транспортеру, $k_н$ =1,9;

$$Z_{\max} = \frac{3600}{9} \cdot 1{,}9 = 760 \ \ шт/год$$

$$Q = \frac{350 \cdot 760}{1000} = 266 \ \ т/год$$

2.1.1.2 Сила навантаження ланцюга з настилом на 1 погонний метр:

$$q_0 = q_Ц + \frac{G_п \cdot n}{t} \tag{2.3}$$

де G_n - вага одної палети, G_n = 670 Н;

n_n - кількість палет на 1 погонний метр ланцюга, n = 4;

$q_ц$ - вага 1 м погонного ланцюга.

$$q_ц = G_л \cdot n_л + G_{пал} \cdot n_{пал} + G_{рол} \cdot n_{рол}, \quad (2.4)$$

де $G_л$ - вага 1 ланки ланцюга, $G_л$ = 21 Н;

$n_л$ - кількість ланок на 1 м погонний ланцюга; $n_л$ = 48;

$G_{пал}$ - вага 1 пальця ланцюга та гайки, G_n = 50 Н;

$n_{пал}$ - кількість пальців та гайок на 1 м погонний ланцюга; $n_{пал}$ = 5;

$G_{рол}$ – вага 1 ролика ланцюга, $G_{рол}$ = 23 Н;

$n_{рол}$ - кількість роликів на 1 погонний метр ланцюга; $n_{пал}$ = 10.

$$q_ц = 21 \cdot 48 + 50 \cdot 5 + 23 \cdot 10 = 1488\, H$$

$$q_0 = 1488 + \frac{670 \cdot 4}{0{,}25} = 12208\ \ H/м$$

2.1.1.3 Сила ваги вантажу:

$$q_в = \frac{g \cdot Q}{3{,}6 \cdot \nu}, \quad (2.5)$$

де g – прискорення вільного падіння, g= 9,8 м/с^2;

$$q_в = \frac{9{,}8 \cdot 266}{3{,}6 \cdot 0{,}545} = 1328\ H/м$$

2.1.2 Приближений тяговий розрахунок

2.1.2.1 Максимальний натяг ходової частини:

$$S_{\max} \approx 1{,}1\left(S_{\min} + \omega\left[(q_в + q_0)L_1 + q_0 L'\right] \pm (q_в + q_0)\right), \quad (2.6)$$

де $S\min$ - мінімальний натяг ланцюга, Н;

ω - коефіцієнт опору переміщення ходової частини на прямолінійних ділянках;

Знак «плюс» приймають для ділянок підйому, «мінус» - для ділянок спуску.

$$\omega = f = \frac{p \cdot f_1 + q_0 \cdot f_2}{q_в + q_0}, \qquad (2.7)$$

де: p – навантаження на 1м погонний низу палети і ланки, Н/м, $p=q_0$;

f_1 - коефіцієнт тертя ковзання палет по напрямним;

f_2 - коефіцієнт тертя ковзання ланок по напрямним;

Для важких умов праці (обтискний цех, висока температура, окалина) коефіцієнти при терті ковзання ланок та палет по напрямним (сталь-сталь), приймаємо $f_1=f_2=0,25$;

$$\omega = f = \frac{2(q_0 \cdot f)}{q_в + q_0} = \frac{2(12208 \cdot 0,25)}{1328 + 12208} = 0,45 .$$

Тяговий розрахунок робиться з точки найменшого натягу. Найменший натяг ланцюга можливий в точці 1 (точка збігання ланцюга з привода). Мінімальний натяг приймаємо 2000 Н.

$$S_{\max} \approx 1,1\left(2000 + 0,45\left[(1328+12208)5 + 12208 \cdot 5\right] + (1328+12208)\right) = 53630H;$$

2.1.3 Тяговий розрахунок деталей

2.1.3.1 Вибір коефіцієнтів опору руху ланцюга. З урахуванням експлуатації в тяжких умовах коефіцієнт опору внаслідок жорсткості тягового елемента при згині (на ненавантаженій ділянці ланцюга) приймається - $\omega_1 = 0,1$; коефіцієнт опору при огинанні зірочки - $k_1 = 1,08$ при куті перегину $\alpha = 180^0$ [14, стр. 77].

2.1.3.2 Визначення натягу в характерних точках траси. Найменший натяг тягового елементу буде в нижній точці 1 (рис. 2.1):

Натяг в точці 2:

$$S_2 = S_1 + q_0 \cdot L' \cdot \omega_1 = 2000 + 12208 \cdot 5 \cdot 0,1 = 8104\ H \qquad (2.8)$$

Натяг в точці 3:

$$S_3 = S_2 \cdot k_1 = 8104 \cdot 1{,}08 = 8752 \ H \qquad (2.9)$$

Натяг в точці 4:

$$S_4 = S_3 + (q_0 + \cdot q_в) \cdot L_1 \cdot \omega = 8752 + (12208 + 1328) \cdot 0{,}45 \cdot 5 = 39208 \ H \ (2.10)$$

Порівняння максимального натягу, отриманого з приближеного тягового розрахунку (53630 Н) та результатів детального розрахунку (39208 Н), показує, що приближений розрахунок дає результат, збільшений приблизно на 17 %.

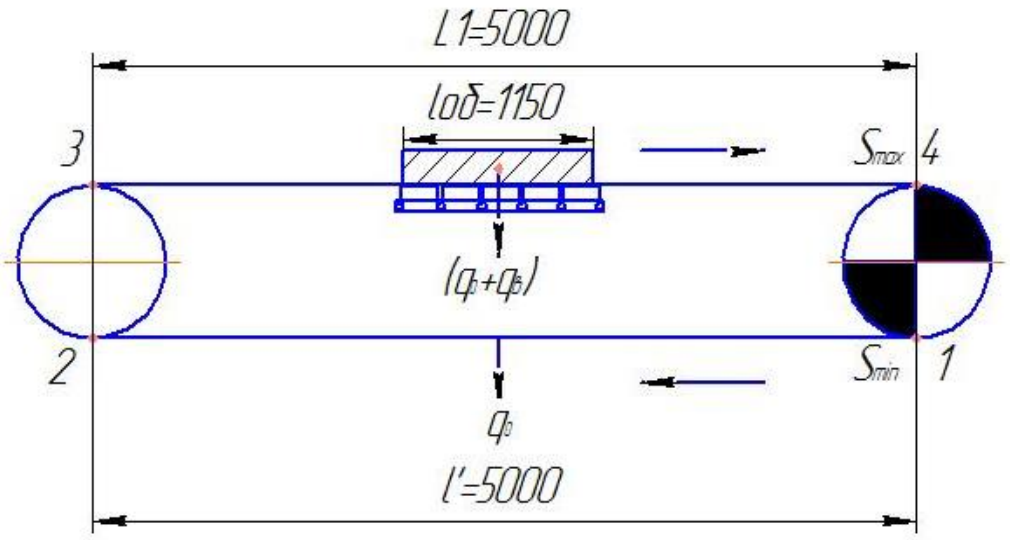


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема скидального транспортера

2.1.3.3 По величинам натягів, отриманих в характерних точках, будуємо діаграму натягу тягового елементу (рис. 2.2).

2.1.3.4 Визначення тягового зусилля приводу:

$$W_0 = S_4 - S_1 = S_{наб} - S_{сб} = 39208 - 2000 = 37208 \ H \qquad (2.11)$$

2.1.4 Визначаємо потужність електродвигуна:

$$N = k_э \cdot \frac{W_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \qquad (2.12)$$

де: $k_э$ – коефіцієнт запасу, оскільки розрахунок вели по максимальній продуктивності $k_э$=1;

η – ККД приводу, η=0,95;

$$N = \frac{37208 \cdot 0,545}{1000 \cdot 0,95} = 21,34\ кВт$$

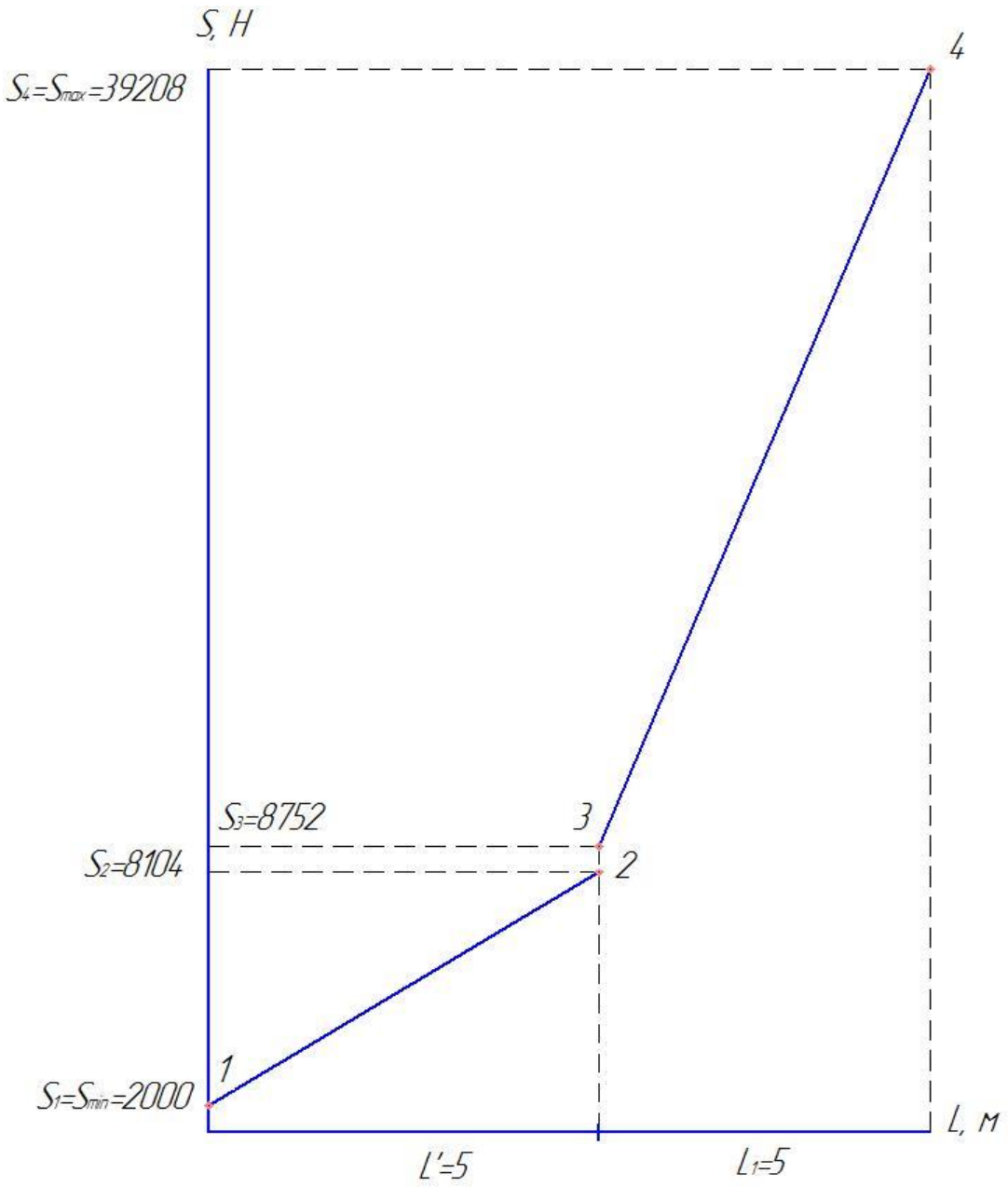


Рисунок 2.2 – Діаграма натягу ланцюга скидального транспортера

За каталогом обираємо електродвигун постійного струму, який дозволяє регулювати швидкість переміщення транспортера та має наступні характеристики:

Тип	ДП-42
Потужність двигуна, N, кВт	21
Частота обертів двигуна, $n_{дв}$, хв$^{-1}$	650
ПВ, %	25

2.2 Розрахунок силових і кінематичних параметрів приводу

Вихідні дані:

Швидкість транспортера, v, м/с	0,545
Потужність двигуна, P, кВт	21
Частота обертів двигуна, $n_{дв}$, хв$^{-1}$	650
Діаметр подільного кола зірочки, D, мм	809

2.2.1 Частота обертів приводної зірочки:

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0{,}545}{3{,}14 \cdot 0{,}809} = 12{,}872 \ хв^{-1} \qquad (2.13)$$

2.2.2 Загальне передаточне число редуктора:

$$u = \frac{n_{дв}}{n} = \frac{650}{12{,}872} = 50{,}5 \qquad (2.14)$$

2.2.3 Передаточне число другої ступені:

$$u_2 = \sqrt[3]{u} = \sqrt[3]{50{,}5} = 3{,}69 \qquad (2.15)$$

2.2.4 Добуток передаточних чисел першої и третьої передач:

$$u_{1\text{-}3} = \frac{u}{u_2} = \frac{50{,}5}{3{,}69} = 13{,}68 \qquad (2.16)$$

2.2.5 Передаточне число першої передачі:

$$u_1 = 1{,}2 \cdot \sqrt{u_{1\text{-}3}} = 1{,}2 \cdot \sqrt{13{,}68} = 4{,}44 \qquad (2.17)$$

2.2.6 Передаточне число третьої ступені:

$$u_3 = \frac{u_{1\text{-}3}}{u_1} = \frac{13{,}68}{4{,}44} = 3{,}08 \qquad (2.18)$$

Оскільки за даними параметрами не має можливості підібрати стандартизований каталожний редуктор, тому використовуємо спеціальний редуктор. З конструктивних міркувань приймаємо:

Передаточне число I ступені U_1 - 4,63.

Передаточне число II ступені U_2 - 3,5.

Передаточне число III ступені U_3 - 3,1.

Передаточне число редуктора U_p - 50,5.

2.2.7 Частота обертів і кутова швидкість вхідного валу і першої ступені редуктора:

$$n_1 = n_{дв} = 650\, хв^{-1}$$

$$\omega_1 = \frac{n_1}{9{,}55} = \frac{650}{9{,}55} = 68{,}1\ {рад}/{с} \qquad (2.19)$$

2.2.8 Частота обертів і кутова швидкість вала другої ступені:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{650}{4{,}63} = 140{,}4\, хв^{-1} \qquad (2.20)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{68{,}1}{4{,}63} = 14{,}7\ {рад}/{с} \qquad (2.21)$$

2.2.9 Частота обертів і кутова швидкість вала третьої ступені:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{140{,}4}{3{,}5} = 40{,}1\, хв^{-1} \qquad (2.22)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{14{,}7}{3{,}5} = 4{,}2\ {рад}/{с} \qquad (2.23)$$

2.2.10 Частота обертів і кутова швидкість вихідного вала редуктора:

$$n_4 = \frac{n_3}{u_3} = \frac{40{,}1}{3{,}1} = 12{,}9\, хв^{-1} \qquad (2.24)$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_3} = \frac{4{,}2}{3{,}1} = 1{,}4\ {рад}/{с} \qquad (2.25)$$

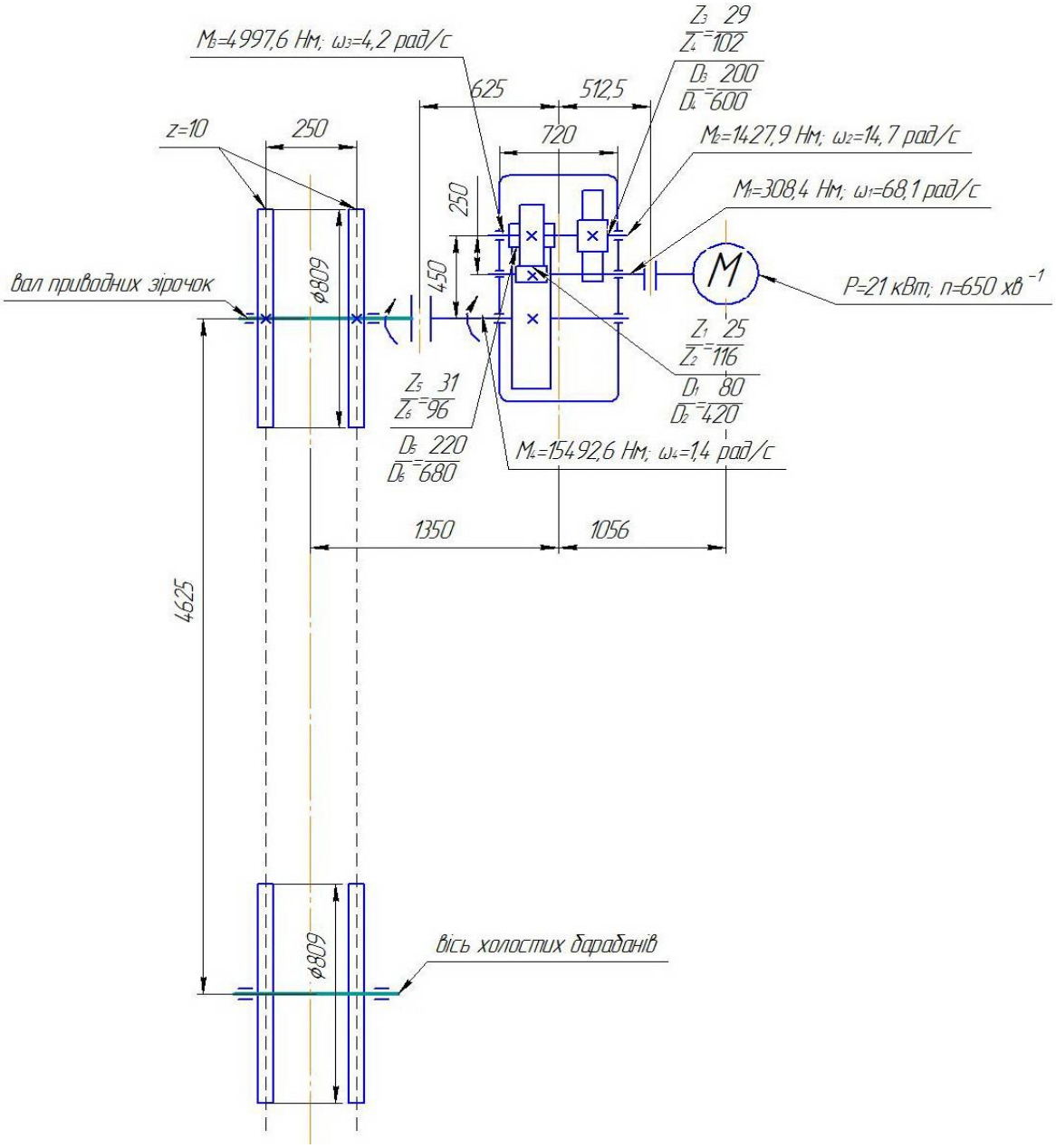


Рисунок 2.3 – Кінематична схема приводу скидального транспортера

2.2.11 Обертовий момент на вхідному валу редуктора (вал першої ступені):

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1}\eta_м = \frac{21000}{68,1}\cdot 0,9 = 308,4\ Н\cdot м \qquad (2.26)$$

де: $\eta_м$ – ККД муфти, $\eta_м$ = 0,9 [11, ст. 314].

2.2.12 Обертовий момент на валу другої ступені редуктора:

$$M_2 = M_1 \cdot u_1 = 308,4 \cdot 4,63 = 1427,9\ Н\cdot м \qquad (2.27)$$

де: η_2 - ККД передачі, $\eta_2 = \eta_3 = \eta_4 = 0{,}97$.

2.2.13 Обертовий момент на валу третьої ступені редуктора:

$$M_3 = M_2 \cdot u_2 = 1427{,}9 \cdot 3{,}5 = 4997{,}6 \ H \cdot м \qquad (2.28)$$

2.2.14 Обертовий момент на вихідному валу редуктора:

$$M_4 = M_3 \cdot u_3 = 4997{,}6 \cdot 3{,}1 = 15492{,}6 \ H \cdot м \qquad (2.29)$$

2.3 Розрахунок деталей і вузлів скидального транспортера на міцність

2.3.1 Розрахунок тягового органу

Вихідні дані:

Довжина транспортеру, L, мм	5000
Швидкість транспортера, v, м/с	0,545
Потужність двигуна, N, *кВт*	21
Частота обертів двигуна, $n_{дв}$, $хв^{-1}$	650
Діаметр подільного кола зірочки, D, мм	809
Число зубів зірочки, z	10
Передаточне число редуктора, U_p	50,5

2.3.1.1 Кутова швидкість валу приводних зірочок:

$$\omega_{зв} = \frac{n_{зв}}{9{,}55} = \frac{12{,}872}{9{,}55} = 1{,}35 \ рад/с \qquad (2.30)$$

2.3.1.2 Обертовий момент на валу приводних зірочок:

$$M_{зв} = \frac{P}{\omega_{зв}} = \frac{21000}{1{,}35} = 15555{,}5 \ H \cdot м \qquad (2.31)$$

2.3.1.3 Колове зусилля блоку приводних зірочок:

$$F = \frac{2 \cdot M_{зв}}{D} = \frac{2 \cdot 15555{,}5}{0{,}809} = 38456{,}1 \ H \qquad (2.32)$$

2.3.1.4 Число ударів ланцюга:

$$\upsilon = \frac{2 \cdot Z \cdot n_{зв}}{30 \cdot W}, \qquad (2.33)$$

де: W - кількість ланок ланцюга (при однорядному ланцюзі). Ланцюг розглядаємо як однорядний, але конструктивно, на один ряд припадає три суміжні ланки товщиною δ=10мм кожна;

$n_{зв}$- частота обертів на валу приводних зірочок, $n_{зв} = n_4 = 12{,}9\ хв^{-1}$

$$W = \frac{2 \cdot L''}{t} = \frac{2 \cdot 12000}{250} = 96 \qquad (2.34)$$

L''- загальна довжина ланцюга, $L'' = 12000\ мм$

$$\upsilon = \frac{2 \cdot 10 \cdot 12{,}9}{30 \cdot 96} = 0{,}09\ c^{-1}$$

2.3.1.5 Колове зусилля ланцюга:

$$F_t = 2\pi \cdot M_{зв} / 2(z \cdot t) = 2 \cdot 3{,}14 \cdot 15555{,}5 / 2 \cdot 10 \cdot 0{,}25 = 19537{,}7\ H \qquad (2.35)$$

2.3.1.6 Умовний тиск в шарнірах ланцюга:

$$p = F_t K_Э / (A m_p) \le [p] \qquad (2.36)$$

де: p – умовний тиск в шарнірі ланцюга в припущенні нульового зазору між пальцем і роликом і рівномірного розподілення тиску в шарнірі, МПа;

A – опорна поверхня шарніра ланцюга, мм^2;

m_p – коефіцієнт рядності: m_p=1 при однорядному ланцюгу;

$[p]$– допустимий тиск в шарнірі ланцюга для важких експлуатаційних умов, $[p]$=25 МПа;

F_t – колове зусилля, що передається ланцюгом (приближене значення), Н;

$K_Э$ – коефіцієнт, що враховує умови монтажу та експлуатації ланцюга;

$$K_Э = K_Д \cdot K_a \cdot K_h \cdot K_c \cdot K_Р \cdot K_{РеГ} \qquad (2.37)$$

де $K_Д, K_a, K_h, K_c, K_Р, K_{РеГ}$ – відповідно коефіцієнти динамічного навантаження, довжини ланцюга, нахилу передачі, мащення, режиму роботи та

регулювання передачі. Приймаємо [14 стр. 66] $K_Д = 1{,}3; K_a = 1; K_h = 1; K_c = 0{,}8; K_P = 1{,}4; K_{РеГ} = 1.$

$$K_Э = 1{,}3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0{,}8 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 1{,}456$$

$$A = \kappa_л \cdot d \cdot B_{ВН}, \qquad (2.38)$$

де: d - діаметр пальця ланцюга, мм;

$d = 50$ *мм* $B_{ВН}$ - загальна ширина ланки, мм;

$B_{ВН} = \delta = 10$ *мм*;

$\kappa_л$ – кількість ланок на одну опорну сторону, $\kappa_л$=3;

$$p = \frac{F_t \cdot K_Э}{d \cdot B_{ВН}} = \frac{19537{,}7 \cdot 1{,}456}{3 \cdot 50 \cdot 10} = 20{,}32 \ МПа \le 25 \ МПа$$

2.3.1.7 Натяг ланцюга від центральної сили:

$$F_V = p \cdot \upsilon^2 = 20{,}32 \cdot 0{,}09^2 = 0{,}164 \ H \qquad (2.39)$$

2.3.1.8 Натяг від провисання ланцюга:

$$F_q = K_f \cdot p \cdot L' \cdot g = 1 \cdot 9{,}8 \cdot 5 \cdot 20{,}32 = 995{,}68 \ H \qquad (2.40)$$

де K_f – коефіцієнт нахилу передачі; приймаємо K_f =1.

2.3.1.9 Радіальне навантаження на вал приводних зірочок та вісь холостих барабанів:

$$R = K_B \cdot F_t = 1{,}92 \cdot 19537{,}7 = 37512{,}4 \ H \qquad (2.41)$$

де: K_B – коефіцієнт нерівномірності завантаження, K_B =1,92.

2.3.1.10 Розрахункове навантаження, що діє на один ланцюг:

$$S_{р.п} = 1{,}15 \cdot \frac{(S_c + S_{дин})_{\max}}{2}, \qquad (2.42)$$

де: S_c – максимальне статичне навантаження на ланцюг, отримане з тягового

розрахунку, $S_c = S_4 = 39208\ H$;

$S_{дин}$ – максимальне динамічне навантаження на ланцюг;

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot \pi^2 \cdot (q_в + \psi \cdot q_0) \cdot L \cdot v^2}{g \cdot z^2 \cdot t}, \qquad (2.43)$$

де ψ = 1,0 – коефіцієнт, який враховує зменшення приведеної маси рухомих частин конвеєра

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot 3{,}14^2 \cdot (1328 + 1 \cdot 12208) \cdot 5 \cdot 0{,}545^2}{9{,}81 \cdot 10^2 \cdot 0{,}25} = 4849\ H$$

$$S_{р.п} = 1{,}15 \cdot \frac{39208 + 4849}{2} = 25332{,}7\ H.$$

2.3.1.11 Розрахункове розривне зусилля ланцюга:

$$S_p \geq S_{р.п} \cdot n_п, \qquad (2.44)$$

де: $n_п$ – запас міцності ланцюга, $n_п = 7$ [14, стр. 49];

$$S_p \geq 25332{,}7 \cdot 7 \geq 177329\ H \approx 177{,}3 кН.$$

2.3.1.12 Перевірка на міцність елементів тягового пластинчатого ланцюга:

Таблиця 2.1 – Характеристики матеріалу деталей пластинчатого ланцюга

Деталь	Матеріал сталь	МПа		Міцність, *НВ*	Термообробка
		G_B	G_T		
ланка	45	834	440	241…285	нормалізація
палець	45	735	440	192…240	поліпшення
ролик	30	570	245	127	нормалізація

Ланка: Оскільки ланка працює на розтягнення то допустимі напруження в перетині повинні задовольняти умову міцності.

Напруження в перетині *А - А*:

$$\sigma_{A-A} \approx \frac{(R^2 + r^2)\dfrac{p}{K_л}}{(R^2 - r^2)} \le [\sigma]_p', \qquad (2.45)$$

де: $[\sigma]_p'$ - допустиме напруження при розтягненні. Для сталей 40, 45 та 50

$[\sigma]_p' = 100....120 \ \ МПа$. Приймаємо $[\sigma]_p' = 100 \ \ МПа$

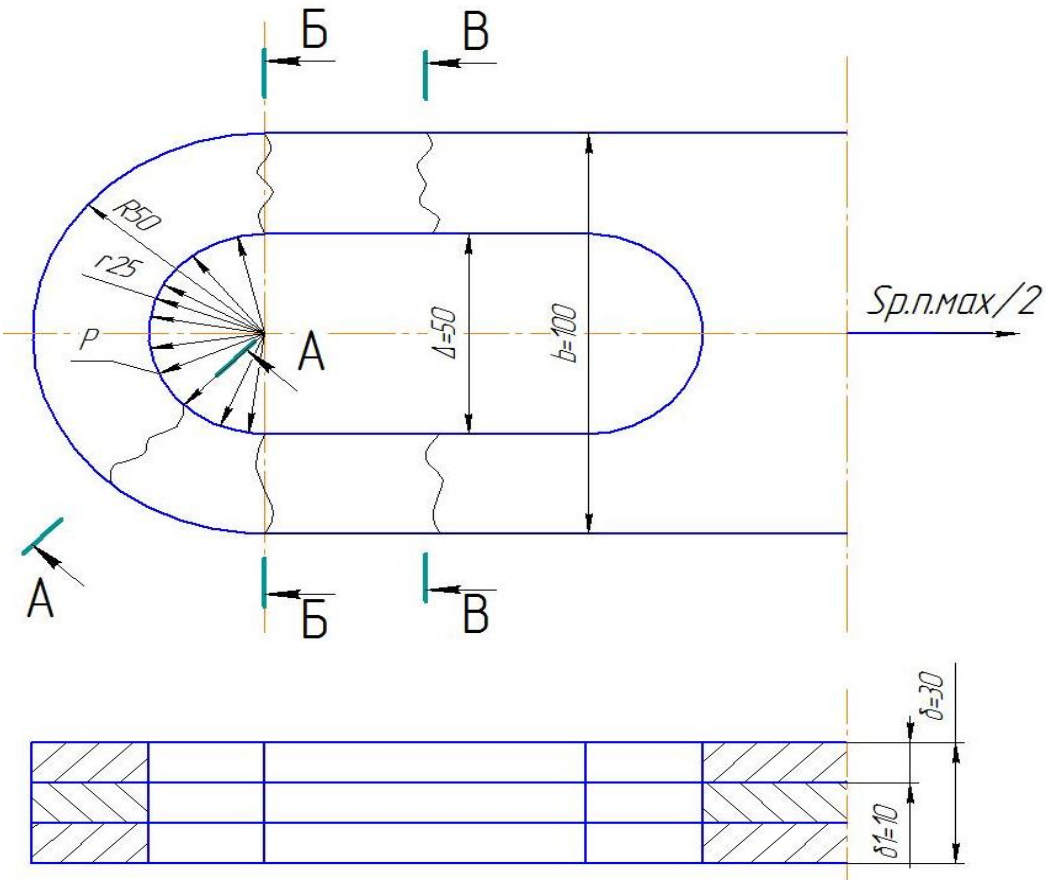


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема ланки ланцюга

$$\sigma_{A-A} \approx \frac{(50^2 + 25^2)\cdot\dfrac{20{,}32}{3}}{(50^2 - 25^2)} \le [\sigma]_p'$$

$$11{,}28 \ \ МПа \le 100 \ \ МПа$$

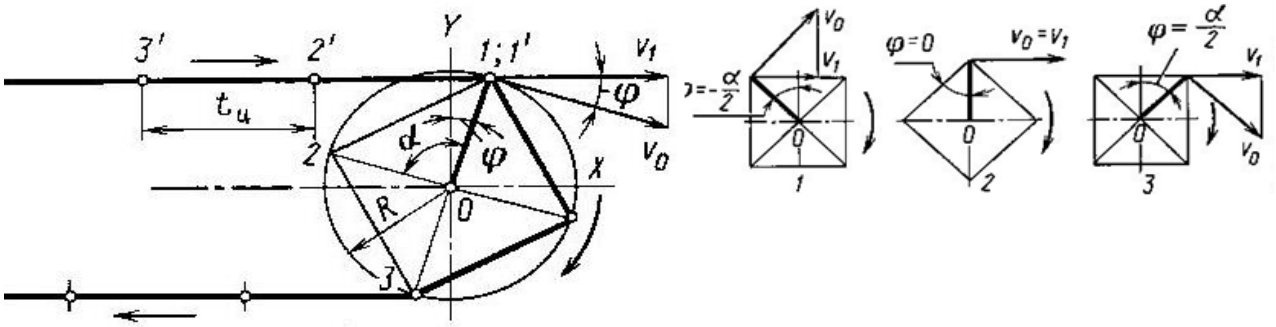
Умова міцності виконана.

Напруження в перетині *Б - Б*:

$$\sigma_{Б-Б} = \frac{S_{рп\cdot\max}}{2 \cdot \delta \cdot (b - r\ )} \le [\sigma]_p{}' \ , \qquad (2.46)$$

де: $S_{р.п\max}$ – максимальне навантаження на один ланцюг (виникає при пуску транспортера);

Нерівномірність руху тягового органу зумовлює виникнення в ньому динамічних зусиль, тим більших за величиною, чим більше прискорення при пульсуючому русі і рухомі маси вантажу та транспортера (рис.2.5). Динамічні сили не тільки збільшують загальну, діючу на тяговий елемент, повздовжню силу, а й внаслідок багатократності дії, призводять до виникнення в тягових ланцюгах втомних явищ.



А б

а) залежність швидкості ланцюга від центрального кута α;

б) схеми положень зірочки в початковому моменті зачеплення (1), при повороті на половину центрального кута (2),

вкінці періоду зачеплення і початку наступного періоду (3)

Рисунок 2.5 – Схема руху ланцюга по зірочці

[URL : https://studfile.net/preview/4545268/page:2/]

Згідно діаграми швидкостей та прискорення тягового ланцюга (рис.2.6), в момент коли кожен новий зуб зірочки входить в зачеплення з шарніром ланцюга, прискорення ланцюга в повздовжньому напрямку збільшується на величину $2j_{\max}$, що слугує причиною виникнення повздовжніх динамічних навантажень в ланцюзі. Ці навантаження направлені під кутом до вісі

транспортеру і при високих швидкостях ланцюга можуть стати причиною руйнування шарнірів, а також виникнення в ланцюзі поперечних коливань. Проте, коливання розповсюджуються на невелику ділянку ланцюга, тому в них бере участь незначна маса транспортера та вантажу, тому при визначенні діючих на тяговий елемент динамічних сил, поперечні коливання не беремо до уваги, а враховуємо тільки повздовжні коливання.

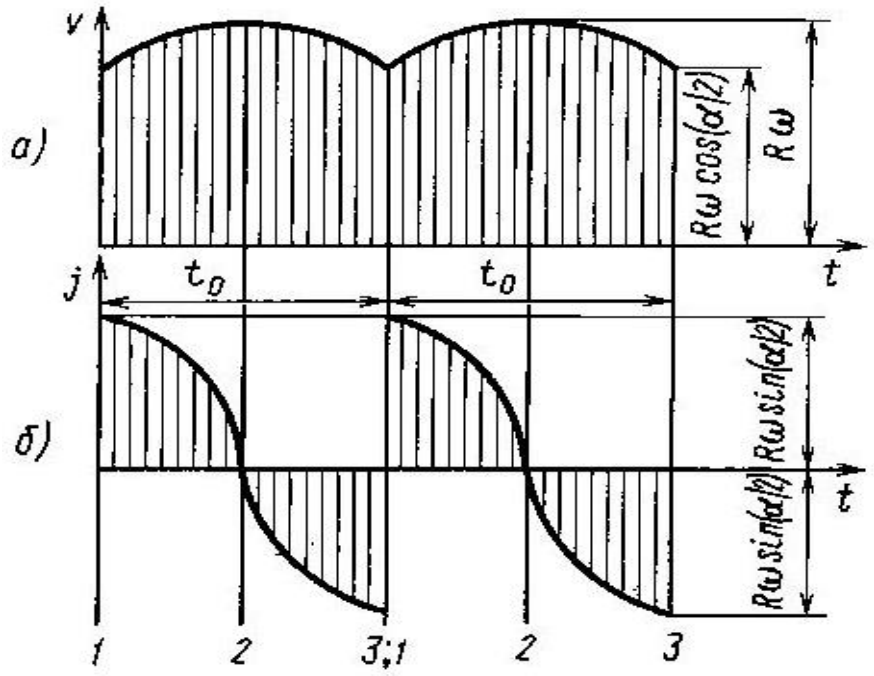


Рисунок 2.6 – Діаграми швидкостей та прискорення тягового ланцюга [URL : https://studfile.net/preview/4545268/page:2/]

$$S_{р.п.\max} = 1{,}15 \cdot \frac{S_c + S_{дин} + S_{д.п}}{2}, \qquad (2.47)$$

де: $S_{д.п}$ – динамічне зусилля ланцюга при пуску;

$$S_{д.п} = m_k \cdot \frac{d \cdot \varepsilon}{2 \cdot U_p} \cdot \eta, \qquad (2.48)$$

де: m_k - приведена маса рухомих частин транспортера;

ε - кутове прискорення валу електродвигуна.

$$m_k = k_y\left[(2 \cdot q_0 + q_в) \cdot L + k_u \cdot G_u \cdot g\right]\frac{1}{g}, \qquad (2.49)$$

де: k_y = 0,9 - коефіцієнт, який враховує пружне подовження ланцюгів,

k_u = 0,6 - коефіцієнт, який враховує зменшення середньої швидкості обертових

мас у порівнянні з середньою швидкістю,

G_u = 1500 кгс - вага обертальних частин транспортера (без приводу),

$$m_k = 0{,}9 \cdot \left[(2 \cdot 12208 + 1328) \cdot 5 + 0{,}6 \cdot 1500 \cdot 9{,}81\right] \cdot \frac{1}{9{,}81} = 12619{,}2 \text{ кг}$$

Кутове прискорення валу електродвигуна:

$$\varepsilon = \frac{M_{п.ср} - M_{п.ст}}{I_{пр}}, \qquad (2.50)$$

де: $I_{пр}$ - момент інерції мас рухомих частин конвеєра, приведений до валу двигуна;

$$M_{п.ср} = 1{,}65 \cdot 975\frac{N}{n_{дв}} = 1{,}65 \cdot 975\frac{21}{650} = 51{,}98 \text{ кг} \cdot м = 519{,}8 Н \cdot м \qquad (2.51)$$

$$M_{п.ст} = \frac{W_0 \cdot D}{2 \cdot Up \cdot \eta} = \frac{37208 \cdot 0{,}809}{2 \cdot 50{,}5 \cdot 0{,}95} = 313{,}7 \ Н \cdot м \qquad (2.52)$$

Момент інерції рухомих мас конвеєра, приведений до валу

$$I_{пр} = 1{,}15 \cdot I_{р.м} + \frac{m_k D^2}{4U_p{}^2 \eta} \qquad (2.53)$$

де: $I_{р.м}$ – момент інерції ротора електродвигуна втулочно-пальцевої муфти

$$I_{р.м} = I_{м} + \frac{GD^2}{0{,}4g} \qquad (2.54)$$

де: $I_м$ = 0,0675 - момент інерції втулочно-пальцевої муфти.

GD^2 = 1,46 кг·м^2 - маховий момент двигуна;

$$I_{р.м.} = 0{,}0675 + \frac{1{,}46}{0{,}4 \cdot 9{,}81} = 0{,}44\ Н{\cdot}м{\cdot}с^2$$

$$I_{пр} = 1{,}15 \cdot 0{,}44 + \frac{12619{,}2 \cdot 0{,}809^2}{4 \cdot 50{,}5^2 \cdot 0{,}95} = 1{,}34\ Нмс^2$$

$$\varepsilon = \frac{519{,}8 - 313{,}7}{1{,}34} = 154\ \ рад/с^2$$

$$S_{д.п} = 12619{,}2 \cdot \frac{0{,}809 \cdot 154}{2 \cdot 50{,}5} \cdot 0{,}95 = 14788\ \ Н$$

$$S_{р.п.\max} = 1{,}15 \cdot \frac{39208 + 4849 + 14788}{2} = 33139{,}55\ Н$$

$$\sigma_{Б-Б} = \frac{33139{,}55}{2 \cdot 10 \cdot (100 - 25)} \le [\sigma]_р'',$$

$$\sigma_{Б-Б} = 22{,}1\ МПа \le 100\ МПа$$

Умова міцності виконана.

Напруження в перетині *В* - *В*:

$$\sigma_{В-В} = \frac{S_{рп\cdot\max}}{2 \cdot \delta \cdot (b - \Delta)} \le [\sigma]_р'',$$

$$\sigma_{В-В} = \frac{33139{,}55}{2 \cdot 10 \cdot (100 - 50)} \le [\sigma]_р'' \qquad (2.55)$$

$$\sigma_{В-В} = 33{,}14\ МПа \le 100\ МПа$$

Умова міцності виконана. Перетин *В-В* – найбільш небезпечний.

Палець: Оскільки палець працює на згинання, зминання та зріз то допустимі напруження в перетині повинні задовольняти умови міцності.

Розрахунок пальця на згинання.

Перевірка на статичну міцність:

$$M \le W[\sigma]_{зг}, \qquad (2.56)$$

де: M – згинаючий момент;

W - момент опору згинанню;

$[\sigma]_{зг}$- допустиме напруження згину. Для сталей 40, 45 та 50 $[\sigma]_{зг} = 160...200\ МПа$. Приймаємо $[\sigma]_{зг} = 160 МПа$

$$M = \frac{S_{рп\cdot \max}}{2} \cdot \left(\frac{e+\delta}{2} - \frac{e}{4} \right), \qquad (2.57)$$

$$W = \frac{\pi d^2}{32} = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 50^3 = 12500 \quad мм^3 \qquad (2.58)$$

$$M = \frac{33139{,}55}{2} \cdot \left(\frac{0{,}112 + 0{,}03}{2} - \frac{0{,}112}{4} \right) = 712{,}5 \ Нм$$

$$712{,}5 \ Нм \le 2000 \ Нм$$

Умова міцності виконана.

Розрахунок пальця на зріз.

Напруження зрізу:

$$\tau = \frac{P_{зр}}{F_{зр}} = \frac{4S_{р.п.max}}{\pi d^2} \le [\tau], \qquad (2.59)$$

де: $P_{ср}$ – сила яка викликає зріз;

$F_{ср}$ – площа зрізу;

$[\tau]$ - допустиме напруження зрізу. $[\tau] = (0{,}15...0{,}2)\sigma_T = 66...88\ МПа$.

Приймаємо

$$[\tau] = 66 МПа$$

$$\tau = \frac{4 \cdot 33139{,}55}{3{,}14 \cdot 50^2} \le [\tau],$$

$$\tau = 16{,}88 \ МПа \le 40 \ МПа$$

Умова міцності виконана.

Розрахунок пальця на зминання.

Напруження зминання:

$$\sigma_{зм} = P_{зм} / F_{зм} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.60)$$

де: $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, $[\sigma_{зм}]$ = 20 ÷ 30 МПа , [11, ст. 265];

$P_{зм} = \frac{S_{р.п.max}}{2} = 16579,7$ - максимальне навантаження на ланцюг, Н;

$F_{зм}$ – площа зминання, мм^2;

$$F_{зм} = d \cdot \delta \cdot K_л \quad (2.61)$$

де: d - діаметр пальця ланцюга, мм; $d = 50$ *мм*

δ - товщина ланки, мм; $\delta = 10$ *мм*;

$к_л$ – кількість ланок на одну опорну сторону, $к_л$=3;

$$F_{зм} = 50 \cdot 10 \cdot 3 = 1500 \ мм^2$$

$$\sigma_{зм} = 16579,7 \ / 1500 = 11,05 \text{ Н/мм}^2 = 11,05 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм} = 11,05 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 20 \text{ МПа},$$

Умова міцності виконана.

Розрахунок пальця на витривалість:

$$n = \frac{\varepsilon \cdot \beta \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot \sigma_a} \geq [n], \quad (2.62)$$

де: $[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; $[n]$ = 1,5÷ 2,5,

σ_{-1} – межа витривалості при згині при симетричному циклі зміни напружень;

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_в, \quad (2.63)$$

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot 735 = 330,75 \text{ мПа};$$

σ_a - амплітуда циклу при згинанні; $\sigma_a = 26$ мПа;

k_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень при згинанні; k_σ = 1,2 [11 ст. 270];

ε – коефіцієнт, який враховує вплив розмірів перетину пальця на його міцність; ε = 0,52 , [11 ст. 271];

β – коефіцієнт зміцнення; β = 0,8 , [11 ст. 271];

$$n = \frac{0{,}52 \cdot 0{,}8 \cdot 330{,}75}{1{,}2 \cdot 26} = 4{,}6 > [n] = 2{,}5;$$

Витривалість пальця забезпечена.

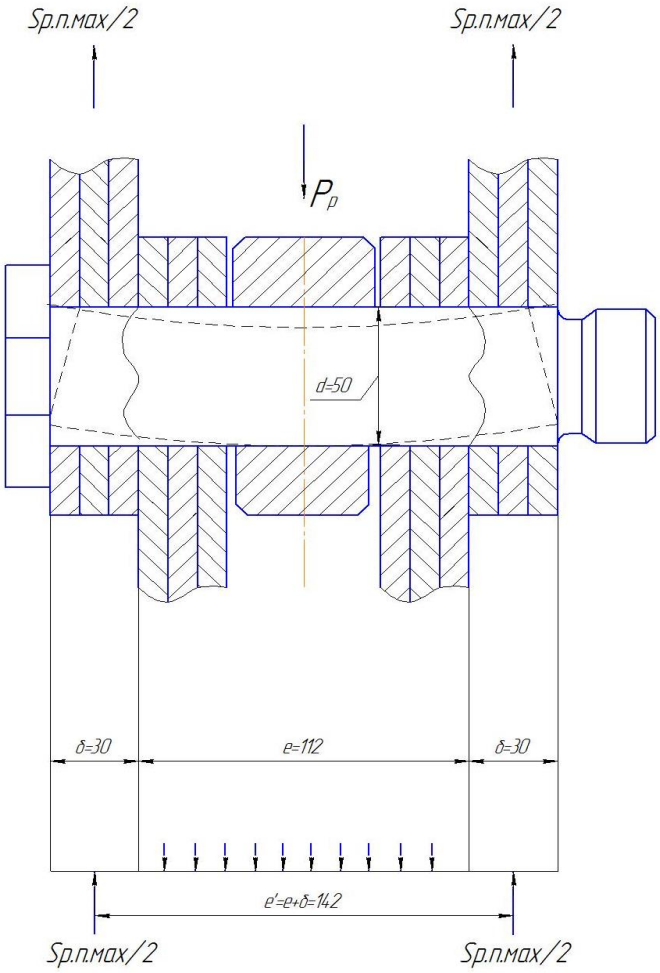


Рисунок 2.8 – Схема до розрахунку пальця ланцюга

2.3.1.13 Розрахунковий коефіцієнт безпеки ланцюга транспортера

$$S = \frac{\left[S_{p\cdot\min}\right]}{K_Д \cdot F_t + F_V + F_q} = \frac{100000}{1{,}3 \cdot 20933{,}3 + 0{,}164 + 995{,}68} = 3{,}5 \quad (2.64)$$

де: $\left[S_{p\cdot\min}\right]$- фактичне мінімальне розривне зусилля ланцюга.

З наведених вище розрахунків деталей ланцюга, виходить, що при дії на ланцюг максимального навантаження $S_{р.п.max}$, найбільше напруження виникає в ланці, в перетині *B-B*, від дії розтягнення ($\sigma_{B-B} = 33{,}14\ МПа$).

Фактичний запас міцності для даного перетину становить:

$$n_{B-B} = \frac{[\sigma]_p'}{\sigma_{B-B}} = \frac{100}{33{,}14} = 3{,}01 \qquad (2.65)$$

Звідси,

$$[S_{p.\min}] = [\sigma]_p' \cdot A_{пер} = [\sigma]_p' \cdot 2 \cdot 3 \cdot \delta \cdot (b - \Delta) \qquad (2.66)$$

$$[S_{p.\min}] = 100 \cdot 2 \cdot 10 \cdot (100 - 50) = 100000 \quad H = 100\ кН;$$

2.3.1.14 Перевірка тягового органу на міцність:

$$n_{пф} = \frac{C_н \cdot [S_{p.\min}] \cdot i}{S_{\max}} \geq n_n, \qquad (2.67)$$

де *i* – кількість тягових ланцюгів;

$C_н$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між тяговими ланцюгами в двохланцюговому тяговому органі, приймаємо $C_н$ = 1,6 [14, стр.52];

$$n_{пф} = \frac{1{,}6 \cdot 100000 \cdot 2}{39208} \geq n_n = 8{,}16 > 7$$

Умова міцності виконана.

2.3.1.15 Перевірка тягового органу на несучу здатність:

$$S_{д.д} = \frac{C_1 \cdot S_{p1}}{n_д \cdot k_д} \cdot \frac{2}{C_1 + (1+r) + C_2 + (1-r)} \geq S_{р.д}, \qquad (2.68)$$

де: S_{p_1} - розрахункове розривне зусилля ланцюга від дії максимального навантаження (під час пуску двигуна):

$$S_{p_1} \geq S_{рп.\max} \cdot n_n = 33139{,}55 \cdot 7 = 231976{,}85\ H \approx 232\ кН \qquad (2.69)$$

$S_{р.д}$ - максимально можливе навантаження на транспортер;

$$S_{р.д} = S_{рп\cdot \max} \cdot C_H = 33139,55 \cdot 1,6 = 53023,28\, H \approx 53\ кН;$$

$C_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_в}$ – відношення межі плинності для симетричного циклу навантажень σ_{-1} до тимчасового опору при розриві $\sigma_в$. Для сталей 45, 50 за даними С.В.Серенсена C_1=0,33…0,4. Приймаємо C_1=0,4 [4,11,12,14].

$n_д = 2,5...3$ - запас опору витривалості в залежності від відповідальності призначення машини та точності розрахунку. Приймаємо $n_д = 2,5$,

$k_д = k_y \cdot k_c \cdot k_H$ – коефіцієнт довговічності, що приводе максимально діюче напруження до еквівалентного, в відповідності з фактичним режимом дії напружень за період часу;

$k_y \approx 1$ – коефіцієнт зміцнення матеріалу в зв'язку з циклічною дією навантажень;

k_c – коефіцієнт терміну служби (при $60 \cdot T_c \cdot N_ц < N_0$ приймаємо $k_c = 1$);

k_H – коефіцієнт перемінності навантаження;

$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ – коефіцієнт асиметрії циклу, що характеризує відношення мінімального ($\sigma_{\min}$) напруження до максимального $\sigma_{\max}$ в найбільш напруженій деталі ланцюга в проміжок циклу, $r = 0.1...0,25$. Приймаємо $r = 0,2$;

$C_2 = 2...2,5$ – коефіцієнт, що враховує концентрацію напружень, масштабний фактор і стан поверхні; приймаємо $C_2 = 2,5$.

За рекомендаціями Д.Н. Решетова [4,11,12,14].:

$$k_c = \sqrt[m]{\frac{60 \cdot T_c \cdot N_ц}{N_0}} \le 1 \qquad (2.70)$$

$$k_H = \sqrt[m]{\sum \frac{t_i}{T_ц}\left(\frac{\sigma i}{\sigma_{\max}}\right)^m}, \qquad (2.71)$$

де: $m \approx 3$ – показник степені похилої вітки втомної кривої;

T_c – заданий розрахунковий термін служби ланцюга, приймаємо

$T_c = 3 \cdot 10^4$ *год* (приблизно 5 років роботи в 3 зміни);

$N_ц = \frac{1}{Tц}$ – число циклів зміни напружень в хвилину за один кругообіг ланки ланцюга по контуру траси транспортера;

$N_0 = 10^6$ – базове число циклів до руйнування деталей ланцюга;

t_i – час дії напруження σ_i, хв.;

σ_i – напруження в ланці ланцюга (натяг) на окремому проміжку циклу, Па;

$Tц$ – тривалість одного циклу загальної зміни напружень в ланці ланцюга за один кругообіг ланцюга по трасі транспортера, хв.;

$\sigma_{\max}$ – найбільше напруження в ланці ланцюга в циклі при нормальному завантаженні транспортера, Па:

$$Tц = \frac{L}{\nu} = \frac{12}{0{,}545} = 22 \ c \qquad (2.72)$$

$$N_ц = \frac{1}{22} = 0{,}045$$

Оскільки не виконується умова $60 \cdot T_c \cdot N_ц < N_0$,

$$k_c = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 3 \cdot 10^4 \cdot 0{,}045}{10^6}} \le 1$$

$$k_c = 0{,}433 \le 1$$

Оскільки скидальний транспортер має просту трасу, що розташована в одній площині, з рівномірним розподіленням напружень в ланці ланцюга. Тому користуємось діаграмою натягу ланцюга і ведемо розрахунок k_H по натягам ланцюга ($\sigma i = S_i$)

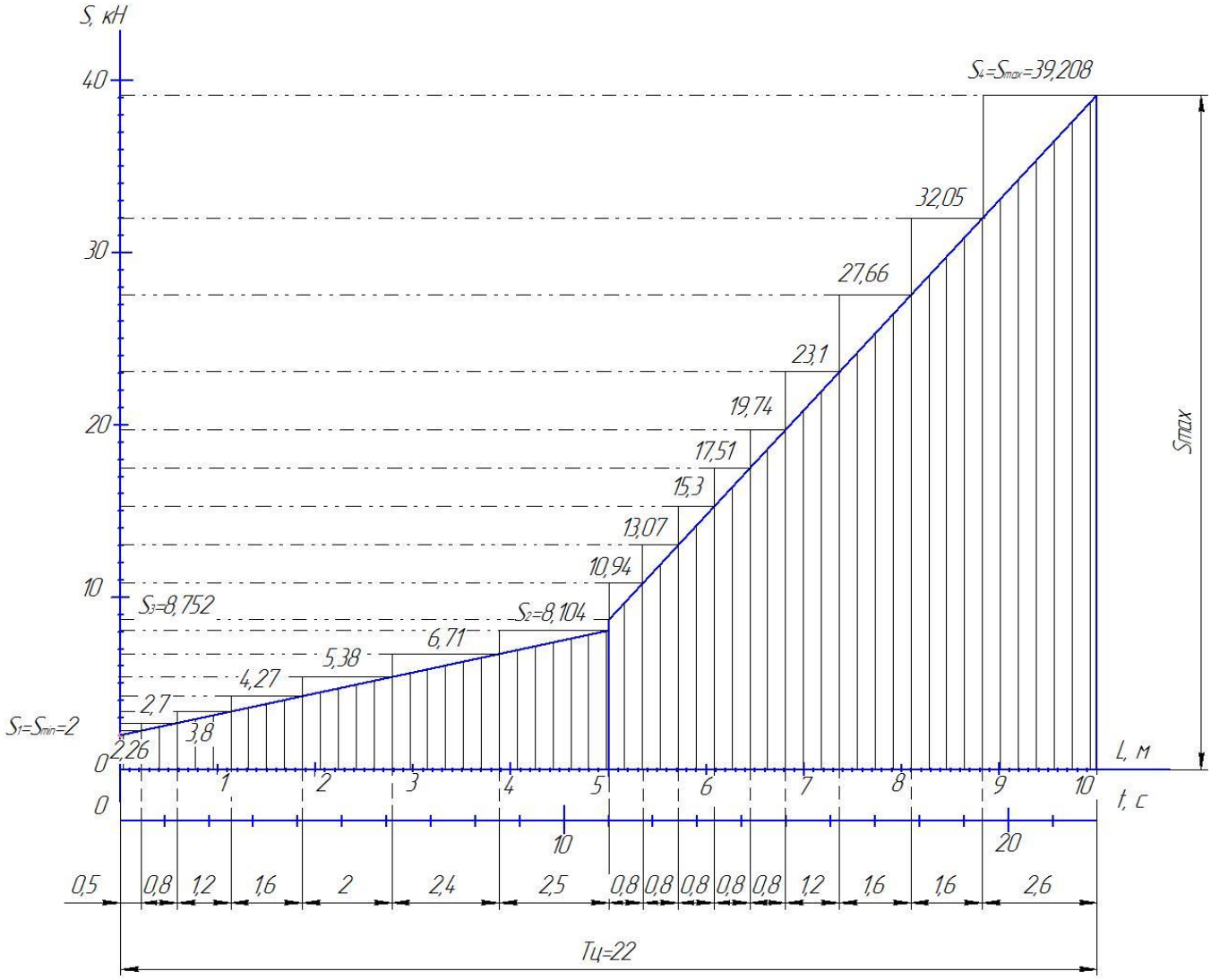


Рисунок 2.7 – Діаграма зміни натягу в ланці ланцюга за кожен цикл $T_ц$ її кругообігу по трасі транспортера

$$k_H = \sqrt[3]{\sum \begin{matrix} \frac{0,5}{22}\left(\frac{2,26}{39,208}\right)^3 + \frac{0,8}{22}\left(\frac{2,7}{39,208}\right)^3 + \frac{1,2}{22}\left(\frac{3,8}{39,208}\right)^3 + \frac{1,6}{22}\left(\frac{4,27}{39,208}\right)^3 \\ + \frac{2}{22}\left(\frac{5,38}{39,208}\right)^3 + \frac{2,4}{22}\left(\frac{6,71}{39,208}\right)^3 + \frac{2,5}{22}\left(\frac{8,104}{39,208}\right)^3 + \frac{0,8}{22}\left(\frac{10,94}{39,208}\right)^3 \\ + \frac{0,8}{22}\left(\frac{13,07}{39,208}\right)^3 + \frac{0,8}{22}\left(\frac{15,3}{39,208}\right)^3 + \frac{0,8}{22}\left(\frac{17,51}{39,208}\right)^3 + \frac{0,8}{22}\left(\frac{19,74}{39,208}\right)^3 \\ + \frac{1,2}{22}\left(\frac{23,1}{39,208}\right)^3 + \frac{1,6}{22}\left(\frac{27,66}{39,208}\right)^3 + \frac{1,6}{22}\left(\frac{32,05}{39,208}\right)^3 + \frac{2,6}{22}\left(\frac{39,208}{39,208}\right)^3 \end{matrix}} = 0,593$$

$$k_o = 1 \cdot 0,433 \cdot 0,593 = 0,257$$

$$S_{\partial.\partial} = \frac{0,4 \cdot 232}{2,5 \cdot 0,257} \cdot \frac{2}{0,4 + (1 + 0,2) + 2,5 + (1 - 0,2)} \geq S_{р.\partial},$$

$$S_{\partial.\partial} = 58,92\ кН \geq S_{р.\partial} = 53\ кН$$

Несуча здатність тягового органу транспортеру – забезпечується.

2.4 Розрахунок шпонок приводного валу блоку зірочок на міцність

Вихідні дані:

Крутний момент, $M_{Зв}$, Н· м	15555,5
Допустимі напруги зминання, $[\sigma_{см}], МПа$	100…120
Допустимі напруги на зріз, $[\tau], МПа$	50…80
Перетин *А-А:*	
Діаметр вала, *d*, мм	160
Матеріал шпонки	Сталь 45
Розмір шпонки, $b \times h \times l$, мм	40х24х200
Глибина паза, t_1	11
Перетин *В-В:*	
Діаметр вала, *d*, мм	190
Матеріал шпонки	Сталь 45
Розмір шпонки, $b \times h \times l$, мм	45х28х315
Глибина паза, t_1	13

Перетин *А-А*- Шпонка призматична з округленими торцями

2.4.1 Напруження на зминання та умова міцності:

$$\sigma_{см}^{\max} = \frac{2M_{кр}}{d(h - t_1)(l - b)} \leq [\sigma] \qquad (2.73)$$

$$\sigma_{см}^{\max} = \frac{2 \cdot 15{,}5555 \cdot 10^6}{180 \cdot (24-11)(200-40)} = 83{,}1\ МПа \quad < [\sigma_{см}]$$

Умова міцності виконана.

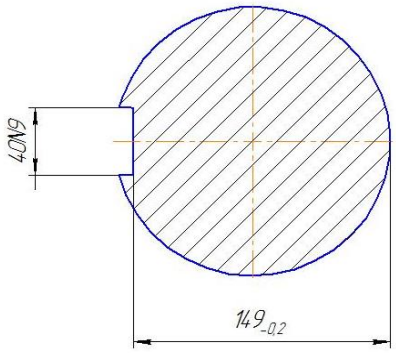


Рисунок 2.8 – Шпонковий паз в перетині А-А (місце з'єднання з муфтою)

2.4.2 Виникаючі напруження на зріз:

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{кр}}{d \cdot b \cdot l} \le [\tau] \qquad (2.74)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot 15{,}5555 \cdot 10^6}{160 \cdot 200 \cdot 40} = 24{,}3 МПа < [\tau]$$

Умова міцності – виконана.

Перетин *В-В*- Шпонка призматична з округленими торцями

2.4.3 Напруження на зминання та умова міцності:

$$\sigma_{см}^{\max} = \frac{2 \cdot 15{,}5555 \cdot 10^6}{190 \cdot (28-13)(315-45)} = 29{,}8\ МПа \quad < [\sigma_{см}]$$

Умова міцності виконана.

2.4.4 Виникаючі напруження на зріз:

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot 15{,}5555 \cdot 10^6}{190 \cdot 315 \cdot 45} = 8{,}51\,МПа < [\tau]$$

Умова міцності – виконана.

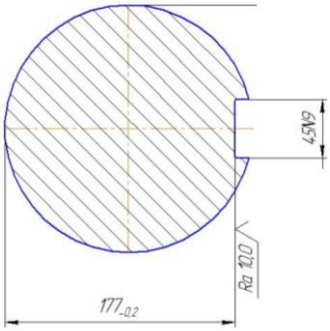


Рисунок 2.9 – Шпонковий паз в перетині В-В (місце з'єднання з маточиною блоку приводних зірочок)

2.5 Перевірка зірочок на витривалість

Вихідні дані:

	Матеріал сталь	МПа		Твердість, Н	Термообробка
		G_B	G_T		
Зірочка	65Г	540	657	250	Нормалізація

2.5.1 Допустимі контактні напруження

$$[G_H] = G_{H0} \cdot K_{HL} / S_H, \qquad (2.75)$$

де: G_{H0} – межа контактної витривалості,

S_H – коефіцієнт безпеки,

K_{HL} – коефіцієнт довговічності:

G_{H0}= 560 МПа [11, табл. 9.11] , S_H = 1,1 [11, табл. 8.9], K_{HL}=1 при постійній напрузі

$$[G_H]_1 = \frac{560 \cdot 1}{1,1} = 509,1 \text{ МПа};$$

Допустимі напруження згину:

$$[G_F] = G_{F0} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} / S_F, \qquad (2.76)$$

де: G_{F0} – межа витривалості при згині;

S_F – коефіцієнт безпеки;

K_{FC} – коефіцієнт впливу двостороннього прикладання навантаження;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності:

G_{F0}= 505 МПа [11, табл. 9.12], S_F = 1,75 [11, табл. 8.9], K_{FC} = 1 [11 с.151], K_{FL}=1

$$[G_F] = \frac{505 \cdot 1 \cdot 1}{1,75} = 288,6 \text{ МПа};$$

Сили в зачепленні, Н:

$$F_t = 14173 \text{ Н}$$

2.5.2 Перевірочний розрахунок на витривалість по контактним напруженням:

$$G_H = Z_M \cdot Z_\beta \cdot Z_K \sqrt{(F_t / (m \cdot d_1)) \cdot (K_{HV} \cdot K_{H\alpha} / K_\varepsilon) \cdot (u_{1\phi} + 1) / u_{1\phi}} <= [G_H] \quad (2.77)$$

де: Z_M, Z_β, Z_K – коефіцієнти, які враховують матеріал зірочки, площу контакту і довжину лінії контакту;

K_{HV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт який враховує нерівномірність розподілення навантаження;

K_ε – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по площам:

приймаємо для зірочки Z_M= 275; Z_β=0.275 + 0.01·(β–8°)=0,275+0,01·2° = 0,295, Z_K=0.8; K_{HV} = 1,04 [11, табл. 8.3], $K_{H\alpha}$=1+(0.63·$\sqrt{u_{1\phi} - 1}$)/z_1= 1 + (0,63 · $\frac{\sqrt{3,3-1}}{15}$) = 1,06, $K_\varepsilon = 2 \cdot \varepsilon'_\beta + \Delta\varepsilon / (2 \cdot \varepsilon'_\beta) = 2 \cdot 1 + \frac{0,3}{2 \cdot 1} = 2,1$

$$G_H = 275 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}295 \cdot \sqrt{\left(\frac{3950}{4 \cdot 61{,}1}\right) \cdot \left(\frac{1{,}04 \cdot 1{,}06}{2{,}15}\right) \cdot \left(\frac{3{,}3+1}{3{,}3}\right)} = 210{,}3 \text{ МПа}$$

$$G_H > [G_H]$$

Умова міцності виконана

2.5.3 Перевірочний розрахунок на витривалість по напруженням згину:

$$G_F = Y_F Y_\beta Y_\kappa F_t \cdot K_{FV} \cdot K_{F\alpha} / (K_\varepsilon m^2) <= [G_F] , \qquad (2.78)$$

де: Y_F – коефіцієнт форми зубів;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубів;

Y_κ – коефіцієнт переміщення контакту вздовж зубів;

K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу напружень згину по висоті зуба:

Приймаємо: $Y_{F1} = 5{,}6$ при $z_{V1} = z_1 / \cos^3\beta = \frac{10}{\cos^3 10} = 15$; $Y_\beta = 0.01\beta + 0.2 = 0{,}3$;

при $\Delta\varepsilon = 0{,}3$: $Y_\kappa = 1$, $K_{FV} = 1{,}08$ [11, табл. 8.3];

$$K_{F\alpha} = 1 + 0{,}77 \sqrt{u_{2\Phi} - 1} \ / z_1 = 1 + 0{,}77 \cdot \frac{\sqrt{3{,}3-1}}{15} = 1{,}07$$

$$G_F = \frac{5{,}6 \cdot 0{,}3 \cdot 1{,}08 \cdot 3950 \cdot 1{,}08 \cdot 1{,}077}{2{,}15 \cdot 4^2} = 342{,}3 \text{ МПа;}$$

$$G_F > [G_F]$$

Умова міцності виконана.

2.6 Розрахунок приводу та елементів тягового органу за умови модернізації

Опис модернізації: використання катків на підшипниках кочення, замість роликів, в тяговому ланцюзі.

Вихідні дані:

Швидкість транспортера, v, м/с	0,545
Довжина ланцюга транспортера на навантаженій ділянці, L, мм	5000
Довжина ланцюга транспортера на ненавантаженій ділянці, L', мм	5000
Крок ланцюга, t, мм	250
Максимальна вага відрізків, $G_в$, Н	3500
Умови праці	важкі

Відповідно до результатів (2.1-2.2), виконуємо тяговий розрахунок згідно нових умов експлуатації (тертя кочення).

Для встановлення катків на палець, конструктивно необхідно збільшити довжину ділянки між пластинами з 50 мм (ширина ролика) до 70 мм (ширина підшипника та ущільнювача). Виконати ми це можемо тільки за рахунок зменшення кількості ланок на опорну сторону з трьох до двох, а отже площа опори пальця зменшиться з 30 до 20 мм. Необхідно також буде змінювати форму відливки для палет.

Попередній розрахунок

2.6.1.1 Сила навантаження на 1 погонний метр, ланцюга з настилом:

$$q_0 = q_Ц + \frac{G_n \cdot n}{t},$$

де: G_n - вага одної палети, G_n = 670 Н;

n_n - кількість палет на 1 м погонний ланцюга, n = 4;

$q_ц$ - вага 1 м погонного ланцюга;

$$q_ц = G_л \cdot n_л + G_{пал} \cdot n_{пал} + G_{рол} \cdot n_{рол},$$

де: $G_л$ – вага 1 ланки ланцюга, $G_л$ = 21 Н;

$n_л$ - кількість ланок на 1 м погонний ланцюга; $n_л$ = 32;

$G_{пал}$ – вага 1 пальця ланцюга та гайки, G_n = 50 Н;

$n_{пал}$ - кількість пальців та гайок на 1 м погонний ланцюга; $n_{пал}$ = 5;

$G_{кат}$ – вага 1 катка ланцюга, Орієнтовно приймемо $G_{кат} = G_{рол} = 23$ Н;

$n_{рол}$ – кількість катків на 1 м погонний ланцюга; $n_{пал} = 10$;

$$q_ц = 21 \cdot 32 + 50 \cdot 5 + 23 \cdot 10 = 1152\, H$$

$$q_0 = 1152 + \frac{670 \cdot 4}{0{,}25} = 11872 \;\; H/м$$

2.6.1.2 Сила ваги вантажу:

$$q_в = 1328\, H/м \;\; \text{(по формулі 2.5)}$$

2.6.2 Приблизний тяговий розрахунок

2.6.2.1 Максимальний натяг ходової частини:

$$S_{\max} \approx 1{,}1\left(S_{\min} + \omega\left[(q_в + q_0)L_1 + q_0 L'\right] \pm (q_в + q_0)\right),$$

де: $S\min$ - мінімальний натяг ланцюга, Н;

ω - коефіцієнт опору переміщення ходової частини на прямолінійних ділянках;

Знак «плюс» приймають для ділянок підйому, «мінус» - для ділянок спуску;

$$\omega = \frac{\mu \cdot d + 2k}{D}, \qquad (2.79)$$

де: d – діаметр цапф вісей катків, мм; d=50 мм;

D – зовнішній діаметр катка, D= 200 мм;

μ - коефіцієнт тертя в цапфах; μ = 0,01

k - коефіцієнт тертя кочення катків по напрямним, мм; $k = 0{,}3$

Для важких умов праці (обтискний цех, висока температура, окалина) коефіцієнти при терті ковзання ланок та палет по напрямним (сталь-сталь), приймаємо $f_1=f_2=0{,}25$;

$$\omega = \frac{0{,}01 \cdot 0{,}05 + 2 \cdot 0{,}0003}{0{,}2} = 0{,}0055$$

Тяговий розрахунок ведемо з точки найменшого натягу. Найменший натяг ланцюга можливий в точці 1 (точка збігання ланцюга з привода). Мінімальний натяг приймаємо 2000 Н.

$$S_{\max} \approx 1{,}1\left(2000 + 0{,}0055\left[(1328+11872)5 + 11872 \cdot 5\right] + (1328+11872)\right) = 15860{,}3\ H;$$

Детальний тяговий розрахунок виконувати не будемо. Беручи до уваги, те що максимальний натяг, отриманий з приближеного тягового розрахунку, збільшений приблизно на 17 % від фактичного, задаємось величиною:

$$S_{\max ф} \approx 0{,}85 \cdot S_{\max} = 0{,}85 \cdot 15860{,}3 = 13481 H; \qquad (2.80)$$

2.6.2.2 Визначаємо тягове зусилля приводу:

$$W_0 = S_4 - S_1 = S_{наб} - S_{сб} = 13481 - 2000 = 11481 \ \ H$$

2.6.3 Визначаємо потужність електродвигуна:

$$N = k_3 \cdot \frac{W_0 \cdot \nu}{1000 \cdot \eta},$$

де: $k_э$ – коефіцієнт запасу, оскільки розрахунок вели по максимальній продуктивності $k_э$=1;

η – ККД приводу, η=0,95;

$$N = \frac{11481 \cdot 0{,}545}{1000 \cdot 0{,}95} = 6{,}58 \ кВт$$

Проводимо пошук стандартизованих двигуна та редуктора, по заданим експлуатаційним параметрам:

– швидкість тягового органу транспортера $\nu = 0{,}545 \ м/с$;

– діаметр вхідного кінця валу приводних зірочок d=160 мм;

– частота обертів приводної зірочки $n_{зв} = 12{,}872 \ хв^{-1}$ (2.13)

За каталогом, обираємо трьох ступеневий редуктор 1ЦЗУ-400 (рис. 2.11), параметри якого наведені в табл.2.2:

Таблиця 2.2 – Параметри редуктору 1ЦЗУ-400 [22]

Передаточне число, *Up*		100
Допустиме радіальне консольне навантаження, Н	швидкохідний вал	2000
	проміжний вал	45000
	тихохідний вал	56000
Номінальний крутний момент на вихідному валу, Нм		20000
Діаметр вхідного (швидкохідного) валу d_1, мм		40
Діаметр вихідного (тихохідного) валу d_3, мм		140
ККД, %		0,97
Маса, кг		960

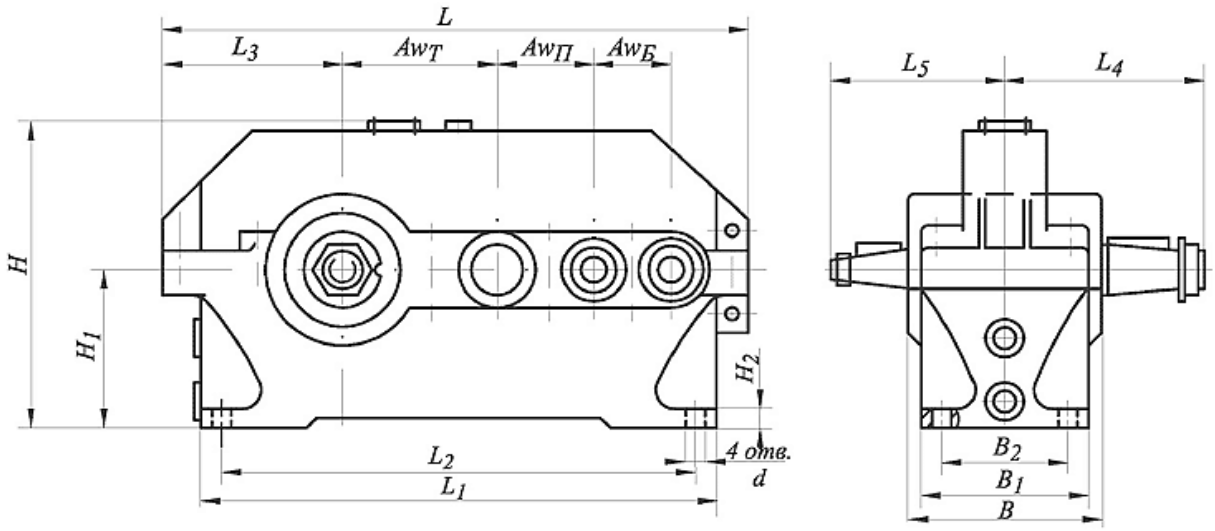


Рисунок 2.10 – Схема редуктора 1ЦЗУ-400 [22]

Таблиця 2.3 – Конструктивні розміри редуктора 1ЦЗУ-400 [22]

A_w *m*	A_w *n*	A_w *б*	*B*	B_1	B_2	*H*	*H 1*	*h*	*L*	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	*d*
400	250	160	475	330	420	835	425	42	1415	535	280	450	340	500	35

2.6.4 Визначаємо розрахункову частоту обертів двигуна (формула 2.14):

$$n_{дв} = Up \cdot n_{зв} = 100 \cdot 12{,}872 = 1285{,}2\ об/хв$$

За каталогом обираємо електродвигун постійного струму ДП-212 Г, який дозволяє регулювати швидкість переміщення транспортера.

Таблиця 2.4 – Характеристики електродвигуна постійного струму ДП-212 Г

Потужність двигуна N, кВт	7,2
Частота обертів двигуна $n_{дв}$, хв$^{-1}$	1500
ПВ, %	25

2.6.5. Для з'єднання вихідного валу редуктора з валом приводних зірочок, використовуємо муфту МЗ-10 за ГОСТ 5006-94. Для з'єднання вихідного вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора, використовуємо муфту МЗ-2 за ГОСТ 5006-94 (рис.2.11).

Таблиця 2.5 – Габаритні розміри та параметри муфт проектного приводу

Позначення	Ø D, мм	Ø d, мм	Ø d_1, мм	Ø d_2 (мах), мм	L, мм	L_1, мм	Крутний момент, кгм	Частота обертів, об/хв	Маса, кг
МЗ-2	185	40	40	50	145	152	140	5000	16,1
МЗ-10	490	140	160	180	365	375	5000	1400	264,0

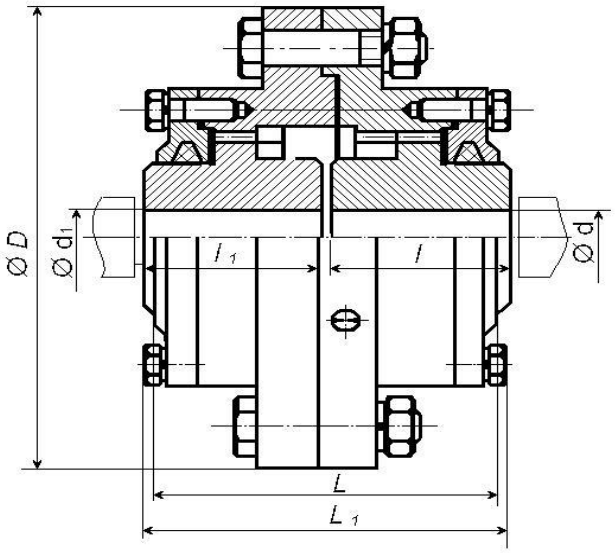


Рисунок 2.11 – Конструкція муфти МЗ за ГОСТ 5006-94 [27]

2.6.5 Кутова швидкість на валу приводних зірочок:

$$\omega_{зв} = \frac{n_{зв}}{9,55} = \frac{12,872}{9,55} = 1,35 \ рад/с$$

2.6.6 Обертовий момент на валу приводних зірочок:

$$M_{зв} = \frac{N_д}{\omega_{зв}}, \qquad (2.81)$$

$$M_{зв} = \frac{7200}{1,35} = 5333,3 \ Нм$$

2.6.7 Колове зусилля ланцюга:

$$F_t = 2\pi \cdot M_{зв} / 2(z \cdot t) = 2 \cdot 3,14 \cdot 5333,3 / 2 \cdot 10 \cdot 0,25 = 6698,6 \ H$$

2.6.8 Колове зусилля блоку приводних зірочок:

$$F = \frac{2 \cdot M_{зв}}{D} = \frac{2 \cdot 5333,3}{0,809} = 13185 \ H$$

2.6.9 Розрахункове навантаження, що діє на один ланцюг:

$$S_{р.п} = 1,15 \cdot \frac{(S_c + S_{дин})_{\max}}{2},$$

де: S_c – максимальне статичне навантаження на ланцюг, отримане з тягового розрахунку, $S_c = S_{\max ф} = 13481 \ H$;

$S_{дин}$ – максимальне динамічне навантаження на ланцюг;

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot \pi^2 \cdot (q_в + \psi \cdot q_0) \cdot L \cdot v^2}{g \cdot z^2 \cdot t},$$

де ψ = 1,0 – коефіцієнт, який враховує зменшення приведеної маси рухомих частин конвеєра

$$S_{дин} = \frac{6 \cdot 3,14^2 \cdot (1328 + 1 \cdot 11872) \cdot 5 \cdot 0,545^2}{9,81 \cdot 10^2 \cdot 0,25} = 4728 \ H$$

$$S_{р.п} = 1,15 \cdot \frac{13481 + 4728}{2} = 10470,2 \ H$$

2.6.10 Розрахункове розривне зусилля ланцюга:

$$S_p \geq S_{p.n} \cdot n_n,$$

де: n_n – запас міцності ланцюга, $n_n = 7$ [14, стр. 49];

$$S_p \geq 10470,2 \cdot 7 \geq 73291,4\,H \approx 73,3\,кН;$$

2.6.11 Умовний тиск в шарнірах ланцюга:

$$p = F_t K_Э /(Am_p) \leq [p],$$

$$K_Э = 1,3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1,4 \cdot 1 = 1,456 \quad (2.37)$$

$$A = \kappa_л \cdot d \cdot B_{BH},$$

де: d - діаметр пальця ланцюга, мм; $d = 50$ *мм*

B_{BH} - загальна ширина ланки, мм; $B_{BH} = \delta = 10$ *мм*;

$\kappa_л$ – кількість ланок на одну опорну сторону, $\kappa_л$=2;

$$p = \frac{F_t \cdot K_Э}{d \cdot B_{BH}} = \frac{6698,6 \cdot 1,456}{2 \cdot 50 \cdot 10} = 9,75\ МПа \leq 25\ МПа$$

Як видно з розрахунку, при зміні принципової конструкції тягового органу (тертя кочення катків по напрямним), питомий тиск в шарнірах опор пальців, зменшився приблизно на 110% порівняно з 20,32 МПа. Також вдалося зменшити матеріалоємність ланцюга, за рахунок того, що зменшилась кількість ланок.

2.6.12 Розрахунок ланки ланцюга (рис. 2.4):

Напруження в перетині *А* - *А*:

$$\sigma_{A-A} \approx \frac{(R^2 + r^2)\dfrac{p}{K_л}}{(R^2 - r^2)} \leq [\sigma]_p{}',$$

де: $[\sigma]_p{}'$ - допустиме напруження при розтягненні. Для сталей 40, 45 та 50

$[\sigma]_p{}' = 100....120\ МПа$. Приймаємо $[\sigma]_p{}' = 100\ МПа$

$$\sigma_{A-A} \approx \frac{(50^2 + 25^2) \cdot \frac{9{,}75}{3}}{(50^2 - 25^2)} \le [\sigma]_p'$$

$$5{,}41\ МПа \le 100\ МПа$$

Умова міцності виконана.

Напруження в перетині *Б - Б*:

$$\sigma_{Б-Б} = \frac{S_{pn\cdot\max}}{2 \cdot \delta \cdot (b - r\ )} \le [\sigma]_p'\ ,$$

де: $S_{p.n\max}$ – максимальне навантаження на один ланцюг (виникає при пуску транспортера);

З попередніх розрахунків (за умови тертя ковзання), максимальне розрахункове пускове навантаження виявилось на 76 % більше ніж навантаження за нормальних умов. Тому, для зменшення розрахунків (за умови тертя кочення), приймемо $S_{pn\cdot\max} = 1{,}8 \cdot S_{pn} = 13481 \cdot 1{,}8 = 24265{,}8$, що на 80 % більше ніж навантаження за нормальних умов, а отже гарантовано більше ніж фактичне пускове навантаження.

$$\sigma_{Б-Б} = \frac{24265{,}8}{2 \cdot 10 \cdot (100 - 25\ )} \le [\sigma]_p'',$$

$$\sigma_{Б-Б} = 16{,}2\ МПа \le 100\ МПа$$

Умова міцності виконана.

Напруження в перетині *В - В*:

$$\sigma_{В-В} = \frac{S_{pn\cdot\max}}{2 \cdot \delta \cdot (b - \Delta\ )} \le [\sigma]_p'',$$

$$\sigma_{В-В} = \frac{24265{,}8}{2 \cdot 10 \cdot (100 - 50\ )} \le [\sigma]_p''$$

$$\sigma_{В-В} = 24{,}3\ МПа \le 100\ МПа$$

Умова міцності виконана.

Перетин *В-В* – найбільш небезпечний.

2.6.13 Розрахунок пальця:

Оскільки палець працює на згинання, зминання та зріз то допустимі напруження в перетині повинні задовольняти умови міцності. Користуємося схемою розрахунку (рис. 2.13), враховуючи що кількість ланок зменшилась.

Розрахунок пальця на згинання

Перевірка на статичну міцність:

$$M \le W[\sigma]_{зг},$$

де: M – згинаючий момент;

W - момент опору згинанню;

$[\sigma]_{зг}$- допустиме напруження згину. Для сталей 40, 45 та 50 $[\sigma]_{зг} = 160...200\ МПа$.

Приймаємо $[\sigma]_{зг} = 160 МПа$

$$M = \frac{S_{рп\cdot \max}}{2} \cdot \left(\frac{e+\delta}{2} - \frac{e}{4} \right), \qquad (2.82)$$

$$W = \frac{\pi d^2}{32} = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ мм}^3$$

$$M = \frac{24265{,}8}{2} \cdot \left(\frac{0{,}132 + 0{,}02}{2} - \frac{0{,}132}{4} \right) = 521{,}7\ Нм$$

$$521{,}7\ Нм \le 2000\ Нм$$

Умова міцності виконана.

Розрахунок пальця на зріз.

Напруження зрізу:

$$\tau = \frac{P_{зр}}{F_{зр}} = \frac{4S_{р.п.max}}{\pi d^2} \le [\tau],$$

де: $P_{ср}$ – сила яка викликає зріз;

$F_{ср}$ – площа зрізу; $[\tau]$- допустиме напруження зрізу.

$[\tau] = (0{,}15...0{,}2)\sigma_T = 66...88\ МПа$. Приймаємо $[\tau] = 66 МПа$

$$\tau = \frac{4 \cdot 24265,8}{3,14 \cdot 50^2} \leq [\tau],$$

$$\tau = 12,36 \ МПа \leq 40 \ МПа$$

Умова міцності виконана.

Розрахунок пальця на зминання.

Напруження зминання:

$$\sigma_{зм} = P_{зм} / F_{зм} \leq [\sigma_{зм}],$$

де: $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, $[\sigma_{зм}]$ = 20 ÷ 30 МПа, [11, ст. 265];

$P_{зм} = \frac{S_{р.п.max}}{2} = 12132,9$ - максимальне навантаження на ланцюг, Н;

$F_{зм}$ – площа зминання, мм^2;

$$F_{зм} = d \cdot \delta \cdot K_л$$

де: d - діаметр пальця ланцюга, мм; $d = 50 \ мм$

δ - товщина ланки, мм; $\delta = 10 \ мм$;

$к_л$ – кількість ланок на одну опорну сторону, $к_л$=2;

$$F_{зм} = 50 \cdot 10 \cdot 2 = 1000 \ мм^2$$

$$\sigma_{зм} = 12132,9 / 1000 = 11,05 \ Н/мм^2 = 11,05 \ МПа;$$

$$\sigma_{зм} = 12,13 \ МПа \leq [\sigma_{зм}] = 20 \ МПа,$$

Умова міцності виконана.

Розрахунок на витривалість приводити не будемо, оскільки, ми робили це за попередніх розрахунків (для тертя ковзання). Витривалість пальця забезпечена.

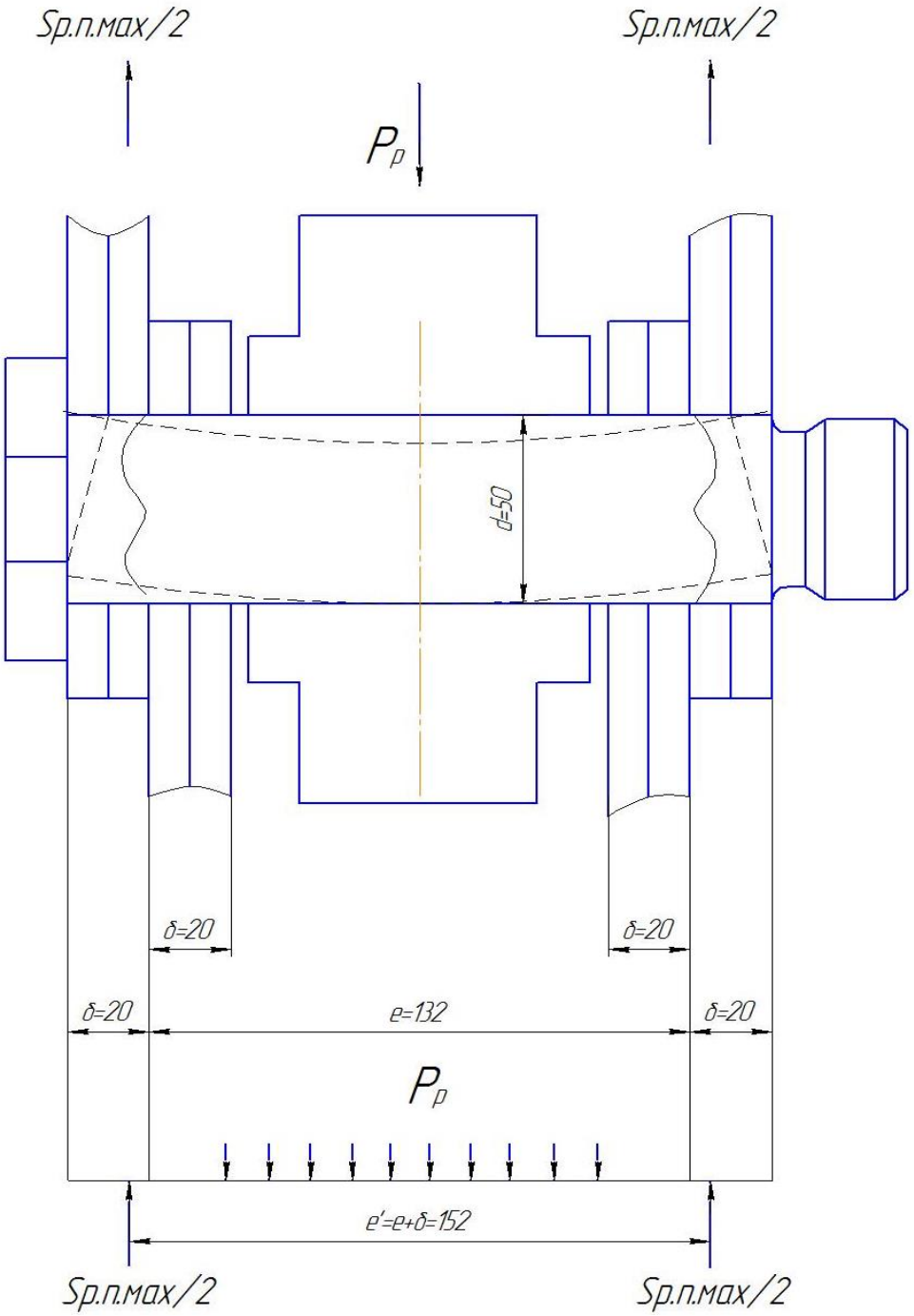
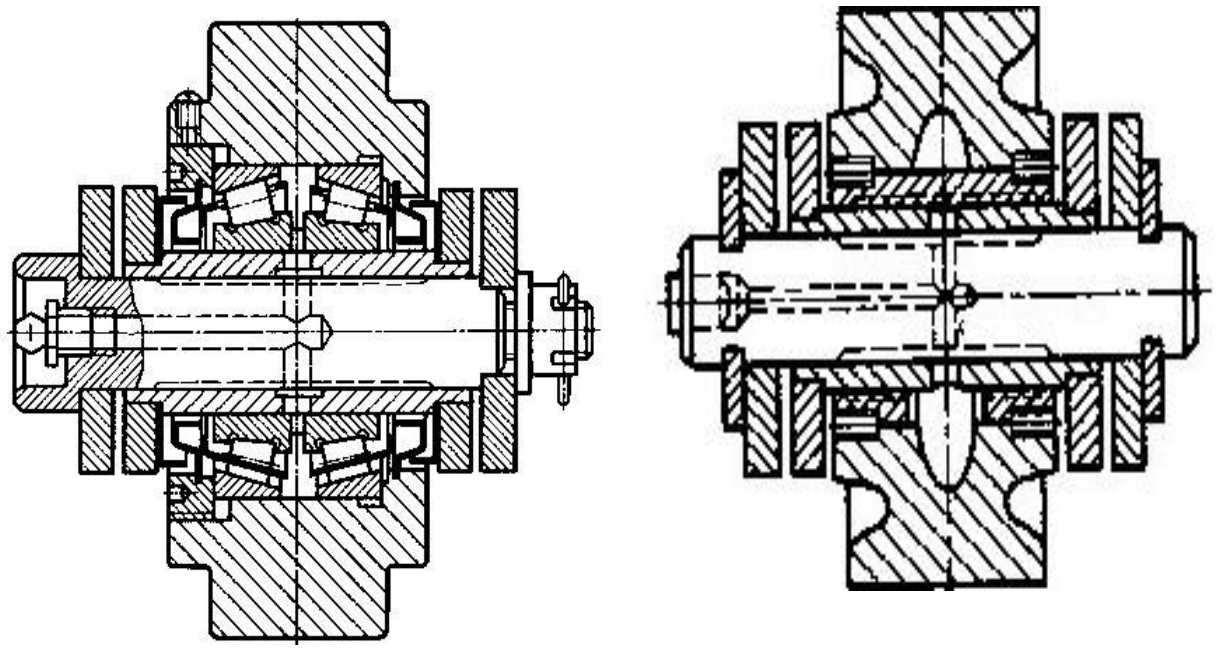


Рисунок 2.12 – Розрахункова схема пальця

2.6.14 Розрахунок катка:

Конструктивно вузол катка може бути виконаний на підшипниках кочення (рис.2.13,а) або ковзання (рис.2.13,б).



А б

Рисунок 2.13 - Вузли катків пластинчатого ланцюга:
а) на підшипниках кочення; б) на підшипниках ковзання

Для змащення підшипників катка, пропонується в катку виконати масло каналами та застосовувати прес-мастильниці. В іншому випадку, для катків на підшипниках кочення, можна використовувати закладну систему змащення. Катки на підшипниках ковзання будуть працювати в умовах сухого тертя.

Для розрахунків та проектування приймемо зовнішній діаметр катка $D_к$=180 мм (орієнтуємось на параметри ланцюгів за ГОСТ 588-81, при діаметрі пальця 50 мм, $D_к$=200 мм) до того ж це максимально можливий діаметр катка, виходячи з розмірів палет.

Для важкого режиму роботи транспортера, доцільніше використати катки на підшипниках кочення. В якості підшипників кочення пропонується використати два однорядні радіально-упорні роликопідшипники, між якими встановити розмежувальне кільце.

Таблиця 2.5 - Параметри підшипнику кочення 30210-А [URL : https://ebearing.com.ua/uk/seriya-302xx-din-72xx-gost/150270-30210-a-zkl-analog-7210-konichnij-rolikovij-pidshipnik.html]

Внутрішній діаметр підшипника, *d*, мм	50
Зовнішній діаметр підшипника, *D*, мм	90
Ширина підшипника, *B*, мм	20
Статична вантажопідйомність, C_0, кН	96
Динамічна вантажопідйомність, *C*, кН	79
Маса підшипника, *m*, кг	0,642

Рівняння міцності на згин:

$$M_к \le W_к [\sigma]_{зг}, \tag{2.83}$$

$M_к$ - згинальний момент;

$$M = P_p \cdot \left(\frac{c - B}{2} \right), \tag{2.84}$$

де: P_p - зусилля на зубі зірочки;

$[\sigma_{зг}]$ – допустиме напруження на згинання; $[\sigma_{зг}]$ = 80 МПа, [11, ст. 325];

C= 50 мм – ширина доріжки контакту з напрямною;

B- ширина підшипника, *B* = 20 мм;

$$P_p = S_{рп.max} - S_{сб} = 24265,8 - 2000 = 22265,8 \ H$$

$$M = 22265,8 \cdot \left(\frac{0,05 - 0,02}{2} \right) = 334 \ \ Нм$$

Момент опору в небезпечному перетині:

$$W = \frac{\pi (Dк^4)}{32} \left[1 - (\frac{D}{Dк})^4 \right] = \frac{Dк^3}{16} \left[1 - (\frac{D}{Dк})^4 \right] \tag{2.85}$$

$$W = \frac{180^3}{16}\left[1 - (\frac{90}{180})^4\right] = 341718,75\ мм^3$$

$$334\ Нм \leq 27337,5\ Нм$$

Умова міцності на згин виконана.

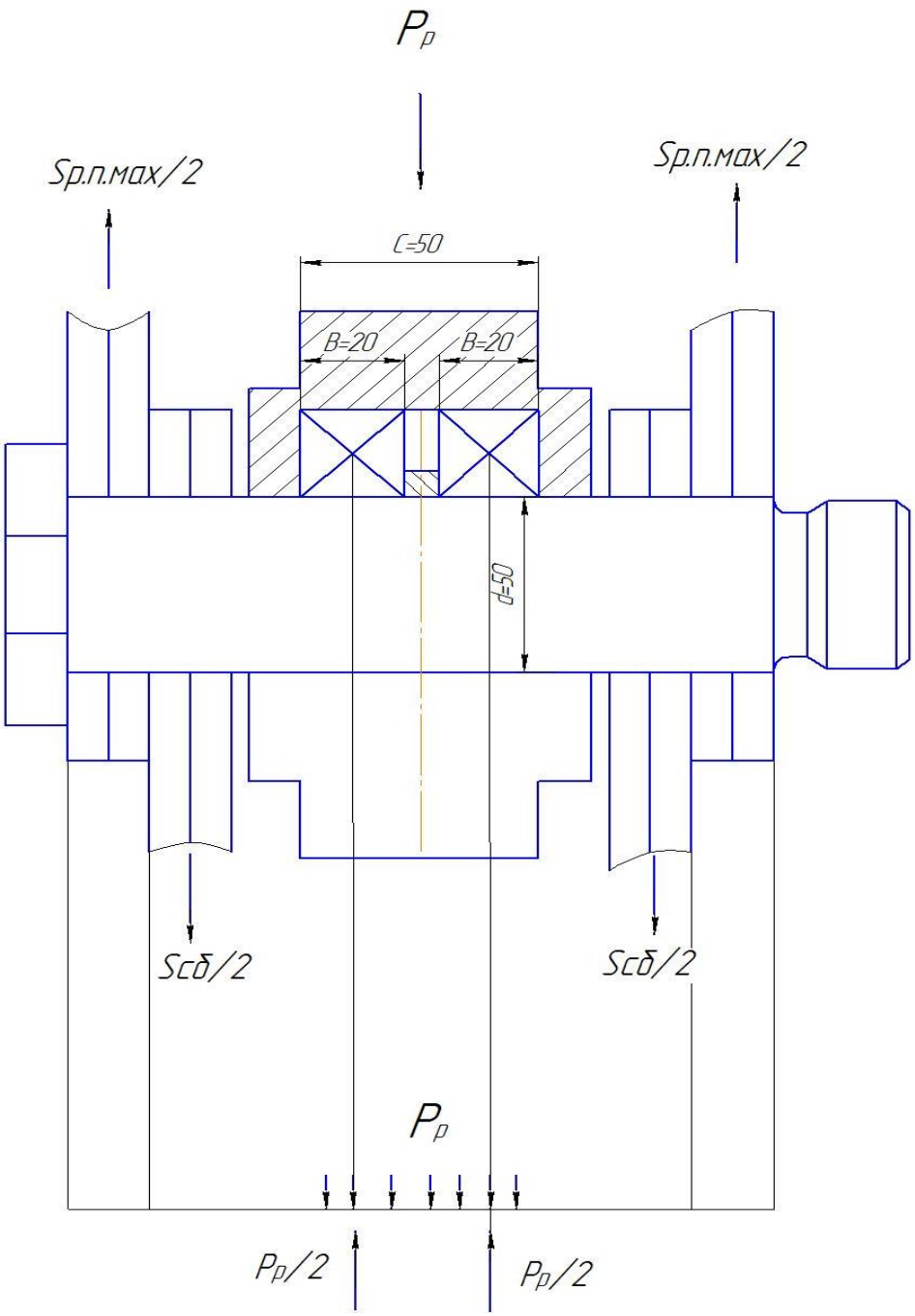


Рисунок 2.14 - Розрахункова схема катка

2.6.15 Перевірка тягового органу на міцність [6 -7,9]:

$$n_{nф} = \frac{C_н \cdot \lfloor S_{p.\min} \rfloor \cdot i}{S_{\max}} \geq n_n$$

де i – кількість тягових ланцюгів;

$C_н$ – коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між тяговими ланцюгами в двохланцюговому тяговому органі, приймаємо $C_н$ = 1,6 [14, стр. 52];

$\lfloor S_{p.\min} \rfloor$- фактичне мінімальне розривне зусилля ланцюга.

З наведених вище розрахунків деталей ланцюга, виходить, що при дії на ланцюг максимального навантаження $S_{p.n.max}$, найбільше напруження виникає в ланці, в перетині В-В, від дії розтягнення ($\sigma_{B-B} = 24{,}3\ МПа$).

Фактичний запас міцності для даного перетину становить:

$$n_{B-B} = \frac{[\sigma]_p'}{\sigma_{B-B}} = \frac{100}{33{,}14} = 3{,}01$$

Звідси,

$$[S_{p.\min}] = [\sigma]_p' \cdot A_{пер} = [\sigma]_p' \cdot 2 \cdot 3 \cdot \delta \cdot (b - \Delta)$$

$$[S_{p.\min}] = 100 \cdot 2 \cdot 10 \cdot (100 - 50) = 100000 \quad H = 100 \ кН;$$

$$n_{nф} = \frac{1{,}6 \cdot 100000 \cdot 2}{13481} \geq n_n = 23{,}73 > 7$$

Умова міцності виконана.

Складальні креслення ланцюга транспортера обрезі наданий на листі креслень №3, вузла приводного валу – на листі №4, вузлу зірочки на листі №5, деталі (вал,зірочка) на листі №6, ланцюг транспортера обрезі модернізований – на листі №7, приводу транспортеру після модернізації – на листі №8.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Характерні види відмов деталей і вузлів скидального транспортера та його ремонтопридатність

Надійність металургійних машин визначається досконалістю їх конструкції і технології виготовлення і багато в чому залежить від умов експлуатації. З причин виникнення відмови підрозділяються на дві групи: відмови, не пов'язані з руйнуванням елементів системи, і відмови, обумовлені руйнуванням елементів. При цьому під руйнуванням елементів можна розуміти не тільки поломки, але і випадки інтенсивного зношування, як результат порушення нормального режиму роботи (наприклад, попадання абразиву в змащення) [15 -18].

Незважаючи на те, що скидальний транспортер працює під впливом великих динамічних навантажень і під впливом високої температури, до нього пред'являються високі вимоги надійності і безвідмовності.

До характерних видів відмов роботи ланцюгової передачі відносять:

– зминання та крах зубців зірочок;
– ослаблення посадок зірочок на валах;
– зминання шпонок і шпонкових пазів;
– зношення деталей ланцюга;
– збільшення кроку ланцюга внаслідок спрацювання пластин (з'являється стук, шум);
– тріщини в зірочці;

Зношені зірочки не ремонтують, якщо їх зовнішній діаметр не перевищує 920 мм, а якщо діаметр понад 920 мм, ремонт зубів можливий методом наплавлення. Також, в більшості випадків зношений ланцюг не ремонтують, а замінюють на новий, ремонт відбувається при аварійних ситуаціях.

Ремонтопридатність – властивість виробу, яка міститься в його пристосуванні для попередження причин виникнення відмов та ліквідації їх наслідків, шляхом проведення технічного обслуговування і ремонтів.

Ремонтопридатність скидального транспортера визначається його якісним технічним обслуговуванням, своєчасним виявлення дефектів у роботі устаткування і їхнє усунення.

3.2 Технічне обслуговування скидального транспортеру під час експлуатації

Приймання і здавання зміни:

Приймання і здавання зміни проводити, звернувши увагу на плавність роботи механізмів транспортера, очищення механізмів від окалини і шматків металу, кріплення зірочки і не приводного блоку, подачу мастила на напрямні та інші вузли тертя, раз у тиждень доповнити мастило в муфти зубчасті і зашприцовати масло в валики, а також перевірити:

а) стан ланок ланцюга і чи надійно закріплені валики. При необхідності валики встановити на місце, гайки затягти, надіти шайби й приварити до них валики;

б) чи немає тріщин на полетах в місцях їх з'єднання з ланцюгом, полети, що мають тріщини замінити;

в) кріплення полетів до ланцюга і вироблення полетів в місцях з'єднання їх з ланцюгом. При необхідності болти замінити або закріпити, а при виробленні полети по товщині більше 4 мм приварити планку;

г) не зірвані чи планки з полетів, планки які відірвалися - приварити;

д) стан кріплення напрямних і при необхідності закріпити їх, якщо є тріщини - заварити;

е) величину зазору між упором і полетами і правильно встановити зазор. Зазор між упором і полетами повинен бути не менше 20 мм і не більше 50 мм;

ж) стан кріплення ланцюгів, при необхідності затягнути гвинти;

з) перевірка чи не стикаються ланцюг з фундаментом. Якщо ланцюг стикається з фундаментом, скоротити його на 2-3 полети.

У дні, що передують ремонту, провести ретельну перевірку ланцюга і полетів; ланок ланцюга, валиків і полети, які мають дефекти, відзначити крейдою або фарбою, щоб під час ремонту відремонтувати або замінити їх.

Поточне обслуговування:

Догляд та нагляд за транспортером протягом зміни проводити, звернути увагу на:

а) не допускати скидання на транспортер, обрізків, що мають масу і довжину більше, ніж зазначено в технічною характеристикою транспортера;

б) стежити, щоб обрізки не потрапляли під ланцюг і зірочку;

в) перевіряти стан полетів напрямних і планок, використовуючи перерви в роботі;

г) стежити за станом ланцюга і кріплення її пальців; при необхідності транспортер зупинити і усунути несправності;

д) періодично змащувати шарнірні з'єднання і ланки ланцюга;

е) стежити за безперервним надходженням холодної води на механізми транспортера.

Реверсування ланцюга транспортера дозволяється тільки в аварійних випадках.

Ревізії та ремонти:

Ревізії та ремонти проводити не рідше одного разу на місяць і крім того:

а) заміняти:

- ланки ланцюга при виробленні отворів діаметром більш ніж на 3мм або при наявності тріщин і відколів;
- валики при зносі по діаметру більш ніж на 5мм або зазорі між ними та ланками більш 5мм;
- втулки при зносі по товщині тіла більш ніж на 30%;
- повзуни при зносі по ширині більш ніж на 8мм;

- зірочку при зносі зубів по товщині більш ніж на 30%;
- направляючі при зносі по товщині більш ніж 45%;
- планки при зносі по товщині більш ніж 10мм;
- вкладиші при зносі по діаметру більш ніж на 3мм;
- плити настилу мають глибокі тріщини або вироблення по товщині більше 30%;
- підп'ятник при зносі по товщині більш ніж на 5мм;
- пружини, що мають тріщини та відщепи;
- полети за наявності глибоких тріщин;
- неприводний блок при зносі по діаметру більш ніж на 10мм;

б) порвані зварні шви зачистити і заварити.

3.3 Заходи щодо підвищення надійності та довговічності основних вузлів та деталей машини

Зношення є причиною виходу більшості деталей і вузлів, тому питанням підвищення зносостійкості доводиться приділяти велику увагу на практиці. Основними способами підвищення зносостійкості при механічному зносі є правильний підбір матеріалів для вузлів тертя, збільшення твердості контактуючих поверхонь, поліпшення умов змащення, підвищення якості поверхні, суворе дотримання правил технічного обслуговування і експлуатації обладнання. Вибір матеріалів і змащення для різноманітних вузлів тертя зазвичай проводять на основі рекомендацій, отриманих шляхом узагальнення досвіду експлуатації відповідного металургійного устаткування. Тому заміна одного або обох матеріалів, контактуючих поверхонь і їх змащення повинна бути обґрунтована і перевірена на практиці.

У механізмі пересування ланцюга, я вважаю за доцільне збільшити твердість приводних і холостих зірочок. Збільшення твердості поверхонь тертя може бути досягнуто шляхом загартування. Загартування істотно

збільшує опір заїдання, а при абразивному і окислювальному зношуванні зменшується зношування в 1,5 - 2 рази. Наприклад, для загартування в основному використовують газополум’яний пальник. Таке загартування підвищує довговічність деталі до 3 - 4 разів. Поверхневому гартуванню піддаються зірочки, зубчасті колеса, ролики, натискні гвинти та інші деталі. Наплавленням відновлюють багато деталі, у тому числі і ті, які обертаються в підшипниках ковзання цапф валів і осей. Перш ніж приступити до наплавлення, поверхню деталі очищують до металевого блиску. Наплавлення ведуть паралельно осі штока. Ширина наплавленого шару не повинна перевищувати подвійної товщини електрода.

Також для підвищення міцності й твердості валів редуктора застосовують хромування. Вали перед хромуванням очищають від бруду, іржі та олії, потім шліфують підлягають нарощуванню поверхні, знімаючи мінімальний шар металу для видалення слідів зносу і надання їм правильної геометричної форми. Відполіровані поверхні заміряють мікрометром і визначають товщину шару хрому, який необхідно нанести з урахуванням часу хромування і припуску на подальшу механічну обробку. Хромування широко застосовується в ремонтній практиці для відновлення робочих поверхонь валів, штоків та інших подібних деталей зі зламом до 0,02 мм. Хромовані покриття жаростійкі, дуже міцні і добре працюють на стирання на м'яких сталях, чавунах і азотованих сталях. Також хромування дуже добре чинить опір корозії. Термін служби деталей після хромування збільшується в 4 - 10 разів. Колір хромових покриттів синювато - білий; вони володіють характерним блиском, якого не втрачають навіть у вологій атмосфері. На деталях осідає шар хрому товщиною не більше 0,2 мм, інакше покриття виходить неміцним, підвищується крихкість, відшаровування. У ряді випадків проводиться так зване пористе хромування. На поверхнях, покритих пористим хромом, краще утримується масляна плівка. Одним із способів підвищення зносостійкості є застосування легованих сталей. Наприклад, при окислювальному зносі зносостійкими є високолеговані цементовані сталі, що

володіють високою зносостійкістю, що має в'язку серцевину. До таких сталі відносять такі марки стали: 20Х, 12Х4ВА, 18ХНВА і так далі.

3.4 Технологія капітального ремонту скидального транспортеру

На металургійних заводах застосовують наступні методи капітального ремонту обладнання: індивідуальний, вузловий, агрегатний та розосереджений [15,16].

По методу індивідуальних ремонтів машину ремонтує одна бригада в послідовності: розбирання на вузли і деталі, ремонт і заміна деталей та вузлів; збирання, регулювання, вивірення, випробування і фарбування машини. Цей метод потребує довгочасної зупинки обладнання та високої кваліфікації слюсарів ремонтної бригади.

За агрегатним методом ремонту обладнання знімають з фундаменту, на звільнене місце встановлюють резервне і здійснюють необхідне вивірення за визначеними координатами. Зняте обладнання відправляють в ремонтний цех для виконання капітального ремонту. Такий метод непридатний для ремонту скидального транспортеру відрізків, бо він має великі габарити та складні вузли та механізми.

За розосередженим методом ремонту, весь обсяг робіт по ремонту великих агрегатів виконується на агрегаті частинами, під час планових зупинок обладнання на поточні ремонти, цим самим, значно скорочується тривалість капітального ремонту.

Для проведення капітального ремонту скидального транспортеру відрізків доцільно скористатися вузловим методом, що дасть змогу скоротити простій обладнання і не порушити режиму виробничого циклу. За таким методом вузли скидального транспортеру відрізків, що підлягають ремонту, знімають і замінюють запасними.

Перевага вузлового метода:

– тривалість ремонту скорочується в декілька разів, завдяки відокремленню власне – ремонтних робіт від розбірних і збиральних;
– виконання операцій по відновленню деталей і ремонту окремих вузлів не викликає простій обладнання;
– утворюються умови для раціонального розділення роботи між виконавцями ремонтних робіт з урахуванням їхньої спеціалізації;
– забезпечується постійність робочих місць ремонтників та найбільш зручне їх розташування;
– забезпечується постійне і найбільш повне завантаження обладнання ремонтно-механічного цеху;
– підвищується якість ремонтних робіт та понижується їх собівартість.

До початку капітального ремонту скидального транспортеру необхідно: підготувати технічну документацію; відгородити зону ремонту з вказівками обхідних шляхів; звільнити територію ремонту та суміжні площадки цеху від сторонніх предметів; забезпечити надійне вимикання обладнання з мережі і комунікацій; доставити вузли і запасні деталі.

Для своєчасного і якісного проведення капітального ремонту проводяться:
– дефектно-кошторисна підготовка;
– конструкційна підготовка;
– матеріальна підготовка;
– організаційна підготовка.

На підставі дефектно-кошторисної, конструкційної підготовки складається технічна документація і передається виконавцю проведення ремонту, який складає подетальний організуючий документ: проект організації проведення капітального ремонту (ПОР).

Для капітального ремонту скидального транспортера передбачена послідовність демонтажних, монтажних, розбірних, складальних і ремонтних робіт. В сучасних умовах капітальний ремонт включає в себе цілий комплекс

різних робіт, що проводяться за спеціальним розробленим проектом і графіком, та забезпечується механізація трудомістких операцій.

В комплекс капітального ремонту скидального транспортеру включаються наступні види робіт [17,18]:

Підготовчі роботи.

1) Складання відомості дефектів і на її основі підготовка вихідної технічної документації і кошторису на виробництво ремонтних робіт (ПОР);
2) Вибір способів і методів ремонту і розробка проекту виробництва ремонтних робіт (ПОР);
3) Будівництво тимчасових, якщо це необхідно для ремонту під'їзних шляхів, доріг, комунікацій і споруд передбачених ПОРом. Підготувати майданчик для ремонту деталей, звільнити проходи і проїзди;
4) Ревізію підготовленого обладнання (вузлів, машин і т. д.) і вузлове його збирання. При наявності зібраної стрічки перевести її до місця ремонту, а при відсутності її, приготувати змінні деталі, необхідні для заміни;
5) Приготувати кріплення в необхідному асортименті і кількості;
6) Підготувати інструмент і оснащення для стропування вузлів і окремих деталей;

Демонтаж обладнання.

1) Перевірити, щоб супорт ножиць знаходився у верхньому положенні для зручності роботи на транспортері;
2) Розкріпити і зняти лоток. Маса лотка 1,5 тн. Стропувати двома стропами вантажопідйомністю по 1,0 тн, довжиною 6 м, одними петлями на гак крана, а другими петлями через отвори на щоках лотка. Лоток зняти і викласти на вільному місці майданчика за або перед ножицями;
3) Прив'язати таль тросову вантажопідйомністю 1,0 тн за балку над великим конвеєром, стропом вантажопідйомністю 0,3 тн , довжиною 3м; застропити за верхню гілку ланцюга вище приводної зірочки вдвічі і талю зробити слабку натяжку;

4) Одним стропом вантажопідйомністю 1,5 тн, довжиною 6м застропити на «удав» за нижню гілку ланцюга нижче приводної зірочки одним кінцем стропа, а другим кінцем на гак крана і провести натяжку ланцюгу так, щоб між палетами нижче зірочки з'явилася слабина для зняття пальців з з'єднання політ;
5) Зрізати гайки на осях (пальцях) між двома палетами (2 пальця), вийняти осі і ролики. Нижню гілку ланцюга опустити вниз і розстропити строп з ланцюга і крана;
6) Застропити ланцюг з не приводного боку, нижче холостого блоку стропом вантажопідйомністю 2,5 тн і довжиною 6м вдвічі і на гак крана. Розстропити таль. Зняти ланцюг і вивезти її на вільне місце майданчики перед ножицями. Розстропити кран. Маса ланцюга 4,6 тн.;
7) Розкріпити напрямну плиту ланцюга;
8) Застропити напрямну плиту через отвори двома стропами вантажопідйомністю по 1,5 тн, довжиною 6м з боку рольганга №7, підняти і витягнути її на рольганг. Маса плити 2,2 тн.;
9) Перестропити плиту цими ж стропами на «удав» і краном вивезти її на вільне місце майданчика перед або за ножицями, підклавши під плитку підкладки для її розстроповки;

Ремонт.

1) Перевірити стан зубчастих муфт між електродвигуном і редуктором, редуктором і приводною зірочкою. При зносі зубів на 30% початкової їх товщини муфти замінити;
2) Провести ревізію підшипників кочення приводної і холостих зірочок і валів редуктора. Підшипники кочення підлягають заміні при наявності одного з наступних видів несправностей або пошкоджень:
   а) поява борознистою вироблення, відшаровування або ямок, втомного викришування на тілах кочення або бігових доріжках кілець;
   б) поява тріщин на робочих поверхнях внутрішнього або зовнішнього кільця;

в) пошкодження сепараторів або бортів обертового кільця;

г) збільшення радіального зазору понад 0,5 мм;

д) неукомплектованість підшипників тілами кочення (немає повної кількості кульок або роликів).

3) Провести ревізію зубчастих передач в редукторі. При зносі зубів на 30% початкової їх товщини – шестерні замінити. Не залежно від ступеня зносу зубів, зубчасті колеса підлягають заміні або ремонту за:

а) якщо заснування одного з зубів є одна або декілька тріщин;

б) якщо площа робочої поверхні зубів, пошкоджена викрашуванням (пітинг), перевищує 30% бічної поверхні зуба і глибина ямок викришування перевершує 10% товщини зуба.

4) Провести ревізію ланок ланцюга і сполучних пальців. При зносі отворів або пальців більше 5% від первісного діаметра, отвори ланок можна відновити, а пальці замінити;

5) Провести ревізію кріплення з оправленням різьб або заміною. Оправити різьбові отвори або перерізати на більший діаметр;

6) Провести обтяжку кронштейнів опор зірочок до рами рольганга з усуненням помічених дефектів;

7) Провести ревізію змінних пластин на напрямній ланцюга. При зносі їх більше 5 мм по товщині – замінити;

Монтаж.

8) Встановити на місце і закріпити напрямну плиту ланцюга. Стропувати так само, як і при знятті. Спочатку плиту встановити на рольганг № 7, потім встановити її на місце, виставити по отворам на рамі і закріпити болтами;

9) Застропити тросову таль вантажопідйомністю 1 тн за балку над великим конвеєром так, як при розбиранні транспортера;

10) Застропить ланцюг так само, як і при знятті (приблизно за середину кола), завести її з правого боку ножиць, опускаючи ланцюг, заводити один кінець її під раму рольганга, а другий кінець на напрямну ланцюга;

11) Застропить верхню гілку ланцюга до талі і натягнути строп. Натягуючи таль, одночасно опускати ланцюг до тих пір, поки кінець ланцюга не дійде до приводної зірочки. Розстропити ланцюг від гака крану;

12) Застропити стропом вантажопідйомністю 1,5 тн, довжиною 6м нижню гілку ланцюга на «удав» з лівої сторони ножиць і натягнути її так, щоб зійшлися обидва кінця ланцюга в районі приводної зірочки. З'єднати кінці ланцюга з'єднувальними осями;

13) За муфту редуктора провернути ланцюг в нижнє положення так, щоб було зручно на з'єднувальні осі встановити гайки і заварити їх. Навернути гайки на пальці і обварити електрозварюванням;

14) Розстропити ланцюг зовсім і провернути її вручну за муфту редуктора, щоб переконатися в повній справності і додатковій перевірці її нормального переміщення по напрямній;

15) Встановити і закріпити лоток. Стропувати таким же чином, як і при демонтажі. Перевірити, щоб лоток не лягав на ланцюг транспортера;

16) Прибрати оснастку, інструмент, пристосування;

17) Здати наряд – допуск, зібрати електросхему транспортера і прокрутити транспортер, усунувши помічені несправності і дефекти.

Відомість допоміжного обладнання, пристосувань і інструментів для проведення капітального ремонту скидального транспортеру надана в табл.3.1.

Таблиця 3.1 - Відомість допоміжного обладнання, пристроїв та інструменту.

№ п/п	Найменування	Один. вимір.	Кількість	Технічна характеристика	Примітка
I Вантажопідйомні пристрої:					
1.	Таль тросова	шт.	1	*Q*=5 т	
II Такелажні пристрої:					
1.	Строп універсальний	шт.	1	СКП-0,3 *Q*=1 т	*L*=3 м
2.	Строп універсальний	шт.	2	СКП-1,0 *Q*=1,0 т	*L*=6 м

3	Строп універсальний	шт.	2	СКП-1,5 *Q*=1,5 т	*L*=6 м
4	Строп універсальний	шт.	1	СКП-2,5 *Q*=2,5 т	*L*=6 м
III Обладнання для зварювання і різання металу:					
1	Трансформатор зварювальний	шт.	1	ТС-150	
2	Різак ацетиленовий	шт.	1	РР-53	
IV Слюсарний інструмент:					
1.	Кувалда	шт.	2	*G*=8 кг	
2	Молоток	шт.	2	*G*=0,6 кг	
3	Ключі гайкові накидні (комплект)	шт.	6	*S*-55-145 мм	
4	Ключі гайкові рожкові (комплект)	шт.	17	*S*-27-60 мм	
5	Зубило слюсарне	шт.	4	*G*=0,3 кг	
6	Лом	шт.	4	*G*=4 кг	
V Вимірювальний інструмент:					
1	Штангенциркуль	шт.	2	0-200 мм	
2	Лінійка вимірювальна	шт.	2	*L*=400 мм	
3	Мікрометр	шт.	1	*O* – 25 мм	
4	Рулетка	шт.	2	*L*=5000 мм	
VI Пристрої:					
1	Знімач	шт.	2	Для демонтажу підшипників	
2	Скоба центрувальна	шт.	2	Для центрування муфт і валів	
3	Дошки *h*=40мм; *l*=3м	шт.	4	Для риштування	
4	Пруток	шт.	2	*ǿ*12мм; *l*=300мм	
5	Пруток	шт.	2	*ǿ*36мм; *l*=300мм	
6	Пруток	шт.	4	*ǿ36мм*; *l*=300мм	

3.5 Технологічні розрахунки

3.5.1 Розрахунок зусилля напресування зірочки на вал

Вихідні данні:

Зірочка встановлена по посадці 190 H7/r6

Зовнішній діаметр валу d =1 90 мм

Внутрішній діаметр валу d_1 = 0

Зовнішній діаметр зірочки D =929 мм

Модуль пружності матеріалу

- вала E_1=2,12 · 10^5 МПа
- зірочки E_1=2,12 · 10^5 МПа

Коефіцієнт Пуассона матеріалу вала та зірочки μ_1=μ_2=0,3

Клас шорсткості поверхонь посадочного місця

- вала 6
- зірочки 5

Параметри шорсткості:

- для посадочних місць вала: R_{Zd} = 6,1 мкм; R_{ad} = 1,25 мкм
- для посадочного місця зірочки: R_{ZD} = 10,0 мкм; R_{aD} = 2,5 мкм

Відхилення розмірів згідно вказаної посадки.

Розміри з’єднання виконані по системі отвору

Квалітет виготовлення отвору – сьомий, валу – шостий.

3.5.1.1 Відхилення розмірів згідно вказаної посадки [24]

Отвір: Ø 190 H7

- верхнє – ES =46 мкм, [24]
- нижнє – EI = 0 мкм

Вала Ø 190 s7

- верхнє – es = 106 мкм, [24]
- нижнє – ei = 77 мкм.

3.5.1.2 Допуск отвору:

$$TD = ES - EI = 46 - 0 = 46 \text{ мкм} \quad (3.1)$$

3.5.1.3 Допуск валу:

$$Td = es - ei = 106 - 77 = 29 \text{ мкм} \quad (3.2)$$

3.5.1.4 Максимальний натяг в з'єднанні

$$N_{max} = es - EI = 106 - 0 = 106 \text{ мкм} \quad (3.3)$$

3.5.1.5 Мінімальний натяг в з'єднанні

$$N_{min} = ei - ES = 77 - 46 = 31 \text{ мкм} \quad (3.4)$$

3.5.1.6 Середній натяг в з'єднанні

$$N_c = (N_{max} + N_{min})/2 = (106 + 31)/2 = 68,5 \text{ мкм} \quad (3.5)$$

3.5.1.7 Допустимий натяг

$$T_n = N_{max} - N_{min} = 106 - 31 = 75 \text{ мкм} \quad (3.6)$$

3.5.1.8 Поправка на зминання мікронерівностей.

$$\gamma_1 = 1,2(R_{Zd} + R_{ZD}) = 1,2\ (6,1 + 10) = 19,32 \text{ мкм} \quad (3.7)$$

$$\gamma_1 = 5(R_{ad} + R_{aD}) = 5\ (1,25 + 2,5) = 18,75 \text{ мкм} \quad (3.8)$$

Для подальшого розрахунку приймаємо більше значення $\gamma = 19,32$ мкм.

3.5.1.9 Найбільший розрахунковий натяг.

$$N_p = N_c + \gamma = 68,5 + 19,32 = 87,82 \text{ мкм} = 0,08782 \text{ мм} \quad (3.9)$$

3.5.1.10 Допоміжні коефіцієнти.

$$C_1 = \frac{d^2 + d_0^2}{d^2 - d_0^2} - \mu_1 = \frac{190^2 + 0}{190^2 - 0} - 0,3 = 0,7 \quad (3.10)$$

$$C_1 = \frac{D^2 + d_0^2}{D^2 - d_0^2} + \mu_{21} = \frac{929^2 + 190^2}{929^2 - 190^2} + 0,3 = 1,4 \quad (3.11)$$

3.5.1.11 Питомий тиск на поверхні сполучення при напресуванні.

$$P = \frac{N_p}{d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{0,08782}{190 \cdot \left(\frac{0,7}{2,12 \cdot 10^5} + \frac{1,4}{2,12 \cdot 10^5} \right)} = 46,69 \, H/мм^2$$

3.5.1.12 Зусилля напресування.

$$F_н = f \cdot P \cdot \pi \cdot d \cdot L\,, \qquad (3.12)$$

де f – коефіцієнт тертя, f=0,1.

$$F = 46{,}69 \cdot 0{,}1 \cdot 3{,}14 \cdot 190 \cdot 350 = 975{,}4кН$$

Насадження деталі виконується в холодному стані, натяг який відносять до пресових посадок, може проводитися тільки за допомогою преса.

3.5.2 Розрахунок температури нагріву зірочки [6,7]

Зусилля напресування можливо зменшити, нагріваючи зірочку до наступної температури:

$$t = \frac{N_{\max} + \gamma}{\alpha \cdot d} + t_0\,, \qquad (3.14)$$

де N_{max} – максимальний натяг, N_{max} = 106 мкм

γ - зазор, необхідний для збирання з'єднання. Приймаемо рівним мінімальному зазору посадки g6 , γ = 22 мкм

α – коефіцієнт лінійного розширення, $\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$ – для сталі

$$t = \frac{0{,}106 + 0{,}022}{190 \cdot 11 \cdot 10^{-6}} + 20 = 81{,}5^0 C\,.$$

3.5.3 Розрахунок стропа для стропування великовагових вузлів скидального транспортеру

Вихідні дані:

Вага ланцюга	$Q = 4600\,кг = 46кН$
Кількість гілок стропу	$Z = 2$
Кут нахилу гілки стропу	$\alpha = 0^0$
Метод стропування	обхват

3.5.3.1 Зусилля у гілці стропа.

$$F = \frac{Q_Г q}{z \cos \alpha} \cdot K_Н, \qquad (3.15)$$

де q – прискорення вільного падіння.

$$q = 9{,}81 \text{ м/с}^2 \approx 10 \text{ м/с}^2$$

$K_н$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження між гілками стропа.

$Z = 2$, $K_Н = 1$

$$F = \frac{46}{2 \cdot \cos 0} \cdot 1 = 23кН$$

3.5.3.2 Розривне зусилля.

$$F_{роз} = к \cdot F, \qquad (3.16)$$

де $к$ – коефіцієнт запасу міцності, який залежить від методу стропування,

$к$=8

$$F_{раз} = 8 \cdot 23 = 184кН$$

3.5.3.3 Вибір канату для виготовлення стропа.

За ГОСТ 2688-80 [25] обираємо канат, який має таку характеристику:

Тип ЛК-Р 6х19+1 $_{О.С.}$

Діаметр $d_к$ = 19,5 мм

Розривне зусилля $F_{роз}$ = 195 кН

Маркувальна група $\sigma_в$ = 160 МПа

Орієнтовна довжина стропа при даному методі стропування, L=6000мм

3.5.3.4 Вибір стропа.

За ДСТУ.Б.В. 2.8-10-98 обираємо строп, який має таку характеристику:

Тип СКП-3,2

Вантажопідйомність Q = 2,3 т

Розривне зусилля $F_{роз}$ = 188,4 кН

Діаметр $d_к$ = 19,5 мм

Довжина петлі стропа l = 400 мм

Довжина стропа L = 6000 мм

Обираємо строп СКП – 3,2 – 2,3 ДСТУ Б В.2.8 – 10 – 98 [26].

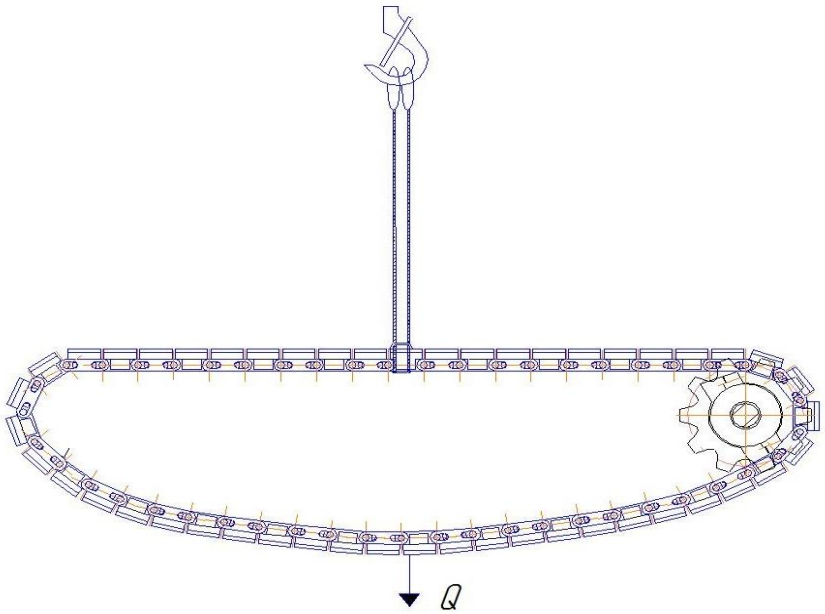


Рисунок 3.1 – Схема до розрахунку стропа

Схема стропування елементів скидального транспортеру надана на листі креслень №9.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Прокатне виробництво характеризується складністю і різноманітністю механічного обладнання, у зв'язку з чим, у виробничому процесі в основному мають місце небезпечні фізичні фактори. Фізико-хімічні фактори є основними тільки при нагріванні металу перед прокаткою, вогневою зачисткою поверхні прокату і термообробці, холодної прокатці і нанесенні захисних покриттів [7,14].

Нагрівання металу в обтискному цеху здійснюється в регенеративних нагрівальних колодязях з різним напрямком полум'я. Конструктивні особливості нагрівальних печей виключають ймовірність вибуху газу в робочому просторі печі.

Певну небезпеку представляє операція видалення шлаку з нагрівальних колодязів. З технологічної точки зору рідке шлаковидалення є кращим, проте воно не забезпечує повної безпеки цього процесу, так як при цьому можливі екстремальні відхилення, обумовлені наявністю розплавленого металу або шлаку.

Таким чином, небезпечними факторами процесу нагрівання злитків і заготовок є вибивання полум'я з-під кришок нагрівальних пристроїв, особливо при перекидці клапанів регенеративних колодязів, виплески розплавленого шлаку і вибухи при контакті розплавленого шлаку з водою або вологим матеріалом.

У обтискному цеху застосовують механізми для транспортування (електромостові крани, конвеєри, рольганги, шлепери). Залізничний транспорт, внутрішньоцеховий транспорт (електрокари, автонавантажувачі) та автомобільний транспорт. Робота з цими видами транспорту вимагає виконання спеціальних правил техніки безпеки. При пересуванні автомашин

і автонавантажувачів в прокатному цеху водії зобов'язані стежити за тим, щоб на шляху руху не було перешкод, нагромаджень і людей. Застосування електрокар допускається при обладнанні їх сигналізацією, гальмами і вимикачем.

Для обтискного цеху характерна також велика протяжність і розкиданість обслуговуваних механізмів, що мають дистанційне керування і розташованих на висоті і в підвальних приміщеннях, що, зрозуміло, знижує видимість і чутність світлової та звукової сигналізації, ускладнює прийом попереджувальних сигналів.

При експлуатації прокатних станів можливі наступні небезпеки: захоплення валками або обертовими шпинделями і сполучними муфтами частин одягу і кінцівок вальцювальника і механічні пошкодження відлітаючими осколками металу і окалини.

При відхиленні параметрів процесу прокатки від заданих, наприклад нерівномірному нагріванні зливків і заготівок, неправильного калібрування або розточці валків, різної швидкості обертання валків, виникає нерівномірність деформації з різними проявами – викривлення розкату в горизонтальній і вертикальній площинах, руйнування металу і т. д. Викривлення решт розкату може призвести до виникнення ударів, поломки устаткування і травмування персоналу.

Прокатка на слябінгу, товстолистових станах супроводжується викидами часток окалини з великою швидкістю, осколків металу та бризок шлаку. Відлітаючі частинки руйнують скління постів керування і можуть травмувати операторів-вальцювальників і персонал біля станів.

Виникнення і прояв небезпечних, і шкідливі виробничих факторів обтискного цеху зв'язані зі специфікою технології, застосовуваного устаткування і технологічних процесів. Виробничі процеси на території різних ділянок обтискного цеху проходить в умовах підвищеної температури, і високого рівня запиленості, загазованості, значного шуму і вібрації.

У цеху є наступні види шумів: механічний, аеродинамічний, імпульсний, термічний. При тривалому впливі на працюючих, шум різної інтенсивності призводить до розвитку професійної глухоти, перенапружує центральну нервову систему і веде до розладу функцій органів людини. У обтискному цеху спостерігається високий рівень запиленості та загазованості повітря (табл. 7.2). Вміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони у вигляді газів, парів і пилу не повинен перевищувати встановлені ГОСТ 12.1.005-81 ГДК. При перевищенні ГДК можливі пневмосклероз, бронхіальна астма, емфізема легенів, рак дихальних шляхів. Великий вплив на організм людини надає теплове випромінювання, що виходить від розплавленого металу, а так само виникаюче у ході різноманітних термічних процесів, широко використовуваних в обтискному виробництві. Величина явних тепловиділень на різноманітних дільницях цеху більше 23 Вт/м^3, тому згідно СН245 -71 цех відносять до класу гарячих. Робочі прокатного стану піддаються періодичним впливів інфрачервоного випромінювання.

Вплив на організм теплового випромінювання вище встановлених норм викликає порушення теплового балансу організму, теплові удари, опіки і більш важкі травми [33,34].

У цеху широко використовуються електроустановки, тому можливі різного ступеня тяжкості електротравми, виникнення опіків різного ступеня, внутрішніх пошкоджень і крововиливів.

Таблиця 4.1– Оцінка чинників виробничого процесу чергового слюсаря

№	Чинники виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення	Фактичне значення	III клас: шкідливі і небезпечні умови			Тривалість дії чинників за зміну %
				I ступінь	II ступінь	III ступінь	
1	Токсичні речовини: 1-й клас небезпеки Бензопірен 2-й клас небезпеки оксиди Mn фенол 3-4-й клас небезпеки	 0,00015 0,3 0,3	 0,00028 1,05 1,05	 1,8	 3,5 3,5		 85 89 82

	оксид азоту оксид вуглецю сірководень	5,0 20,0 10,0	20,42 31,2 21,5	1,56 2,15	4,084		87 80 84
2	Пил, переважно фіброгенної дії. мг/м^3	2	3,5	1,75			82
4	Шум, дБА	80	85	5			83
8	Температура повітря, ºС Випромінювання, Вт/м2	27/16 140	22/20 7000			7000	80 81

Кількість шкідливих факторів – 9. Із них 1 ступеня – 5; 2 ступеня – 3; 3 ступеня -1. У зв'язку з цим робітник отримує пільги: пенсія по списку №1, надбавка до зарплати – до 24%, додаткова відпустка – 15 діб.

4.4 Заходи щодо захисту від виявлених небезпечних і шкідливих чинників виробничого середовища

Наведена вище характеристика основних шкідливих і небезпечних факторів змушує звернути увагу на проведення наступних заходів щодо оздоровлення умов праці:

- автоматизація технологічного процесу;
- обдування робочих місць за рахунок подачі охолодженого повітря;
- механізація трудомістких робіт;
- заземлення всіх металевих частин електроустаткування;
- застосування звуковбирного облицювання;
- застосування захисних кожухів і екранів.

Організаційні заходи:

- планові перевірки ізоляції електроприладів виконавчих механізмів;
- проведення поточних інструктажів з техніки безпеки.

4.5 Заходи з поліпшення умов праці

4.3.1 Мікроклімат.

Під вентиляцією розуміють систему заходів і обладнань, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робітників, що й обслуговується зонах приміщень метереологічних умов і чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природню й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пили в приміщенні, зменшуючи її кількість у повітрі, усе встаткування закрите парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітряводів з обладнаннями для очищення повітря, що віддаляється.

Також у прольоті металургійної ділянки використовують природню вентиляцію повітря. У такому виді вентиляції повітря надходить і віддаляється через щілини вікна, двері, ворота, ліхтарі.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей (батарей) у яких як теплоносіїв використовують пару. Опалення побутових приміщень здійснюється від цеху тепловодопостачання.

Ефективним засобом забезпечення необхідних гігієнічних якостей повітря, що сприяють нормальній роботі, і відповідних до вимог БН і П передбачена вентиляція деяких робочих місць. Норми мікроклімату на постійних робочих місцях зазначено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Нормативні допустимі параметри мікроклімату [31,32]

Категорія робіт	Температура повітря у приміщеннях,°С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с	Темпер. повітря для робочого місця у приміщенні,°С
Середня 2б Важка 3б	Не більш, ніж на 5°С вище середньої температури зовн. повітря, але не більш 28°С	Не більш 75%	0,5	Не більш, ніж на 5°С вище середньої температури повітря самої жаркого місяця

4.3.2 Освітлення виробничих приміщень

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне висвітлення. Незадовільне висвітлення утрудняє проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці й працездатності око й може бути причиною нещасних випадків і їх захворювань.

Характеристика приміщення металургійної ділянки:

- характер робіт	середня точність
- розмір об'єкта розпізнавання, мм	(від 0,5 до 1)
- розряд зорової роботи	IV
- підрозряд роботи	В
- контрастність об'єкта розпізнавання	середня
- фон	середнє
- освітленість - E_H – штучна, лк	300

Для ремонту встаткування передбачене штучне висвітлення.

На промислових підприємствах штучне висвітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт у темний час доби або в місцях без достатнього природнього висвітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійнім відключенні робочого висвітлення), евакуаційне (аварійне висвітлення для евакуації людей із приміщення при аварійнім відключенні робочого висвітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду висвітлення може використовуватися для чергового висвітлення.

Штучне висвітлення проектує двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального висвітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого висвітлення не допускається, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків.

Згідно СНІП 2-4-79 для приміщень, у яких проводяться роботи 6 розряду, тобто спостереження за ходом виробничого процесу, передбачається сполучене висвітлення.

Природне висвітлення нормується. Основним показником нормування служить коефіцієнт природної освітленості (КПО).

Місто Запоріжжя перебуває в 4 поясі світлового клімату, тому КПО для нього буде обчислюватися по формулі:

$$КПО_{\text{ln}}^{4} = КПО_{\text{ln}}^{3} \cdot m \cdot e = 1{,}8 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}85 = 1{,}38\%, \quad (4.1)$$

де: $КПО_{\text{ln}}^{3}$ - значення КПО для 3 пояса світлового клімату;

m – коефіцієнт світлового клімату;

e – коефіцієнт сонячності клімату.

Освітленість повинна бути забезпечена не менш 75% максимуму, що досягається застосуванням комбінованого висвітлення.

4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

По походженню шум буває механічний, що виникає в результаті тертя вузлів і деталей механізмів і машин на неодруженому й робочому ході; аерогідродинамічній, що виникає при більших швидкостях руху потоків повітря, газів, рідин; імпульсний, що виникає в результаті зіткнення твердих тіл; термічний, генеруючий при згорянні газоподібного палива в горілочних і форсуночних приладах [31-34] .

Шум різної інтенсивності й частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, приводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людину. Будучи зовнішнім подразником, який сприймається й аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруги центральної нервової системи й розладу функцій внутрішніх органів і систем людину.

Для зменшення шуму в джерелі його утвору заміняють ударні взаємодії деталей ненаголошеними, зворотно-поступальні рухи — обертальними; демпфірують коливання сумісноударних деталей і окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, бітумними картонами, повстю, азбестом і ін.; зменшують інтенсивність вібрацій деталей агрегатів шляхом облицювання цих поверхонь.

Для ослаблення вібрацій усі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори й т.п.), установлюють на самостійних фундаментах, віброізолюючих від підлоги й інших конструкцій будинків, або на спеціально розрахованих амортизаторах зі сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітряводам і трубопроводам приєднання їх до вентиляторів і насосам проводиться за допомогою гнучкої вставки із прогумованої тканини або гумового патрубка.

4.4 Техногенна безпека

4.4.1. Пожежна безпека

Металургійне виробництво відноситься до категорії вибухопожежонебезпечних, так як при веденні технологічних процесів використовуються і утворюються горючі гази, нижня межа вибуховості яких в більшості випадків більше 10% до об'єму повітря. У обтискних цехах небезпека виникнення вибуху та пожежі мається постійно.

При проектуванні і будівництві виробничих і допоміжних будівель промислових підприємств передбачають евакуаційні виходи, призначення яких забезпечити безпечну евакуацію знаходяться в будинку людей на випадок виникнення пожежі або аварії.

Якщо кількість виробничих виходів виявиться не достатнім, то необхідно передбачати спеціальні додаткові експлуатаційні виходи. До

виробничих виходів пред'являють такі ж вимоги, як і до евакуаційних виходів. Потоки людей у всіх випадках повинні мати прямий напрямок без перетинання зустрічного руху.

Для виходів з приміщень, розташованих в підвальних і цокольних поверхах, де зберігаються горючі матеріали, використання загальних сходових кліток може бути допущене тільки за умови влаштування відокремлених виходів назовні, окремих від решти частини сходових кліток глухими негорючими огороджувальними конструкціями з межею вогнестійкості не менше 1 год. При цьому вхід у підвальне або цокольне приміщення влаштовують безпосередньо ззовні будинку поруч із входом до сходової клітки, що веде в верхні поверхи. Все виробництва згідно з будівельними нормами і правилами ДБН В1.1-7.2002 залежно від ступеня пожежної небезпеки поділяються на категорії А, Б, В, Г, Д. Обтискне виробництво відноситься до категорії пожежної небезпеки Г, пов'язані з обробкою негорючих речовин і матеріалів в гарячому, розжареному або розплавленому стані, і супроводжується виділенням тепла, систематичним виділенням іскор та полум'я, а так само виробництва, пов'язані з систематичним спалюванням твердого, газоподібного і рідкого палива.

Всі вибухо- і пожежнонебезпечні виробництва мають системи автоматичного пожежогасіння. Застосовуються так само сигналізаційні комплексні пожежні установки, що мають блок інформації, пов'язані з пожежною частиною. При отриманні сигналу вона негайно виїжджає на місце пожежі та вживає заходів щодо його ліквідації.

Для гасіння пожеж застосовують воду, водні емульсії вуглеводнів, хімічну та повітряно-механічну піну, водяну пару, вуглекислоту, інертні гази, порошки і різні комбінації цих складів.

При пожежі в електроустановках, які знаходяться під напругою застосовують порошки. Для гасіння пожеж на підприємствах споруджено мережу зовнішнього та внутрішнього протипожежного водопроводу, що складається із запасних резервуарів, насосної станції, водозабірних споруд,

трас трубопроводу, на яких через кожні 100 м розміщують пожежний гідрант. Внутрішній пожежний водопровід живиться від мережі зовнішнього водопроводу. Внутрішні пожежні крани для подачі води встановлених в шафках на площадках сходових кліток, у коридорах, обладнані пожежним рукавом завдовжки 10-20 м, пожежним стволом з сприскоом. До апаратів газового пожежогасіння належить пересувний вуглекислотний вогнегасник типу ОУ, ОП, призначений для гасіння палаючих матеріалів. Так само використовують ручні повітряно-пінні вогнегасники ОВП-5, ОВП-10.

У цеху є протипожежний інвентар у вигляді ящиків з сухим піском (не менше 5м^3), щити з вогнегасниками, пожежними відрами, лопатами, баграми, ломами, шланги для кранів. Використання пожежного інвентарю та обладнання для господарських та інших потреб не зв'язних з пожежогасінням забороняється.

4.4.2. Електробезпека

Тяжкість ураження електричним струмом залежить від цілого ряду чинників: значення сили струму, електричного опору тіла людини і тривалості протікання через нього струму, шляху струму, роду і частоти струму, індивідуальних властивостей людини і умов навколишнього середовища,

Електричний опір організму людини падає при збільшенні струму і тривалості його проходження внаслідок посилення місцевого нагріву шкіри, що приводить до розширення судин, а, отже, до посилення постачання цієї ділянки кров'ю і збільшення виділення поту.

Крім того, є особливо уразливі ділянки тіла до дії електричного струму. Це так звані акупунктурні зони (область обличчя, долоні і ін) площею 2-3 мм^2. Їх електричний опір завжди менше електричного опору зон, що лежать поза акупунктурних зон.

Тривалість протікання струму через тіло людини дуже сильно впливає на результат поразки в зв'язку з тим, що з плином часу падає опір шкіри людини, більш імовірним стає ураження серця.

Індивідуальні властивості людини та стан навколишнього середовища також роблять помітний вплив на тяжкість ураження.

Згідно з вимогами нормативних документів, безпека електроустановок забезпечується наступними основними заходами:

1) недоступністю струмоведучих частин;

2) належної, а в окремих випадках підвищену (подвійний) ізоляцією;

3) заземленням або занулення корпусів електроустаткування і елементів електроустановок, які можуть опинитися під напругою;

4) надійним і швидкодіючим автоматичним захисним відключенням;

5) застосуванням знижених напруг (42 В і нижче) для живлення переносних струмоприймачів;

6) захисним розділенням ланцюгів;

7) блокуванням, попереджувальною сигналізацією, написами і плакатами;

8) застосуванням захисних засобів і пристосувань;

9) проведенням планово-попереджувальних ремонтів і профілактичних випробувань електрообладнання, апаратів і мереж, що знаходяться в експлуатації;

Засоби індивідуального захисту поділяються на ізолюючі, допоміжні та огороджувальні.

Ізолюючі захисні засоби забезпечують електричну ізоляцію людини від струмоведучих частин і землі. Вони поділяються на основні (діелектричні рукавички, інструмент з ізольованими рукоятками) і додаткові (діелектричні калоші, килимки, підставки)

До допоміжних можна віднести окуляри, протигази, маски, призначені для захисту від світлових, теплових і механічних впливів.

До огороджувальних відносяться переносні щити, клітки, ізолюючі підкладки, переносні заземлення і плакати. Вони призначені в основному для тимчасового огородження струмовідних частин, до яких можливо дотик працюючих.

4.4.3 Виробничі випромінювання

Температурний режим у виробничих приміщеннях або в ізольованих його частинах залежить від величини тепловиділень устаткування, агрегатів, нагрітих напівфабрикатів і готової продукції, а також від сонячної радіації, що проникає в цех через відкриті й засклені прорізи. Частина тепла, що зробив у цех, віддається назовні, а решта, так зване явне або надлишкове тепло, нагріває повітря робочих приміщень.

Робітники гарячих цехів металургійних підприємств постійно або періодично зазнають впливу інфрачервоного випромінювання. Інтенсивність опромінення на робочих місцях залежно від розмірів і температури джерел випромінювання й відстані від нього змінюється в широких межах.

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах і захисту працюючих від теплового впливу застосовують наступні способи: теплоізоляцію поверхонь, що випромінюють тепло, за допомогою водоохолоджувальних екранів, рам, щитів, завіс і ін.; теплоізоляцію й охолодження робочих місць (постів керування, кабін машиністів кранів і ін.); природню й механічну вентиляцію; повітряне охолодження замкнених просторів печей, що перебувають у ремонті; водороспилення на робочих місцях і в приточних віконних прорізах; спецодяг і індивідуальні захисні пристосування - щитки, екрани, окуляри, світлофільтри; раціональну організацію режиму праці й відпочинку.

Ефективним засобом зниження шкідливого впливу теплових виділень є максимальне скорочення часу знаходження нагрітого металу й шлаків у виробничих приміщеннях.

ВИСНОВКИ

1. Основним недоліком конструкції скидального транспортеру є підвищене зношування ланок та палет, що утворюють тяговий орган, розтягнення ланок від дії статичних та динамічних навантажень та незначні терміни служби елементів приводу.

2. Міцністні характеристики елементів приводу скидального транспортеру та тягового ланцюга були отримані розрахунковим методом для обох умов тертя ходової частини (за умови тертя ковзання та тертя кочення). Виходячи з результатів розрахунків, виконаний порівняльний аналіз.

3. Враховуючи причини зношування тягового органу запропоновано підвищити надійність та довговічність ланцюгової передачі за рахунок зменшення опору переміщення ходової частини на прямолінійних ділянках шляхом використання катків на підшипниках кочення замість роликів в тяговому ланцюзі.

4. Розроблені заходи по підвищенню надійності і довговічності деталей приводу скидального транспортеру.

5. В експлуатаційній частині розглянута підготовка до капітального ремонту, розглянуті методи його проведення, а також приведений опис технології проведення капітального ремонту скидального транспортеру та технологічні розрахунки.

6. Подані заходи по охороні праці при капітальному ремонті та заходи по охороні навколишнього середовища.

СПИСОК ВИКОРАСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1 Zaporizhstal. URL : https://zaporizhstal.com/uk-ua/ (дата звернення : 31.03.2025).

2. Запоріжсталь - Інформація, показники, виробництво - GMK Center. URL : https://gmk.center/ua/manufacturer/zaporizhstal/ (дата звернення : 31.03.2025).

3. "Запоріжсталь" – історія, виробництво та продуктивна робота довжиною у 90 років. URL : https://metinvest-smc.com/ua/articles/zaporizstal/?srsltid=AfmBOooPyxMTBCw_s6d04yeSHaQheri8FAr2lC_1NhZeZfqq1VjDPxcT (дата звернення : 31.03.2025).

4. Жук А.Я. Желябіна Н.К. Механічне устаткування цехів по виробництву металів та сплавів : навчальний посібник. Запоріжжя : Видавництво ЗДІА, 1998, 216 с.

5. Гайдамака В.Ф. Вантажопідйомні машини : підручник. Київ : Вища школа, 1989. 328 с.

5. Чернега В.І., Мазуренко І.Я. Короткий довідник з вантажопідйомних машин. Київ : Техніка, 1988. 303 с.

6 . Іванченко Ф.К. та ін. Розрахунки вантажопідйомних і транспортувальних машин. Київ : Вища школа, 1978. 576 с.

7. Гребенник В.М., Іванченко Ф.К., Ширяєв В.І. Розрахунок металургійних машин та механізмів : навчальний посібник. Київ : Вища школа, 1988. 448с.

8. Жук А.Я., Желябіна Н.К. Основи розрахунків приводів машин : навчальний посібник. Запоріжжя : ЗДІА, 1995. 145 с.

9. Жук А.Я., Желябіна Н.К. Теорія і практика приводів. В 3–х томах. т. 1/ Електромеханічний привод : навчальний посібник. Запоріжжя : вид-во ЗДІА, 2001. 398 с.

10.ГОСТ 588-81. Ланцюги тягові пластинчасті. Технічні умови.

11. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання . Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.
12. Підйомнотранспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин : підручник / Бондарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. та ін. Київ : Вища шк., 2009. 734 с.
13. Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів : підручник. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.
14. Спиваковський А.О., Д'ячков В.К. Транспортуючі машини : навчальний посібник. Машинбудування, 1983. 487 с.
15. Півняк Г.Г., Бешта О.С., Фількін М.П. Автоматизований електропривод у прокатному виробництві. Дніпропетровськ : Національний гірничий університет, 2008. 352 с.
16. Електродвигуни 1000 об/хв. : каталог. URL : https://аир.com.ua/katalog_elektrodvigatelei_air/1000-ob-min/
15. Білодіденко С.В., Біліченко Г.М., Ганush В.І. Періодичність діагностування механічних систем навчальний посібник. Дніпро НМетАУ, 2017. 8с.
16. Седуш В.Я. Надійність , ремонт і монтаж металургійних машин: підручник. Донецьк, 2008. 379с.
17. Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В. Монтаж металургійного обладнання : навчальний посібник. Видавничий дім «Кондор», 2018. 382 с. URL : http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Zhuk_2018_330.pdf
18. Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В.. Технічне обслуговування металургійного обладнання. Видавництво «Кондор», 2017. 288 с.
19. Олексишин О.В. Розрахунок тягових і робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів. *Конструювання, експлуатація та виробництво сільськогосподарських машин*, 2012, випуск 42, частина 2. с. 208-212.

20. Узклінгіс Г., Пуданс Е. Дослідження розбірного тягового ланцюга з шарнірами тертя кочення. *Вісник ТНТУ* (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки). 2012, том 65. № 1. С.75-83.
21. Бондарєв С.В. , Горбатенко Ю.П., Закора О.В. Динамічні характеристики ланцюгового тягового органа. *Промислове будівництво та інженерні споруди*, 2014, № 3. с.40-43.
22. Сайт НТЦ «Редуктор». URL : https://reduktorntc-k.com.ua/produkt/red&m-red/cilindricheskie/cilindr_1C3U.shtm (дата звернення : 31.03.2025).
23. Чубенко В.А., Хіноцька А.А. Технологія прокатного виробництва : навчальний посібник. Кривий Ріг : КНУ, 2017. 169 с.
24. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 : навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, С.В. Майданюк, Н.В. Мініцька, В.А. Пасічник, О.А. Плівак. Івано-Франківськ : Симфонія форте, 2016. 164 с.
25. ДСТУ 2688-80. Канат сталевий. [Чинний від 1982-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1981.
26. ДСТУ Б В.2.8-10-98. Стропи вантажні. Технічні умови. [Чинний від 1999-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1988.
27. ДСТУ 2742-94 Муфти зубчасті. Технічні умови. [Чинний від 1996-01-01]. Вид. офіц. Київ, 1994.
28. Книш О.Б. Комплексна оцінка енергосилових параметрів привода ланцюгового транспортера в машині не зшивного скріплення. *Поліграфія і видавнича справа* : наук.-техн. зб., 2019. N 1. С. 11-19.
29. Закон України № 2694-XII «Про охорону праці». [Чинний від 14.10.1992].
30. Офіційний сайт Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. URL : http://www.dnop.kiev.ua
31. ДСТУ ISO 14001:2006. Системи екологічного керування. Вимоги та настанови щодо застосування (ISO 14001:2004, IDT).
32. ДСТУ-II OHSAS 18001:2006. Система управління безпекою та гігієною

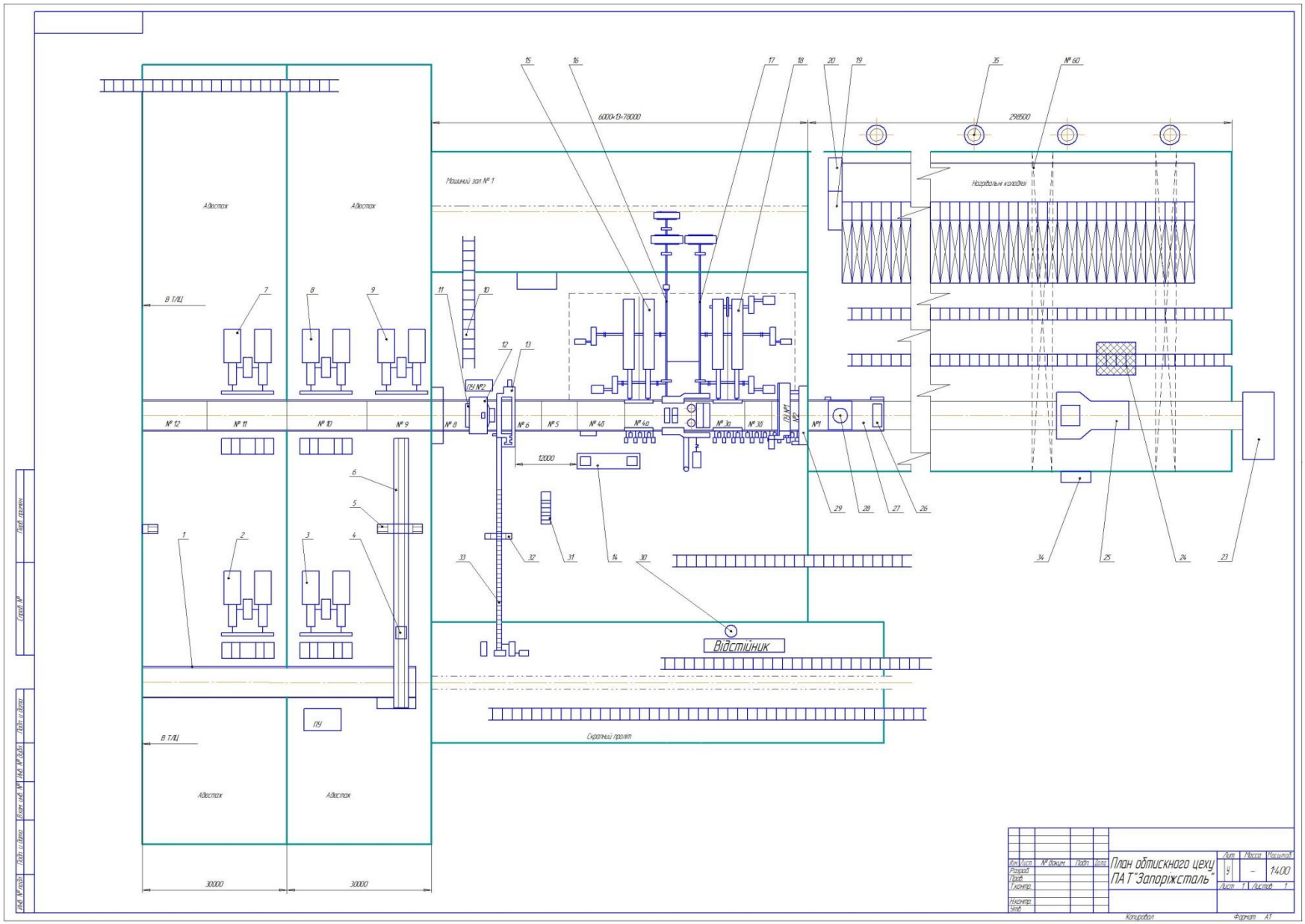
праці. Вимоги (OHSAS 18001:1999, IDT).

33. Охорона праці в галузі (для спеціальності «Металургія чорних металів») : навчальний посібник / В. П. Полєтаєв, О. А. Крюковська / під ред. д.т.н., проф. А. П. Огурцова. Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2015. 363 с.

34.Грибан В. Г., Негодченко О. В. Охорона праці : навчальний посібник. Київ : Центр учбової літератури, 2011. 280 с.

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	План обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь»	1	А1
2	Транспортер відрізків. Загальний вид	1	А1
3	Ланцюг транспортера обрезі. Складальне креслення	1	А1
4	Вузол приводного валу. Складальне креслення	1	А1
5	Вузол зірочки. Складальне креслення	1	А1
6	Деталі (вал, зірочка)	1	А3
7	Ланцюг транспортера обрезі модернізований. Складальне креслення	1	А1
8	Привод транспортеру після модернізації	1	А1


Відстійник
План обтискного цеху ПАТ "Запоріжсталь"

Поз. Позначення	Найменування	Кіл-ть	Примітка
	Документація		
1	Верхній пічний рольганг	1	
2	Зіштовхувач №4	1	
3	Зіштовхувач №3	1	
4	Підйомно-поворотний стіл	1	
5	Сходи	1	
6	Похилий транспортер	1	
7	Зіштовхувач №2	1	
8	Зіштовхувач №1	1	
9	Штовхач похилого траспортера	1	
10	Сходи	1	
11	Хитний рольганг	1	
12	Пересувний рольганг	1	
13	Ножиці 2000	1	
14	Стелаж для вертикальних валків	1	
15	Маніпулятор за станом	1	
16	Привод горизонтальних валків стана	1	
17	Привод вертикальних валків стана	1	
18	Маніпулятор з кантувачем	1	
19	Диспечерська	1	
20	Буфет	1	
21	Лебідка стаціонарна	1	
22	Злитковоз запасний	1	
23	Платоформа пересувна	1	
24	Місце установки вагона з	1	
.	редукторами злитковоза	1	
25	Злитковоз на ремонтній рамі	1	
26	Опрокидувач стаціонарний	1	

Перв. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Разраб. | Пров. | Н.контр. | Утв.

План обтискного цеху ПАТ "Запоріжсталь"

Лит. У | Лист | Листов

Копировал Формат А4

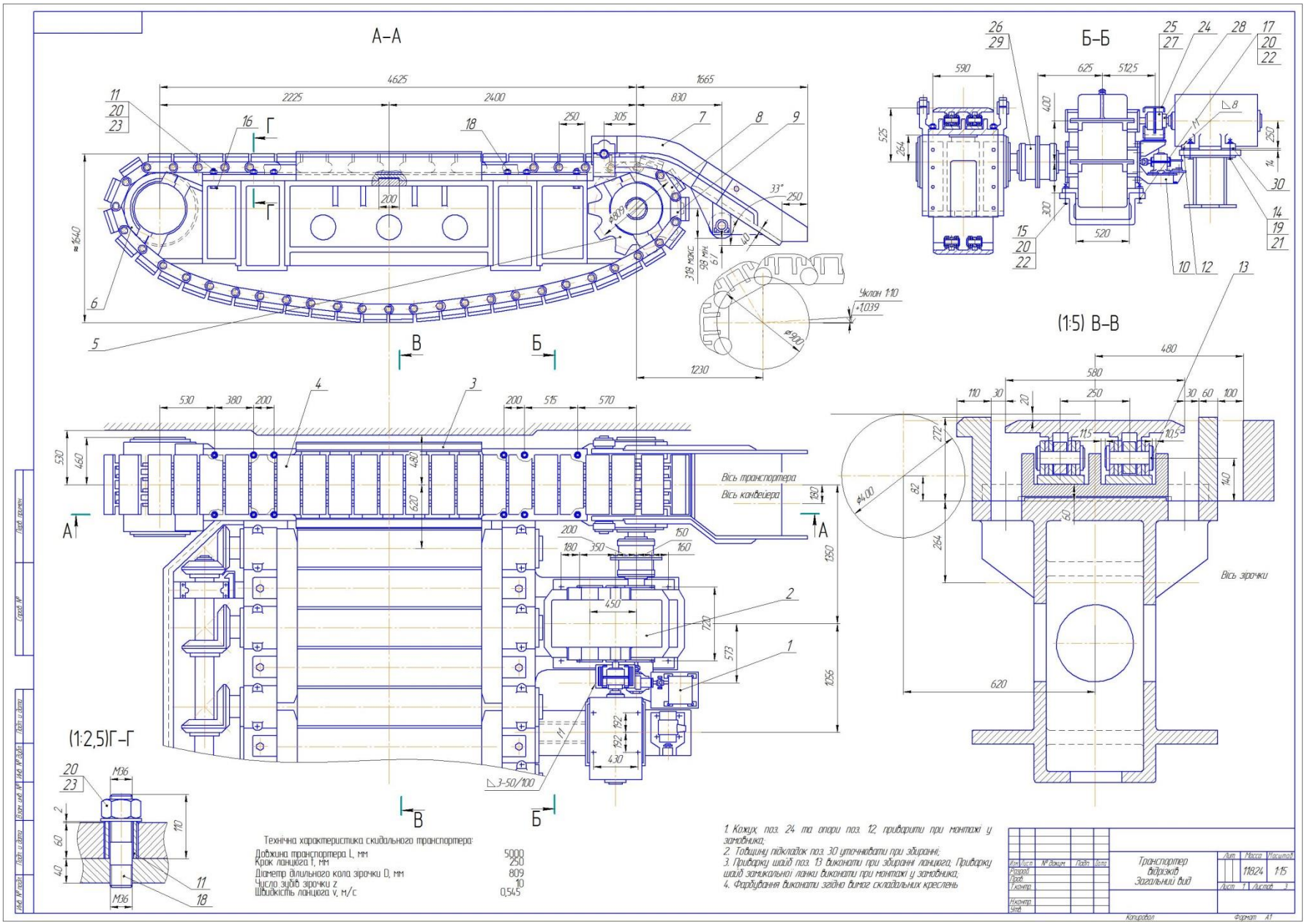
Поз. Позначення	Найменування	Кіл-ть	Примітка
27	Приймний рольганг	1	
28	Поворотний стіл	1	
29	Перехідний мостик	1	
30	Акумулятор масляний	1	
31	Вихід в маслопідвал	1	
32	Сходи	1	
33	Конвеєр обрізків	1	
34	Приміщення насосної установки	1	
	для ремонту злитковоза		
35	Газовідвід	1	
№1	Транспортний рольганг	1	$D_б$=500 мм $L_б$=1800 мм
№2	Транспортний рольганг	1	$D_б$=500 мм $L_б$=1800 мм
№3А	Робочий рольганг	1	$D_б$=500 мм $L_б$=2000 мм
№3Б	Робочий рольганг	1	$D_б$=500 мм $L_б$=1800 мм
№4	Рольганг	1	$D_б$=500 мм $L_б$=2000 мм
№5	Рольганг	1	$D_б$=400 мм $L_б$=1700 мм
№6	Рольганг	1	
№6А	Рольганг	1	$D_б$=450 мм $L_б$=1800 мм
№8	Рольганг	1	$D_б$=400 мм $L_б$=1800 мм
№9	Рольганг	1	
№10	Рольганг	1	
№11	Рольганг	1	$D_б$=400 мм $L_б$=1700 мм
№12	Рольганг	1	
ПУ №1	Пост управління	1	
ПУ №2	Пост управління	1	
№ 60	Кран колодцевий кліщовий	5	

Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм. Лист № докум. Подп. Дата

Лист

Копировал Формат А4


А–А
Б–Б
(1:5) В–В
(1:2,5)Г–Г
Вісь транспортера
Вісь конвеєра
Вісь зірочки
Уклон 1:10
Технічна характеристика скіпового транспортера:
Довжина транспортера L, мм 5000
Крок ланцюга t, мм 250
Діаметр ділильного кола зірочки D, мм 809
Число зубів зірочки z 10
Швидкість ланцюга v, м/с 0,545
1. Кожух поз. 24 та опори поз. 12 приварити при монтажі у замовника.
2. Товщину підкладок поз. 30 уточнювати при збиранні.
3. Приварку шайб поз. 13 виконати при збиранні ланцюга. Приварку шайб замикової ланки виконати при монтажі у замовника.
4. Фарбування виконати згідно вимог складальних креслень
Транспортер відрізків
Загальний вид
Маса 118,24
Масштаб 1:15
Аркуш 1
Аркушів 2
Копіював
Формат А1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			МФДП 130610. 000 ВЗ	Загальний вид		
				Складальні одиниці		
		1		Установка командоупарату	1	
		2	МФДП 130610. 100 СК	Редуктор спеціальний	1	
		3		Направляюча ланцюга в зборі	1	
A1		4	МФДП 130610. 200 СК	Ланцюг в зборі	1	
A1		5	МФДП 130610. 300 СК	Вузол приводного валу	1	
		6		Вузол шківів	1	
		7		Вузол желобу	1	
		8		Ланка в зборі	24	
		9		Ланка в зборі	24	
				Деталі		
		10		Кронштейн	1	
		11		Втулка	12	
		12		Опора	2	
		13		Шайба	96	
				Стандартні вироби		
		14		Болт М27х140 ГОСТ 7796-62	4	
		15		Болт М36х140 ГОСТ 7796-62	8	
		16		Болт М36х160 ГОСТ 7796-62	4	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Н.контр.				
Утв.				

Транспортер відрізків
Загальний вид

Лит.	Лист	Листов
	2	3

Копировал

Формат А4

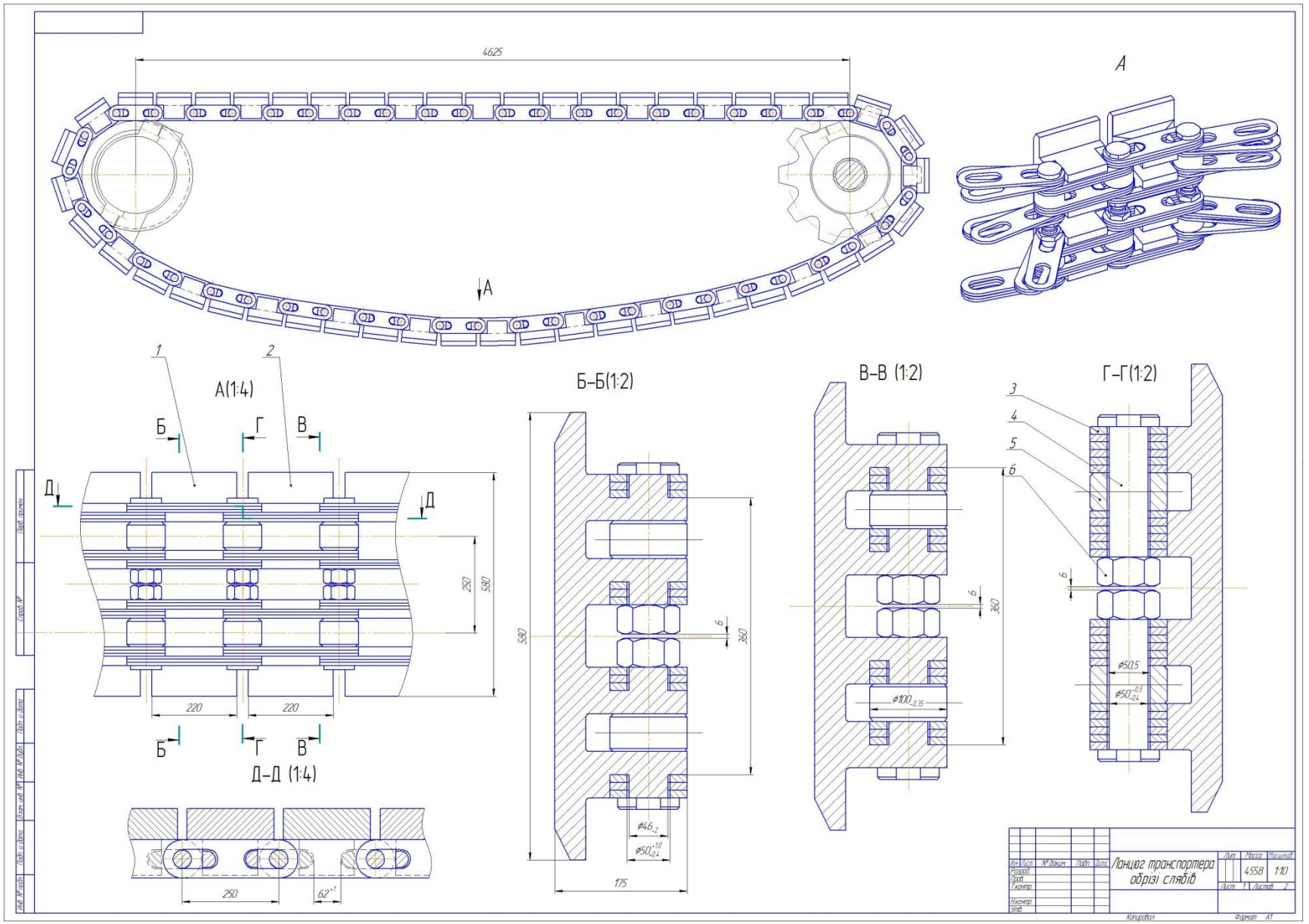
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		17		Болт НМ36х140-02 ГОСТ 7817-62	2	
		18		Шпилька А М36х110 (45/28)	8	
				ГОСТ 11765-66		
		19		Гайка М27 ГОСТ 5915-62	4	
		20		Гайка М36 ГОСТ 5915-62	22	
		21		Шайба пружина 27Н ГОСТ 6402-61	4	
		22		Шайба пружина 36Н ГОСТ 6402-61	10	
		23		Шайба 36х8 ГОСТ 11371-65	12	
				Інші вироби		
		24		Кожух М3-4; Н-190	1	
		25		Муфта зубчата М3-4	1	
		26		Муфта зубчата М3-10	1	
		27		Втулка зубчата М34-Н50	1	
		28		Втулка зубчата М34-К65	1	
		29		Втулка зубчата М310-Н160	2	
		30		Підкладка 530х100х20; норм В44-63	2	
		31		Зварювальні шви		э50А
						ГОСТ 9467-75

Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Лист 3

Копировал Формат А4


4625
А
А
1
2
А(1:4)
Б
Г
В
Д
Д
250
580
220
220
Б
Г
В
Д–Д (1:4)
250
62
Б–Б(1:2)
580
6
350
175
В–В (1:2)
6
350
3
4
5
6
6
Г–Г(1:2)
Ланцюг транспортера обрізі слябів
4558
1:10
Масштаб
Маса
Лит
Лист 1 Листов 2
Копировал
Формат А1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
А1			МФДП 130610. 200 СК	Складальне креслення		
				Деталі		
		1		Палета	24	
		2		Палета	24	
		3		Ланка	576	
		4		Палець	96	
		5		Ролик	96	
		6		Гайка комбінована М48	96	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

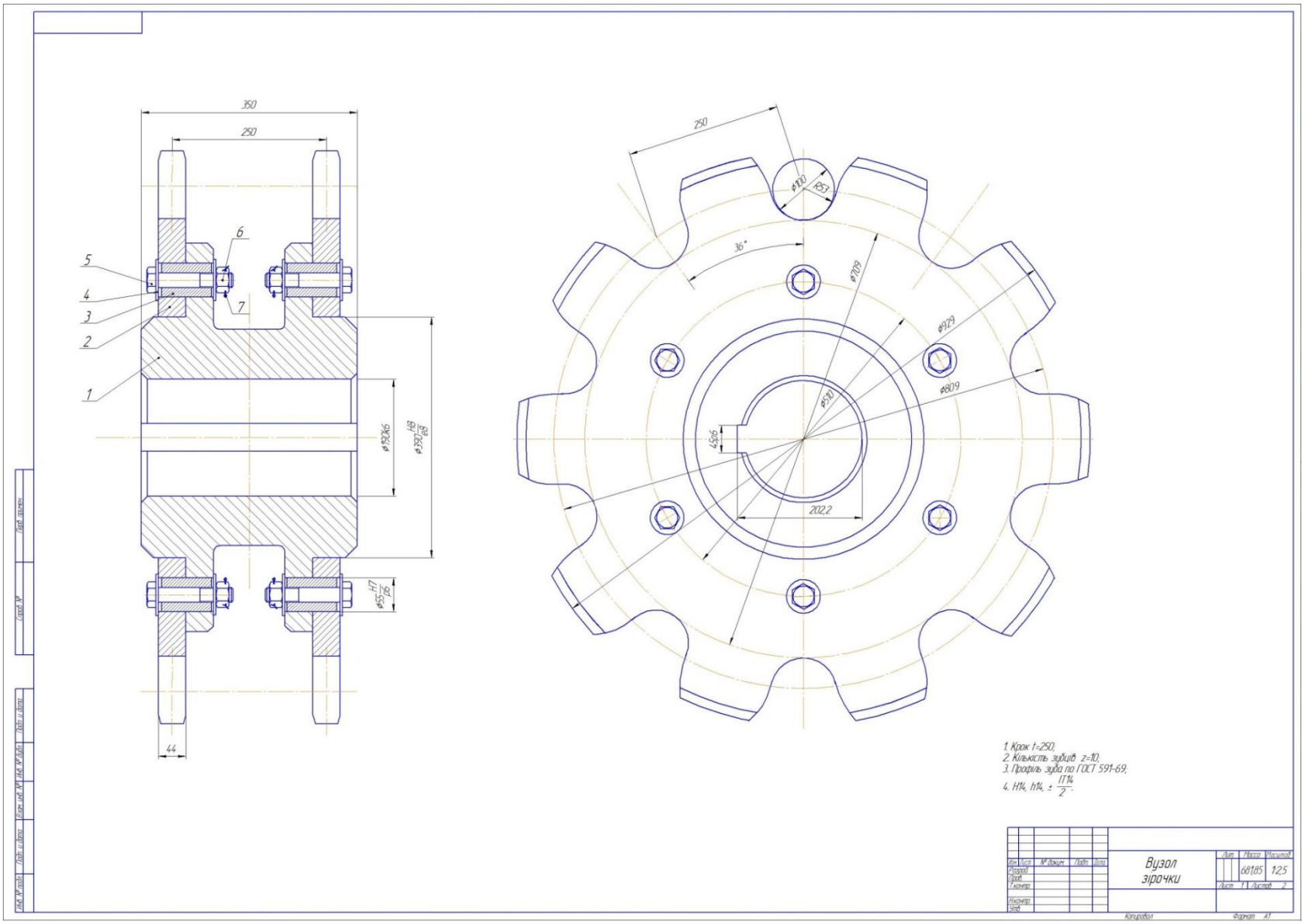
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Н.контр.				
Утв.				

Ланцюг транспортера обрізі слябів

Лит.	Лист	Листов
	2	2

Копировал

Формат А4


350
250
6
5
4
3
2
1
7
44
750
ø130
R53
36°
ø709
ø979
ø809
ø510
45°
202,2
1. Крок t=250.
2. Кількість зубців z=10.
3. Профіль зуба по ГОСТ 591-69.
4. H14, h14, ± IT14/2.
Вузол зірочки
Лит.
Масса
Масштаб
68185
1:25
Лист 1 Листов 2
Копировал
Формат А1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
A1			МФДП 130610.310 СК	Складальне креслення		
				Деталі		
		1		Маточина	1	
		2	МФДП 130610.311	Зірочка	2	
		3		Втулка	12	
		4		Шайба 24	24	
				Стандартні вироби		
		5		Болт М24х150 ГОСТ 7795-70	12	
		6		Гайка М24 ГОСТ 2528-73	12	
		7		Шплінт 5х40 ГОСТ 397-79	12	

Перев. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

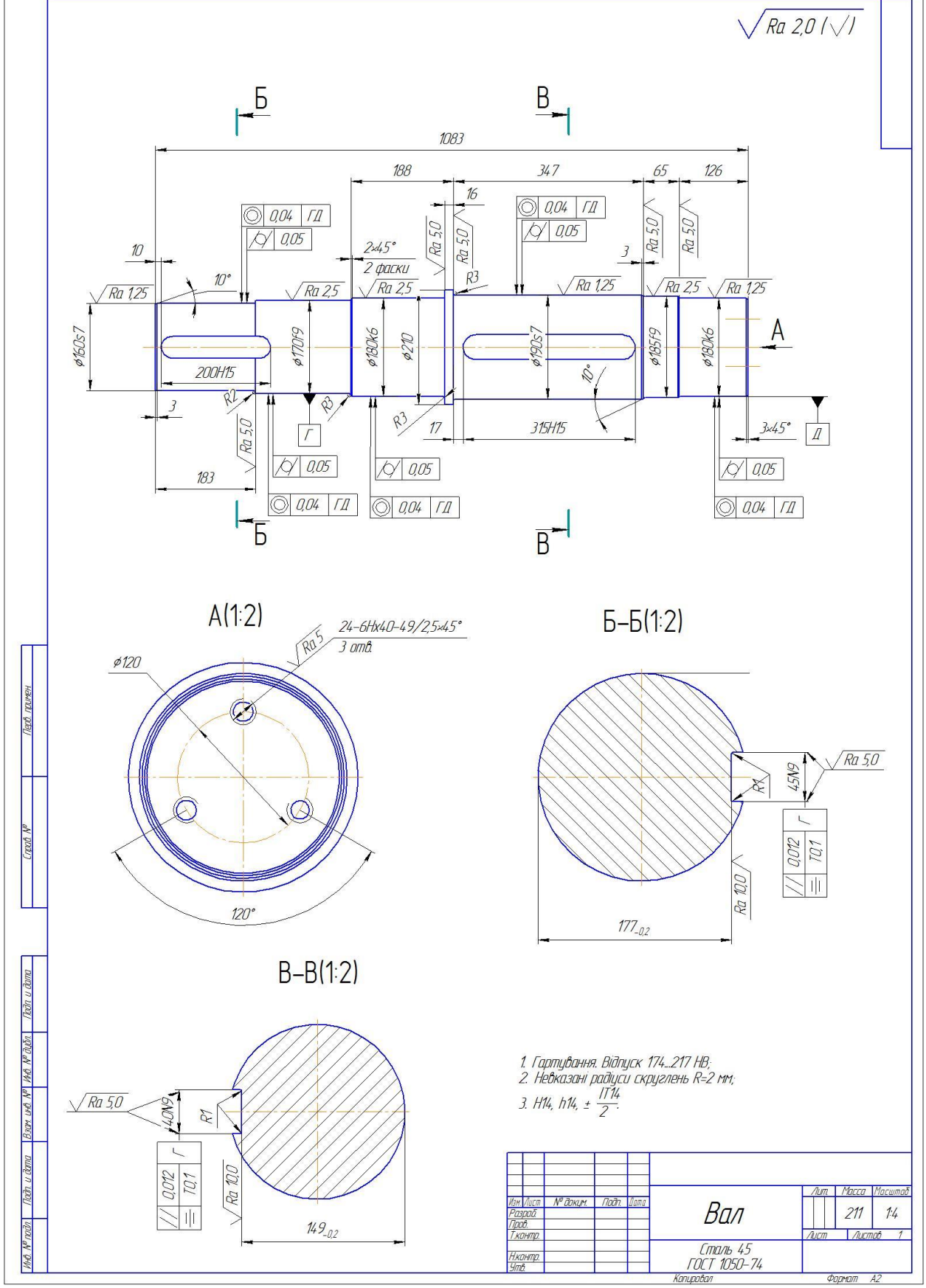
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Н.контр.				
Утв.				

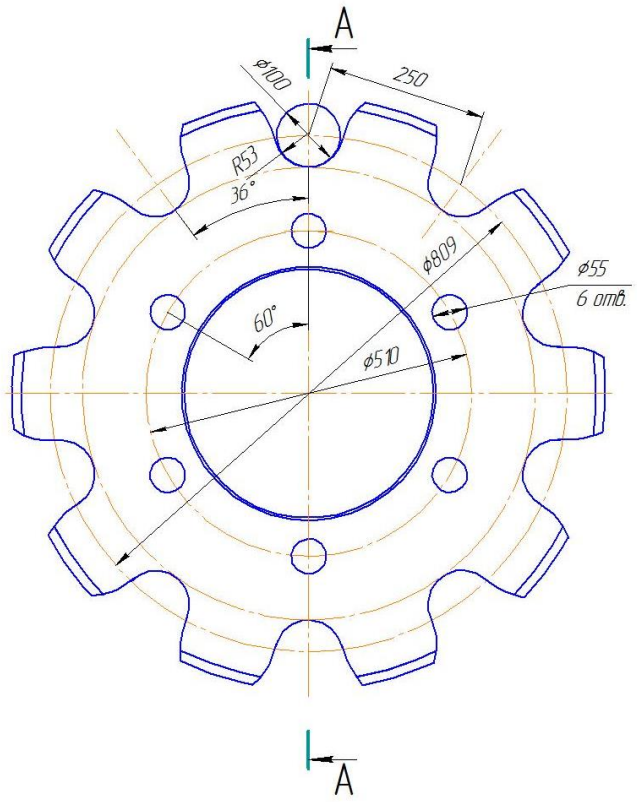
Вузол зірочки

Лит.	Лист	Листов
	2	2

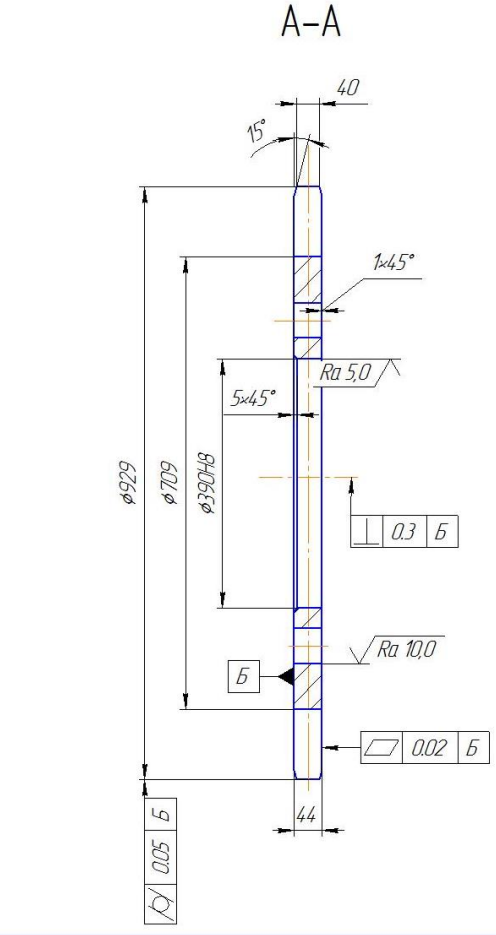
Копировал Формат А4


Ra 2,0 (√)
Б
В
1083
188
34,7
65
126
16
10
10°
2×45°
2 фаски
3
Ra 1,25
Ra 2,5
Ra 5,0
R3
R2
ø160s7
ø170h9
ø180k6
ø210
ø190s7
ø185h9
200H15
315H15
17
183
3
3×45°
0,04 Г Д
0,05
А
Г
Д
Б–Б
В–В
А(1:2)
Б–Б(1:2)
В–В(1:2)
ø120
24–6Нх40–49/2,5×45°
3 отв.
Ra 5
120°
R1
45N9
Ra 10,0
177-0,2
4,0N9
149-0,2
0,012 Г
T0,1
1. Гартування. Відпуск 174...217 НВ;
2. Невказані радіуси скруглень R=2 мм;
3. H14, h14, ± IT14/2.
Вал
Сталь 45
ГОСТ 1050–74
Лит.
Масса
211
Масштаб
1:4
Лист
Листов 1
Копировал
Формат А2

Ra 4,0 (√)



Найменування	Умовне позначення	Значення
Число зубців зірочки	z	10
Діаметр ділильного кола	d	809
Діаметр кола виступів	Dc	929
Діаметр кола впадин	dв	709
Коефіцієнт висоти зуба	k	0,565
Ширина зуба	b	40
Відстань від вершини зуба до лінії центрів дуг, закруглень	h3	–
Радіус закруглення зуба	r3	197
Радіус закруглення при кроці t=250 мм	r4	2,5

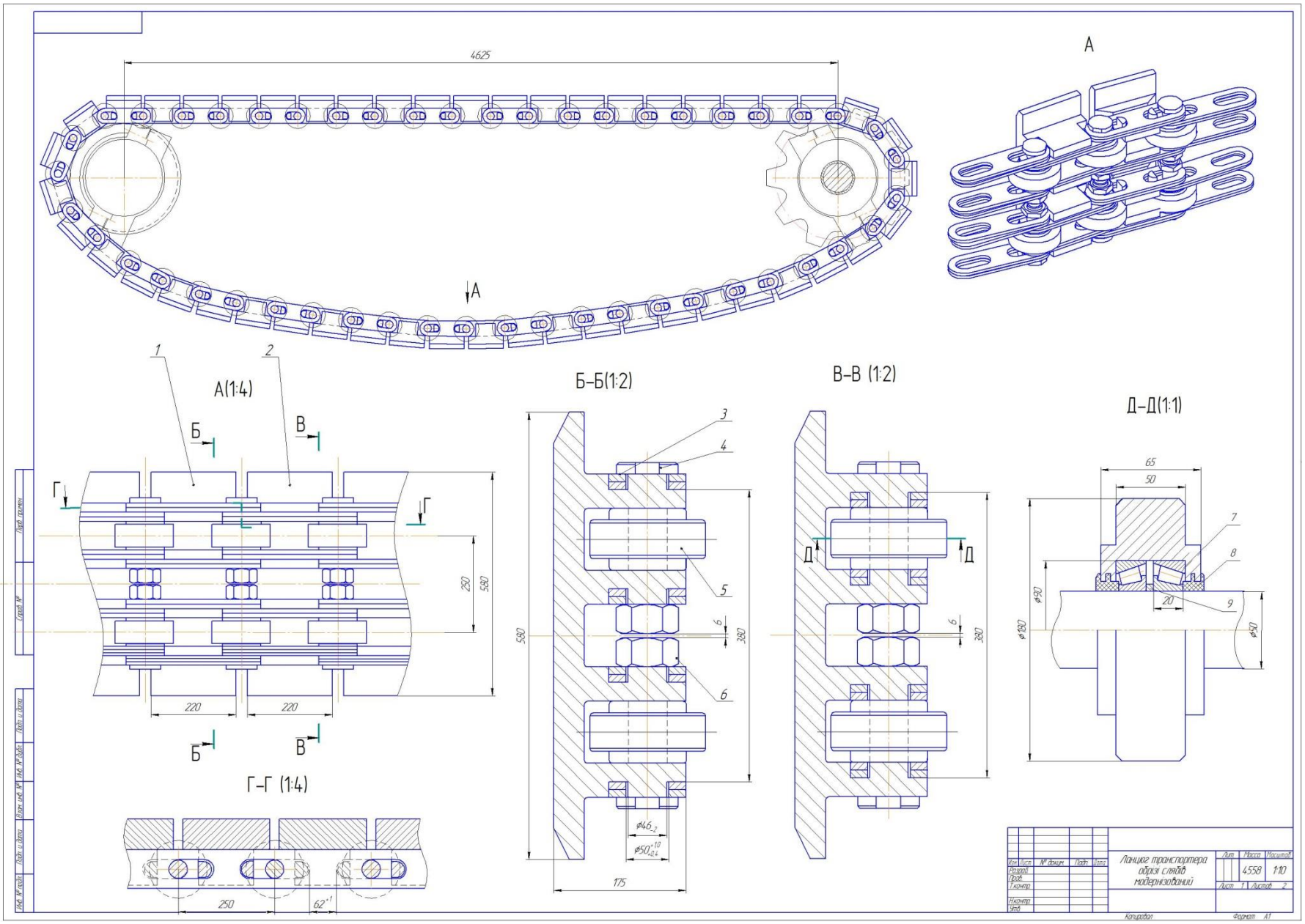


1. Профіль зуба виконано по ГОСТ 591-69;
2. 6 отв. Ø55 свердлити разом з маточиною;
3. Гартування зубців та впадин ГП3;
4. Невказані радіуси скруглень R=2 мм;
5. H14, h14, $\pm \frac{IT14}{2}$.

Зірочка	Лит.	Маса	Масштаб
		144	1:4
Сталь 65Г	Лист	Листов 1	

Копировал Формат А2

Перед. примен. | Справ. № | Подп. и дата | Инв. № дубл. | Взам. инв. № | Подп. и дата | Инв. № подл.


4625
А
А
1
2
А(1:4)
Б
В
Г
Г
250
530
220
220
Б
В
Г–Г (1:4)
250
62
Б–Б(1:2)
3
4
5
6
6
530
380
ф46,2
ф50
175
В–В (1:2)
Д
Д
6
380
Д–Д(1:1)
65
50
7
8
9
20
ф527
ф380
ф50
Ланцюг транспортера обрізі слябів модернізований
Лит.
Масса
Масштаб
4558
1:10
Лист 1 Листов 2
Копировал
Формат А1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документація		
А1			МФДП 130610. 200-1 СК	Складальне креслення		
				Деталі		
		1		Палета	24	
		2		Палета	24	
		3		Ланка	576	
		4		Палець	96	
		5		Каток	96	
		6		Гайка комбінована М48	96	
				Стандартні вироби		
		7		Підшипник 30210-А ГОСТ 333-59	192	
		8		Манжета армована 50х65х7 ГОСТ8752-79	192	
		9		Кільце розпірне УР 50 ГОСТ 8358-66	96	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.				
Пров.				
Н.контр.				
Утв.				

Ланцюг транспортера обрізі слябів модернізований

Лит.	Лист	Листов
	2	2

Копировал

Формат А4