Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Удосконалення обладнання для повздожнього різання штаби

Виконав: студент групи 6.1333-с2

Лебідь Г. О.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

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

Запоріжжя – 2026 року

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 назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Лебедя Гліба Олександровича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Удосконалення обладнання для повздожнього різання штаби
керівник кваліфікаційної роботи доцент, Ph.D. Гречаний О.М.
затверджені наказом вищого навчального закладу від “23“ грудня 2025 року № 1831-с.
2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи 13 червня 2026 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху
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. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Ножиці дискові – 1А1; 2. Привод ножиць дискових – 1А1; 3. Валок шестеренний верхній – 1А1; 4. Шпиндель телескопічний – 1А1; 5. Механізм ріжучий правий – 1А1; 6. Схема строповки шестеренної кліті – 1А1; 7. Організація витяжної вентиляції – 1А1.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
2	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
3	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
4	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційої роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	13.04.2026 – 04.05.2026	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	05.05.2026 – 10.05.2026	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	11.05.2026 – 17.05.2026	
4	Виконання графічної частини проєкту	18.05.2026 – 31.05.2026	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.2026 – 09.06.2026	
6	Перевірка проєкту консультантами	10.06.2026 – 11.06.2026	
7	Попередній захист проєкту	12.06.2026	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту	Згідно з графіком	

Здобувач _____ Лебідь Г. О.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ Гречаний О. М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Лебідь Г. О. Удосконалення обладнання для повздожнього різання штаби

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник О. М. Гречаний. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2026.

Розглянуто конструкцію дискових ножиць для повздовжнього різання штаби. Запропонований варіант модернізації приводної частини дискових ножиць. Виконані розрахунки, що обґрунтовують запрпоноване конструктивне удосконалення агрегату. Приділено увагу питанням техногенної безпеки на ділянці різання прокату.

Ключові слова: штаба, дисковий ніж, ножиці, універсальний шпиндель, шестеренний валок, шестеренна кліть, витяжна парасоля

ABSTRACT

Lebid H. O. Improvement of Equipment for Longitudinal Strip Cutting

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser O. M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2026.

The design of disk shears for longitudinal cutting of sheet metal is considered. A variant of modernization of the drive part of disk shears is proposed. Calculations are made that substantiate the proposed structural improvement of the unit. Attention is paid to issues of technogenic safety in the rolled metal cutting area.

Keywords: sheet metal, disk knife, shears, universal spindle, gear roll, gear cage, exhaust hood

ЗМІСТ

ВСТУП 7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА 8
1.1 Загальний опис технологічних вантажопотоків отримання основної продукції 8
1.2 Аналіз конструктивних особливостей устаткування для поздовжнього різання штаби 13
1.3 Пропозиції щодо усунення конструктивних недоліків дискових ножиць 19
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА 26
2.1 Вибір електродвигуна механізму різання дискових ножиць 26
2.2 Розрахунок потужності та елементів приводу механізму переміщення ріжучих механізмів 32
2.3 Розрахунок універсального шпинделя із шарнірами на бронзових вкладишах 38
2.4 Проєктний розрахунок шестеренної кліті 44
2.5 Перевірка найбільш навантажених елементів шестеренної кліті на міцність, спільну дію вигину й крутіння та твердість 49
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА 60
3.1 Загальні положення при обранні системи змащування шестеренної кліті дискових ножиць 60
3.2 Розрахунок системи змащення шестеренної кліті дискових ножиць 62
3.3 Розрахунок елементів стропування шестеренної кліті при її монтажі 66
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 73
4.1 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища при повздовжньому різанні металевої штаби 73
4.2 Заходи щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів при повздовжньому рѕранні металевої штаби 76

4.3 Рішення по поліпшенню екологічних показників ділянки різання прокату. Розрахунок витяжної парасолі 79
Висновки 84
Список використаної літератури 85
ДОДАТКИ 89

ВСТУП

Сучасний розвиток металургійної та машинобудівної промисловості України характеризується підвищенням вимог до якості, точності геометричних розмірів та механічних властивостей листового і стрічкового прокату. Важливою ланкою у технологічному ланцюжку виробництва та переробки листового металу є процеси поздовжнього різання рулонної штаби на вужчі стрічки (штрипси), які використовуються для виготовлення зварних труб, гнутих профілів, деталей автомобільних кузовів, штампованих виробів та елементів будівельних конструкцій.

Ефективність функціонування ліній поздовжнього різання значною мірою визначається технічним станом та конструктивними параметрами головного робочого агрегату – дискових ножиць. У процесі експлуатації цього обладнання виникає низка проблем, пов'язаних із прогресуючим зносом різальних кромок, виникненням динамічних коливань у приводі та вузлах кріплення ножів, а також похибками налаштування зазорів між дисками. Це призводить до зниження точності ширини порізаних смуг, появи дефектів на краях (задирок, зім'яття кромок), прискореного зносу інструменту та незапланованих простоїв обладнання для переналагодження і ремонтів.

З огляду на це, підвищення продуктивності ліній поздовжнього різання, покращення якості готової продукції та збільшення міжремонтного ресурсу обладнання шляхом його модернізації та вдосконалення конструктивних елементів є актуальною науково-технічною та практичною задачею, яка має суттєве значення для металургійної галузі.

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи містить 96 сторінок, на яких 16 рисунків, 7 додатків. Бібліографічний список має 41 найменування літературних джерел.

Об'єкт проєктування – обладнання дискових ножиць для повздовжнього рызання штаби.

Мета роботи – конструктивне удосконалення приводної частини ножиць.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Загальний опис технологічних вантажопотоків отримання основної продукції

Початковою ланкою технологічного циклу виробництва сталі є аглодоменний комплекс. До структури аглодоменного виробництва ПАТ «Запоріжсталь» входять агломераційна фабрика, оснащена шістьма агломераційними машинами, а також доменний цех, у складі якого функціонують чотири доменні печі. Основним результатом роботи цього комплексу є отримання передільного чавуну. Узагальнену схему вантажопотоків комбінату наведено на рисунку 1.1 [1].

Передільний чавун використовується переважно як сировина для подальшого виробництва сталі або направляється до чавуноливарних цехів для виготовлення литих виробів. Відповідно до подальшого призначення передільний чавун поділяється на [2]:

– чавун для мартенівського виробництва марок П1 та П2;

– чавун для ливарного виробництва марок ПЛ1 та ПЛ2.

Ливарний чавун застосовується для повторного переплавлення у чавуноливарних цехах під час виготовлення відливок різного призначення. Залежно від технологічних вимог виплавляють чавун марок Л1–Л6, а також магнієво-рафінований чавун марок ЛР1–ЛР6.

Транспортування передільного чавуну до мартенівського цеху здійснюється у спеціальних чавуновозних ковшах. Частина передільного та весь ливарний чавун розливаються у чушки масою 15–18 кг на чотирьох розливних машинах. Подальше відвантаження чушкового чавуну виконується навалом у залізничні вагони.

Однією з характерних особливостей чавуну, що виробляється на ПАТ «Запоріжсталь», є низький вміст сірки та фосфору. Саме це забезпечує його

високі експлуатаційні властивості та значний попит як на внутрішньому, так і на міжнародному ринку металопродукції.

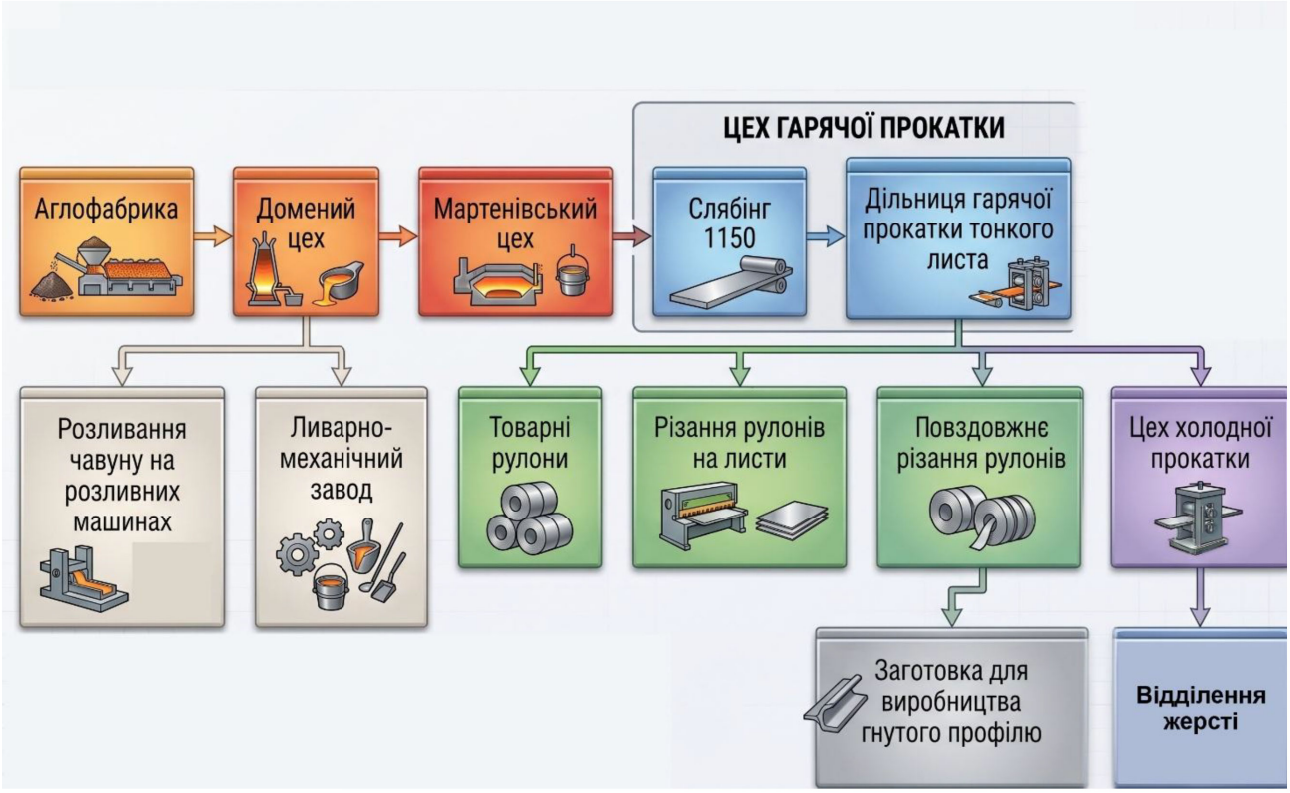


Рисунок 1.1 – Узагальнена схему вантажопотоків ПАТ «Запоріжсталь»

Мартенівський цех комбінату включає сім мартенівських печей і один двованний сталеплавильний агрегат, що дозволяє щорічно виробляти до 4 млн тонн сталевих зливків [3]. Виплавлення сталі здійснюється скрап-рудним процесом із використанням рідкого чавуну. Як паливо для мартенівських печей застосовується природний газ. Для інтенсифікації процесу плавки на всіх печах використовується кисень, а готова сталь піддається продуванню аргоном. Основною продукцією є низьковуглецева сталь конструкційного та звичайного призначення. Метал розливається у зливки масою до 8 т, які надалі використовуються для виробництва листового прокату.

Прокатне виробництво підприємства представлене як обтискними, так і листопрокатними станами, що забезпечують подальший технологічний переділ

металу. До основного обладнання належать: обтискний стан «Слябінг 1150», тонколистовий стан 1680, стан 1680 «Тандем», реверсивний стан 1680, дресирувальний стан 1700, стан 2800, стан 1200, вузькосмугові стани 450 та 650, а також три профілегибні агрегати. Наявність такого комплексу обладнання забезпечує виробничу потужність комбінату на рівні близько 4 млн тонн листового прокату та понад 600 тис. тонн холодногнутих профілів на рік.

Основною продукцією прокатного виробництва є:

– сляби товщиною 100–200 мм, шириною 1000–1520 мм та довжиною 1800–4700 мм. Нагрівання зливків перед прокатуванням здійснюється у регенеративних нагрівальних колодязях. Сляби використовуються для подальшого виробництва листового прокату та передаються на безперервний широкоштабовий стан гарячої прокатки 1680;

– гарячекатані рулони та листи товщиною від 2,0 мм до 7,0 мм, шириною від одного до півтора метрів і масою рулону до шістнадцяти тон. Виробнича потужність стану гарячої прокатки 1680 становить близько 3 млн тонн на рік;

– гарячекатаний лист довжиною до 5850 мм і рулони з внутрішнім діаметром 750 мм. Товщина листа визначається вимогами споживача та перебуває в межах 2,0…6,0 мм;

– холоднокатана штаба та стрічка товщиною 0,3…5,0 мм, шириною 10…2000 мм і довжиною листа до 4000 мм. Також виробляються рулони масою до 16 т.

Окрім основної металопродукції, у прокатних цехах комбінату здійснюється:

– шліфування та полірування листів із нержавіючої сталі;

– виготовлення тонколистової сталі з полівінілхлоридним покриттям;

– виробництво консервної жерсті гарячого лудіння.

На трьох профілегибних агрегатах підприємства виготовляється понад 500 типорозмірів сортових і фасонних профілів, зокрема кутників, швелерів та інших виробів із вуглецевої, низьковуглецевої та нержавіючої сталі. Товщина металу-

заготовки в межах від 1 мм до 7 мм, а ширина розгортки профілю може досягати 1450 мм.

Крім основних виробничих підрозділів, до структури комбінату входять:

– комплекс ремонтних цехів під керівництвом управління головного механіка, до складу якого входять спеціалізовані ремонтні служби;
– енергетичний комплекс під керівництвом головного енергетика, що забезпечує підприємство водою, газом, парою та киснем;
– підрозділи залізничного й автомобільного транспорту;
– лабораторії, обчислювальний центр та інженерно-технічний корпус.

У 2016 році механічний та ливарний цехи були реорганізовані та виділені в окреме підприємство – ТОВ «Запорізький ливарно-механічний завод» [4].

Основною продукцією комбінату є гарячекатаний і холоднокатаний листовий прокат товщиною від 0,5 до 6,0 мм, виготовлений із вуглецевих, низьколегованих, легованих та нержавіючих сталей. Вказана металопродукція широко застосовується в автомобілебудуванні, машинобудівній галузі, електронній і хімічній промисловості, а також у виробництві товарів широкого вжитку. Вихідним матеріалом для виробництва холоднокатаної штаби й листів служать гарячекатані штаби товщиною 1,8…4,0 мм, що надходять у цех холодної прокатки в рулонах. Кінцевою продукцією цехів холодної прокатки є лист й штаби товщиною 0,3…3,0 мм, шириною до 2350 мм, з вуглецевої сталі звичайної й підвищеної якості, а також з низьколегованих сталей.

Цех холодної прокатки призначений для виготовлення тонколистової штаби та жерсті шляхом обробки гарячекатаних листів, що надходять із цеху гарячої прокатки. Вихідний метал транспортується у вигляді рулонів до травильного відділення, де з його поверхні видаляється циндра за допомогою хімічної обробки. Завдяки труїнню забезпечується очищення поверхні металу та підготовку матеріалу до подальшої холодної прокатки.

Після завершення травлення рулони направляються до прокатного відділення. Холодна прокатка здійснюється на різних типах прокатних станів, зокрема на реверсивних станах «1200» і «1680», а також на безперервному стані

«Тандем». На реверсивних станах метал проходить через валки декілька разів, що дозволяє поступово досягати необхідної товщини прокату. На стані «Тандем» процес прокатки відбувається безперервно в одному напрямку через послідовно розташовані кліті, що забезпечує високу продуктивність і стабільність технологічного процесу.

Після завершення холодної прокатки метал надходить до термічного відділення, де проводиться відпалювання рулонів у методичних печах. Відпалювання є видом термічної обробки, основною метою якої є усунення внутрішніх залишкових напружень, що виникають у металі внаслідок пластичної деформації під час прокатки. Для низьковуглецевих сталей температура нагрівання зазвичай становить 650…720 °С. З точки зору структурних перетворень даний процес належить до рекристалізаційного відпалювання, у результаті якого відновлюється пластичність металу та покращуються його механічні властивості.

Керування процесом нагрівання здійснюється автоматизовано та індивідуально для кожної печі відповідно до заздалегідь заданого температурного графіка. Система автоматичного регулювання забезпечує подачу необхідної кількості теплової енергії до моменту повної готовності рулонів. Після завершення термічної обробки рулони охолоджуються за температури навколишнього середовища.

Наступним етапом технологічного процесу є дресирування металу, при якому рулони надходять до дресирувальних станів 1700, на яких здійснюється незначне обтиснення металу – приблизно 1–3 % від його товщини. Основною метою дресирування є покращення якості поверхні та стабілізація структури листового прокату. Це дозволяє усунути дефекти поверхні, які можуть виникати після відпалювання, зокрема хвилястість, роздутості та інші нерівності.

Після завершення всіх стадій обробки готові рулони направляються на склад готової продукції або подаються на агрегати поздовжнього та поперечного різання. На цих агрегатах метал розрізається або на листи мірної довжини, або на вузькі рулони – в залежності від потреби кінцевого споживача.

1.2 Аналіз конструктивних особливостей устаткування для поздовжнього різання штаби

Дискові ножиці у прокатному виробництві застосовують у лініях обробки металу для отримання штаби заданої ширини, обрізання крайок і розділення широкої штаби на декілька вузьких стрічок [5].

Основними функціями дискових ножиць є [6]:

- поздовжнє різання широкої металевої штаби на більш на вузькі стрічки;
- обрізання нерівних або дефектних кромок металу;
- забезпечення точних геометричних розмірів продукції;
- підготовка металу до подальших технологічних операцій – намотування, штампування, профілювання або зварювання.

Принцип роботи дискових ножиць базується на взаємодії двох або більше обертових дискових ножів, які встановлені на паралельних валах. Під час проходження металевої штаби між ножами відбувається її розділення за рахунок зусилля зсуву [7].

Для одержання якісного різання (прямій різ без заусенців) дискові ножі встановлюють із радіальним перекриттям Δ = 1-2 мм (чим товще штаба, тим меншим необхыдно виставляти перекриття ножів); при h > 10 мм застосовують негативне перекриття й з невеликим бічним (горизонтальним) зазором δ = (0,05-0,08) h; при різанні штаби товщиною менш 0,2 мм ножі встановлюють впритул один до одного, без зазору. Товщину диска застосовують у межах 0,06-0,1 D. Ножі виготовляють із інструментальної штампової сталь типу 5ХВС із твердістю після термообробки 60 HRC; кут загострення ножів приймають 90° (ножі суворо циліндричні).

Розміщення центрів дискових ножів у вертикальній площині призводить до вигину штаби, при виході з ножів, догори (хоча й незначною мірою), а бічний край, що обрізається, піде спочатку горизонтально, а потім униз (під власною вагою). Для того, щоб штаба після різання виходила прямо, верхній ніж

зміщають по напрямку її руху щодо нижнього ножа; обрізаєма крайка, буде направлятися під більшим кутом униз, тому крайкопорушувач і крайкозмотувачі встановлюють нижче рівня ножиць.

Для обрізки крайок застосовують двопарні дискові ножиці, а для розпуску широкої штаби на більш вузькі смуги – багатопарні [8].

На рисунку 1.2 представлені дискові багатопарні (чотирьопарні) ножиці для обрізки бічних крайок у штаби шириною 1000 мм і товщиною 0,2…0,6 мм і розпуску її уздовж на три вузькі смуги шириною по 300 мм [5].

Дискові ножі 20х250 установлені на циліндричних оправленнях (на шпонках); відстань між ножами фіксується дистанційними кільцями; оправлення установлені на сферичних вальницях і приводяться електродвигуном потужністю 5,8 кВт через редуктор (і ~ 3,5) і шестеренну кліть; швидкість різання 1-5 м/с. Оправлення одночасно з ножами у вертикальній площині виставляються натискними гвинтами з ручним приводом.

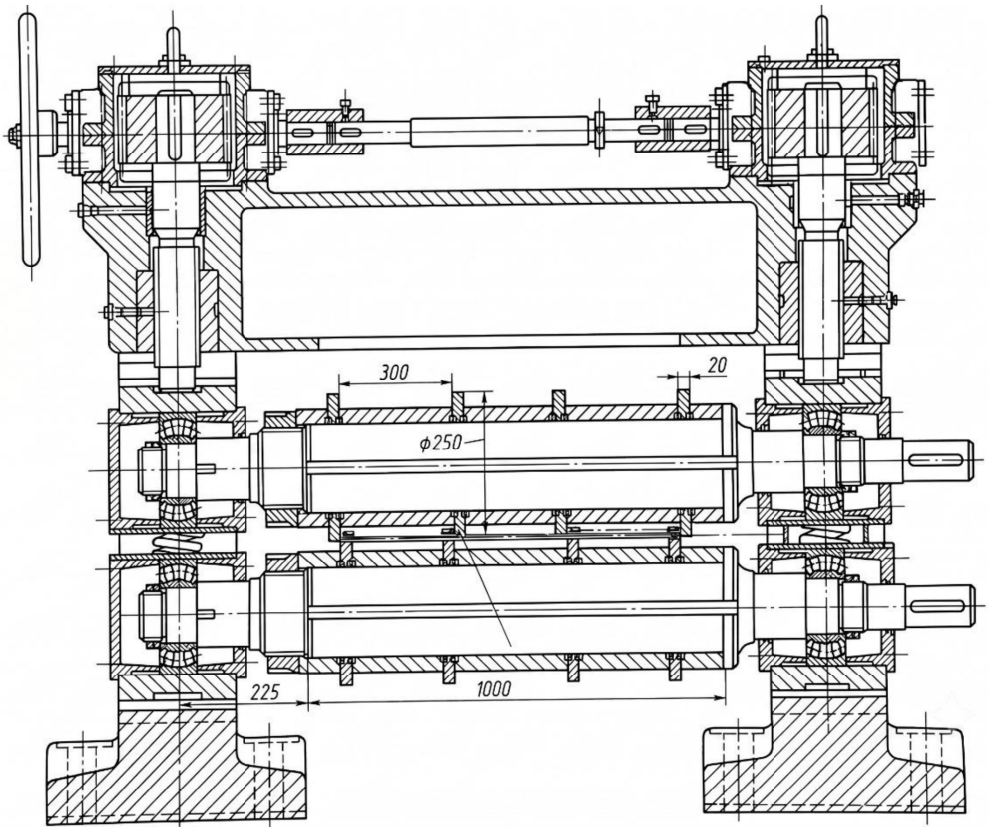


Рисунок 1.2 – Дискові чотирьопарні ножиці для обрізки бічних крайок і розпуску тонкої штаби

При різанні штаби на дискових ножицях крайки, що відрізають (відходи) видаляють від ножиць двома способами:

а) змотуванням крайок на барабани спеціальними крайкозмотувачами;

б) різанням їх на короткі шматки безпосередньо за ножицями й напрямком шматків у встановлений унизу короб.

Перший спосіб застосовують тільки при обрізанні крайок у тонкої штаби (товщиною до 0,5 мм). За дисковими ножицями (звичайно внизу, у підвалі) установлюють крайкозмотувач із приводом шпинделя, що намотує, від електродвигуна. Крайки від ножиців надходять униз безупинно, накопичуються в ринві й періодично їхні кінці заправляються в паз на шпинделі. По закінченні намотування шпиндель (за допомогою гвинтового або електричного привода) висувається з бунта убік, бунт зіштовхується в короб, що періодично виймається з підвалу за допомогою мостового крана.

При використанні другого способу, крайку забирають від ножиць та ріють її на простих по конструкції летючих ножицях (крайкопорушувачах).

На рисунку 1.3 показані крайкопорушувальні ножиці, установлені за дисковими ножицями й нижче їх. Вони призначені для різання на короткі шматки (довжиною < 1200 мм) нерівних бічних крайок товщиною 4-25 мм і шириною 10-150 мм, що відрізають дисковими ножицями від широкої товстої штаби. Права станина 1 ножиць може пересуватися по плитовинам 2 від електродвигуна через гвинтовий привод 3.

Приводний кулачковий вал 4 приводиться від електродвигуна змінного струму потужністю 197 кВт і частотою обертання 500 $хв^{-1}$ через редуктор (i=23,5).

У станинах профільовані кулачки 5 зміщені на 180° по відношенню один від одного з метою почергового різання.

З огляду на те, що в даній конструкції ножиць, різання крайки відбувається на «ходу» (без зупинок при перемщенні штаби), по кінематиці ці ножиці є летючими [9]. Корпус 6 ножиць робить хитний рух зі швидкістю, що дорівнює швидкості руху крайки (0,3 м/с). Хитний рух створюється лівим приводним

профільованим кулачком 7. Кулачок 5 задає поступальний рух нижньому ножу 8 і в момент його зустрічі з верхнім ножем відбувається різання крайки. Шматки крайки по ринві надходять у короб, який видаляється періодично при допомозі мостового крана.

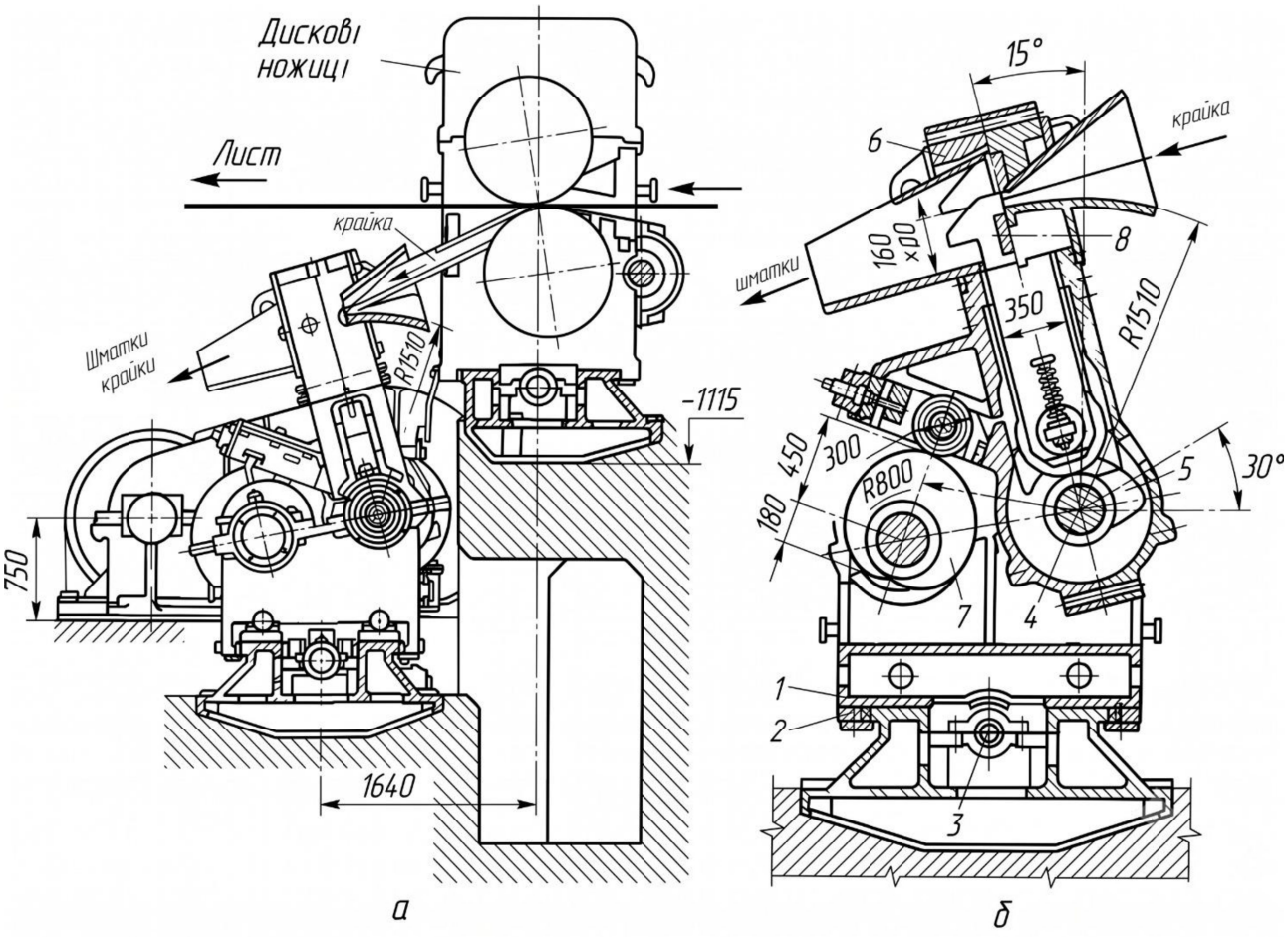


Рисунок 1.3 – Крайкопорушувач для різання бічних крайок товстої штабии: а – загальний вид; б – поперечний переріз (позиції наведено в тексті)

На рисунку 1.4 наведено загальний вид крайкопорушувача для різання тонких крайок (товщиною до 4 мм) шириною 20…50 мм, встановленого за дисковими ножицями.

Приводний вал між опорами має форму неправильного прямокутника. Кріплення ножів і їхнє регулювання відбувається за допомогою гвинтів. Ножиці

мають дві пари ножів для здрібнювання двох бічних крайок; нерухомі ножі закріплені на стійці рами, установленої на фундаменті.

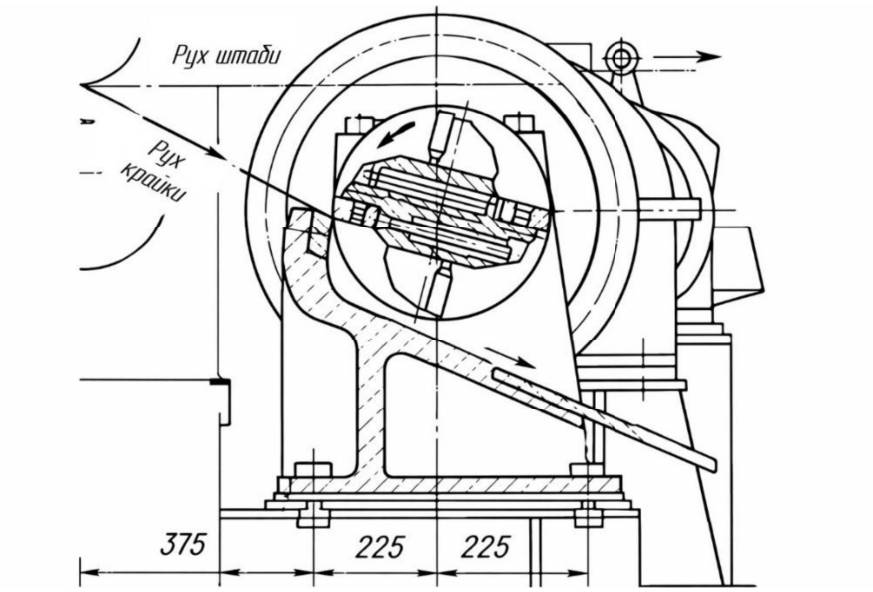
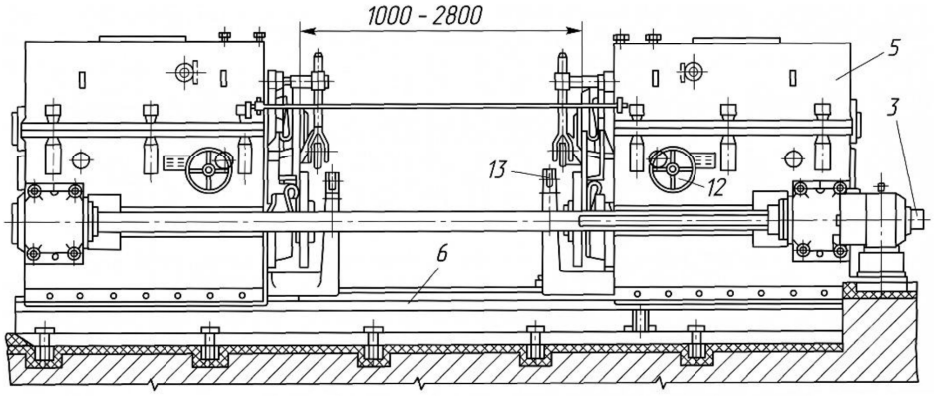


Рисунок 1.4 – Крайкопорушувач для різання тонких крайок

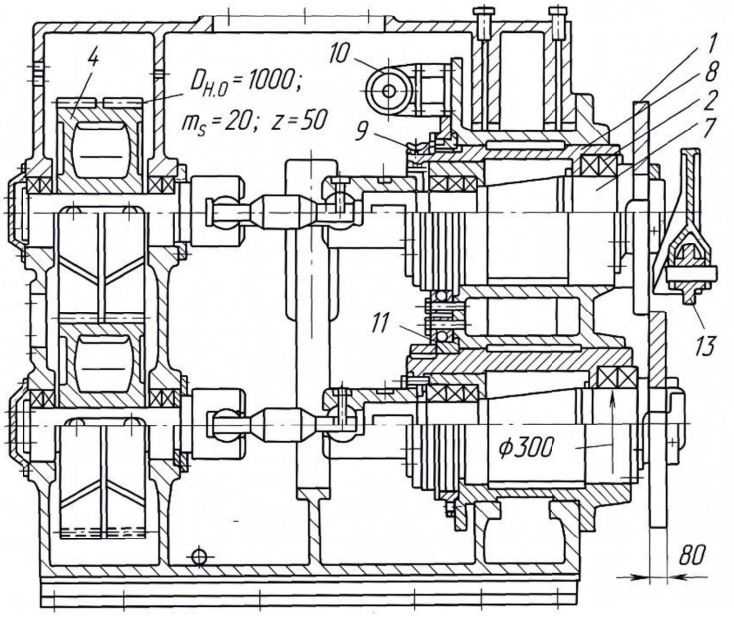
Завдяки конструктивним особливостям супортів ножі зміщені по відношенню один до одного на 90°, завдяки чому за один оберт вала відбуваються по черзі чотири різа (по два різа правої й лівої крайок). Прицьому потужність приводного електродвигуна дочить не значна та складає всього 7 кВт. Привод через редуктор з маховиками; швидкість руху крайки 0,3-1 м/с.

На рисунку 1.5 показані дискові двопарні ножиці для обрізки бічних крайок товстої штаби (товщиною 4…10мм, шириною 8000…1500 мм) при межі міцності матеріалу листів 800 МПа. Діаметр дискових ножів 1 дорівнює 400…450 мм. Ножиці приводяться від електродвигуна потужністю 46 кВт через редуктор і вали-шестірні 4, убудовані в ножиці; швидкість різання 0,3 м/с. Визначення ширини штаби здійснюються при переміщенні правої станини 5 по напрямним плитовинам 6 за допомогою ходового гвинта, що приводить електродвигуном потужністю 3,5 кВт через редуктор. Дискові ножі закріплені на приводних валах 7, установлених на роликових вальницях 2 в ексцентрикових втулках 8. Перекриття ножів регулюють, змінюючи відстань між осями ножів,

поворотом ексцентрикових втулок черв'ячними вінцями 9; ці вінці приводяться черв'яками (на кресленні не показані), з'єднаними з електродвигуном 10. Регулювання бічного зазору між ножами виконують зсувом в осьовому напрямку ексцентрикових втулок (разом із приводними валами) при повороті внутрішніх черв'ячних вінців з різьбленням ручними штурвалами 12, з'єднаними із черв'яками. Для напрямку й притиску штаби при різанні є холості верхні й нижні ролики 13. Для спрямування відрізаних крайок вниз дискові ножі (верхні) зміщені стосовно нижніх на 150 мм по напрямку руху штаби.



а



б

Рисунок 1.5 – Дискові двопарні ножиці для обрізання крайки товстої штаби: а – загальний вид; б – вузол ножів (позиції наведено в тексті)

1.3 Пропозиції щодо усунення конструктивних недоліків дискових ножиць

Для передавання крутного моменту від електродвигуна до робочих органів дискових ножиць використовується система механічних передач, важливим елементом якої є шестеренна кліть (рис.1.6) [10, 11]. Саме вона забезпечує синхронне обертання ножових валів, передачу потужності та регулювання взаємного положення ріжучих інструментів. Залежно від розташування відносно осі агрегату шестеренні кліті поділяються на ліві та праві, які мають однакову конструктивну будову. До складу кожної кліті входять корпус, ексцентрикові втулки ножових валів, зубчастий механізм регулювання перекриття ножів та черв'ячний механізм налаштування осьового зазору між ними.

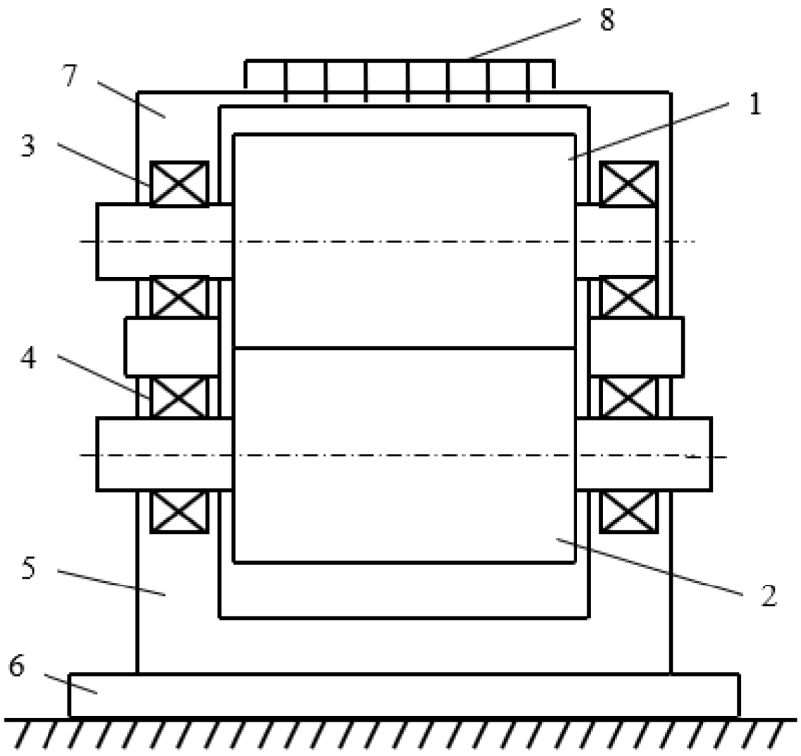


Рисунок 1.6 – Принципова схема шестеренної кліті в розрізі по шестеренних валках: 1 – верхній валок шестеренної кліті; 2 – нижній валок шестеренної кліті; 3 – вальниці верхнього валка; 4 – вальниці нижнього валка; 5 – корпус шестеренної кліті; 6 – плитовина шестеренної кліті; 7 – кришка шестеренної кліті; 8 – система змащення

Корпус шестеренної кліті виготовляється методом сталевого лиття, що забезпечує високу жорсткість конструкції та її здатність сприймати значні динамічні навантаження. У корпусі виконано два розточення з міжцентровою відстанню 425 мм, у яких розміщуються ексцентрикові втулки ножових валів. Переміщення корпусу здійснюється за допомогою напрямних поверхонь, які взаємодіють із опорною плитою установки.

Ексцентрикові втулки є важливими елементами системи регулювання, оскільки через них здійснюється зміна як радіального, так і осьового зазору між ножами. Значення ексцентриситету втулок становить 15 мм, що забезпечує необхідний діапазон налаштувань для роботи з ножами різних діаметрів та під час їх експлуатаційного зношування.

Ножові вали встановлюються в ексцентрикових втулках на дворядних конічних роликових вальницях, які здатні одночасно сприймати як радіальні, так і осьові навантаження. Для запобігання осьовим переміщенням валів з одного боку застосовуються упорні вальниці. Регулювання міжосьової відстані ножових валів здійснюється шляхом повороту ексцентрикових втулок. Залежно від діаметра ножів та величини необхідного перекриття ця відстань може змінюватися в межах від 395 до 455 мм.

На торцевих поверхнях ексцентрикових втулок закріплені зубчасті колеса механізму перекриття ножів. Їхні осі співпадають з осями розточень корпусу, що забезпечує стабільність роботи механізму. Завдяки постійному зачепленню зубчастих коліс підтримується незмінне положення лінії різання по висоті незалежно від величини перекриття та діаметра встановлених ножів. Нижнє зубчасте колесо додатково взаємодіє з приводною шестернею механізму регулювання перекриття.

Налаштування осьового зазору між ножами виконується за допомогою черв’ячного механізму. До його складу входить черв’ячна пара, де черв’ячне колесо має внутрішню різьбу типу М400×6. Це колесо одночасно виконує функцію гайки та нагвинчується на спеціальне кільце, встановлене на

ексцентриковій втулці за ходовою посадкою. Для запобігання провертання кільце фіксується спеціальним виступом корпусу механізму.

Під час обертання штурвала діаметром 400 мм крутний момент передається на черв'як, а від нього – на черв'ячне колесо. Оскільки колесо зафіксоване від осьового переміщення, його обертання спричиняє поступальний рух різьбового кільця. У результаті цього верхня ексцентрикова втулка разом із ножовим валом переміщується вздовж осі, забезпечуючи необхідне налаштування зазору між ножами. Величина торцевого зазору зазвичай становить від 0 до 0,05h, де h – товщина металевої штаби. Важливою особливістю конструкції є незалежність регулювання осьового зазору та перекриття ножів.

Механізм регулювання перекриття ножів складається з окремого привода та системи зубчастих передач, з'єднаних з ексцентриковими втулками. Електродвигун через двоступеневий черв'ячний редуктор і загальний приводний вал передає обертання зубчастим колесам механізму. Центральна частина приводного вала обладнана універсальним шпинделем, що забезпечує компенсацію можливих перекосів і зміщень. Обертання зубчастих коліс викликає поворот ексцентрикових втулок, унаслідок чого встановлюється необхідне перекриття ножів. Значення перекриття Δ вибирається залежно від товщини та механічних властивостей металу, а також вимог до якості поверхні різу.

Передавання крутного моменту від привода до ріжучих механізмів здійснюється за допомогою шпинделів [12]. Їх конструкція забезпечує компенсацію зміни міжосьової відстані між ножами, що виникає внаслідок переточування ріжучого інструменту або зміни ширини оброблюваної штаби. Проте в умовах інтенсивної експлуатації шпинделі належать до найбільш навантажених елементів привода, тому характеризуються підвищеною схильністю до зношування та виходу з ладу.

В існуючій конструкції дискових ножиць для передавання крутного моменту застосовуються шпинделі з карданними шарнірами, конструкція яких

запозичена з трансмісій вантажних автомобілів. Таке технічне рішення дозволило певною мірою уніфікувати приводні вузли та спростити їх обслуговування. Однак зі збільшенням продуктивності ліній поздовжнього різання навантаження на карданні шарніри суттєво зросли, що призвело до прискореного зношування деталей та збільшення кількості аварійних зупинок обладнання.

Одним із перспективних напрямів модернізації привода дискових ножиць є заміна традиційних шпинделів із карданними муфтами на універсальні шпинделі з шарнірами, оснащеними бронзовими вкладишами. Використання такої конструкції дозволяє значно підвищити довговічність вузла, покращити умови роботи шарнірних з'єднань та зменшити контактні навантаження. За попередніми оцінками, впровадження універсальних шпинделів забезпечить збільшення міжремонтного періоду у 2–3 рази, що сприятиме підвищенню надійності роботи агрегату та зниженню експлуатаційних витрат.

Евольвентні зубчасті передачі (рисунок 1.7, а) є найбільш поширеним видом механічних зачеплень, що широко використовуються у силових приводах різноманітного технологічного обладнання та машин. Їх популярність обумовлена низкою конструктивних і експлуатаційних переваг, які забезпечують надійність роботи та відносну простоту виготовлення [13].

Однією з головних переваг евольвентного зачеплення є його нечутливість до незначних змін міжосьової відстані між колесами. Це пояснюється тим, що взаємодія зубів відбувається по евольвентних профілях однакової форми, завдяки чому навіть за певних відхилень монтажних параметрів зберігається правильність кінематичної передачі руху. Така особливість значно спрощує складання та експлуатацію механізмів [14].

Важливою перевагою евольвентних передач є також їх висока навантажувальна здатність. Завдяки раціональній формі зуба забезпечується ефективний розподіл сил у зоні контакту, що сприяє підвищенню опору зубів згинальним напруженням та дозволяє передавати значні крутні моменти без ризику руйнування. Саме тому евольвентні передачі успішно застосовуються в

приводах важкого промислового обладнання, металургійних агрегатів, транспортних машин та інших відповідальних механізмів.

Додатковою перевагою є відносна простота технології виготовлення зубчастих коліс. Нарізання зубів може виконуватися стандартним інструментом із використанням широко розповсюджених методів зубообробки. Крім того, контроль геометричних параметрів зубчастих коліс не потребує складного вимірювального обладнання, що позитивно впливає на собівартість виробництва та ремонтопридатність передач.

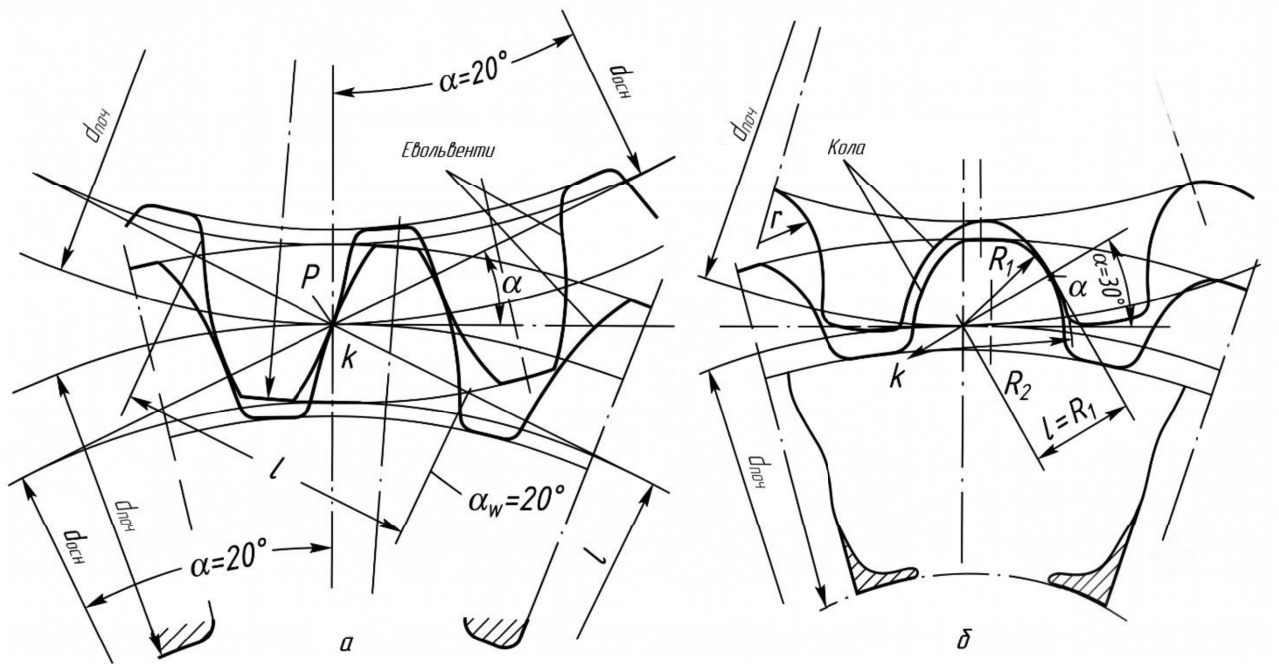


Рисунок 1.7 – Порівняльне схематичне зображення різних типів зубчастого зачеплення: а – евольвентне [14]; б – кругогвинтове [15]

Разом із численними перевагами евольвентне зачеплення має й певні недоліки. Одним із них є підвищена чутливість до перекосів валів і похибок взаємного розташування зубчастих коліс. У разі виникнення перекосу контакт між зубами розподіляється нерівномірно по їх довжині, що призводить до локальної концентрації навантажень, прискореного зношування робочих поверхонь та зменшення ресурсу передачі.

Ще одним суттєвим недоліком евольвентних передач є порівняно високий

рівень контактних напружень у зоні взаємодії зубів. Це пов’язано з відносно невеликими радіусами кривизни евольвентних профілів у точках контакту. За умов значних навантажень така особливість може спричиняти розвиток контактної втоми матеріалу, утворення викришувань і поверхневих пошкоджень зубів, що потребує підвищених вимог до якості матеріалів, термічної обробки та системи мащення.

Таким чином, незважаючи на окремі недоліки, евольвентне зубчасте зачеплення завдяки своїй універсальності, високій міцності, технологічності та надійності залишається основним видом зубчастих передач, що використовується в сучасному машинобудуванні.

Останніми роками у машинобудуванні все більшого поширення набуває кругогвинтове зубчасте зачеплення, розроблене ученим М.Д. Новіковим (рисунок 1.7, б) [15]. Даний тип зачеплення є альтернативою традиційним евольвентним передачам і відрізняється особливою геометрією робочих поверхонь зубів, що дозволяє суттєво підвищити їх навантажувальну здатність.

На відміну від евольвентних передач, профілі зубів у кругогвинтовому зачепленні утворюються дугами кіл різних радіусів. При цьому зуби шестірні мають опуклу форму, а відповідні зуби колеса – увігнуту. Така геометрія забезпечує більш сприятливі умови контакту між спряженими поверхнями та сприяє рівномірнішому розподілу навантаження в зоні зачеплення.

Для забезпечення сталої величини передаточного числа в процесі роботи профілі зубів виконуються не прямими, а гвинтовими. Це пояснюється тим, що під час обертання коліс точка контакту безперервно переміщується вздовж гвинтової лінії зуба. На відміну від евольвентного зачеплення, де контактна точка переміщується по профілю зуба, у кругогвинтовому зачепленні переміщення відбувається вздовж його довжини. Завдяки цьому досягається плавність роботи передачі та покращуються умови сприйняття навантажень.

Однією з головних переваг зачеплення Новікова є значно більший приведений радіус кривизни контактуючих поверхонь. У результаті контактні напруження в зоні взаємодії зубів істотно знижуються порівняно з

евольвентними передачами. Це дозволяє передавати більші крутні моменти при однакових габаритах зубчастих коліс або, навпаки, зменшувати розміри передачі без втрати її несучої здатності.

Додатковою перевагою є незначне відносне ковзання між контактуючими поверхнями зубів. Оскільки контакт має локальний характер і відбувається практично в окремій точці, втрати енергії на тертя є меншими, ніж у традиційних евольвентних передачах. Це сприяє підвищенню коефіцієнта корисної дії механізму, зменшенню нагрівання та покращенню умов експлуатації зубчастої передачі.

Разом із перевагами кругогвинтове зачеплення має й певні конструктивні та технологічні недоліки. Насамперед це підвищена складність виготовлення зубчастих коліс. Для нарізування зубів необхідний спеціалізований інструмент та високоточне обладнання, що призводить до збільшення вартості виробництва й ремонту таких передач.

Крім того, незважаючи на високу міцність профілю зуба на вигин, характер контакту між зубами має локалізований, майже точковий характер. Унаслідок цього навантаження концентрується на відносно невеликій ділянці поверхні, що може призводити до підвищених контактних напружень у разі недостатнього мащення. Для забезпечення надійної роботи таких передач необхідно застосовувати ефективні системи змащування та підтримувати оптимальні умови експлуатації. Використання сучасних мастильних матеріалів і систем примусового подавання мастила дозволяє значною мірою усунути зазначений недолік та забезпечити довговічність передачі.

З огляду на наведені переваги, зокрема високу навантажувальну здатність, зниження контактних напружень та покращення умов роботи зубчастої передачі, доцільним напрямом модернізації шестеренної кліті є заміна традиційного евольвентного зачеплення на кругогвинтове зачеплення. Реалізація такого технічного рішення дозволить підвищити надійність привода, збільшити його ресурс та забезпечити ефективну роботу обладнання в умовах підвищених експлуатаційних навантажень.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Вибір електродвигуна механізму різання дискових ножиць

Розрахунок потужності для вибору електродвигуна будемо виконувати за максимальними технологічними вимогами з врахуванням можливості створення деякого виробничого резерву:

- максимальна товщина металу, що розрізається h = 10,2 мм;
- технологічна швидкість різання V = 0,3 м/с;
- перекриття дискових ножів $\Delta \approx 0{,}2\ h \approx 2$ мм;
- діаметр дисків D=450 мм;
- межа міцності матеріал металу, що розрізається σ_B= 850 МПа.

Кутова швидкість обертання ножів:

$$\omega = \frac{2 \cdot \nu}{D}, \tag{2.1}$$

де V – швидкість різання;

D – діаметр дисків.

$$\omega = \frac{2 \cdot 0{,}3}{0{,}45} = 1{,}33 c^{-1}$$

Відносна глибина проникнення ріжучих крайок у метал під час холодного різання характеризується коефіцієнтом відносного надрізу (ε_H), значення якого для більшості умов холодного розділення металу приймається на рівні 0,45 [16, 17].

Для спрощення розрахункової схеми криволінійні ділянки контакту ножів, представлені дугами ВР та АС, замінюють рівнозначними хордами (рис. 2.1) [16]. Таке припущення дає можливість розглядати процес різання дисковими

ножами як процес, еквівалентний різанню похилими ножами. Завдяки цьому значно спрощується аналіз напружено-деформованого стану металу в зоні руйнування та визначення основних геометричних параметрів різання.

У процесі взаємодії ріжучих крайок із металом важливу роль відіграє величина перекриття ножів (Δ). За наявності певного перекриття поступове проникнення ножів у матеріал супроводжується утворенням зон пластичної деформації, які поширюються назустріч одна одній. Подальше збільшення деформацій призводить до зародження та розвитку тріщин, що завершуються сколюванням (відривом) металу в перетині ED. Момент руйнування настає при досягненні коефіцієнтом відносного надрізу перетину певного критичного значення, яке визначається механічними властивостями матеріалу, геометрією ножів та умовами здійснення процесу різання [16].

Таким чином, використання еквівалентної схеми із заміною дуг відповідними хордами дозволяє з достатньою для інженерних розрахунків точністю описати механізм руйнування металу при роботі дискових ножиць і застосувати до нього закономірності, характерні для процесу різання похилими ножами.

Площа надрізу зрушення дорівнює трапеції ABE:

$$F = \frac{h + h(1-\varepsilon_i)}{2} \cdot \frac{h \cdot \varepsilon_i}{2tg\alpha} = \frac{2-\varepsilon_H}{4tg\alpha} \cdot \varepsilon_H \cdot h^2 \qquad (2.2)$$

Визначаємо кут α нахилу хорд ВР Й АС і кут захвату металу ножами α_0.

Кут перекриття дискових ножів [16]:

$$\cos\gamma = \frac{R - \frac{\Delta}{2}}{R} = 1 - \frac{\Delta}{2R}, \qquad (2.3)$$

$$\cos\gamma = 1 - \frac{2}{450} = 0{,}995 \Rightarrow \gamma = 5{,}4^0$$

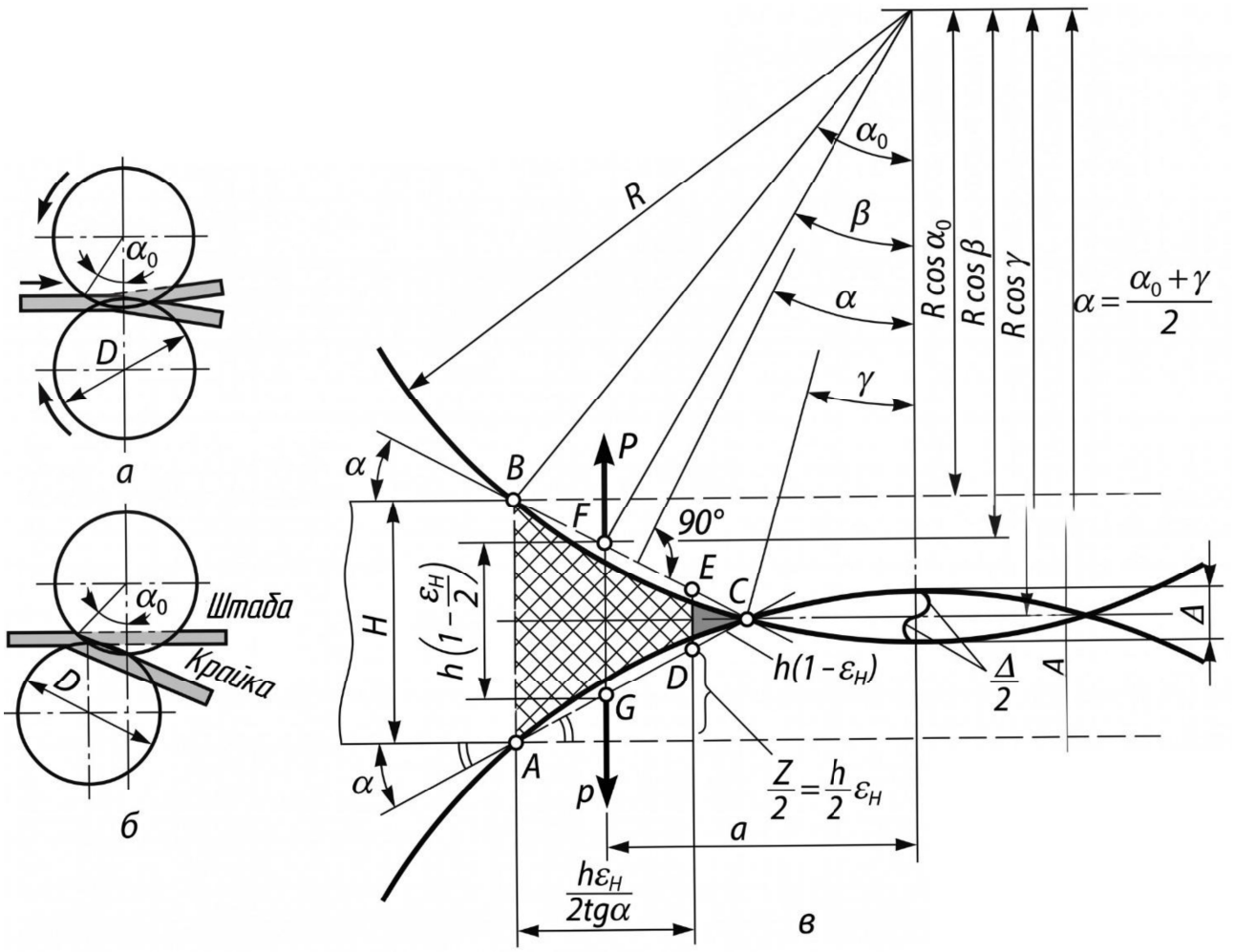


Рисунок 2.1 – Схема різання металу дисковими ножами: а – ножі в одній площині; б – верхній ніж з зсувом; в – до визначення зусилля різання [16]

Міжцентрова відстань між дисками:

$$A=2R-\Delta=2(R\cos\alpha_0)+h, \tag{2.4}$$

Звідки кут захвата металу:

$$1-\cos\alpha_0=2\sin\frac{2\alpha_0}{2}\approx\frac{\alpha_0^{\,2}}{2}; \tag{2.5}$$

$$\cos\alpha_0=1-\frac{h+\Delta}{2R}, \tag{2.6}$$

$$\alpha_0 \approx \sqrt{\frac{h+\Delta}{R}}, \qquad (2.7)$$

$$\cos\alpha_0 = 1 - \frac{10{,}2+2}{450} = 0{,}973 \Rightarrow \alpha_0 \approx 13.37^0$$

Кут нахилу хорд ВР й АС:

$$\alpha = \frac{\gamma + (\alpha_0 - \alpha)}{2} = \frac{(\alpha_0 + \gamma)}{2} = \frac{\alpha_0}{2}(1 + \frac{\gamma}{\alpha_0}), \qquad (2.8)$$

$$\alpha = \frac{\alpha_0}{2} \cdot \left[1 + \sqrt{\frac{\Delta}{h+\Delta}}\right], \qquad (2.9)$$

Підставивши відомі дані в вираз 2.9, отримаємо:

$$\alpha = \frac{(\alpha_0 + \gamma)}{2} = \frac{13{,}37^0 + 5{,}4^0}{2} = 9{,}385^0$$

$$\text{tg}\ \alpha = 0{,}1653.$$

Зусилля різання однією парою дисків дорівнює:

$$P_{max} = k\frac{2\text{-}\varepsilon_H}{4\text{tg}\alpha}\varepsilon_H h^2 \sigma_{max}, \qquad (2.10)$$

де к – коефіцієнт який враховує необхідності збільшення потужності при розрізанні від бокового зазору, к=1,1 [17].

$$P_{max} = 1{,}1\frac{2\text{-}0{,}45}{4\cdot 0{,}1653} \cdot 0{,}45 \cdot 10{,}2^2 850 \approx 103\ \text{kH}, \qquad (2.10)$$

Після визначення сили різання, що діє на одну пару дискових ножів, можна перейти до розрахунку крутного моменту, необхідного для забезпечення їх обертання під час процесу різання металу. Цей момент характеризує навантаження, яке повинна передавати приводна система для подолання опору матеріалу в зоні руйнування.У процесі роботи кожен диск взаємодіє з металом на певній ділянці контакту, що відповідає дузі (або замінній хорді) BE. У точці E завершується стадія пластичного деформування та відбувається сколювання (відрив) металу, внаслідок чого формується лінія розділення заготовки.Для спрощення розрахунків приймається, що рівнодійні сил різання, які діють на кожний диск, прикладені в серединах відповідних контактних ділянок BE та AД. Таке припущення дозволяє замінити розподілене навантаження еквівалентними зосередженими силами без істотної втрати точності інженерних розрахунків.

Оскільки в процесі різання одночасно беруть участь обидва дискові ножі, загальний крутний момент визначається як сума моментів від сил різання, прикладених до кожного диска відносно їх осей обертання. Відповідно момент, який необхідно підвести до пари дисків для здійснення процесу різання, розраховується за такою залежністю:

$$M_{різ} = 2 \cdot P_{a,} \qquad (2.11)$$

де a = Rsinβ – плече положення сили P;

β – кут прикладання сили P (різання).

Перетин FG є середнім для трапеції ABED, тому :

$$FG = \frac{h + ED}{2} = \frac{h + h(1 - \varepsilon_н)}{2} = h \cdot (1 - \frac{\varepsilon_н}{2}), \qquad (2.12)$$

З огляду на те, що при різанні з перекриттям ножів:

$$A = 2R - \Delta = 2 \cdot (R \cdot \cos\beta) + FG = 2R\cos\beta + h(1 - \frac{\varepsilon_н}{2}), \qquad (2.13)$$

одержимо:

$$\cos\beta = 1 - \frac{h(1 - \frac{\varepsilon_н}{2}) + \Delta}{2R}, \qquad (2.14)$$

$$\cos\beta = 1 - \frac{10{,}2(1 - \frac{0{,}45}{2}) + 2}{450} = 0{,}978$$

$$\beta = 12^0$$

$$a = 225\sin 12^0 = 46{,}78 \text{ мм}$$

$$M_{різ} = 2 \cdot 103 \cdot 0{,}047 = 9{,}64 \text{ кНм}.$$

Втрати від момену, що виникає при від терьових сил в опорах валів при різанні парою дисків складають:

$$M_{тр} = P\mu d,, \qquad (2.15)$$

де μ – коефіцієнт тертя, μ =0,005;

d – діаметр, на якому відбувається у вальницях опор приводних валів, d = 180 мм.

$$M_{тр} = 103 \cdot 0{,}005 \cdot 0{,}18 = 0{,}093 \text{ кНм}.$$

Потужність електродвигуна для привода двох пар ножиців обчислюють за формулою:

$$N=\frac{\kappa\cdot n(M_{різ}+M_{тр})\cdot\varpi}{\eta}, \qquad (2.16)$$

де n = 2 – кількість ножів;

к – коефіцієнт, що вводиться, для врахування втрат потужності на тертя дисків по розрізаємому мсталу, к = 1,2;

η – загальний ККД привода ножиць (редуктора, шестеренної кліті, муфт), η = 0,85.

$$N = 1{,}20\cdot 20\cdot (9{,}64+0{,}093)\cdot 1{,}33/0{,}85 = 36{,}6 \text{ кВт}.$$

За розрахованою статичною потужністю для приводу ножиць обираємо електродвигун постійного струму, який дозволяє виконувати плавне регулювання технологічної швидкості різання, моделі ДП–52 потужністю N=46 кВт, n = 600 хв$^{-1}$ [18].

2.2 Розрахунок потужності та елементів приводу механізму переміщення ріжучих механізмів

Для проєктного розрахунку приймаємо, що швидкість переміщення елементів ріжучого механізму 9,5 мм/с, а загальна маса ріжучого механізму m = 5130 кг.

Необхідну потужність двигуна визначаємо по формулі [19]:

$$N=\frac{F_a\cdot\nu}{1000\eta}, \qquad (2.17)$$

де η – загальний ККД приводу η =0,9 – з урахуванням ККД черв'ячного редуктора та ККД гвинтової передачі.

У передачі гвинт – гайка виникають втрати в різьбленні й опорах [20, 21]:

$$\eta \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\rho)}, \qquad (2.18)$$

Приймаємо власногальмуючу передачу (γ>ρ).

Кут підйому гвинтової лінії визначається по середньому діаметру d_2 різьблення

$$\gamma = arctg\frac{Pn}{\pi d_2}, \qquad (2.19)$$

Приймаємо гвинт із трапецеідальним різьбленням діаметром 80 мм, кроком різьблення 10 мм, однозаходний d_2=75 мм. Матеріал гвинта – сталь 45, матеріал гайки – бронза Броф–10–1, тоді отримаємо:

$$\gamma = arctg\frac{10\cdot 1}{3{,}14\cdot 75} = 2{,}43^0$$

Наведений кут тертя:

$$\rho = \frac{arctgf}{\cos\delta}, \qquad (2.20)$$

де f – коефіцієнт тертя, f=0,1;

δ – кут нахилу робочої сторони профілю різьблення, δ = 15^0 – для трапецевидного різьблення.

$$\rho = \frac{\text{arctg}0{,}1}{\cos 15^0} = 5{,}91^0$$

$$\eta \frac{\text{tg}2{,}43^0}{\text{tg}(2{,}43 + 5{,}91)} = 0{,}29$$

$\eta_{в.\,п.}$ = (0,9....0,95)·0,29=0,26.....0,276, приймаємо $\eta_{в.\,п.}$ = 0,27.

Будуємо кінсматичну схсму приводу мсханізму пєрсміщєння ріжучих механізмів (рисунок 2.2)

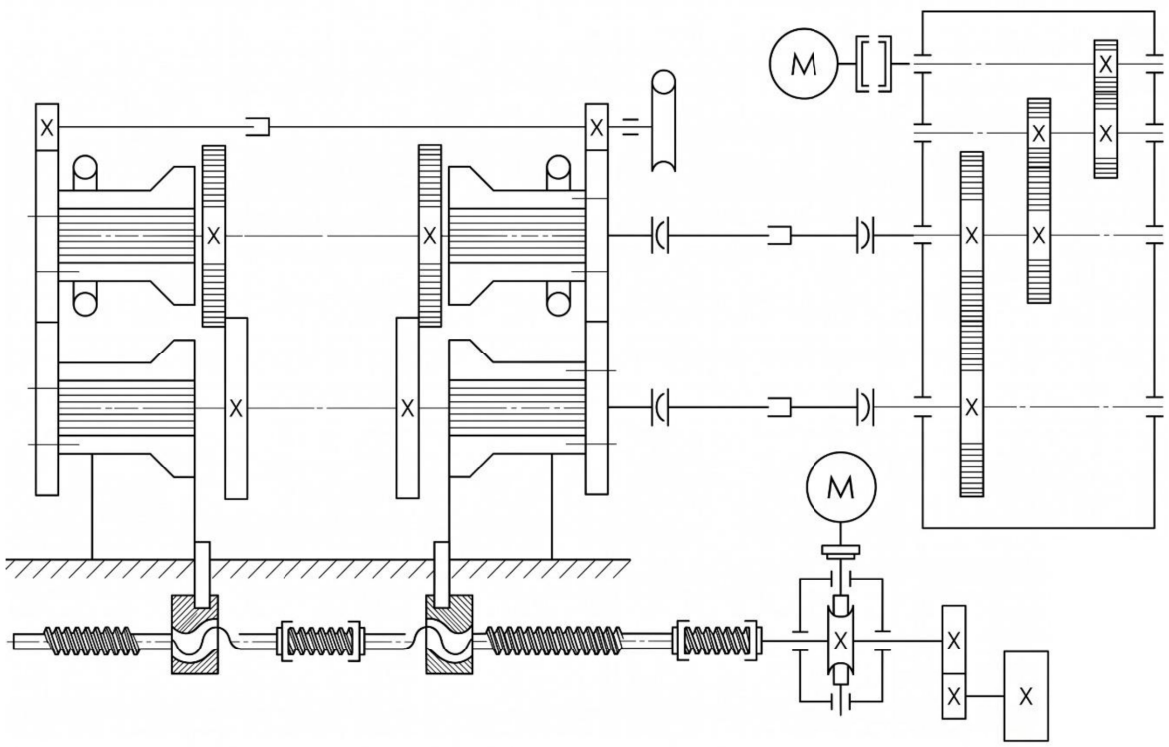


Рисунок 2.2 – Спрощена кінематична схема приводу дискових ножиць

Основним критерієм працездатності передачі є зносостійкість, що оцінюється по середньому тиску між витками різьблення гвинта й гайки [22]:

$$q = \frac{Fa}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 Z} \le [q], \qquad (2.21)$$

де H_1 – робоча висота профілю:

$$H_1 = 0{,}5P = 0{,}5 \cdot 10 = 5 \text{ мм}$$

Z – число витків різьблення в гайці [23]:

$$Z = \frac{Hr}{P}$$

де $H_г$ – висота гайки, $H_г = 120$ мм:

$$Z = \frac{120}{10} = 12$$

[q] – тиск, що допускається, на робочих поверхнях різьблення між гайкою та гвинтом, [q] = 10...12 МПа.

$$q = \frac{51300}{3{,}14 \cdot 75 \cdot 5 \cdot 12} = 3{,}63 \text{МПа} < 10 \text{МПа}$$

Умову виконано

Після виконання розрахунків на міцність гвинт необхідно перевірити на поздовжню стійкість, оскільки під дією значних стискальних навантажень він може втратити стійкість і зазнати вигину. Така перевірка є особливо важливою для гвинтів великої довжини, у яких відношення довжини до діаметра має значні значення. Найбільш несприятливим розрахунковим випадком вважається крайнє положення гайки, за якого вільна довжина гвинта є максимальною. Саме в цьому положенні гвинт сприймає стискальне навантаження на найбільшій розрахунковій довжині, а отже, має найбільшу схильність до втрати поздовжньої стійкості. Оцінка стійкості виконується шляхом порівняння фактичного осьового стискального зусилля, що діє на гвинт, із критичним навантаженням,

при якому може виникнути явище поздовжнього вигину. Надійна та безпечна робота гвинтового механізму забезпечується за умови, що діюче навантаження не перевищує допустимого значення, визначеного з урахуванням запасу стійкості. Отже, достатня поздовжня стійкість гвинта забезпечується тоді, коли виконується така умова:

$$n_y = \frac{F_{kr}}{F_a} \geq [n_y], \tag{2.22}$$

де n_y – розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості гвинта;

F_{kr} – критичне навантаження для гвинта;

$[n_y]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості гвинта, $[n_y]$ =2,5…...4.

Визначення критичного навантаження виконуємо по гнучкості гвинта [24]:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}, \tag{2.23}$$

де μ – коефіцієнт приведення довжини, що враховує спосіб закріплення кінців гвинта, μ =1 – обидва кінці гвинта закріплені шарнірно [24];

l – розрахункова довжина гвинта, l=1790 мм;

i – радіус інерції поперечного переріза гвинта.

$$i = \sqrt{\frac{I_{пр}}{\frac{\pi d_1^2}{4}}}, \tag{2.24}$$

де $I_{пр}$ – наведений момент інерції перетину гвинта:

$$Iпр=\frac{\pi\cdot d_1^4}{64}\cdot(0,4+0,6\cdot\frac{d}{d_1})$$

d_1 – внутрішній діаметр різьблення; d_1=70 мм.

$$Iпр=\frac{3,14\cdot 70^4}{64}\cdot(0,4+0,6\cdot\frac{80}{70})=1,28\cdot 10^6 мм^4$$

$$i=\sqrt{\frac{1,28\cdot 10^6}{\frac{3,14\cdot 70_1^2}{4}}}=18,24мм$$

$$\lambda=\frac{1\cdot 1790}{18,24}=98,13$$

При 60 < λ < 100 критичне навантаження визначається по формулі Ясинского [24]:

$$F_{кр}=\frac{\pi\cdot d_1^2}{4}\cdot(а\text{-}в\cdot\lambda), \qquad (2.25)$$

де а й b – коефіцієнти, що залежать від матеріалу гвинта: для сталі 45 а=450, b=1,67.

$$F_{кр}=\frac{3,14\cdot 70^2}{4}\cdot(450\text{-}1,67\cdot 98,13)=1100571Н=1100,6кН$$

$$n_y=\frac{1100,6}{51,300}=21,5>4$$

Умова стійкості виконана.

Момент тертя в різьбленні:

$$M_{різ}=0,5\cdot75\cdot10^{-3}\cdot51300\cdot tg(2,43+5,91)=282Нм$$

Момент тертя в опорах буде дорівнювати:

$$M_{тр}= Fa\cdot\mu\cdot d, \qquad (2.26)$$

де μ – коефіцієнт тертя, μ =0,005;

d – діаметр тертя, d=75 мм.

$$M_{тр}=51300\cdot0,005\cdot75\cdot10^{-3}=19,24\ Нм.$$

Передатне відношення гвинтової пари:

$$i=\frac{2\cdot\pi\cdot r}{P}=\frac{2\cdot3,14\cdot40}{10}25,12$$

$$N_{дв}=\frac{51300\cdot9,5\cdot10^{-3}}{1000\cdot0,27}=1,8\ кВт$$

За розрахунками приймаємо двигун MTF III – 6 потужністю Р–3,5 кВт при ПВ=40%, n=895 хв$^{-1}$ [18].

Обраний двигун відповідає умовам роботи агрегату.

2.3 Розрахунок універсального шпинделя із шарнірами на бронзових вкладишах

Максимальний крутний момент, що має передаватися одним шпинделем при динамічному навантаженні складає $M_{кр}$=3,65 кНм. Максимально допустимий кут нахилу шпинделя α=7^0. З огляду на те, що для центрування бронзового вкладиша необхідно виконати розточення шириною с=45 мм і

глибиною 9 мм, то для більше точного розрахунку приймемо, що тиск у будь-якому перетині головки розподіляється по трапеції (рисунок 2.3).

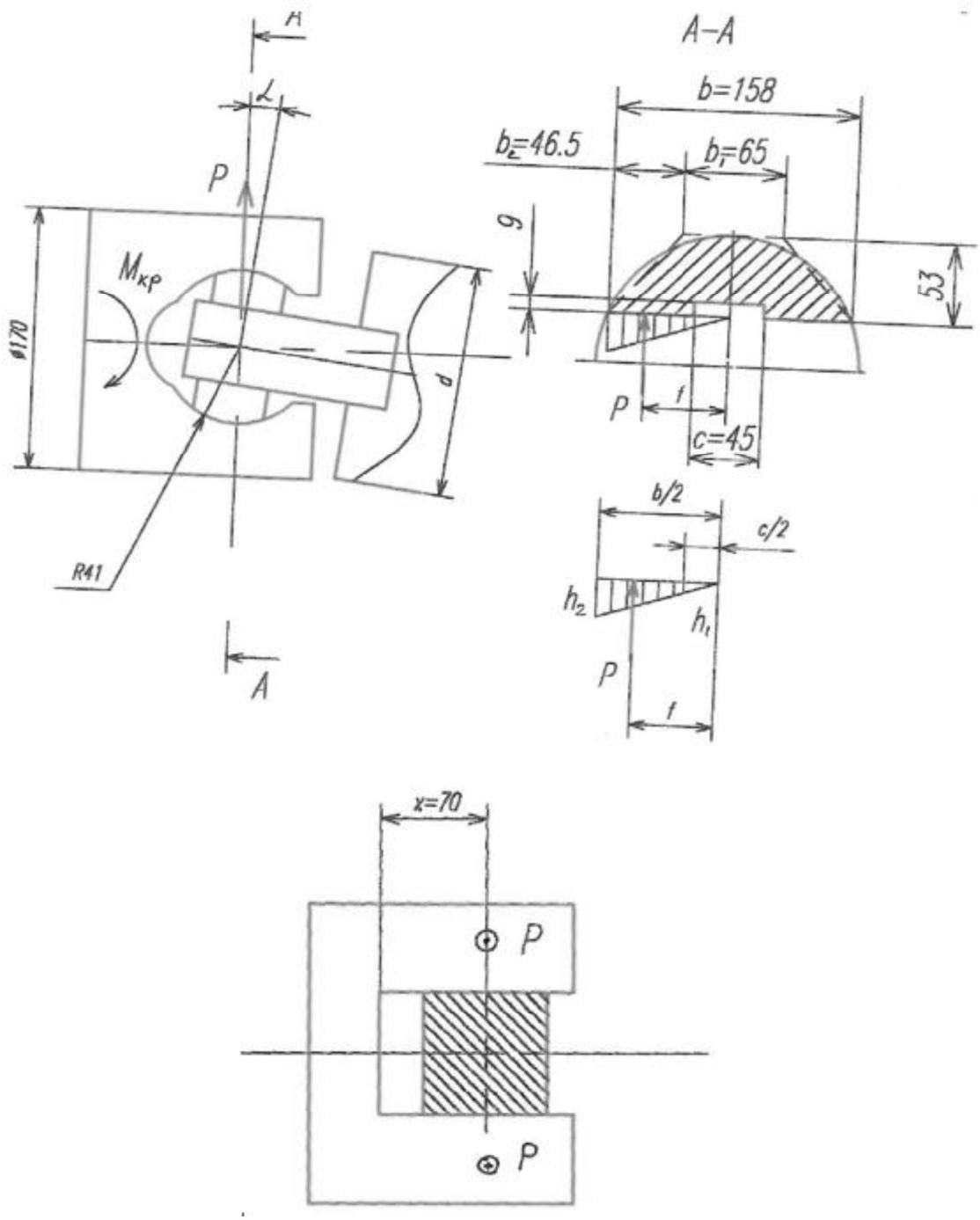


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку шпинделя на бронзових вкладишах

Визначаємо плече прикладення рівнодіючої сили P:

$$F_{тр}=\frac{h_1+h_2}{2}\cdot(\frac{b\text{-}c}{2}), \quad (2.27)$$

$$F_1=\frac{h_2\cdot b}{4}, \quad (2.28)$$

$$F_2=\frac{h_1}{2}\cdot\frac{c}{2}, \quad (2.29)$$

Статичний момент дорівнює:

$$M_{ст}=F_1\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{b}{2}\text{-}F_2\cdot\frac{2}{3}\cdot\frac{c}{2}$$

якщо $\frac{h_1}{h_2}=\frac{b/2}{c/2}=\frac{b}{c}$

тоді одержимо $f=\frac{b}{3}\cdot\frac{1-(c/b)^3}{1-(c/b)^2}$

Розглянемо випадок роботи шпинделя, коли кут нахилу α=0º

$$b=2\cdot\sqrt{R^2\text{-}r^2}=2\cdot\sqrt{85^2\text{-}41^2}=148{,}9\text{мм}$$

$$f=\frac{148}{3}\cdot\frac{1\text{-}(45/148)^3}{1\text{-}(45/148)^2}=56\text{мм}$$

Момент, що скручує одну щоку вилки шпинделя буде становити:

$$M=\frac{Mкр}{2}, \quad (2.30)$$

$$M=\frac{3650}{2}=1825 \text{ Нм}$$

Зусилля Р, що діє на щоку вилки шпинделя буде дорівнювати

$$P=\frac{M}{f}, \qquad (2.31)$$

$$P=\frac{1825}{0,056}=32589\text{Н}=32,6 \text{ кН}$$

Заміняємо сегмент перетину А–А рівновеликою трапецією. Одержуємо b_1=65мм, b_2=46,5мм

$$(b_1+b_2)=(65+46,5)=111,5 \text{ мм}$$

$$h=53 \text{ мм}$$

$$\frac{(b_1+b_2)}{h}=\frac{111,5}{53}=2,1 \text{ мм}$$

η – коефіцієнт, що залежить від відношення ширини прямокутника до його висоти: η =0,25.

Момент опору трапеції, заміняючи її прямокутником:

$$W_{кр}=\eta\cdot(b_1+b_2)\cdot h^2=0,25\cdot(65+46,5)\cdot 53^2=7,83\cdot 10^4 \text{мм}^3$$

Напруження крутіння в перетині А–А:

$$r_{кр}=\frac{M}{W_{кр}}=\frac{1825\cdot 10^3}{7,83\cdot 10^4}=23,3 \text{ МПа}$$

Напруження крутіння в тілі шпинделя:

$$r_{кр}=\frac{M_{кр}}{W_p}, \qquad (2.32)$$

де W_p – полярний момент опору перетину шпинделя (труба ø 146×14) D=146мм; d=118 мм.

$$W_p=\frac{\pi\cdot D^3}{16}\cdot(1-\alpha^4), \qquad (2.33)$$

$$\alpha=\frac{d}{D}=\frac{118}{146}=0{,}81$$

$$W_p=\frac{3{,}14\cdot 146^3}{16}\cdot(1\text{-}0{,}81^4)=3{,}5\cdot 10^5 мм^3$$

$$r_{кр}=\frac{3650\cdot 10^3}{3{,}5\cdot 10^5}=10{,}4\ МПа$$

Кут закручування шпинделя на довжині L=2275 мм знаходимо по формулі:

$$\varphi=\frac{M_{кр}\cdot L}{G\cdot I_p}\cdot\frac{180}{\pi}, \qquad (2.34)$$

де I_P – полярний момент інерції перетину

G – модуль зрушення для сталі: $G=0{,}8\cdot 10^5$ МПа

$$I_P=\frac{\pi\cdot D^4}{32}\cdot(1\text{-}\alpha^4)=\frac{3{,}14\cdot 146^4}{32}\cdot(1\text{-}0{,}81^4)=1\cdot 92\cdot 10^7 мм^4$$

$$\varphi = \frac{3650 \cdot 10^3 \cdot 2275}{0{,}8 \cdot 10^5 \cdot 1{,}92 \cdot 10^7} \cdot \frac{180}{3{,}14} = 0{,}31^0$$

На 1 м довжини:

$$\varphi = \frac{0{,}23}{2{,}3} = 0{,}13^0 < [\varphi] = 0{,}5^0$$

Напруга вигину в лопатці шпинделя:

$$M_{виг} = P \cdot x = 32{,}6 \cdot 0{,}045 = 1{,}5 \text{ кНм},$$

x=45 мм

$$W_{виг} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{61{,}5 \cdot 46^2}{6} = 2{,}17 \cdot 10^4 \text{мм}^3$$

при b=61,5 мм, h=46 мм

$$\sigma_{виг} = \frac{M_{виг}}{W_{виг}} \leq [\sigma], \qquad (2.35)$$

$$\sigma_{виг} = \frac{1{,}5 \cdot 10^6}{2{,}17 \cdot 10^4} = 69{,}12 \text{ МПа}$$

Лопатка виготовлена зі сталі 45, для якої $\sigma_т$=450 МПа.

Таким чином, запас міцності по максимальному вигинаючому моменту:

$$n = \frac{\sigma_т}{\sigma_{виг}} = \frac{450}{69{,}12} = 6{,}51$$

Виконаємо перевірку міцності шпонкового з'єднання.

Матеріал шпонки: сталь 45 нормалізована. Допустиме напруження зминання $[\sigma]_{зм}$=120 МПа. Перетин шпонки bxh=3,2x18, довжина L=235 мм, t_1=11 мм, d=110 мм.

$$\sigma_{зм}^{max}=\frac{2\cdot M}{d\cdot(h-\tau)\cdot(L-b)}\leq[\sigma]_{зм}$$

$$\sigma_{зм}^{max}=\frac{2\cdot 1{,}825\cdot 10^{6}}{110\cdot(18-11)\cdot(235-32)}=23{,}35\ МПа<[\sigma]_{зм}=120\ МПа$$

Отже, міцність шпонкового з’єднання забезпечена.

2.4 Проєктний розрахунок шестеренної кліті

Основні геометричні та конструктивні параметри шестеренної кліті, до яких належать міжосьова відстань (А) (або діаметр початкового кола (d_0), модуль зачеплення, кількість зубців коліс та ширина вінця шестерень, попередньо визначаються на основі конструктивних вимог і рекомендацій [26]. Вибір зазначених параметрів здійснюється з урахуванням призначення механізму, умов його експлуатації, типу обладнання, а також величини крутного моменту, що передається через зубчасте зачеплення.

Після призначення основних розмірів передачі виконується її перевірочний розрахунок на міцність. Основною метою такого розрахунку є оцінка працездатності зубчастої передачі за найбільш несприятливих режимів навантаження та підтвердження відповідності прийнятих параметрів вимогам надійності й довговічності.

Практика експлуатації зубчастих передач свідчить, що переважна більшість відмов пов'язана не з руйнуванням зубців по основі, а з пошкодженням їх контактних поверхонь. У процесі тривалої роботи під дією значних

контактних навантажень на робочих поверхнях зубців виникають високі місцеві напруження, які призводять до розвитку втомних процесів, утворення мікротріщин та подальшого викришування поверхневих шарів металу. Саме контактна втома є найбільш характерним видом руйнування для важконавантажених зубчастих передач металургійного обладнання.

У зв'язку з цим розрахунок зубчастих передач незалежно від їх типу насамперед виконують за контактною міцністю. При цьому визначають максимальні контактні напруження, що виникають у зоні взаємодії спряжених зубців, і порівнюють їх із допустимими значеннями для матеріалу коліс. Лише після перевірки контактної витривалості здійснюють розрахунок на міцність при згині, який виконується для найбільш небезпечного перерізу зубця, розташованого поблизу його основи (рисунок 1.7). Такий підхід дозволяє забезпечити комплексну оцінку працездатності передачі та виключити як поверхневе руйнування зубців, так і їх можливий злам.

Розрахунковим навантаженням при перевірці зубчастого зачеплення є максимальний крутний момент, що передається передачею в процесі роботи. Для врахування реальних умов експлуатації номінальне навантаження коригують за допомогою коефіцієнта навантаження (k), який враховує точність виготовлення та монтажу передачі, нерівномірність розподілу навантаження між зубцями, концентрацію напружень, а також характер дії навантаження – його динамічність, циклічність і повторюваність. У результаті визначається еквівалентне розрахункове навантаження, яке найбільш повно відображає фактичні умови роботи зубчастої передачі та використовується при подальших розрахунках її контактної та згинальної міцності.

Згідно розрахункової схеми (рисунок 2.4) визначаємо максимальний теоретичний розрахунковий момент, переданий шестеренними валками кліті при техеологічному процесі різання:

$$M_{розр}=M_{зач}\cdot k, \qquad (2.36)$$

де $M_{зач}$ =19,28 кНм – максимальний момент, переданий зубчастим зачепленням;

k – розрахунковий коефіцієнт.

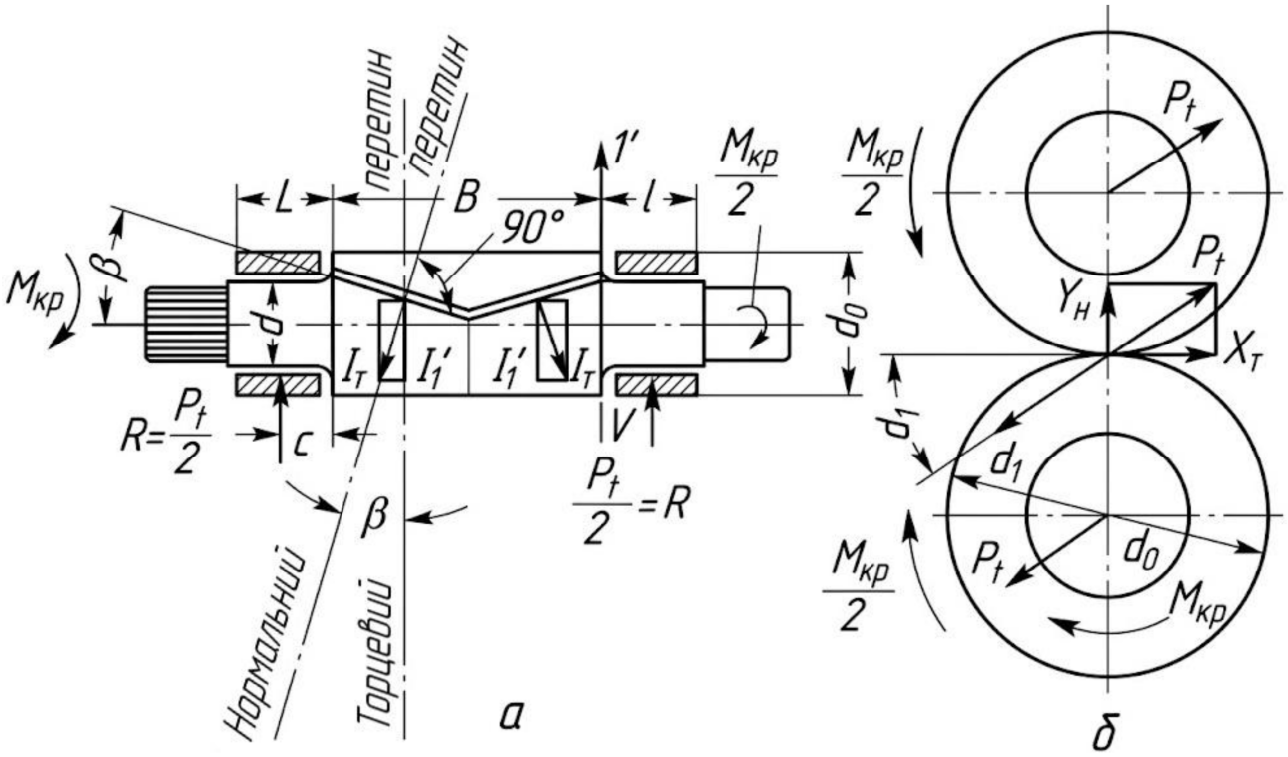


Рисунок 2.4 – До розрахунку шестеренного валка: а – схематизація сил, що діють у шевронному зубчастому зачепленні; б – схема напрямку прикладених сил у торцевому перетині

Розрахунковий коефіцієнт k визначається наступним чином:

$$k=k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \qquad (2.37)$$

де k_1 – коефіцієнт ширини шестірні (колеса); при – b/d_0=360/425=0,8

k_1=1,35;

k_2 – коефіцієнт концентрації, визначений по формулі:

$$k_2=1+0,1 \cdot i=1+0,1 \cdot 1=1,01;$$

k_3 – коефіцієнт якості, для 2–го класу точності виготовлення k_3=1,2.

$$k= 1,55\cdot1,01\cdot1,2=1,63$$

$$M_{розр}=19,28\cdot1,63=31,4 \text{ кНм}$$

Перевірочне визначення контактних напружень зрушення в поверхневому шарі зубів шестірні виконують по формулі [27]:

$$\tau_ш=\frac{80}{A}\sqrt{\frac{M_{розр}}{b}\cdot\frac{(i+1)^3}{i}}, \quad (2.38)$$

де A=425 мм – міжосьова відстань;

b=360 мм – корисна ширина шестірні;

i=1 – передатне число.

$$\tau_ш=\frac{80}{425}\sqrt{\frac{31,4\cdot10^6}{360}\cdot\frac{(1+1)^3}{1}}=157 \text{ МПа}$$

Напруження вигину в підстави зубів шестірні із числом зубів z=53 і нормальним модулем m_n=8 мм визначаються по формулі:

$$\sigma_ш=\frac{0,45\cdot M_{розр}\cdot\psi}{y\cdot m_n^2\cdot z\cdot b}, \quad (2.39)$$

де ψ=1,5 – коефіцієнт концентрації напружень у підстави зубів; при нарізці шестірні долбяком;

y=0,1 – коефіцієнт форми зубів.

$$\sigma_{ш}=\frac{0{,}45\cdot 31{,}4\cdot 10^{6}\cdot 1{,}5}{0{,}1\cdot 8^{2}\cdot 48\cdot 360}=198\ \text{МПа}$$

Допустимі напруження для матеріалів зубчастих шестірень і коліс твердістю 420–570 НВ зі сталі марки 40ХН:

Для зазначених вище сталей, з яких виготовляють шестірні:

$\sigma_{В=}$1200 Н/мм^2=1200 МПа межа міцності;

$\sigma_Т$ = 1000 Н/мм^2=1000 МПа – межа плинності.

Допустимі напруження:

на зрушення в поверхневому шарі зубів [σ] = 470 МПа

на вигин у небезпечному перерізі в ніжки зуба при нереверсивній роботі

[τ] =409 МПа

Між діаметром шестірні d_0, торцевим модулем m_s і числом, зубів z існує наступна залежність:

$$d_0 = m_s z.$$

Для шестеренних клітей d_0 = A, тому

$$d_0 = A = m_s z.$$

Нарізку шестерень виконують звичайно на верстатах інструментом з нормальним модулем у вигляді цілого числа (рідше з торцевим). Міжосьову відстань виражають наступними формулами (при $m_s=m_n/\cos\beta$)

для шестерсннних клітсй

$$A=m_S z=m_n\frac{z}{\cos\beta}, \qquad (2.40)$$

де m_n=8 мм – нормальний модуль;

z=48 – число зубів шестеренного валка;

$\beta=25^0$ – кут нахилу зубів на ділильному циліндрі шестірні.

$$A=8\frac{48}{\cos 2\,5^0}=425 \text{ мм}$$

З виконаного розрахунку можна зробити висновок, що міжосьову відстань, з метою спрщення процесу контролю при складанні варто прийняти рівним 430 мм.

2.5 Перевірка найбільш навантажених елементів шестеренної кліті на міцність, спільну дію вигину й крутіння та твердість

Шестерні шестеренної кліті працюють в умовах значних навантажень і призначені для передавання великих крутних моментів від приводу до робочих валків. З метою підвищення жорсткості конструкції та забезпечення високої надійності роботи їх, як правило, виготовляють за одне ціле з опорними шийками під вальниці. Такі деталі прийнято називати шестеренними валками. Подібне конструктивне виконання дозволяє зменшити кількість з'єднань, підвищити міцність вузла та покращити умови передавання навантажень.

Геометричні розміри шийок шестеренних валків визначаються на основі розрахунків на міцність і жорсткість. При цьому враховують дію згинальних та крутних навантажень, які виникають під час роботи передачі. У випадку застосування роликових конічних вальниць розміри шийок повинні не тільки задовольняти умови міцності, але й відповідати внутрішньому діаметру вибраних вальниць. Така узгодженість конструктивних параметрів забезпечує правильне встановлення опор і необхідну довговічність механізму.

На кінцевих ділянках шестеренних валків передбачають елементи для з'єднання зі шпинделями приводу. Залежно від конструкції привідної лінії на ці ділянки встановлюють головки шарнірних муфт або спеціальні лопаті, які

забезпечують надійне передавання крутного моменту від шпинделів до шестеренних валків.

Для подальшого розрахунку необхідно визначити сили, що виникають у зачепленні шевронної шестерні. Оскільки основною метою є перевірка міцності шийки валка, вплив концентрації напружень у западинах зубців на даному етапі не враховується, тобто коефіцієнт концентрації напружень (k), який використовується при розрахунку зубців на міцність, у розрахунках валка не застосовується. У торцевому перерізі шестерні кут профілю зубця приймається рівним $\alpha_T=20^0$.

Знаючи величину кута профілю в торцевому перерізі, можна визначити складові сили, що діють на зубці під час передачі крутного моменту. Аналізуючи схему зачеплення, наведену на рисунку 2.4, б, визначають окружну, радіальну та інші складові навантаження, які використовуються для подальшого розрахунку міцності шестеренного валка та його опорних елементів. Вихідні залежності для визначення цих зусиль отримують із геометрії зубчастого зачеплення та умов рівноваги сил у зоні контакту зубців. З рисунка 2.4, б знаходимо:

$$P_T = \frac{X_T}{\cos\alpha_T}, \qquad (2.41)$$

де X_T – максимальное окружне зусилля в зачепленні шестірень.

Значення X_T можна визначити із крутного моменту, переданого зачепленням:

$$X_T = \frac{M_{зач}}{d_0/2} = \frac{2M_{зач}}{d_0}$$

де d_0 — діаметр початкової окружної шестірні.

При $\alpha_т=20°$, $\cos\alpha_т = 0{,}93$; тому остання формула прийме наступний вид:

$$P_T=2,17\frac{M_{зач}}{d_0}, \quad (2.42)$$

$$P_T=2,17\frac{19,28}{0,425}=98,44 \text{ кН}$$

Це зусилля, спрямоване під кутом $\alpha_т$ = 20° до горизонталі, буде згинати шейки шестеренного валка й сприйматися підшипниками. На кожну шийку буде діяти при цьому зусилля, рівне:

$$R=\frac{P_T}{2}, \quad (2.43)$$

$$R=\frac{98,44}{2}=49,22 \text{ кН}$$

Найбільш небезпечним з точки зору дії згинальних навантажень є перетин 1–1, розташований у зоні переходу від шийки до зубчастого вінця шестерні. Саме в цьому місці відбувається різка зміна геометричних розмірів деталі, що призводить до підвищеної концентрації напружень і створює передумови для виникнення максимальних згинальних деформацій. Під час роботи шестеренного валка на нього діють сили, що виникають у зубчастому зачепленні, а також реакції опор підшипників. Сукупна дія цих навантажень зумовлює появу згинального моменту, найбільше значення якого, як правило, спостерігається в перетині 1–1. Тому саме цей переріз приймають за розрахунковий при перевірці міцності валка на згин. Максимальне напруження вигину визначається за найбільшим згинальним моментом, що діє в зазначеному перетині, та геометричними характеристиками його поперечного перерізу. Отримане значення порівнюють із допустимим напруженням для матеріалу шестеренного валка. Якщо розрахункове напруження не перевищує допустимого, то міцність валка на згин вважається забезпеченою. Таким чином, максимальне напруження

вигину в перетині 1–1, розташованому між шийкою та шестернею, визначається за залежністю:

$$\sigma=\frac{M_{виг}}{0,1d^3}, \tag{2.44}$$

Згинальний момент у небезпечному перерізі 1–1 визначається дією радіальної сили R, яка передається від зубчастого зачеплення на шийку шестеренного валка. Величина цього моменту залежить не лише від значення прикладеної сили, але й від плеча її дії відносно розрахункового перерізу. Для спрощення інженерних розрахунків приймають, що небезпечний переріз 1–1 розташований поблизу переходу від шийки до зубчастого вінця, а відстань від осі прикладання реакції опори до цього перерізу дорівнює приблизно половині довжини шийки валка:

$$M_{виг}=Rc=R\frac{l}{2}, \tag{2.45}$$

Підставляючи значення P_T з формули (2.43), одержимо формулу для визначення напруги вигину в небезпечному перерізі шийки:

$$\sigma=5,43\frac{M_{зач}\cdot l}{d_0\cdot d^3}, \tag{2.46}$$

де l й d — довжина й діаметр шийки шестеренного валка.

$$\sigma=5,43\frac{19,28\cdot 0,230}{0,425\cdot 0,150^3}=16790 \text{ кПа}\approx 16,79 \text{ МПа}$$

Окрім згинальних напружень, які виникають у шестеренних валках під дією сил зубчастого зачеплення, шийки валків зазнають також дії крутних

навантажень, обумовлених передаванням крутного моменту від приводу до робочих органів механізму. У процесі роботи ці навантаження діють одночасно, формуючи складний напружений стан матеріалу валка. Найбільші дотичні напруження кручення виникають у шийці шестеренного валка, розташованій з боку привідного двигуна або редуктора. Це пояснюється тим, що саме через даний переріз передається повний крутний момент приводу, який ще не зменшений розподілом навантаження між елементами передачі. Тому зазначений переріз є найбільш навантаженим з точки зору дії крутних сил і приймається за розрахунковий при перевірці міцності валка на кручення. Величина напруження кручення визначається переданим крутним моментом та геометричними характеристиками поперечного перерізу шийки. Для суцільного круглого перерізу максимальне дотичне напруження спостерігається на його зовнішній поверхні та розраховується за загальноприйнятою залежністю:

$$\tau=\frac{M_{кр}}{0,2\cdot d^3}, \qquad (2.47)$$

де $M_{кр}=2M_{зач}=2\cdot 19,28=38,56$ кНм – максимальний крутний момент, переданий шийкою двом шестірням від провідного вала двигуна.

$$\tau=\frac{38,56}{0,2\cdot 0,150^3}=57130 \text{ кПа}\approx 57,13 \text{ МПа}$$

Результуюче напруження в цій шийці від дії згинаючого й крутного моментів буде дорівнювати

$$\sigma_{рез}=\sqrt{\sigma^2+3\cdot\tau^2}, \qquad (2.48)$$

$$\sigma_{рез}=\sqrt{16,79^2+3\cdot 57,13^2}=100 \text{ МПа} < [\sigma]=180 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконана.

Незважаючи на те, що напруження, які виникають в інших шийках шестеренних валків, є меншими порівняно з напруженнями в приводній шийці, розташованій з боку двигуна або редуктора, при проєктуванні вузла зазвичай дотримуються принципу уніфікації конструкції. З цією метою розміри шийок обох шестеренних валків приймають однаковими. Такий підхід спрощує виготовлення деталей, полегшує складання та ремонт обладнання, а також дає можливість використовувати підшипники одного типорозміру, що зменшує номенклатуру запасних частин і підвищує експлуатаційну зручність механізму.

Виняток може становити лише приводна шийка, конструкція якої визначається умовами приєднання до редуктора, шпинделя або іншого елемента приводу. Її геометричні параметри можуть відрізнятися від параметрів решти шийок через необхідність забезпечення надійного передавання крутного моменту та розміщення відповідних з'єднувальних елементів.

Після визначення розрахункових напружень, що виникають у шийках шестеренних валків від спільної дії згину та кручення, отримані значення порівнюють із допустимими напруженнями для матеріалу деталі. Для шестеренних валків, виготовлених зі сталі 40ХН, допустиме напруження при розрахунках на міцність рекомендується приймати рівним [σ]= 180 МПа.

Для перевірки шемстеренного валка на спільну дію вигину й крутіння вихідними даними будуть:

- крутний момент на приводному валу шестеренної кліті $M_{КР}$=38,56 кНм;
- початковий діаметр шестеренних валків d_0=425 мм;
- кут $\alpha=20^0$, $\beta=25^0$.

Визначаємо сили, що діють у зачепленні

Окружне зусилля:

$$F_t=\frac{M_{КР}}{2\cdot d_0\cdot \cos\alpha}, \qquad (2.49)$$

де $M_{кр}$=38,56 кНм – крутний момент на приводному валу;

d_0=0,425 м – початковий діаметр шестеренного валка.

$$F_t = \frac{38,56}{2 \cdot 0,425 \cdot \cos 20^0} = 48,27 \text{ кН}$$

Радіальне зусилля в зачепленні

$$F_r = F_t \cdot tg\alpha, \qquad (2.50)$$

$$F_r = 48,27 \cdot tg20^0 = 17,57 \text{ кН}$$

Осьове зусилля:

$$F_à = F_t \cdot tg\beta \qquad (2.51)$$

$$F_a = 48,27 \cdot tg25^0 = 22,5 \text{ кН}$$

Реакції опор (рисунок 2.5)

Площина YOZ

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$F_r \cdot l_1 + F_r \cdot (l_1 + l_2) - R'_B(2 \cdot l_1 + l_2) = 0$$

$$R'_B = \frac{F_r \cdot l_1 + F_r \cdot (l_1 + l_2)}{2 \cdot l_1 + l_2} = \frac{17,57 \cdot 190 + 17,57 \cdot (190 + 400)}{2 \cdot 190 + 400} = 17,57 \text{ кН}$$

Осьову силу в розрахунку не використовуємо тому що вона взаємнозкомпенсована.

$$\Sigma M_B=0;$$

$$-F_r\cdot l_1-F_r\cdot(l_1+l_2)+R'_A(2\cdot l_1+l_2)=0$$

$$R'_A=\frac{F_r\cdot l_1+F_r\cdot(l_1+l_2)}{2\cdot l_1+l_2}=\frac{17{,}57\cdot 190+17{,}57\cdot(190+400)}{2\cdot 190+400}=17{,}57\ \text{кН}$$

Площина XOZ

$$\Sigma M_A=0;$$

$$F_t\cdot l_1+F_t\cdot(l_1+l_2)-R''_B(2\cdot l_1+l_2)=0$$

$$R''_B=\frac{F_t\cdot l_1+F_t\cdot(l_1+l_2)}{2\cdot l_1+l_2}=\frac{48{,}27\cdot 190+48{,}27\cdot(190+400)}{2\cdot 190+400}=48{,}27\ \text{кН}$$

$$\Sigma M_B=0;$$

$$-F_t\cdot l_1-F_t\cdot(l_1+l_2)+R''_A(2\cdot l_1+l_2)=0$$

$$R''_A=\frac{F_t\cdot l_1+F_t\cdot(l_1+l_2)}{2\cdot l_1+l_2}=\frac{48{,}27\cdot 190+48{,}27\cdot(190+400)}{2\cdot 190+400}=48{,}27\ \text{кН}$$

Еквівалентний згинальний момент:

$$M_E=\sqrt{M_X^2+M_Y^2}\,, \qquad (2.52)$$

де M_X=9,17 кНм – максимальний згинальний момент у площині XOZ;

M_Y=8,11 кНм – максимальний згинальний момент у площині YOZ.

$$M_E=\sqrt{9{,}17^2+8{,}11^2}=12{,}24\ \text{кНм}$$

Визначаємо напруги вигину й крутіння

$$\sigma_{MAX}=\frac{M_E}{0{,}1\cdot d^3}\,, \qquad (2.53)$$

$$\tau = \frac{M_{зач}}{0{,}2 \cdot d^3}, \qquad (2.54)$$

де d=300 мм – діаметр проточки.

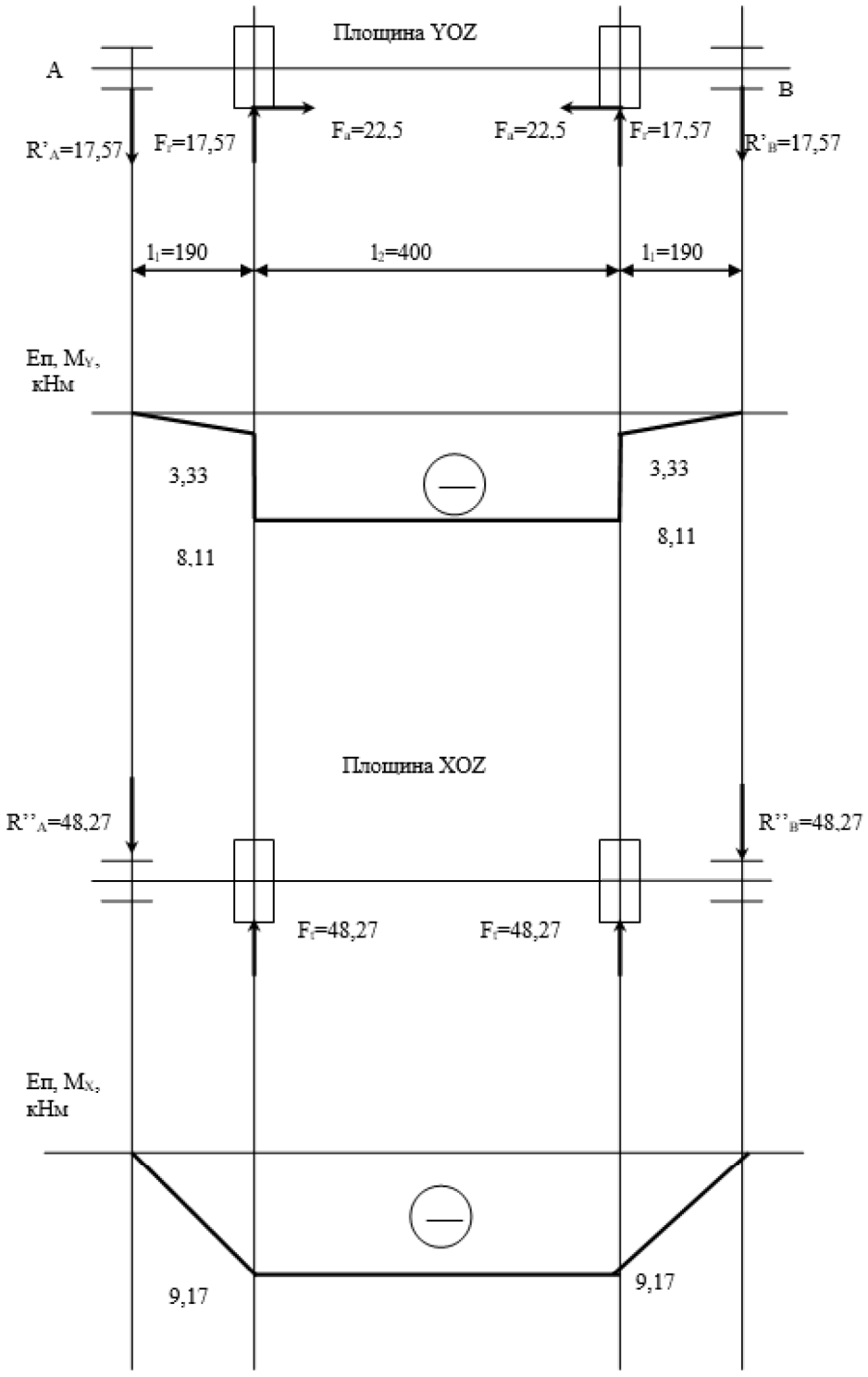


Рисунок 2.5 – Епюра згинальних моментів, що діють на шестеренний валок

$$\sigma_{MAX} = \frac{12,24}{0,1 \cdot 0,3^3} = 4,53 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{19,28}{0,2 \cdot 0,3^3} = 3,57 \text{ МПа}$$

Перевіряємо вал на статичну міцність

$$[\sigma]_{MAX} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 1000 = 800 \text{ МПа}$$

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{MAX}^2 + 4 \cdot \tau^2}, \quad (2.55)$$

де σ_{MAX}=4,53 МПа – максимальне напруження вигину;

τ =3,57 МПа – максимальне напруження крутіння.

$$\sigma_E = \sqrt{4,53^2 + 4 \cdot 3,57^2} = 8,45 \text{ МПа} < [\sigma]_{max} = 800 \text{ МПа}.$$

Звідси видно, що по статичній міцності вал має значний запас міцності.

Прогин вала, що допускається, становить [f]=(0,…0,03)m; при нормальному модулі вала–шестірні m=8 мм, допустимий прогин складе [f]=(0,01...0…0,03)8=(0,08…0,24) мм; допустимий кут, нахилу осі вала з урахуванням встановлених конічних роликових вальниць складе [θ]=0,0016 рад=$16 \cdot 10^{-4}$ рад.

Розрахунковий прогин дорівнює:

$$f = \frac{\sqrt{(2 \cdot F_t)^2 + (2 \cdot F_r)^2}}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot l_2^2 \cdot l_3^2, \quad (2.56)$$

де F_t=48,27 кН – окружна сила в зачепленні;

F_r=17,57 кН – радіальне зусилля в зачепленні;

E=2,1·10^5 МПа – модуль пружності;

I – полярний момент інерції;

l, l_2, l_3 – плечі сил, l=780 мм, l_2=300 мм, l_3=300 мм.

Полярний момент інерції

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \qquad (2.57)$$

де d=300 мм – діаметр проточки.

$$I = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}3^4}{64} = 0{,}0004 \text{ м}^4.$$

$$f = \frac{\sqrt{(2 \cdot 48{,}27)^2 + (2 \cdot 17{,}57)^2}}{3 \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}0004 \cdot 0{,}780} \cdot 0{,}300^2 \cdot 0{,}300^2 = 0{,}0004 \cdot 10^{-6} \text{ м} < [f] = 0{,}24 \cdot 10^{-3} \text{м}.$$

Кут нахилу осі дорівнює

$$\theta = \frac{\sqrt{(2 \cdot F_t)^2 + (2 \cdot F_r)^2}}{6 \cdot E \cdot I} \cdot l_2 \cdot l_3 \cdot (1 + \frac{l_2}{l}), \qquad (2.58)$$

$$\theta = \frac{\sqrt{(2 \cdot 48{,}27)^2 + (2 \cdot 17{,}57)^2}}{6 \cdot 2{,}1 \cdot 10^{11} \cdot 0{,}0004} \cdot 0{,}300 \cdot 0{,}300 \cdot (1 + \frac{0{,}300}{0{,}78}) = 0{,}025 \cdot 10^{-6} \text{ рад}$$

$$\theta = 0{,}025 \cdot 10^{-6} \text{ рад} < [\theta] = 16 \cdot 10^{-4} \text{ рад}.$$

Умову максимально допустимих прогинів та нахилу осі виконано, тобто твердість шестеренного валка забезпечується.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Загальні положення при обрані системи змащування шестерешної кліті дискових ножиць

Мастильні матеріали, що застосовуються в машинобудуванні та металургійному обладнанні, за своїм агрегатним станом і фізико-механічними властивостями поділяються на дві основні групи. До першої належать рідкі мастила – мінеральні, синтетичні та напівсинтетичні масла, а також спеціальні мастильні рідини різного призначення. Другу групу становлять пластичні мастильні матеріали, до яких відносять тверді та спеціальні консистентні мастила, що забезпечують роботу вузлів тертя в умовах обмеженої подачі рідкого мастила або її відсутності [28].

Рідкі змащувальні матеріали у вузлах тертя виконують комплекс важливих функцій, що безпосередньо впливають на надійність і довговічність механізмів. Насамперед вони істотно зменшують коефіцієнт тертя між контактуючими поверхнями, знижуючи енергетичні втрати та інтенсивність зношування. Крім того, мастило виконує охолоджувальну функцію, відводячи тепло, що утворюється в зоні тертя. Важливою є також захисна функція, завдяки якій значно сповільнюються, а деінколи і зовсім відсутні корозійні процеси на робочих поверхнях деталей. Окремо слід відзначити здатність мастильного середовища виносити продукти зношування із зони контакту, що запобігає їх накопиченню та вторинному абразивному впливу.

Спосіб підведення мастильного матеріалу до вузлів тертя визначає систему змащування:

- індивідуальну,
- картерну,
- циркуляційну
- аерозольну.

Кожна з цих систем має свої конструктивні особливості та область раціонального застосування.

Серед зазначених систем особливе місце займає циркуляційне змащування, при якому робоча рідина подається до вузлів тертя під тиском. Дана система є найбільш досконалою та сучасною у порівнянні з іншими способами змащування і в більшості випадків повністю задовольняє вимоги, що висуваються до мастильних систем металургійного обладнання. У циркуляційних системах, що відносяться до централізованих, змащувальна робоча рідина переміщується по замкненій мережі мастилопроводів, послідовно проходячи через вузли змащування, фільтрувальні елементи, охолоджувачі та інші допоміжні агрегати. Рух мастила забезпечується насосом, який створює необхідний тиск у системі.

Таким чином, у замкнутому контурі мастило, виходячи з резервуара, проходить через усі елементи системи та після виконання своїх функцій повертається назад у той самий бак. При цьому втрати мастильного матеріалу є мінімальними і обумовлюються лише його залишковим утриманням на поверхнях тертя, випаровуванням та незначними витоками через ущільнення. У експлуатаційному процесі мастило виконує не лише змащувальну, але й ефективну охолоджувальну функцію, одночасно видаляючи з робочих зон сторонні домішки та продукти зношування, присутність яких у мастильному шарі є неприпустимою.

Завдяки багаторазовому використанню мастильного матеріалу циркуляційна система є економічно доцільною та ефективною з точки зору ресурсозбереження. Водночас слід враховувати, що така система потребує складного та дорогого обладнання, значних габаритів, а також високої надійності ущільнень у всіх з'єднаннях. Таким чином використання централізованого змащування є виправданим лише у випадках, коли можуть бути реалізовані всі його технічні та експлуатаційні переваги [29].

До циркуляційних систем у широкому розумінні також відносять будь-які схеми подачі рідкого мастила, за яких робоча рідина (мастило) повертається до резервуара або перебуває у безперервному русі. При цьому в складі загальної мастильної системи можуть функціонувати локальні, автономні циркуляційні контури, які обслуговують окремі машини або вузли. Поряд із централізованим змащуванням в одному й тому ж обладнанні допускається комбіноване застосування

різних способів подачі мастила, зокрема можливе поєднання змащування за допомогою маслянок зі змащуванням зануренням.

Залежно від характеру руху мастильного матеріалу в системі розрізняють вільну та примусову циркуляцію. При вільній подачі мастило переміщується за рахунок гравітаційних сил або простих допоміжних пристроїв, які забезпечують безперервний потік. До таких засобів належать ґнотові подавачі, відцентрові маслозмащувальні конуси, а також трубчасті системи самозасмоктування та інші подібні пристрої [30].

3.2 Розрахунок системи змащення шестеренної кліті дискових ножиць

Таким чином одним з визначальник чинників, який забезпечує надійну та беззупинну роботу виробничих агрегатів згідно експлуатаційних вимог є вірно обрана та якісно функіонуюча система змащення [31]. Для вибору системи змащування шестеренної кліті скористаємося методикою наведеною в роботі [32].

В першу чергу необхідно кількісно визначити об’єм тепла, яке створюється від роботи тертя у зубчастому зачепленні, кДж/год :

$$Q_1 = 860(1-\eta)N \cdot 4{,}1868 \qquad (3.1)$$

де $\eta = 0{,}90$ – загальний ККД вузла, що піддається змащуванню;

N=46 кВт – потужність, яка визначає виконану роботу тертя.

Підставивши значення в 3.1, одержимо:

$$Q_1 = 860(1\text{-}0{,}85)\cdot 46 \cdot 4{,}1868 = 24844 \text{ кДж/год}$$

Для остаточного визначення системи змащування необхідно встановити кількість відведення створеного тепла від тертьових пар у навколишнє середовище:

$$Q_2=k(t_м-t_в)A \qquad (3.2)$$

де $k=40$ кДж/(м^2·град·год) – коефіцієнт, що характеризує умови теплопередачі;

$t_м=50$ °С – температура робочої рідини (мастила);

$t_в=25$ °С – зовнішня температура повітря об'єму, куди відводитиметься тепло;

$A=10,2$ м^2 – загальна площа поверхонь, що визначають теплообмін.

Підставивши значення у вираження 3.2, одержимо:

$$Q_2=40\cdot(50-25)\cdot10,2=10500 \text{ кДж/год.}$$

Оскільки $Q_1 > Q_2$ згідно рекомендацій [32] варто використовувати циркуляційну систему змащення.

Наступним етапом розрахунку є вибір робочої рідини (мастила)

Вихідні дані:

– потужність передана шестеренним зачепленням з урахуванням втрат на тертя N=39,1 кВт;

– число обертів валів n=12,7 хв$^{-1}$;

Лінійна швидкість зубчастого зачеплення шестеренної кліті визначається як:

$$V_1=\frac{d\cdot\pi\cdot n}{60}=\frac{0,425\cdot3,14\cdot12,7}{60}=0,28 \text{ м/с.}$$

де d=0,425 м – початковий діаметр шестеренних валків.

Робоча ширина шестеренних валків:

$$B=360 \text{ мм}=36 \text{ см}.$$

Тоді тиск, що розподіляється по довжині зуба:

$$q=\frac{102N}{V\cdot B}, \tag{3.3}$$

де N – потужність, що передається шестеренним зачепленням;

V – швидкість зубчастого зачеплення (лінійна);

B – ширина зубчастого зачеплення.

Таким чином:

$$q_1=\frac{102\cdot 39,1}{0,28\cdot 36}=395 \text{ кН/м}.$$

Для підбору робочої рідини (мастила) використаємо формулу:

$$^0ВУ_{50}=\frac{q\cdot m}{20}, \tag{3.4}$$

де $^0ВУ_{50}$ –в'язкість (умовна) робочої рідини при температурі 50^0C;

m – коефіцієнт, що характеризується лінійною швидкістю зубчастого зачеплення ($m=1$, при $V>10$м/с, $m=1,6$ при $V<8$м/с).

Таким чином:

$$^{0}\text{ВУ}^{1}_{50}=\frac{395\cdot 1,6}{20}=31,65$$

Згідно отриманого розрахунку точного співпадіння з технологічними характеристиками змащувальних рідин не знайдено, тому пропонується до використання мастило типу ТМ4/12 з наступними характеристиками:

- в'язкість кінематична при 50 ^{0}С 57-64 мм^2/с
- температура застигання -20^{0}С
- Масова частка активних елементів
  фосфор 0,1%
  сірка 2,7%…3%
- індекс задиру, С 58
- показник зношування, $Д_i$ 0,4

Отриманні дані дозволяють визначити продуктивність станції та тип насосу, який буде забезпечувати обрану циркуляційну систему рідкого змащування. Продуктивність визначаємо з урахуванням теплообміну, дм^3/год:

$$P=\frac{Q_1-Q_2}{c\cdot\gamma\cdot\Delta t_м\cdot\xi} \qquad (3.5)$$

де $c=2$ кДж/(кг·град) – питома теплоємність мастила;

$\gamma=0,92$ кг/дм^3 – щільність мастила;

$\Delta t_м=12\ ^{\circ}C$ – допустиме розрахункове підвищення температури мастила;

$\xi=0,7$ – коефіцієнт, що враховує не 100 % охолодження мастила в процесі експлуатації.

Підставивши значення у вираження 3.5, одержимо:

$$P=\frac{24844\text{-}10500}{2\cdot 0,92\cdot 12\cdot 0,7}=928 \text{ дм}^3\text{/год}=15,5 \text{ дм}^3\text{/хв}$$

З огляду на можливу інтенсифікацію роботи устаткування, тому змоделюємо ситуацію, в якій шестеренна кліть не віддає через корпус надлишкове тепло. В такій ситуації продуктивність змащувальної визначають без врахування теплообміну із зовнішнім середовищем, тобто $Q_2 = 0$:

$$P' = \frac{24844\text{-}0}{2 \cdot 0{,}92 \cdot 12 \cdot 0{,}7} = 1607 \text{ дм}^3/\text{год} = 26{,}8 \text{ дм}^3/\text{хв}$$

де P и P' – розрахункова продуктивність станції рідкого змащення з урахуванням і без урахування теплообміну редуктора із зовнішнім середовищем, дм^3/год.

За отриманими значеннями приймаємо насос шестеренного типу моделі Г10-30А з номінальною продуктивністю 30 л/хв.

3.3 Розрахунок елементів стропування шестеренної кліті при її монтажі

Розрахунок стропа передбачає вибір сталевого каната, який забезпечуватиме безпечне та надійне переміщення шестеренної кліті під час проведення монтажних робіт, технічного обслуговування, ремонтів і демонтажу обладнання [33, 34]. Правильний вибір параметрів стропа є важливою умовою безпечного виконання вантажопідіймальних операцій, оскільки від нього залежить стійкість вантажу, рівномірність розподілу навантаження між гілками стропа та надійність роботи вантажопідіймального механізму.

На першому етапі розрахунку визначають основні геометричні параметри стропування, зокрема довжину гілок стропа та висоту стропування. Ці величини встановлюються відповідно до прийнятої схеми стропування шестеренної кліті (рисунок 3.1) з урахуванням розташування точок зачеплення, конструктивних особливостей вантажу та умов його підйому. Правильно вибрані геометричні параметри дозволяють забезпечити необхідний кут нахилу стропів, мінімізувати

додаткові навантаження на канати та запобігти перекосу вантажу під час його транспортування.

Вихідними даними для виконання розрахунку є маса (або вага) шестеренної кліті, а також кут, що визначає положення стропу по відношенню до горизонтальної площини. Зазначений кут суттєво впливає на величину зусиль, що виникають у канатах: зі зменшенням кута нахилу навантаження на кожну гілку стропа зростає, тому його значення повинно відповідати вимогам нормативних документів з безпечної експлуатації вантажопідіймальних засобів.

На основі вихідних даних визначають розрахункове навантаження, що припадає на кожну гілку стропа, після чого підбирають тип і діаметр сталевого каната за умовами міцності та необхідного запасу надійності. Отримані результати дозволяють обґрунтовано вибрати конструкцію стропа, яка забезпечить безпечне переміщення шестеренної кліті як під час монтажу, так і в процесі її подальшої технічної експлуатації.

Розрахунок полягає у виборі сталевого каната для виготовлення стропу для переміщення шестеренної кліті під час її технічної експлуатації та монтажу монтажу шестеренної кліті [33, 34]. Для надійного переміщення кліті за допомогою сталевого стропу необхідно визначити його довжину та висоту стропування згідно схеми стропування (рисунок 3.1).

Вихідними даними для розрахунку стропування є: вага встаткування ($G_{ШК}$) і кут між горизонтальною площиною й площиною в якій лежить строп(α).

Визначимо максимальний натяг у канаті:

$$S\frac{G_{ШК}}{n\cdot \sin \alpha_{H_{max}}}, \qquad (3.6)$$

де $G_{ШК}$=7560 кг =75,6 кН – вага переміщуємого устаткування;

n=2 – кількість стропів, яка планується до використання;

$\alpha = 55^0$– кут, що визначає положення стропу відносно горизонтальної площини;

$K_Н$=1,4 – коефіцієнт, що визначає нерівномірність розподілу навантаження.

$$S\frac{75,6}{2\cdot \sin 5\,5^0}$$

За знайденим зусиллям визначаємо розривне зусилля каната:

$$P_Р = k \cdot S_{max}\,, \qquad (3.7)$$

де k=6 – коефіцієнт запасу міцності каната.

$$P_Р=6\cdot 64,6=387 \text{ кН}.$$

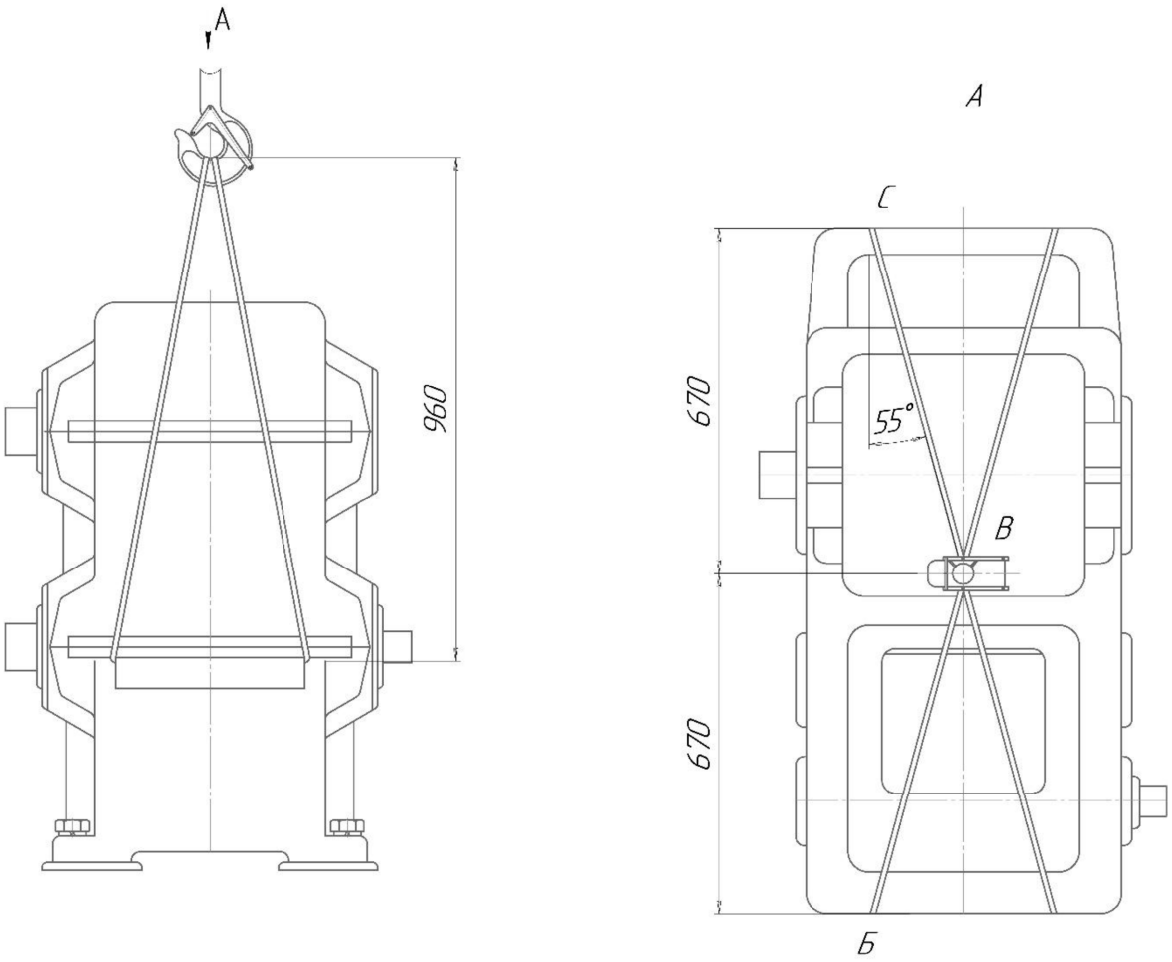


Рисунок 3.1 – Схема стропування шестеренної кліті

За визначеним розривним зусиллям обираємо тип канату, що буде використовуватися при такелажних роботах, при цьому враховуємо, що для маркувальної групи 1372 МПа, при діаметрі каната $d_К$=32 мм, розривне зусилля каната в цілому становить $[P_Р]$=415 кН (канат подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції 6х19(1+6+6/6)+1 о. с. за ДСТ 3079-80), для якого:

$$[P_Р]=415 \text{ кН} > P_Р=387 \text{ кН}$$

Умова міцності виконується.

Стропи, які широко застосовуються в підйомно-транспортному обладнанні, зазвичай являють собою відрізок сталевого каната, на обох кінцях якого сформовані монтажні петлі. Ці петлі призначені для приєднання вантажозахоплювальних пристроїв, гаків кранів, траверс або безпосереднього охоплення вантажу під час виконання вантажопідіймальних операцій.

Для формування та надійної фіксації петель використовують заплітання каната (забатіг) або спеціальні канатні стиски. Вибір способу закріплення залежить від умов експлуатації, необхідної вантажопідйомності, вимог до надійності з'єднання та технології виготовлення стропа. Використання стисків є одним із найбільш поширених способів утворення петель завдяки простоті монтажу та можливості швидкого контролю технічного стану з'єднання.

Кількість стисків, необхідних для виготовлення стропа, визначається розрахунковим навантаженням і вантажопідйомністю канатного пристрою. Чим більше навантаження, яке повинен сприймати строп, тим більшою має бути кількість стисків, що забезпечують надійне затискання вільного кінця каната та запобігають його вислизанню під дією робочих зусиль. Необхідну кількість і типорозмір стисків вибирають за нормативними або довідковими даними з урахуванням сили затискання, яку здатний створювати кожен окремий стиск (рисунок 3.2).

При цьому розрахунок виконується таким чином, щоб сумарна утримувальна здатність усіх встановлених стисків перевищувала максимальне

експлуатаційне навантаження з урахуванням встановленого коефіцієнта запасу міцності. Такий підхід забезпечує безпечну експлуатацію стропа, підвищує його надійність та виключає можливість руйнування або роз'єднання канатної петлі під час виконання вантажопідіймальних робіт.

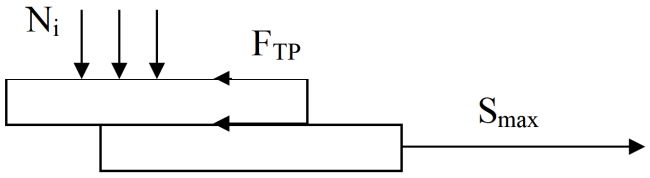


Рисунок 3.2 – Схема зусиль, що виникають у стиску стропу

Визначаємо кількість затискачів:

$$z_{ст} = \frac{k \cdot F_{KP}}{2 \cdot F_P \cdot f} \geq 3, \tag{3.8}$$

де k – коефіцієнт, що характеризує надійність закріплення, k = 1,5;

$F_{кр}$ – зусилля в місці кріплення канату, $F_{кр}$ =64,6 кН (дорівнює S_{max});

$F_р$ – зусилля, що виникає по осі різьблення скоби затискача та враховує напруження, що виникають під час затягування кріплення, Н.

$$F_р = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_р]}{1{,}3}, \tag{3.9}$$

де d_1 =25,706 мм – внутрішній діаметр різьбової частини скоби М30;

$[\sigma_р]$ – допустиме напруження, матеріалу скоби на розтягування, $[\sigma_р]=1{,}2 \cdot 10^8$ Па;

f – коефіцієнт тертя каната по канату, f =0,15...0,20.

$$F_р = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}025706^2}{4} \cdot \frac{1{,}2 \cdot 10^8}{1{,}3} = 47882 \text{ Н}$$

Підставивши отримані значення у вираження (3.8), одержимо:

$$z_{ст} = \frac{1{,}5 \cdot 64600}{2 \cdot 47882 \cdot 0{,}2} = 5{,}1$$

З метою створення надійного з'єднання обираємо кількість затискачів $z_{ст}=6$

Крок розташування стискачів:

$$t = 6 \quad d = 6 \quad 30 = 180\text{мм}.$$

Визначимо довжину заготівлі каната використовуваного для виготовлення одного стропа згідно схеми стропування шестеренної кліті (рис. 3.1) та схеми організації вантажної петлі стропу з використанням стисків (рис. 3.3):

$$L_{ЗАГ} = 2[L_1 + L_2(n_{СЖ} - 1) + L_3] + L_{СТР}, \qquad (3.6)$$

де L_1, L_2, L_3 – частини канату, що використовуються при створенні вантажної петлі та визначені емперичним шляхом;

$L_{СТР}$ – робоча довжина канату в стропі.

$$L_{СТР\ ВС} = \frac{CO}{\cos\alpha} \cdot 2 + b = \frac{670}{\cos 5\,5^0} \cdot 2 + 370 = 2707 \text{ мм}$$

$$L_{СТР\ ВБ} = \frac{AO}{\cos\alpha} \cdot 2 + b = \frac{670}{\cos 5\,5^0} \cdot 2 + 370 = 2707 \text{ мм}$$

$$L_1=7\cdot d_Б=7\cdot 30=210 \text{ мм};$$

$$L_2=6\cdot d_Б=6\cdot 30=180 \text{ мм};$$

$$L_3=100 \text{ мм};$$

$$L_{ЗАГ\ ВС}=2\cdot[210+180\cdot(6-1)+100]+2707=5127 \text{ мм}\approx 5130\text{мм}$$

$$L_{ЗАГ\ ВБ}=2\cdot[210+180\cdot(6-1)+100]+2707=5127 \text{ мм}\approx 5130\text{мм}$$

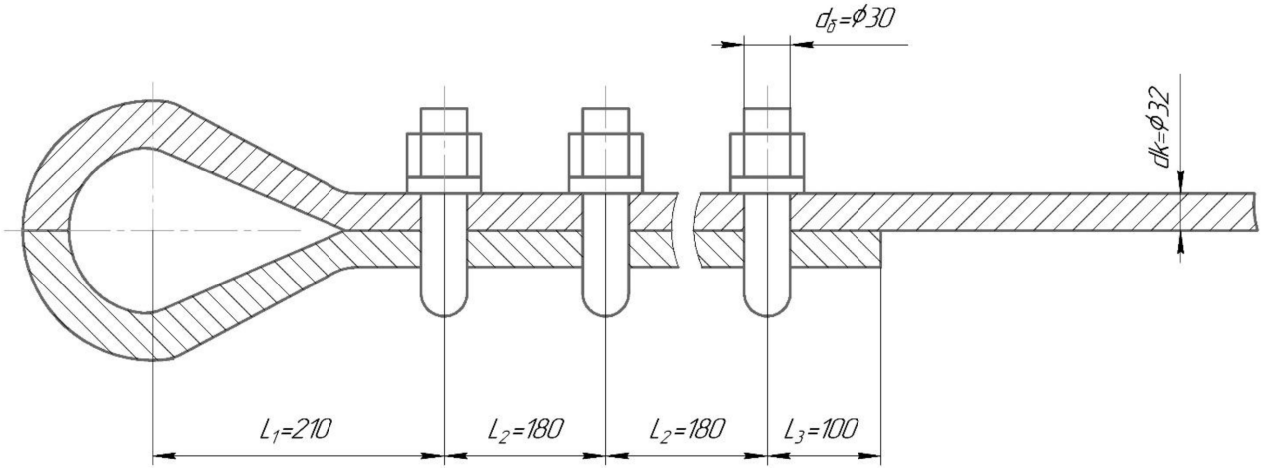


Рисунок 3.3 – Схема організації вантажної петлі стропу з використанням стисків

Таким чином для виготовлення стропу для монтажу шестеренної кліті приводу дискових ножиць варто використати сталевий канат типу типу ЛК-Р конструкції 6х19(1+6+6/6)+1 о.с. маркувальної групи 1372 МПа довжиною 5,5 м.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища при повздовжньому різанні металевої штаби

Процес повздовжнього розпускання металевої штаби є важливою технологічною операцією в металургійному та металообробному виробництві. Він передбачає поділ широкої металевої штаби на декілька смуг необхідної ширини за допомогою дискових ножиць. Під час виконання цієї операції працівники зазнають впливу різноманітних небезпечних та шкідливих виробничих факторів, які можуть негативно впливати на їхнє здоров'я, працездатність та безпеку праці. Тому аналіз цих факторів є необхідною умовою забезпечення безпечної експлуатації обладнання та створення належних умов праці.

Одним із найбільш небезпечних факторів є наявність рухомих частин технологічного обладнання. До них належать привідні та натискні ролики, вали, муфти, редуктори, дискові ножі та інші елементи механізмів, що обертаються. При випадковому контакті працівника з такими елементами можливе затягування одягу або частин тіла у зону обробки металу, що може призвести до тяжких виробничих травм. Особливу небезпеку становлять ділянки подавання штаби до ножів та зони між обертовими роликами.

Під час розпускання металевої штаби виникає ризик механічного травмування гострими кромками металу. Після різання на краях штаби утворюються задирки та гострі виступи, які можуть спричинити порізи рук і відкритих частин тіла працівників. Небезпека значно зростає під час ручного контролю якості продукції, налагодження обладнання та виконання ремонтних робіт.

Важливим шкідливим фактором є підвищений рівень шуму. Основними джерелами шуму під час роботи агрегату повздовжнього різання є електродвигуни, редуктори, роликові механізми, дискові ножі та удари металевої

штаби об елементи технологічної лінії. Рівень шуму може перевищувати допустимі санітарні норми, що при тривалому впливі призводить до зниження гостроти слуху, підвищеної втомлюваності, погіршення концентрації уваги та зростання ймовірності виникнення аварійних ситуацій.

Під час експлуатації обладнання працівники також зазнають впливу виробничих вібрацій. Джерелами вібрації є електромеханічні приводи, редуктори, підшипникові вузли та дисбаланс обертових елементів машин. Тривалий вплив вібрації може викликати професійні захворювання опорно-рухового апарату, нервової та серцево-судинної систем людини.

Під час технологічної операції повздовжнього розпуску металевої штаби можливе утворенняя металевої стружки, осипання циндри та дрібнодисперсного пилу. Частинки металу, що відокремлюються від поверхні штаби або ріжучих елементів, можуть потрапляти в очі та органи дихання працівників. Особливо небезпечними є дрібні металеві частинки, які тривалий час перебувають у повітрі робочої зони та можуть викликати подразнення слизових оболонок і захворювання дихальних шляхів.

Суттєву небезпеку становлять фактори електричного походження. Обладнання агрегату повздовжнього різання оснащується електродвигунами, системами автоматичного керування, контрольно-вимірювальними приладами та силовими електричними мережами. Пошкодження ізоляції струмопровідних частин, не дотримання правил безпечної експлуатації електрообладнання або пошкодження захисних пристроїв можуть призвести до ураження працівників електричним струмом.

Під час роботи технологічної лінії можливе виникнення несприятливих мікрокліматичних умов. У виробничих приміщеннях металургійних підприємств температура повітря може змінюватися залежно від пори року, режиму роботи обладнання та ефективності вентиляційних систем. Підвищена температура повітря спричиняє перегрів організму, і як наслідок знижується працездатність та підвищується ризик допущення помилкових дій персоналу. Недостатня температура, навпаки, може викликати переохолодження працівників.

Одним із факторів виробничого середовища є недостатня або нерівномірна освітленість робочої зони. Недостатній рівень освітлення ускладнює спостереження за технологічним процесом, контроль якості продукції та виконання ремонтних операцій, що збільшує ризик виробничого травматизму. З метою створення безпечних умов праці освітлення повинно відповідати вимогам чинних нормативних документів.

При транспортуванні металевої штаби та готових смуг за допомогою мостових кранів, рольгангів і транспортних пристроїв існує небезпека падіння вантажів або їхнього неконтрольованого переміщення. Такі ситуації можуть виникати через несправність вантажопідіймального обладнання, недотримання правил стропування або помилок обслуговуючого персоналу.

Крім фізичних факторів, на працівників впливають психофізіологічні навантаження. Оператор агрегату повинен постійно контролювати параметри технологічного процесу, стежити за положенням штаби, станом ріжучого інструменту та роботою допоміжного обладнання. Висока відповідальність, монотонність праці та необхідність швидкого реагування на можливі відхилення технологічного процесу можуть призводити до нервово-емоційного напруження та підвищеної втоми.

Таким чином, процес повздовжнього розпускання металевої штаби характеризується наявністю комплексу небезпечних і шкідливих виробничих факторів, серед яких основними є рухомі частини машин і механізмів, гострі кромки металу, шум, вібрація, металева стружка та пил, електричний струм, несприятливі мікрокліматичні умови, недостатня освітленість, небезпека падіння вантажів та психофізіологічні навантаження. Для мінімізації їх негативного впливу необхідно застосовувати комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпечних та здорових умов праці.

Згідно атестації робочого місця [35] вони характеризуються наявністю комплексу виробничих факторів різного ступеня шкідливості, зокрема чотирьох факторів 1-го ступеня, двох факторів 2-го ступеня та одного фактора 3-го

ступеня. Сукупний вплив зазначених факторів свідчить про те, що умови праці на даних робочих місцях належать до категорії шкідливих і важких. За результатами оцінювання вони відповідають вимогам Списку № 1, пункту 1, який визначає перелік виробництв, робіт, професій і посад з особливо шкідливими та особливо важкими умовами праці.

Відповідно до положень Списку № 1 працівникам, зайнятим на таких роботах, надаються передбачені законодавством пільги та компенсації. Зокрема, для чоловіків встановлюється право на призначення пенсії за віком на пільгових умовах після досягнення 50-річного віку за умови наявності необхідного спеціального стажу роботи. Крім того, працівникам надається щорічна додаткова оплачувана відпустка тривалістю 14 календарних днів, здійснюється безоплатне забезпечення молоком або іншими рівноцінними харчовими продуктами, а також виплачуються відповідні компенсаційні доплати, розмір яких визначається чинним законодавством та положеннями колективного договору підприємства. Таким чином, зазначені пільги та компенсації спрямовані на часткове відшкодування негативного впливу шкідливих виробничих факторів на здоров'я працівників і створення належних соціальних гарантій [36].

4.2 Заходи щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів при повздовжньому pspанні металевої штаби

Безпечна експлуатація агрегатів повздовжнього розпускання металевої штаби забезпечується впровадженням комплексу організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та індивідуальних заходів захисту працівників. Застосування зазначених заходів дозволяє мінімізувати ризик виникнення виробничого травматизму та професійних захворювань, а також підвищити надійність і ефективність роботи обладнання.

Для запобігання травмуванню працівників рухомими частинами машин усі небезпечні зони технологічного обладнання повинні бути обладнані стаціонарними або знімними захисними огородженнями. Особлива увага

приділяється огородженню приводних механізмів, валів, муфт, редукторів, ланцюгових і пасових передач, а також зон входу штаби в дискові ножиці. Конструкція огороджень повинна унеможливлювати випадковий доступ працівників до небезпечних елементів під час роботи обладнання. Для забезпечення додаткового рівня безпеки рекомендується використовувати блокувальні пристрої, які автоматично зупиняють обладнання при відкриванні захисних кожухів [37].

Одним із важливих заходів є автоматизація технологічних операцій. Використання автоматизованих систем керування, дистанційного контролю та механізованих пристроїв подавання і транспортування металевої штаби дозволяє зменшити безпосередній контакт персоналу з небезпечними зонами агрегату. Автоматизація також сприяє підвищенню точності технологічного процесу та зменшенню ймовірності виникнення аварійних ситуацій через помилки операторів.

Для зниження ризику травмування гострими кромками металевих смуг необхідно максимально механізувати процеси їх переміщення та складування. Працівники повинні використовувати спеціальні захисні рукавиці з підвищеною стійкістю до порізів, захисний спецодяг та взуття [38]. Під час виконання налагоджувальних і ремонтних робіт необхідно застосовувати спеціальний інструмент, що забезпечує безпечне утримання та переміщення металевих заготовок.

Зменшення впливу виробничого шуму досягається шляхом застосування комплексу технічних рішень. До них належать використання малошумного обладнання, своєчасне технічне обслуговування механізмів, балансування обертових деталей, зменшення зазорів у вузлах машин та встановлення шумопоглинальних конструкцій. Джерела підвищеного шуму доцільно розміщувати в шумоізольованих кожухах або окремих приміщеннях. Якщо рівень шуму перевищує допустимі значення, працівники повинні використовувати засоби індивідуального захисту органів слуху, зокрема навушники або протишумові вкладиші [39].

Для зменшення негативного впливу вібрації необхідно забезпечити правильний монтаж обладнання на вібропоглинальних фундаментах та опорах. Важливе значення має регулярний контроль технічного стану вальниць, муфт і приводів. Зношені елементи механізмів повинні своєчасно замінюватися, а обертові частини проходити балансування. За необхідності використовуються спеціальні віброгасильні пристрої та амортизатори.

Захист працівників від металевого пилу, окалини та дрібних частинок металу забезпечується ефективною роботою систем вентиляції. У виробничих приміщеннях повинна функціонувати загальнообмінна припливно-витяжна вентиляція, а в місцях інтенсивного утворення пилу доцільно встановлювати місцеві відсмоктувачі [40]. Для захисту органів дихання та очей працівники повинні використовувати захисні окуляри, щитки та, за необхідності, респіратори.

Для запобігання ураженню електричним струмом усі металеві неструмопровідні частини обладнання повинні бути надійно заземлені відповідно до вимог нормативних документів. Електрообладнання повинно проходити періодичні перевірки стану ізоляції, а всі ремонтні роботи необхідно виконувати тільки після повного зняття напруги. Особливу увагу слід приділяти справності захисних автоматів, пристроїв аварійного відключення та систем блокування []41.

Нормалізація параметрів мікроклімату виробничих приміщень забезпечується за рахунок ефективної роботи систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря. У теплий період року необхідно організовувати достатній повітрообмін та забезпечувати працівників питною водою. У холодний період року слід підтримувати нормативну температуру повітря та виключати утворення протягів у робочій зоні.

Для забезпечення належних умов зорової роботи необхідно підтримувати нормативні показники освітленості робочих місць. Система освітлення повинна включати загальне та, за потреби, місцеве освітлення зон контролю якості продукції, налагодження обладнання та виконання ремонтних робіт.

Освітлювальні прилади необхідно регулярно очищати від пилу та своєчасно замінювати несправні лампи.

З метою запобігання нещасним випадкам під час транспортування металевої штаби необхідно забезпечити справний технічний стан вантажопідіймального обладнання, своєчасне проведення його технічних оглядів та випробувань. Стропування вантажів повинно здійснюватися відповідно до затверджених схем із застосуванням справних вантажозахоплювальних пристроїв. До виконання вантажопідіймальних операцій допускаються лише працівники, які пройшли відповідне навчання та перевірку знань з охорони праці.

Важливе значення мають організаційні заходи безпеки. Усі працівники повинні проходити вступний, первинний та періодичний інструктажі з охорони праці, навчання безпечним методам виконання робіт і перевірку знань вимог безпеки. На робочих місцях необхідно розміщувати попереджувальні знаки безпеки, інструкції з експлуатації обладнання та плани дій у разі виникнення аварійних ситуацій. Регулярний контроль стану охорони праці та виробничої дисципліни сприяє своєчасному виявленню потенційних небезпек і запобіганню виробничому травматизму.

Таким чином, зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів при повздовжньому розпусканні металевої штаби досягається шляхом комплексного впровадження технічних, організаційних та санітарно-гігієнічних заходів. Їх реалізація забезпечує безпечні умови праці персоналу, знижує ризик виникнення нещасних випадків і професійних захворювань та сприяє підвищенню ефективності виробничого процесу.

4.3 Рішення по поліпшенню екологічних показників ділянки різання прокату. Розрахунок витяжної парасолі

Ділянка повздовжнього різання металевого прокату є складовою частиною металургійного виробництва, під час роботи якої утворюються відходи металу,

металевий пил, шумове забруднення та споживається значна кількість електричної енергії. Незважаючи на те, що процес різання не належить до найбільш екологічно небезпечних технологічних операцій металургійного виробництва, впровадження сучасних природоохоронних заходів дозволяє суттєво зменшити негативний вплив виробництва на навколишнє середовище та підвищити ресурсоефективність підприємства.

Одним із головних напрямків покращення екологічних показників є організація ефективної системи збору та переробки металевих відходів. У процесі повздовжнього різання утворюються обрізки крайок штаби, технологічний брухт та металева стружка. Для мінімізації втрат металу необхідно забезпечити роздільне збирання відходів за видами металу та їх своєчасне повернення до металургійного циклу як вторинної сировини. Повторне використання металевих відходів сприяє зменшенню обсягів видобутку природних ресурсів та скороченню енергетичних витрат на виробництво металопродукції.

Для зменшення викидів металевого пилу в атмосферу виробничих приміщень доцільно обладнати ділянку різання сучасною аспіраційною системою. Місцеві відсмоктувачі повинні встановлюватися безпосередньо біля зон різання та накопичення відходів металу. Забруднене повітря необхідно очищати за допомогою циклонів, рукавних або картриджних фільтрів із високою ефективністю уловлювання дрібнодисперсних частинок. Використання таких систем дозволяє підтримувати концентрацію пилу на рівні, що не перевищує встановлені нормативи.

Важливим заходом є зниження рівня шумового забруднення. Для цього рекомендується використовувати малошумні приводи, здійснювати регулярне балансування обертових деталей та своєчасну заміну зношених елементів обладнання. Додатково можуть встановлюватися шумопоглинальні панелі та захисні акустичні екрани навколо найбільш шумних механізмів. Це сприяє покращенню умов праці персоналу та зменшенню акустичного навантаження на виробниче середовище.

Суттєвим напрямком підвищення екологічності виробництва є скорочення енергоспоживання. Для цього доцільно використовувати електродвигуни високого класу енергоефективності, частотні перетворювачі для регулювання швидкості приводів та автоматизовані системи керування технологічним процесом. Застосування сучасних енергозберігаючих технологій дозволяє знизити споживання електроенергії на 10–20 %, що сприяє зменшенню непрямих викидів парникових газів, пов'язаних із виробництвом електроенергії.

Для зменшення кількості виробничих відходів необхідно оптимізувати технологію розкрою металевої штаби. Використання спеціалізованого програмного забезпечення для планування схем різання дозволяє максимально ефективно використовувати ширину вихідного прокату та мінімізувати утворення обрізків. Такий підхід забезпечує підвищення коефіцієнта використання металу та скорочення кількості брухту.

Особливу увагу слід приділити раціональному використанню мастильних матеріалів. Для запобігання забрудненню навколишнього середовища необхідно застосовувати герметичні системи змащування обладнання, своєчасно усувати витоки мастил та організовувати збір відпрацьованих мастильних матеріалів у спеціальні контейнери з подальшою передачею ліцензованим підприємствам для утилізації або регенерації.

Підвищенню екологічної безпеки сприяє впровадження системи екологічного менеджменту на основі міжнародного стандарту ISO 14001. Така система забезпечує постійний моніторинг екологічних аспектів діяльності підприємства, контроль використання ресурсів та своєчасне впровадження природоохоронних заходів.

Важливим організаційним заходом є проведення регулярного екологічного контролю. На підприємстві необхідно здійснювати моніторинг рівнів шуму, концентрації пилу в повітрі робочої зони, обсягів утворення відходів та споживання енергетичних ресурсів. Аналіз отриманих даних дозволяє своєчасно виявляти відхилення від нормативних показників та приймати відповідні коригувальні рішення.

Таким чином, основними напрямками покращення екологічних показників ділянки різання прокату є впровадження ефективної системи збору та переробки металевих відходів, застосування аспіраційних установок для очищення повітря, зниження шумового навантаження, впровадження енергозберігаючих технологій, оптимізація схем різання металу та вдосконалення системи екологічного менеджменту. Реалізація зазначених заходів дозволить зменшити негативний вплив виробництва на навколишнє середовище та підвищити ефективність використання матеріальних і енергетичних ресурсів підприємства.

Витяжний зонт являє собою металевий ковпак, розташований над джерелом шкідливих виділень. Усмоктувальний перетин ковпака має форму геометрично подібну горизонтальної проекції дзеркала шкідливих виділень.

Розмір В кожній зі сторін усмоктувального перетину ковпака дорівнює:

$$B = B_0 + 2 \cdot 0{,}4 \cdot h\,, \qquad (4.1)$$

де B_0 – розмір сторін (або діаметр) дзеркала виділень, м (рис.4.1);

h – відстань від поверхні джерела виділень до прийомного отвору ковпака, м.

Чим менше значення h, тим ефективніше робота парасоля. Приймаємо $B_0 = 2{,}5$ й $h = 1$ м.

Тоді:

$$B = 2{,}5 + 2 \cdot 0{,}4 \cdot 1 = 3{,}3 \text{ м}$$

Для всебічної оптимізації процесу усмоктування, кут розкриття ковпака приймаємо 60^0 ($\varphi = 60^0$).

Обсяг повітря, що видаляється, визначаємо за формулою:

$$V_{вид}=3600 \cdot F \cdot \omega, \qquad (4.2)$$

де F – площа прийомного отвору ковпака, м^2; F = 10,89 м^2;

ω – середня швидкість у прийомному отворі, ω = 0,5...0…0,75 м^3/ч.

Тоді:

$$V_{вид}=3600\cdot 10,89\cdot(0,5...0,75)=19602...29403 \quad м^3/год$$

Що цілком задовольняє виробничі потреби

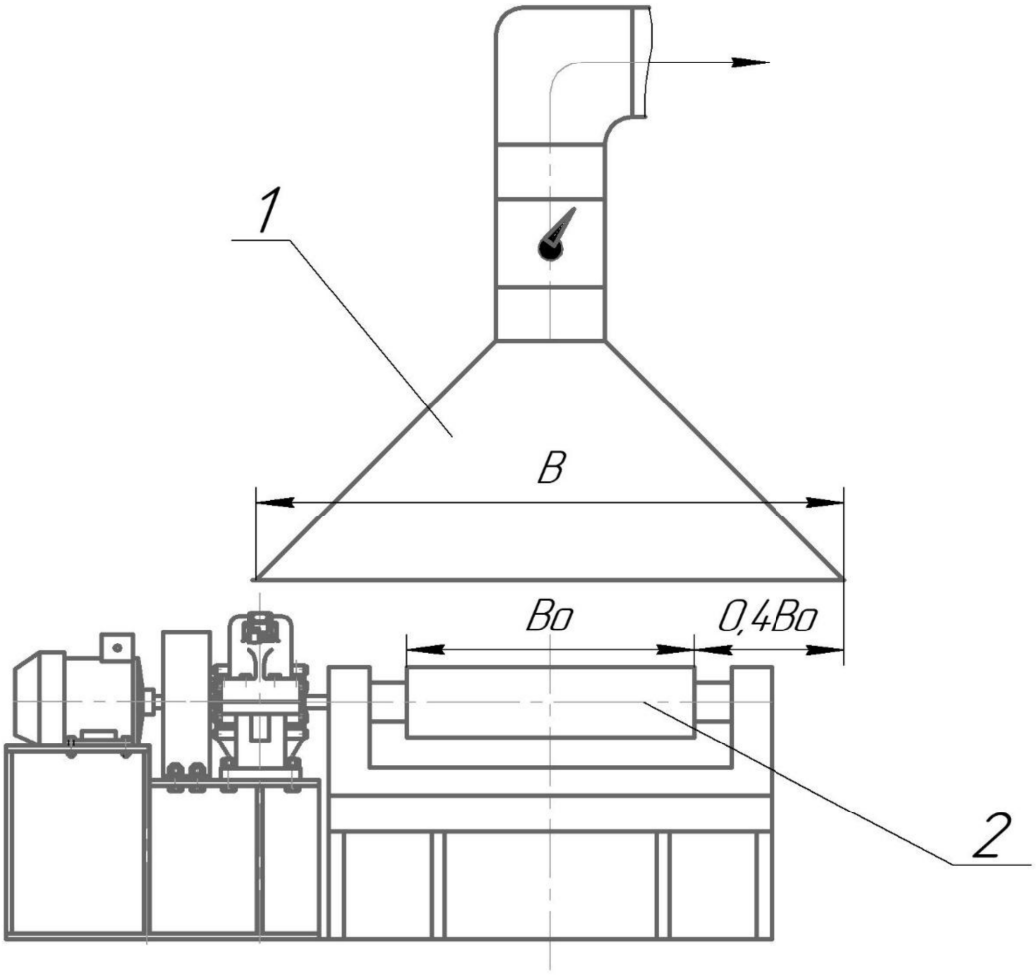


Рисунок 4.1 – Схема витяжної парасолі над дисковими ножицями: 1 – витяжний парасоль; 2 – поверхня (джерело забруднення)

Висновки

1. Ознайомлення з технологічним процесом холодного різання тонкого листа ПАТ «Запоріжсталь» показало, що найбільш оптимальним устаткуванням поздовжнього різання тонкого листа є дискові ножиці.
2. З огляду на інтенсифікацію виробничих процесів на основі аналізу літератури та виробничих можливостей цеху встановлено, що приводна частина дискових ножиць потребує конструктивного удосконалення.
3. Завдяки всебічному аналізу технічної літератури запропоновано комплекс взаємодоповнюючих дій при модернізації приводу дискових ножиць, а саме в якості передатних пристроїв використати універсальні шпинделі з бронзовими вкладишами, замість наявних карданних валів, конструкція яких морально застаріла. Також в якості підвищення несучої здатності шестеренної кліті, і як наслідок, підвищення її надійності та роботоздатності, в шестеренних валках використати замість евольвентного зачепленння, більш іноваційне – круглогвинтове.
4. Виконані розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей та вузлів підтверджують обґрунтованність прийнятих конструктивних рішень
5. Для забезпечення ефективної та безаварійної експлуатації приводної частини дискових ножиць, варто керуватися рекомендаціями, наведеними в розділі 3, що дозволить підвищити ресурс роботи агрегату та значно зменшити ризик виникнення аварійних зупинок ножиць.
6. Для покращення екологічних показників ділянки різання прокату рекомендовано використовувати витяжні парасолі, розрахунок яких виконано в розділі 4.
7. Запропонований проєкт конструктивного удосконалення можна рекомендувати до використання при модернізації конструкції дискових ножиць також на інших підприємствах з аналогічними технологічними вантажопотоками.

Список використаної літератури

1. Профілі компаній гірничо–металургійного комплексу України | GMK Center. *GMK*. URL: https://gmk.center/ua/manufacturer/zaporizhstal/ (дата звернення: 28.05.2026).
2. Мазур В.І., Куцова В.З., Ковзель М.А., Носко О.А. Сплави на основі заліза: підручник. Дніпропетровськ: НМетАУ, 2013. 500 с.
3. Про Запоріжсталь. *Zaporizhstal*. URL: https://zaporizhstal.com/uk–ua/about/ (дата звернення: 30.05.2026).
4. Учасники проєктів Вікімедіа. Запорізький ливарно–механічний завод – Вікіпедія. *Вікіпедія*. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Запорізький_ливарно–механічний_завод (дата звернення: 30.05.2026).
5. Іванченко Ф.К., Гребений В.М., Ширяєв В.І. Розрахунки машин і механізмів прокатних цехів. Київ: Вища школа, 1994. 455 с.
6. Федорінов В. А., Доброносов Ю. К. Технологічні лінії та комплекси металургійних цехів: метод. вказівки. Краматорськ : ДДМА, 2019. 40 с.
7. Page 24. *Головна | Elib LNTU*. URL: https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/elektro_KShO/page24.html (date of access: 30.05.2026).
8. Яхненко С. М., Скиданенко М. С., Піддубний Є. М. Обладнання заготівельних та котельно–зварювальних дільниць ремонтно–механічних цехів хімічних виробництв : навч/ посіб. Суми : Сумський державний університет, 2022. 170 с. ISBN 978–966–657–907–5
9. Самохвал В. М. Конструкції технологічних агрегатів в процесах ОМТ. Частина 4. Обладнання прокатних та волочильних цехів: конспект лекцій. Кам'янське: ДДТУ, 2017. 91 с.
10. Механічне обладнання прокатних станів. *StudFiles*. URL: https://studfile.net/preview/4494323/page:2/ (дата звернення: 30.05.2026).

11. § 2. Інструмент і встаткування для прокатки. *StudFiles*. URL: https://studfile.net/preview/5775153/page:6/ (дата звернення: 30.05.2026).
12. Шпак В. І., Доброносов Ю. К. Розрахунок і конструювання прокатних станів : метод. вказівки. Краматорськ : ДДМА, 2013. 38 с.
13. Вамболь С. О., Халипа В. М. Прикладна механіка. Розділ Теорія механізмів і машин: метод. вказівки. Харків: АЦЗУ, 2005. 72 с.
14. *Головна | Elib LNTU*. URL: https://elib.lntu.edu.ua/sites/default/files/elib_upload/Деталі%20машин%20ЕЛП%202016/page12.html (дата звернення: 30.05.2026).
15. Нікулін О. В. Конспект лекцій з дисципліни Теорія механізмів і машин. Частина 2: конспект лекцій. Дніпродзержинськ, ДДТУ, 2016. 63 с.
16. Доброносов Ю. К. Механічне обладнання металургійних заводів (устаткування прокатних цехів): метод. вказівки Краматорськ: ДДМА, 2019. 50 с.
17. Аналіз можливих шляхів підвищення продуктивності обладнання потокових ліній прокатних цехів / О. М. Гречаний та ін. *Вісник Херсонського національного технічного університету*. 2021. Т. 78, № 3. С. 36–42. URL: https://doi.org/10.35546/kntu2078–4481.2021.3.4
18. Півняк Г.Г., Бешта О.С., Фількін М.П. Автоматизований електропривод у прокатному виробництві. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2008. 352 с.
19. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
20. Шляхи підвищення надійності вузлів прокатного стану / О. М. Гречаний та ін. *Materials International scientific and technical conference Information Technologies in Metallurgy and Machine building – ITMM 2020*, м. Дніпро. Дніпро, 2020. С. 20–22.
21. Ways to improve the reliability of the nodes of the rolling mill / O. Hrechanyi et al. *Modern Problems of Metalurgy*. 2020. No. 23. P. 10–19.

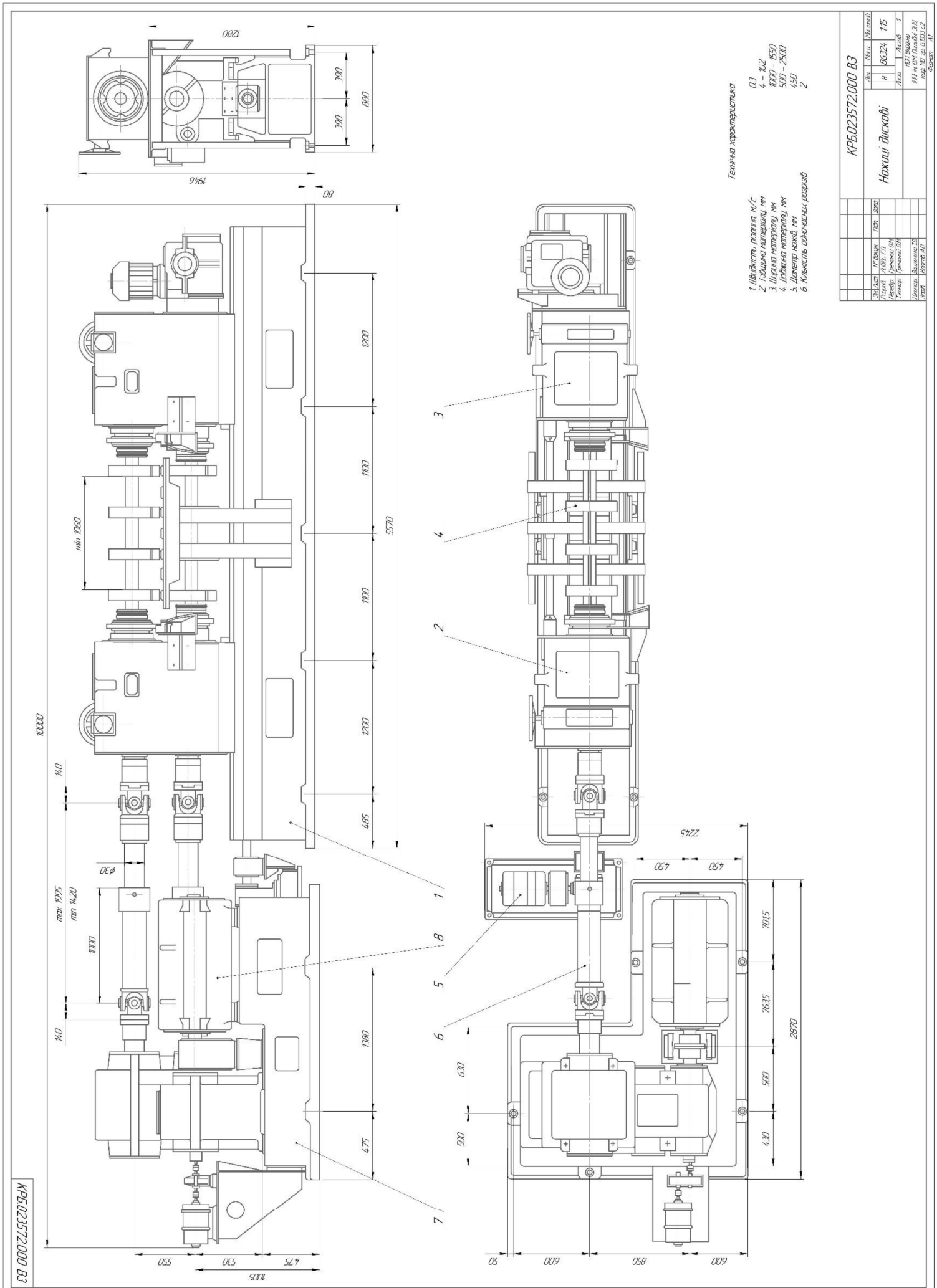
URL: https://doi.org/10.34185/1991-7848.2020.01.02

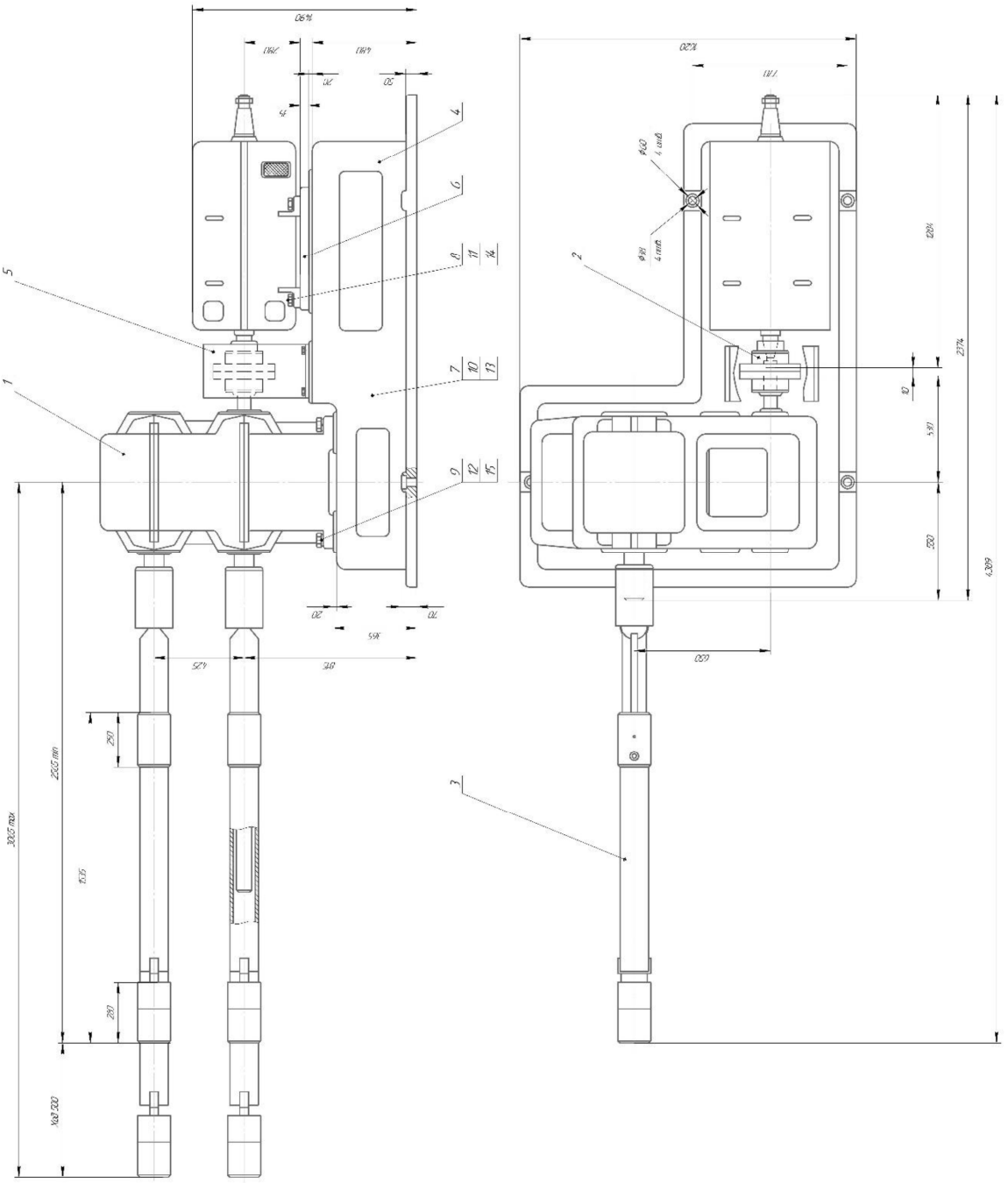
22. Погорєлов С. В. Деталі машин. Частина 1. Механічні передачі: конспект лекцій. Запоріжжя : ЗДІА, 2002. 72 с.
23. Стрелец В. В. Деталі машин і основи конструювання. Суми : Сум. держ. ун–т, 2022. 150 с.
24. Писаренко О.Г. Опір матеріалів : З основами пружності й пластичності: У 2 ч., 5 кн. Київ : Вища шк., 1995. Т. 4 : Приклади і задачі. 463 с.
25. Колосов Д.Л., Кіба В.Я. Опір матеріалів у прикладах та завданнях: навч. посібник. Дніпро: Національний технічний університет «Дніпровська Політехніка», 2021. 106 с.
26. ДСТУ ISO 6336-1:2005 Розрахунок навантажувальної здатності циліндричних прямозубих і косозубих передач. Частина 1. Основні принципи, вступна частина і загальні коефіцієнти впливу (ISO 6336-1:1996, IDT). *БУДСТАНДАРТ Online - нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://surli.cc/bqkbwv (дата звернення: 31.05.2026).
27. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посіб. К. : Алерта, 2005. 368 с.
28. Сасов О.О. Експлуатаційні матеріали: конспект лекцій. Кам'янське: ДДТУ, 2018. 81 с.
29. Дацюк Л.М. Паливно-мастильні матеріали: конспект лекцій. Луцьк: Луцький НТУ, 2014. 48 с.
30. Паливо-мастильні матеріали, технічні рідини та системи їх забезпечення. Книга 1. Паливо-Мастильні матеріали і технічні рідини. / В. Я. Чабанний та ін. Кіровоград: Центрально-Українське видавництво, 2008. 353 с.
31. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 288 с.
32. Малишев Г.П., Хімін В. М.Триботехніка та змащування обладнання. Використання трибоніки та триботехніки при створенні металургійного обладнання: метод. вказівки. Запоріжжя: ЗДІА, 2006.

49 с.

33. Монтаж металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2018. 382 с.
34. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. Київ : Кондор, 2017. 288 с.
35. Методичні рекомендації для проведення атестації робочих місць за умовами праці. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=52872 (дата звернення: 02.06.2026).
36. Пільговий стаж і достроковий вихід на пенсію – КВПУ, Конфедерація вільних профспілок України. *КВПУ, Конфедерація вільних профспілок України*. URL: https://kvpu.org.ua/profnews/konsultatsiia–uk/pilgovyj–stazh–i–dostrokovyj–vyhid–na–pensiyu/ (дата звернення: 02.06.2025).
37. НПАОП 27.0–1.01–08 Правила охорони праці в металургійній промисловості.
38. НПАОП 27.0-3.01-08. Норми безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам металургійної промисловості. *БУДСТАНДАРТ Online - нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=25712 (дата звернення: 02.06.2026).
39. ДСН 3.3.6.037–99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Чинний від 1999–12–01. Вид. офіц.
40. ДСТУ EN 12097:2022. Вентиляція будівель. Повітроводи. Вимоги до складових повітроводів для полегшення обслуговування систем повітроводів. На заміну EN 12097:2006, IDT; чинний від 2024-09-01. Вид. офіц. 2024.
41. НПАОП 40.1-1.32-01 Правила охорони праці під час експлуатації електроустановок споживачів

ДОДАТКИ

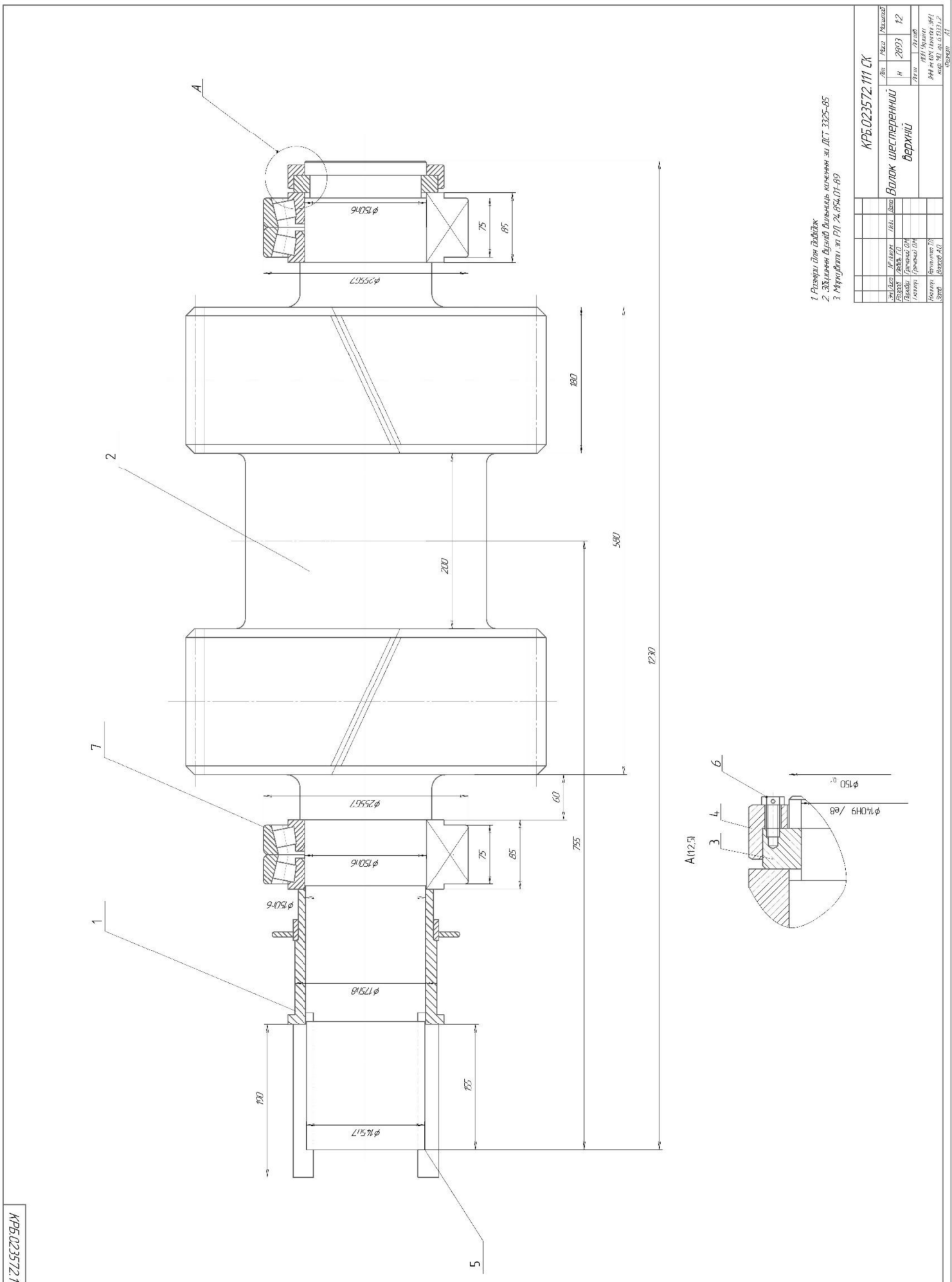

КРБ023572.000 ВЗ
Ножиці дискові
Технічні характеристики
1. Швидкість різання, м/с 0,3
2. Товщина матеріалу, мм 4 - 10,2
3. Ширина матеріалу, мм 1000 - 1550
4. Довжина матеріалу, мм 500 - 2500
5. Діаметр ножів, мм 450
6. Кількість одночасних розрізів 2
1280
390
390
880
1946
80
10000
140
Ø30
max 1995
min 1420
1000
140
1200
1100
1100
1200
485
5570
1380
475
550
530
475
1005
2245
450
450
7015
6635
500
430
2870
630
500
50
600
850
600
1
2
3
4
5
6
7
8



КРБ023572.100 СК

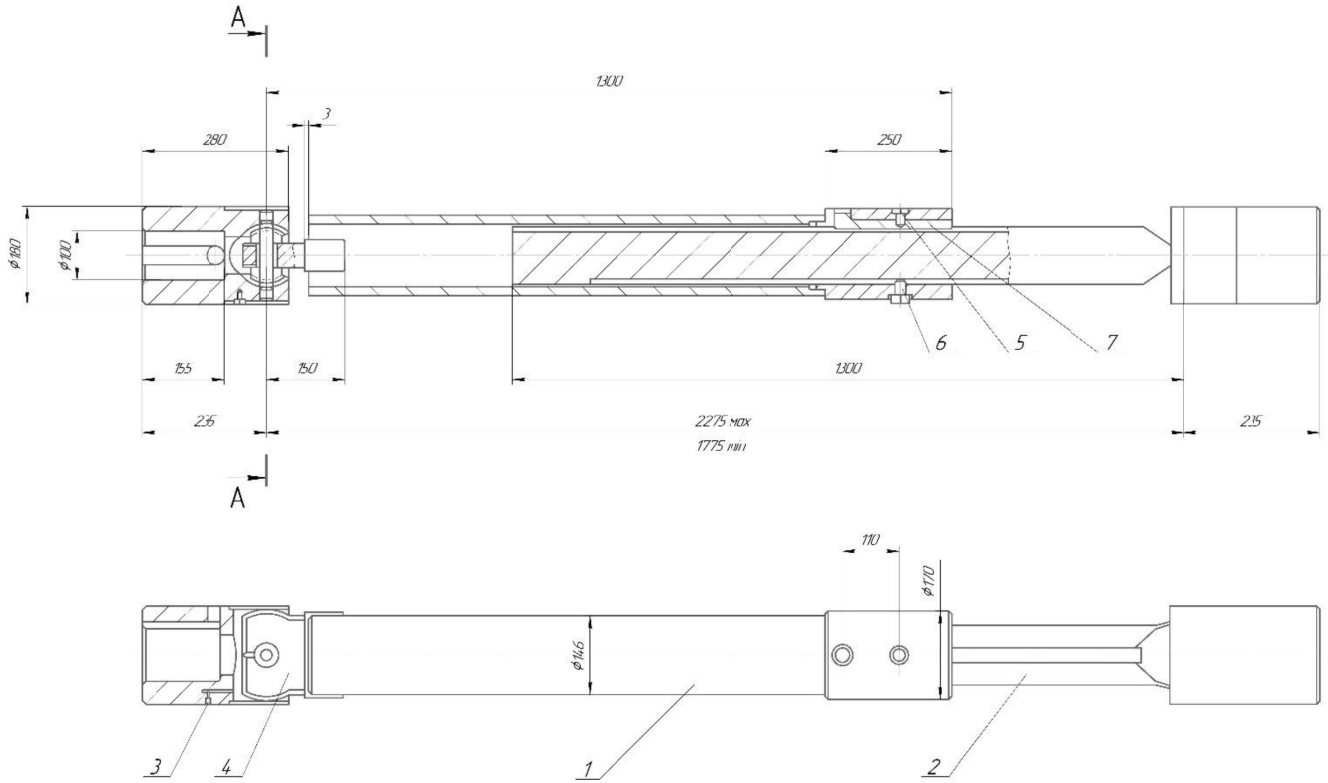
								КРБ023572.100 СК	
								Привод ножниц дисковых	Лит. Масса Масштаб: Н 28754 1:10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					Лист 1 Листов 1
Разраб.		Дёмин Г.Ю.							ННЦ им. И.И. Ивлиева ЭМЦ каф. МЭ гр. СХ-5133 с.2
Пров.		Гуреенков О.Н.							
Н.контр.		Гуреенков О.Н.							
Утв.		Ветохин А.О.							Формат А1

КРБ023572.100 СК

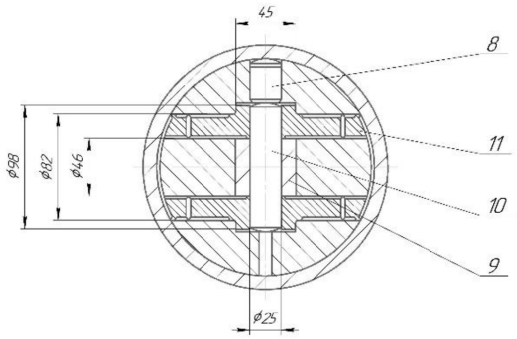


КРБ.023572.111 СК

КРБ.023572.130 СК



А–А(1:2)



Технічна характеристика

1. Максимальний кут нахилу осі вала до осі вилки шпинделя	7°
2. Максимальний обертовий момент, передний шпинделем:	
при спокійному навантаженні, Мкр	4,750 кНм
при динамічному навантаженні, Мкр	3650 кНм
3. Змащування шпинделя плунжерне.	
4. Робоче число обертів шпинделя, n	200 об/хв.

Технічні вимоги

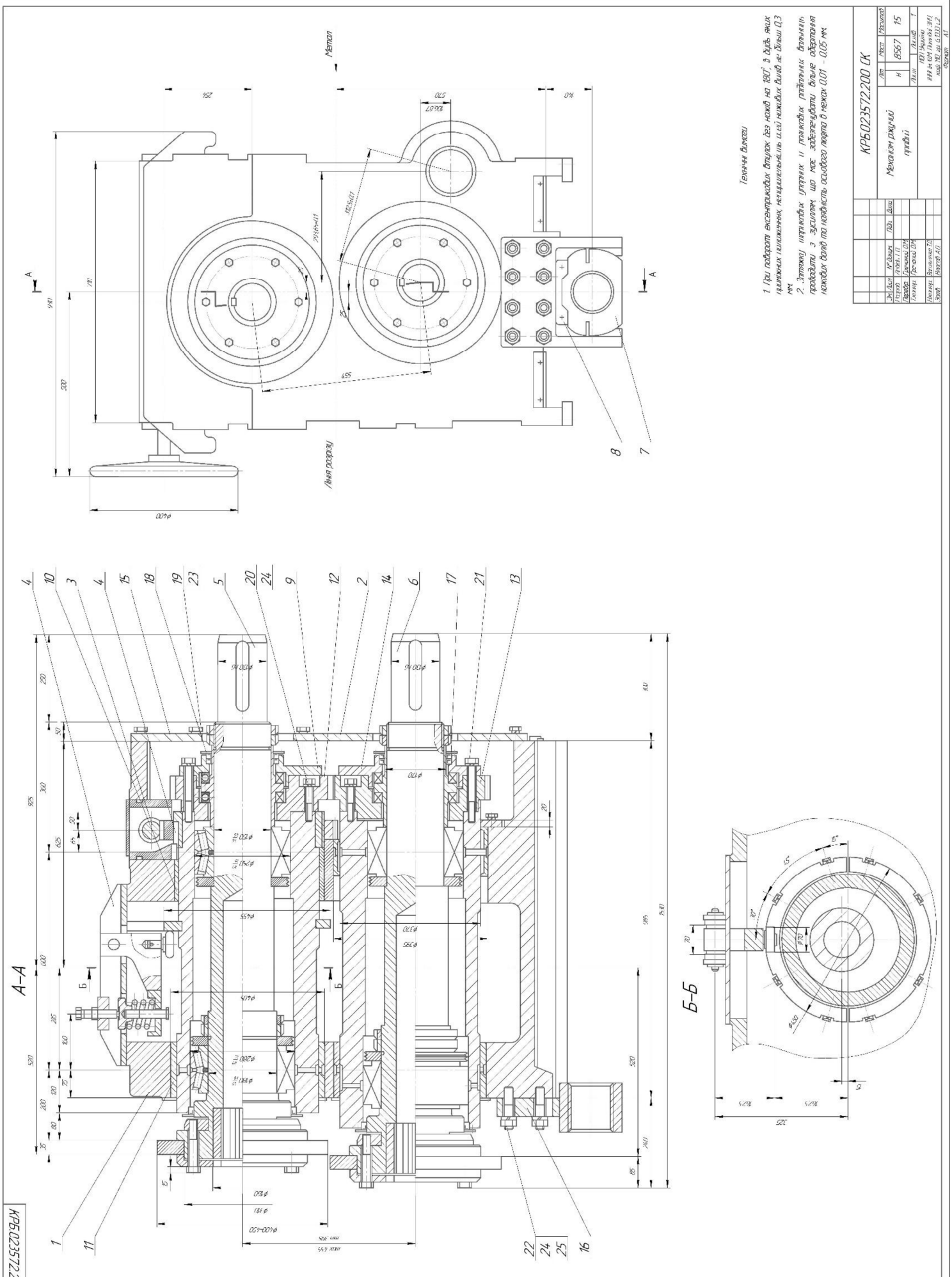
1. Перед збиранням усі поверхні тертя промити гасом й змастити мастилом.
2. Шарнірні з'єднання шпинделя повинні мати легкий рухомість.

				КРБ.023572.130 СК	
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	
Розроб.		Лебедь І.О.			Шпиндель телескопічний
Перевір.		Гречкий О.М.			
Т.контр.		Гречкий О.М.			
Н.контр.		Васютинська Т.І.			
Затв.		Власов А.О.			

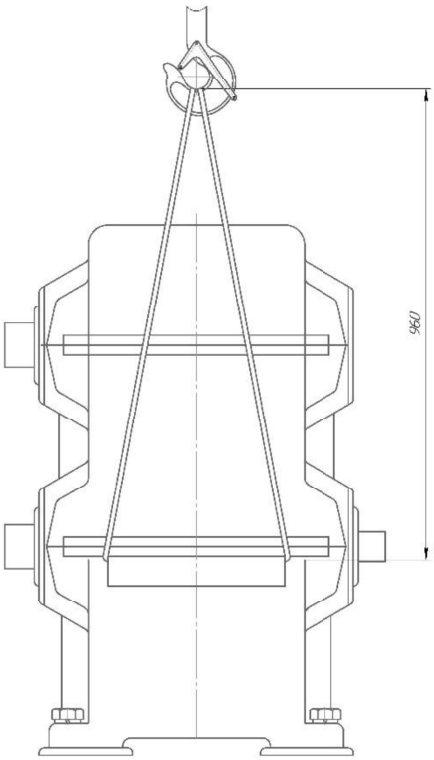
Літ.	Маса	Масштаб
Н	875	1:5
Аркуш	Аркушів	1

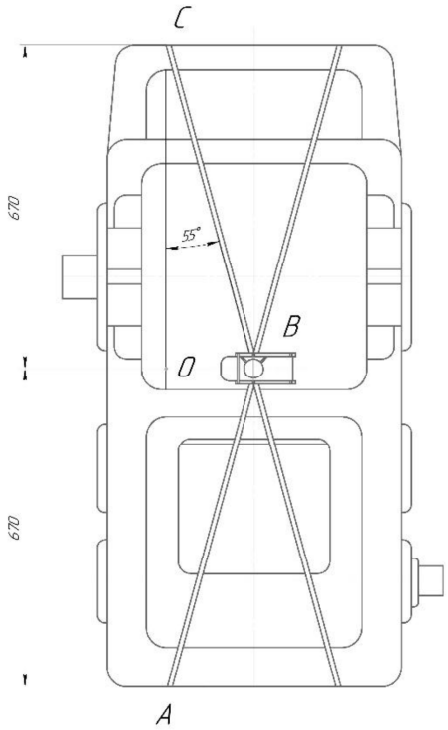
НТУ "Харківський політехнічний інститут" ІЕМ, кафедра "ТМ", група КМ-33 з.к.

Формат А1


Технічні вимоги
1. При поворот ексцентрикових втулок без ножів на 180° в будь яких напрямках положення мінімальних щілин ножових валів не більш 0,3 мм
2. Затяжку підшипників упорних і голчастих радіальних виконати з зусиллям, що має забезпечувати обертання ножових валів та наявність осьового люфта в межах 0,01 – 0,05 мм.
КРБ023572.200 СК
Механізм ріжучий привідні
Маса 8567
Масштаб 1:5
Лист 1
Листів 1
НТЦ "Зерно"
Розріз А-А
Розріз Б-Б
Лінія розрізу
Матеріал
КРБ023572.200 СК

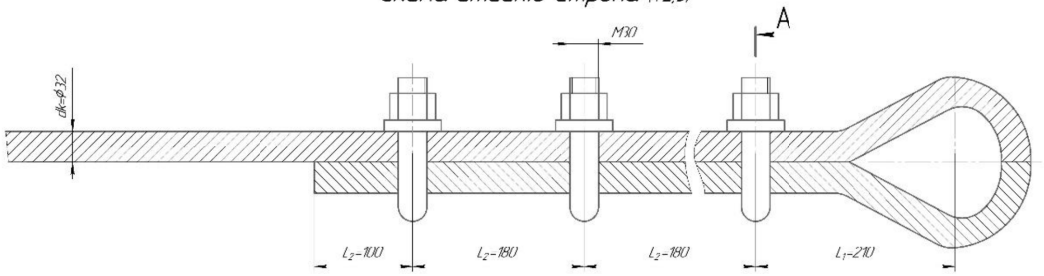
КРБ.023572.300 Е





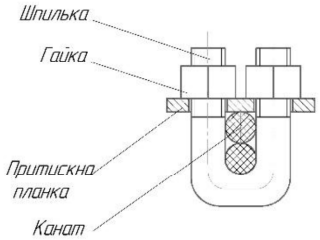
Канат: тип ЛК–Р 6х19(1+6+6/6)+1о.с.
по ДСТУ 3079–80;
S_{max}=64,6 кН;
P_P=387 кН;
[P]=4 15 кН;
d_K=32 мм;
Довжина заготовки 5500 мм
5500 мм.

Схема стисків стропа (1:2,5)



А–А (1:4)

Шпилька – М30;
Гайка – М30;
Кількість стисків – 6 шт;
Довжина шпильки – 370 мм



Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	КРБ.023572.300 Е		
Розроб.		Ягупов І.О.			Схема строповки шестиренної клітi	Літ.	Маса	Масштаб
Перевір.		Гречишкін О.М.				Н	7560	15
Т.контр.		Гречишкін О.М.				Лист 1	Листів 1	
Н.контр.		Волошенко І.І.				МІЇТ Україна		
Затв.		Власов А.О.				1998 м. Київ, Полєвий 31Н, корп. №1 зр. 6 1999 г.г.		
						Формат А1		

КРБ.023572.400 ОП

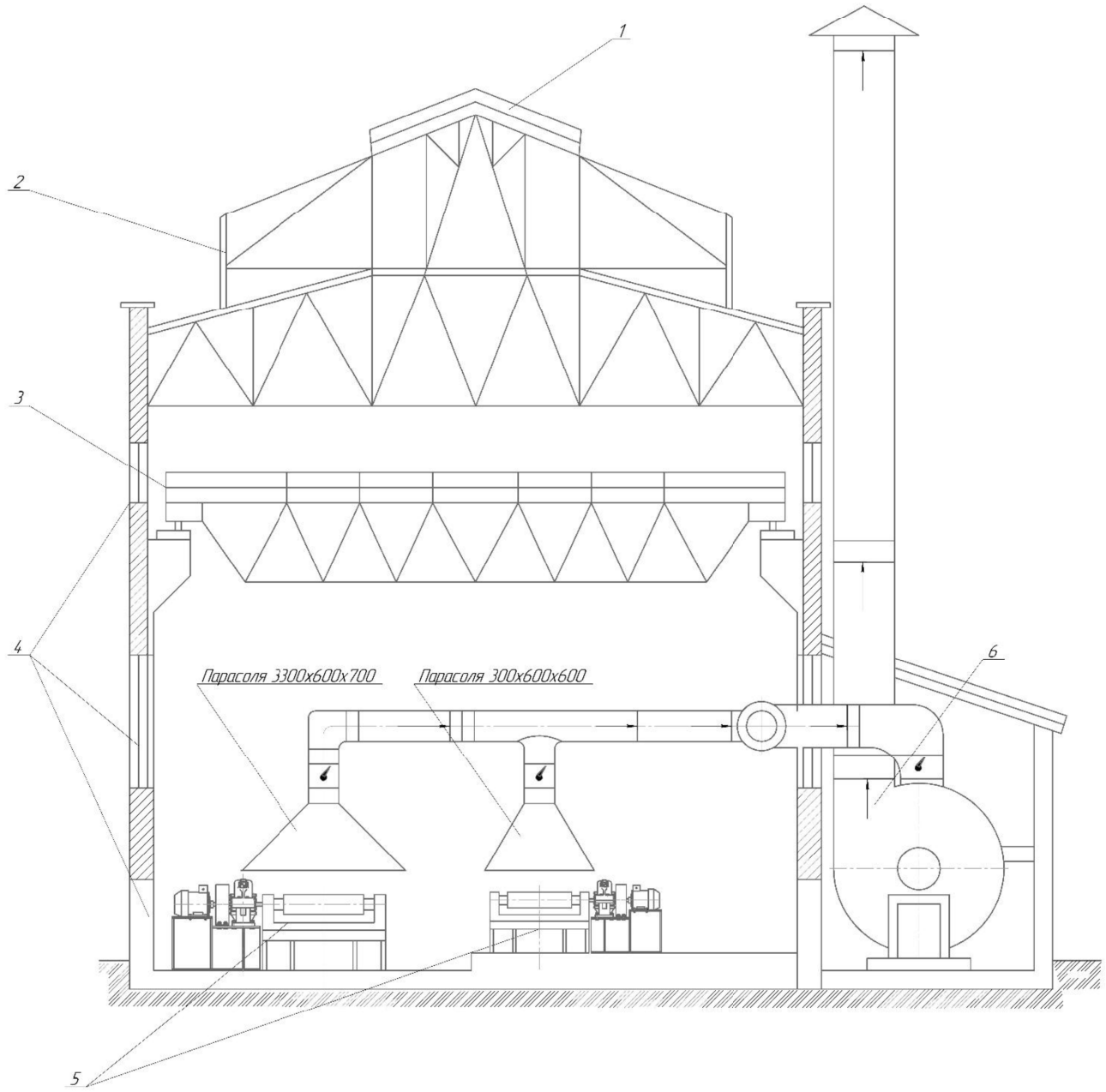


Схема витяжної вентиляції устаткування цеху холодної прокатки

Поз.	Найменування	Кіл.	Прим
1	Аераційний ліхтар		
2	Вітрозахисні щити		
3	Мостовий кран	1	
4	Припливні отвори		
5	Джерело забруднення	3	
6	Припливна витяжка	3	

КРБ.023572.400 ОП

Організація витяжної вентиляції

Літ. Маш. Масштаб
Н – 1:100

Аркуш 1 Аркушів 1

НТУ України ім. Ю.І. Полєшка ЗГК, каф. ОВГ, гр. ОВ-1111-м2

Формат А1