

Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

факультет металургії

(назва факультету)

кафедра металургійного обладнання

(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Вдосконалення ножиць з паралельними ножами для різання
сортового прокату

Виконав: магістрант групи 8.1332

Падалка О.О.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет металургії _____.

Кафедра металургійного обладнання _____.

Рівень вищої освіти магістр _____.
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування _____.
(шифр і назва)

Спеціалізація _____.
(шифр і назва)

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О.Власов

“ _____ ” _____ 2023 року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Падалки Олександра Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Вдосконалення ножиць з паралельними ножами для різання сортового прокату
керівник магістерської роботи к.т.н., доцент Васильченко Т.О.,
затвердені наказом вищого навчального закладу від “9” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 15 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи прокатного стану 1050
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення енергоефективності ножиць з паралельними ножами та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Ножиці 12,5 МН з приводом – 1А1; 2. Пружинне врівноваження – 1А1; 3. Стійка – 1А2; 4. Деталі – 1А1, 1А2; 5. Дослідження вільних коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами – 1А1; 6. Дослідження вимушених коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами – 1А1; 7. Діагностичні моделі працездатного стану ножиць з паралельними ножами – 1А1.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Васильченко Т.О., доцент		
2	Васильченко Т.О., доцент		
2	Васильченко Т.О., доцент		
3	Васильченко Т.О., доцент		
4	Васильченко Т.О., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.23 – 31.09.23	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.10.23 – 15.10.23	
3	Виконання теоретичної частини проекту	15.10.23 – 27.11.23	
4	Виконання графічної частини проекту	27.11.23 – 11.12.23	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	11.12.23 – 25.12.23	
6	Перевірка проекту консультантами	25.12.23 – 08.01.23	
7	Попередній захист проекту	09.11.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	15.11.2023	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Падалка О.О. Вдосконалення ножиць з паралельними ножами для різання сортового прокату .

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник Т.О. Васильченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра металургійного обладнання, 2023.

Виконаний аналіз існуючого обладнання для різання прокату, проаналізовані переваги та недоліки існуючих технічних рішень. Запропонований варіант модернізації приводу ножиць з паралельними ножами. Проведене теоретичне дослідження вільних та вимушених коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження. Розроблено функціональну математичну та логічну діагностичні моделі для приводу ножиць з паралельними ножами.

Ключові слова: ПРИВОД, ВРІВНОВАЖЕННЯ, СТРИЖЕНЬ, КОЛИВАННЯ, ПРУЖНІ ДЕФОРМАЦІЇ, МОМЕНТ СИЛ ПРУЖНОСТІ, ДІАГНОСТИКА.

ABSTRACT

Padalka O.O. Improvement of scissors with parallel knives for cutting graded rolled products

Qualifying final work for master's degree in specialty 133 - Sectoral engineering, scientific supervisor T.O.Vasylchenko. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023

The analysis of the existing rolling cutting equipment was performed, the advantages and disadvantages of the existing technical solutions were analyzed. The option of upgrading the drive of scissors with parallel knives is proposed. A theoretical study of the free and forced oscillations of the spring equilibrium system

arising in the core is conducted. Functional mathematical and logical diagnostic models for the drive of scissors with parallel knives have been developed.

Keywords: ACTUATOR, BALANCE, PIVOT, OSCILLATIONS, ELASTIC DEFORMATION, MOMENT OF FORCES OF ELASTICITY, DIAGNOSTICS.

Зміст

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ	8
Вступ	9
1 ОГЛЯД І АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ НОЖИЦЬ З ПАРАЛЕЛЬНИМИ НОЖАМИ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	11
1.1 Вантажопотоки прокатного цеху	11
1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик	13
1.3 Огляд та аналіз технічних рішень по підвищенню надійності та енергоефективності приводу ножиць з паралельними ножами	19
1.4 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання	23
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	25
2.1 Розрахунок потужності електродвигуна приводу ножиць	25
2.2 Розрахунок універсального шпінделя ножиць	32
2.3 Розрахунок на стійкість стрижня пружинного врівноважування шпінделя	39
2.4 Розрахунок тарілчастих пружин пружинного врівноважування	42
2.5 Розрахунок кріпильного різьблення стрижня пружинного врівноважування	44
3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	46
3.1 Дослідження вільних коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження	46
3.2 Дослідження вимушених коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження	58
3.3 Технічне діагностування механізмів ножиць з паралельними ножами	64
3.3.1 Загальні відомості про призначення діагностичних моделей	64
3.3.2 Побудова логічної моделі роботи ножиць з паралельними ножами у формальному вигляді	66
3.3.3 Побудова явної математичної моделі роботи ножиць з паралельними ножами у табличному вигляді	68

	7
3.4 Техніко-економічне обґрунтування впровадження запропонованої пропозиції модернізації в виробництво	71
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ	73
4.1 Оцінювання стану прокатного цеху з гігієнічної точки зору	73
4.2 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища	74
4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії	76
4.3.1 Мікроклімат	76
4.3.2 Освітлення виробничих приміщень	77
4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація	78
4.4 Засоби пожежної безпеки	79
4.5 Заходи по техніці безпеки	80
4.6 Рішення з покращення екологічних показників цеху та розрахунок природної вентиляції	81
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	85
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ	88
ДОДАТКИ	89

СКОРОЧЕННЯ ТА УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

σ_b – межа міцності металу на розтягання

ККД – коефіцієнт корисної дії;

$[\tau_{cp}]$ – допустиме напруження зрізу

Q_{Ri} – узагальнена сила, що відповідає силам опору (дисипативним силам) R_i ;

Q_{Fi} – узагальнена сила, що відповідає збурюючим (зовнішнім) силам F_i ;

n – число степенів свободи механічної системи;

$E_{п}$ – потенціальна енергія системи;

E – кінетична енергія системи;

β – початкова фаза коливань (кутове зміщення початку коливань відносно точки відліку координат);

p – власна кругова частота коливань;

μ – коефіцієнт форми коливань;

ЧР – число різів ножиць у хвилину;

ЗП – відмова зубчастої передачі у результаті механічної поломки вал-шестерні або зубчастого колес;

ВШ – вал-шестерня;

К – зубчасте колесо;

В1, В2 – поломка шпінделя через відмову вкладишів;

ЕВ – відмова ексцентрикового вала у результаті поломки

П1, П2 – відмова підшипників;

БНІП – будівельні норми і правила;

НПАОП – нормативно-правовий акт з охорони праці;

ГДК – гранично допустима концентрація;

ГДР – гранично допустимий рівень;

СН – санітарні норми.

Вступ

Актуальність роботи. Найважливіша тенденція розвитку металургійного машинобудування пов'язана з переходом на безперервні процеси виробництва металу – від виплавки чавуну до одержання готового прокату.

Прокатне виробництво є завершуючою ланкою металургійного циклу. Відповідно до збільшення виплавки стали, і кольорових металів передбачається безперервне зростання випуску, розширення сортаменту і підвищення якості готового прокату.

У сучасних прокатних цехах технологічні операції здійснюються по потоковому і безперервному принципам, що дозволяє широко застосовувати комплексну механізацію і автоматизацію. Тому механічне обладнання прокатних цехів є вельми складним і різноманітним за призначенням та конструкціям. Створення нового прокатного обладнання і експлуатація складних машин вимагає використання досягнень в різних областях науки та техніки. У поточкові технологічні робочі лінії вбудовуються ножиці, правильні машини, моталки розмотувачі, кантувачі, маніпулятори, штовхачі, транспортери. Для обробки штаби використовують агрегати різання, правлення, дресирування і т. п. Робота ножиць в поточній лінії технологічного циклу в значній мірі визначає роботу всього прокатного стану. [1]

Таким чином виконання досліджень енергосилових параметрів і динамічних процесів, виникаючих в приводах сортових ножиць прокатних станів є доволі перспективним і актуальним.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є дослідження роботи приводу ножиць з паралельними ножами стану блумінг 1050 та вдосконалення його конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях удосконалення конструкцій обладнання для різання прокату з метою підвищення надійності його роботи;

- визначити зусилля різання;
- встановити навантаження діючі на привод ножиць;
- виконати дослідження вільних коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження;
- дослідити вплив вимушених коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження на обрану конструкцію системи врівноваження шпіндельного пристрою;
- розробити математичну та логічну функціональні діагностичні моделі в явному виді для приводу ножиць з паралельними ножами.

Предмет дослідження – конструктивні параметри приводу ножиць з паралельними ножами та навантаження, діючі на його основні вузли.

Об'єкт дослідження – система врівноваження шпіндельних пристроїв приводу ножиць з паралельними ножами, прокатного цеху ПрАТ «Дніпроспецсталь».

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідалися на Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально- економічного розвитку регіонів України» (Запоріжжя, ЗНУ, 2023).

Структура та обсяг роботи. Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 92 сторінки, у тому числі 80 сторінок основного тексту, 17 рисунків, 8 таблиць, 27 найменувань використаних джерел на 3 сторінках, 3 додатки на 3 сторінках.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, факультету металургії, Запорізького національного університету.

“Блюмінг” забезпечується зливками з мартенівського цеху через стриперне відділення, у якому зливки звільняються від виливниць й у гарячому стані з температурою 800 – 1060°C надходять у проліт нагрівальних колодязів прокатного цеху, знімаються з візків мостовими кранами колодязного типу й садяться в камери колодязів для підігріву.[2]

Три групи колодязів спеціалізовані для нагрівання легованих і нержавіючих марок сталей. Продуктивність однієї групи колодязів 45–60 т/година. Тривалість нагрівання залежить від марки сталі й від температури посадки.

Керування процесом нагрівання здійснюється індивідуально для кожної камери. У камери автоматично надходить необхідна кількість тепла по заздалегідь заданому графіку до повної готовності злиwkів до прокатки. Це досягається застосуванням автоматично діючих приладів. Зливки, підігріті до температури 1360 – 1380°C, виймаються з колодязів і встановлюються на зливковоз кліщовими кранами, завдання зливковоза – транспортування злиwkів до прийомного рольганга. Пройшовши прийомний рольганг, зливok подається на допоміжний рольганг і надходить у валки робочої кліти стана для обтиснення до необхідних розмірів. Число пропусків зливка між горизонтальними й вертикальними валками робочої кліти залежить від їхньої ваги й сортаменту блюмів, що прокочують. У процесі прокатки напрямок злиwkів у валки здійснюється лінійками маніпулятора, установленими над робочими рольгангами перед станом і за станом. Звичайно прокатка блюмів виконується в горизонтальній площині, і вертикальні валки служать тільки для зняття розширення й великих обтискнень ними не роблять. При прокатці злиwkів на блюми зі спеціальних марок сталей, для рівномірного розподілу обтискнень по перетину зливка й скидання окалини з верхньої поверхні злиwkів, виконується кантування злиwkів на 180° кантувачем. Збита окалина провалюється під стан у ринву, по якому водою змивається у відстійник. З відстійника окалина грейферним краном вантажиться у вагони й вивозиться із цеху. Число пропусків коливається від 11 до 21. обтиснення в горизонтальних валках 100–8

мм; у вертикальних: 30–5мм за пропуск. Після прокатки блюми транспортуються рольгангом, що підводить, до ножиць, на яких відрізається спочатку передній кінець, а потім блюм ріжеться на мірні довжини. Різ блюма виконується, при температурі 900–1150°C. Позад ножиць установлений рухливий упор, що регулює при порізці розкрій блюма на певні довжини. При подачі блюма під ніж упор опускається й тримає передній кінець блюма на заданій відстані від ножа. При короткому блюмі включається штовхач і проштовхує важелем блюм під ніж, а останній відрізок зіштовхується на транспортер хитного рольганга, потім на конвеєр обрізків, що подає їх у скрапний проліт у короби. З коробів обрізки вивантажуються на платформи електромостовим краном.

Порізані на мірні довжини блюми подаються по похилому транспортеру до печей безперервного тонколистового стана або вбираються на склад блюмів. Блюми при збиранні на склад зіштовхуються з рольганга, що відводить, одним із зіштовхувачів на штабелюючий стіл, який опускається після прийому кожного блюма на його товщину. Набрана на стіл стопа блюмів піднімається й зіштовхується на стелаж, з якого вбирається на склад за допомогою крана зі спеціальної крюковою траверсою. Всі блюми легованих марок сталей піддаються вповільненому охолодженню або відпалу в печах з висувним піддоном. блюми вуглецевих марок сталей на складі сортуються, після огляду виробляється видалення пороків за допомогою вогневої й наждакової зачисток. Блюми нержавіючих марок сталей стружці в стругальному відділенні цеху. Прийняті ВТК блюми передаються для прокатки на інші стани або відвантажуються споживачам.

1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик

Нагрівальні колодязі

Нагрівання металу в обтискному цеху здійснюється в регенеративних нагрівальних колодязях. Усього 14 груп колодязів: групи

1–11, 13, 14 складаються з 4–х осередків і для зручності розміщення плавок і видалення рідких шлаків заблоковані за схемою 2–2 й 3–1. Група 12 з рідким шлаковидаленням складається з 6 осередків і заблокована за схемою 3–3. Зазначені групи призначені для нагрівання вуглецевих, низьколегованих і високовуглецевих, легуваних і спеціальних марок сталі.

У відділенні нагрівальних колодязів є один загальний газовий колектор й 3 повітряних: у перший колектор нагнітають повітря вентилятори груп 1–6, у другий – вентилятори 7–11, у третій – 12–14.

Колодязі опалюються доменно–коксовою сумішшю калорійністю 880—930 ккал/м³ з додаванням природного газу до калорійності 91 ккал/м³. Вищевказана калорійність суміші забезпечується роботою вузла збагачення, встановленого на газопроводі доменного газу. Бригадир на ділянці основного виробництва підтримує шляхом зміни витрати коксового й природного газів на вузлі збагачення необхідну калорійність за завданням старшого нагрівальника.

Кожен осередок має індивідуальні перекидні пристрої: клапан золотникового типу на газовому тракті й клапан бабкового типу на повітряному тракті.

Для збирання продуктів згоряння кожна група має свій димар, на групах 1–11 висота труби – 50 м, на 12, 13 й 14 групах – 80 м

У кожному осередку тяга регулюється шибером встановленому в димовому бовдурі.

Осередки груп 1–14 обладнані шиберами похилого типу.

Кожен осередок обладнаний системою теплового контролю й автоматичного регулювання, що складається з наступних вузлів:

- а) виміри й регулювання температури в робочому просторі осередків;
- б) виміру витрати газу й повітря й регулювання співвідношення газ–повітря;
- в) виміру розрідження перед димовим шибером;

г) автоматичного перекидання клапанів.

Крім того групи обладнані автоматизованою системою керування нагріванням зливків і кожна має локальний пульт.

Стан обладнаний маніпулятором і кантовачем

Призначення маніпулятора – точна установка зливка по осі прокатки й вирівнювання розкату. Максимальний розчин лінійок – 1800 мм, робочий хід лінійок – 1500 мм. Довжина лінійок перед і за станом – по 8 м.

Призначення кантувача – кантувати зливки на 90 й 180°.

Швидкість підйому гаків – 1,05 м/с.

Нагріті зливки масою до 20 т транспортуються до прийомного рольганга стана за допомогою зливковогозавоза із причіпним візком.

Швидкість пересування зливковогозавоза 0,44 – 6,7 м/с, час опускання зливка на рольганг – 6 секунд.

У головній частині стана встановлений прийомний рольганг зі стаціонарним перекидачем і поворотним столом. Окружна швидкість роликів – 1,5 м/с.

Призначення поворотного стола – повернення зливків на 180°. Діаметр поворотної платформи – 3370 мм. Найбільша довжина повертаємого зливка – 3100 мм. Найбільша маса зливка – 20 тонн. Число обертів поворотного стола – 2 – 6 об/хв.

Ножиці для вирізки блюмів

Ножиці з верхнім різом 12500 кН (1250 т.с.) з електромеханічним приводом.

Привод ножиць здійснюється від 2-х електродвигунів через циліндричний редуктор і шпіндельний пристрій.

Найбільше зусилля різання, кН (т.с.) – 12500 (1250). Найбільший крутний момент на ексцентриковому валу кНм (тсн) – 2600 (260).

Режим роботи – круговий, гойдальний:

- круговий режим – 5 різ/хв.

- гойдальний режим – 12 різ/хв.

Хід верхнього ножа – 300 мм.

Перекриття ножів – 15мм.

Розкриття ножів – 235 мм.

Горизонтальний зазор між ножами – 0,8–0,4мм.

Зрівноважування супорта – пружинно-гідравлічне.

Редуктор привода ножиць – 1 шт.

Передаточне число – 4.

Електроустаткування:

- електродвигун П 21–55–9до – 2 шт.;
- потужність одного двигуна – 1600 кВт;
- частота обертання – 110/330 об/хв.;
- тривалість включення, ПВ % – 100

Устаткування для збирання блюмів

Для зрушування блюмів з рольганга, що відводить, на похилий транспортер (у складі транспортера є підйомно–поворотний стіл) установлений зіштовхувач, а при укладанні їх у стропи – два зіштовхувача обладнані 8-ма пальцями кожний.

Робочий хід зіштовхувача – 4400 мм. Швидкість – 0,56 м/с, максимальне штовхаче зусилля – 400 кН. Привод – від двох електродвигунів потужністю 96 кВт через черв'ячний редуктор і зубчасті рейки.

Роторна пила гарячого різання РР 2500/2000

Технічна характеристика

Тип	пасова;
Ріжучий диск	
Зовнішній діаметр диска, мм	
для перетинів квадрат 240 мм, коло D=270 мм	2000
для перетинів квадрат 340 мм, коло D=360мм	2500
Діаметр диска після переточування, мм	
для діаметра 2000 мм	1800
для діаметра 2500 мм	2410

Товщина диска, мм	
для діаметра 2000 мм	10
для діаметра 2500 мм	12
Крок зубів, мм	50–80–100
Діаметр посадкового отвору, мм	900
Механізм обертання водила	
Швидкість подачі диска на різ, м/с	0,5–2
Швидкість обертання водила, об/хв	4–16
Радіус обертання диска, мм	1200
Механізм обертання пильного диска	
Швидкість різання, м/с	80–120
Тип ременя	Д–4В50Т
Кількість ременів	24
Тиск води для охолодження диска, атм.	5–8
Матеріал, що розрізається:	
Максимальна площа розрізаємого перетину, мм ²	100000
Максимально розрізаємий перетин, мм	D=360
Мінімальна температура розрізаємої заготовки	
для перетину: від квадрата 80 мм до кола D=270 мм, °С	800
для перетину: від квадрата 270 мм до кола D=360 мм, °С	980
Межа міцності розрізаємих вуглецевих і легованих сталей, кг/см ²	
для перетину: від квадрата 80 мм до кола D=270 мм,	15
для перетину: від квадрата 270 мм до кола D=360 мм,	6

Перелік основного механічного устаткування прокатного цеху наведений у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Устаткування ділянки різання (блюмінг 1050)

Устаткування	Призначення	Вид привода	Режим роботи
мостові кліщові колодязні крани	посадка й виїмка зливків у нагрівальні колодязі й посадка їх у зливковоз	електро-механічний	повторно-короткочасний
нагрівальні колодязі	нагрівання злитків до температури 1030 –1080 °С		
зливковоз	подача нагрітих злитків на прийомний рольганг	електро-механічний	повторно-короткочасний
стан блюмінг “1050”	є обтискним станом	електро-механічний	повторно-короткочасний
рольганги	безперервне транспортування металу, що прокочується	електро-механічний	повторно-короткочасний
маніпулятор	точна установка зливка по осі й вирівнювання розкату	електро-механічний	повторно-короткочасний
кантувач	поворот зливка на 90° або у два прийоми на 180°	електро-механічний	повторно-короткочасний
ножиці	обрізання кінців слябів	електро-механічний	повторно-короткочасний
конвеєр для збирання обрізків	подальша передача обрізків від транспортера на хитному столі ножиць до коробки охолодження обрізків	електро-механічний	повторно-короткочасний
столи, що штабелюють	укладка слябів у столи	електро-механічний	повторно-короткочасний

1.3 Огляд та аналіз технічних рішень по підвищенню надійності та енергоефективності приводу ножиць з паралельними ножами

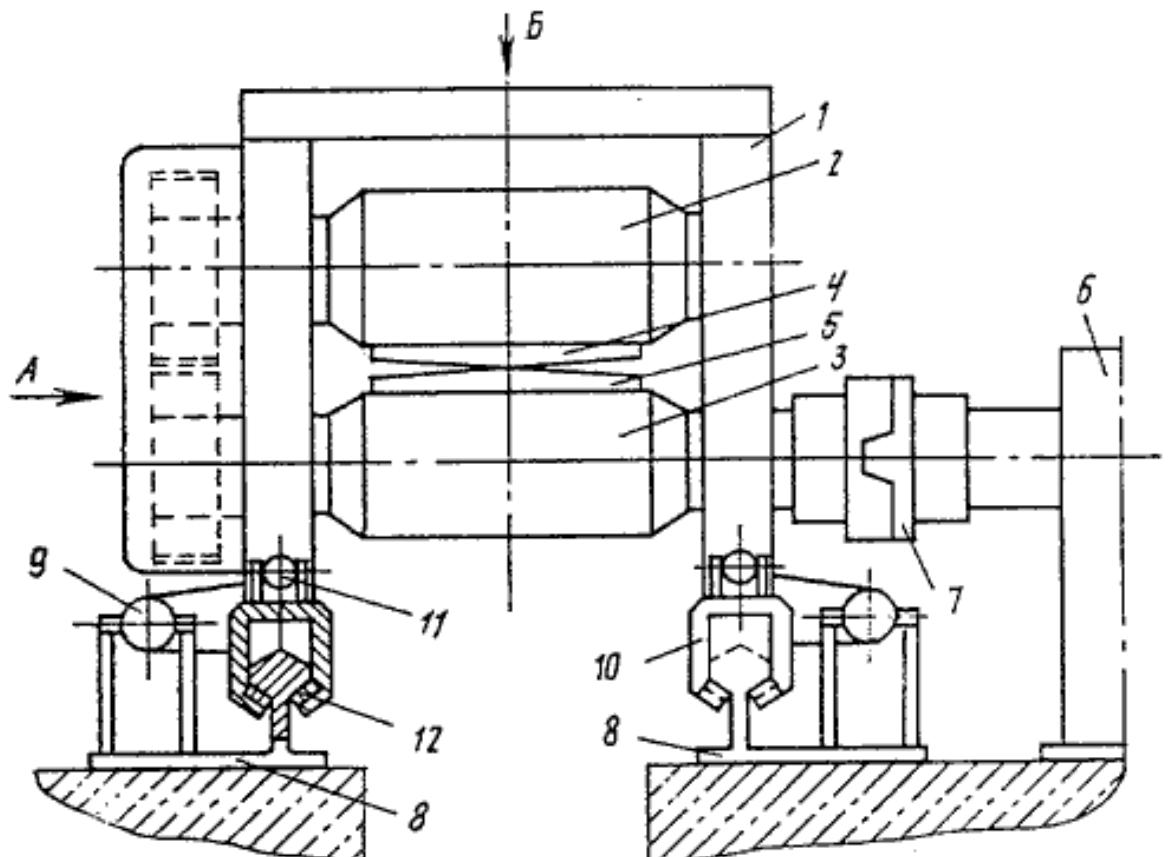
«Вузькими» місцями є недосконалість конструкцій устаткування, при проектуванні якого існували помилкові критерії, що приводить до скорочення ресурсу устаткування й передчасних відмов.

Стани гарячої прокатки характеризуються тим, що у випадку виходу з ладу одного з механізмів потокової лінії, зупиняється весь стан. Тому основним заходом щодо усунення «вузьких» місць є виконання правил технічної експлуатації, технічного обслуговування всіх механізмів і всього устаткування стану в цілому.

Ножиці 12,5 МН, що встановлені на блюмінгу 1050, є одним з вузьких місць прокатного цеху. Недоліки в роботі ножиць пов'язані із частими ремонтами механізмів різання, притиску й шпінделя. Це пов'язане з тим, що не дуже давно була зроблена реконструкція блюмінга. Внаслідок реконструкції була збільшена площа поперечного переріза блюмів, що прокотують. З огляду на збільшення площі поперечного перерізу блюма в більшій мірі стали проявляти себе і недоліки вантажного зрівноважування шпінделів, що полягають у значних махових моментах, котрі виникають при переміщенні контргрузів, та приводить до динамічного навантаження на елементи фундаменту, шпінделя, а також підшипники ножиць.

Питанням зниження впливу динамічних навантажень на деталі приводу присвячено багато досліджень та робіт [3-8], проте всі запропоновані рішення окрім практичної цінності мають певні недоліки. Так, в роботі [3] пропонується модернізована система керування приводом летючих ножиць, яка передбачає встановлення робочої кліті на фундаментальній плиті за допомогою полузамкнених корпусів (рис.1.1). Гасіння динамічних навантажень здійснюється амортизаючими упорами, однак ця система не має автоматичного корегування швидкості обертання барабанів. Горизонтальні динамічні навантаження, які виникають у момент різання внаслідок розналадження

горизонтальних складників швидкостей ножів та металу, що розрізається не компенсуються будовою ножів. Наслідком цього є передчасне зношування вузлів робочої кліти та приводу.

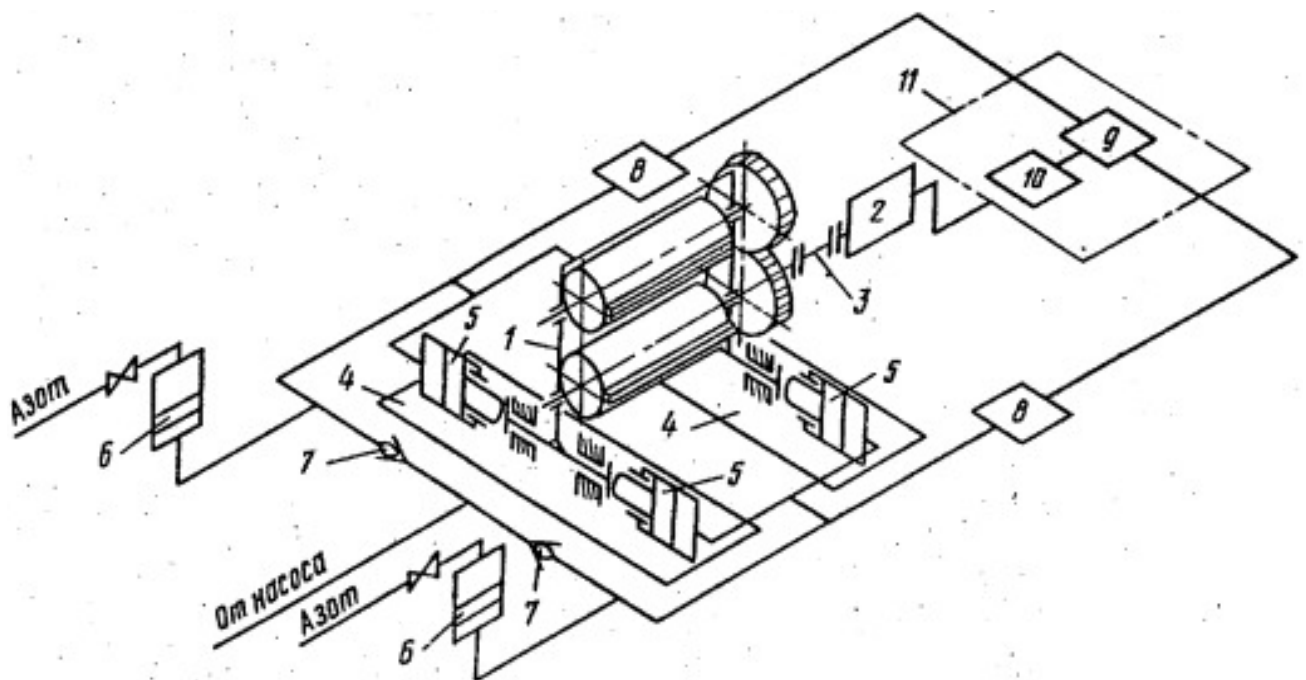


1 – станина, 2, 3 – верхній та нижній барабани, 4, 5 – ножі, 6 – привод, 7 – компенсуюча муфта, 8 – фундаментальна плита, 9 – амортизуючий упор, 10 – напівзамкнутий корпус, 11 – привод, 12 – клинові механізми

Рисунок 1.1 – Барабани летючі ножиці з переміщенням по фундаментальних плитах

В роботі [4] пропонується робочу кліть розташовувати на спрямовуючих фундаментальних плит з можливістю зміщення вздовж вісі подачі металу, що розрізається. Горизонтальні динамічні навантаження та надлишковий натяг металу між ножицями та додатковими машинами, що виникають при розрізанні, не усуваються повністю при зміщенні кліти внаслідок інерційності кліти та малої тривості різання.

Авторами патенту [5] пропонується схоже технічне рішення, проте ножиці додатково оснащуються датчиками переміщення робочої кліті, які виконуються у вигляді перетворювачів тиску (рис.1.2), а амортизуючі упори виконані у вигляді силових гідравлічних циліндрів, поршневі порожнини яких поєднані з гідравлічним акумулятором. Керуючий електричний сигнал в системі виробляється за рахунок зміни сили тиску рідини в системі. Головним недоліком запропонованої конструкції є суттєве ускладнення конструкції ножиць та складність в їх подальшому технічному обслуговуванні.

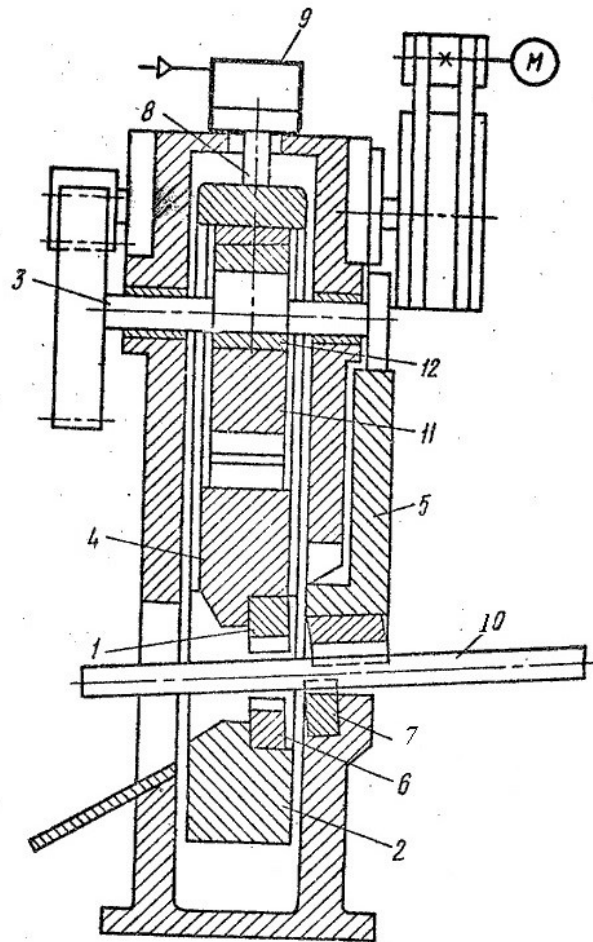


1 – робоча кліть, 2 – привод, 3 – компенсаційна муфта, 4 – фундаментальна плита, 5 – амортизуючий упор, 6 – гідравлічний акумулятор, 7 – зворотній клапат, 8 – перетворювач тиску, 9 – обчислювальний пристрій системи керування, 10 – регулятор швидкості, 11 – барабан.

Рисунок 1.2 – Летючі барабанні ножиці з модернізованим приводом

Для підвищення надійності летючих ножиць в роботі [6] пропонується кривошипний привод ножиць виконати у вигляді ексцентрикової втулки, розміщеної на кривошипній шийці ексцентрикового вала з можливістю взаємодії зовнішньої поверхні з приводним повзуном (рис. 1.3). Штоки силових циліндрів жорстко з'єднанні з ріжучим повзуном, а упори обмеження взаємного

переміщення рами та ріжучого повзуна розташовані на нижньому торцеві останнього з можливістю взаємодії з нижнім ригелем рами. З огляду на те, що ексцентрикова втулка буде здійснювати гойдальний рух відносно центра в розточці повзуна буде йти одностороння вибірка зазорів, що спричинить биття та призведе до прискореного зношення.



1 – станина, 2 – кривошипна рама, 3 – ексцентриковий привод, 4 – ріжучий повзун, 5 – механізм затискання, 6 – прижим, 7 – ніж, 8 – упор, 9 – гідроциліндр, 10 – прокат

Рисунок 1.3 – Кривошипно-ексцентрикові ножиці

В роботі [7] пропонується барабани ножиць встановити у касеті, привод обертання барабанів, закріплений на основі, зв'язати з барабанами спеціальною компенсаційною муфтою, проте конструкція шлицевої муфти майже не розглянута.

Для підвищення надійності ножиць пропонується привод та механізм різання поєднати через муфту, ведучий та ведений елементи якої оснащені черв'ячним приводом [8]. Муфта також виконує функцію механізму налаштування синхронізації швидкостей ножей та штаби у момент різання. Данне технічне рішення ускладнює експлуатаційне обслуговування ножиць.

1.4 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання

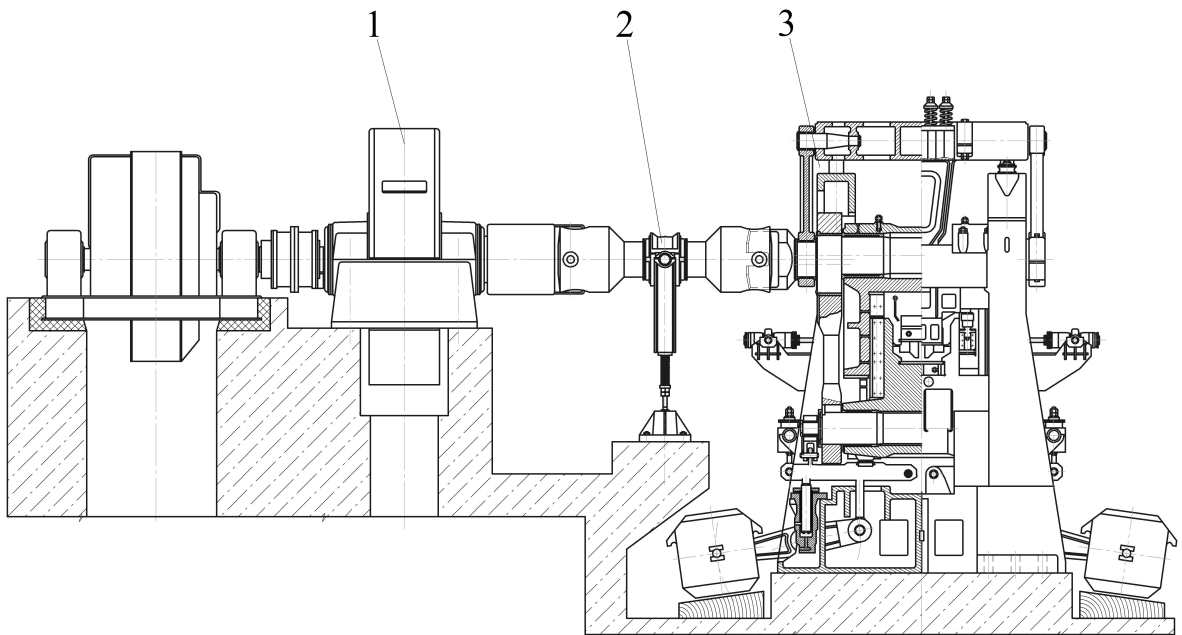
Робота ножиць в значній мірі визначає роботу всього прокатного стану. Для поперечного різання гарячого прокату квадратного, прямокутного і круглого перерізу після прокатки його на блюмінгах, слябінгах, заготівельних і сортових станах застосовують ножиці з паралельними ножами. Ці ножиці використовують також і для поперечної різання холодного прокату - в цьому випадку профіль ножа відповідає формі поперечного перерізу розрізаємого прокату. [9]

Однак до теперішнього часу мало вивчені силові дії в приводах і окремих елементах ножиць, дійсні режими роботи приводів і динамічні дії в пружних системах.[10]

До механізмів металургійних машин, що працюють в складних технологічних лініях, пред'являються особливі вимоги. Вони повинні бути прості і надійні в роботі, допускати легке регулювання і швидко заміну деталей або блоків при ремонтах. Крім того, механізми повинні відповідати умовам точності відтворення заданих переміщень. Такі вимоги є цілком природними, так як зупинка будь-якої однієї машини тягне за собою або зупинку всієї лінії в цілому, або порушення нормального потоку заготовок. Повна ясність в процесах, що супроводжують роботу механізмів, які перебувають у важких динамічних умовах, дозволяє конструктору вибрати правильне рішення, що забезпечує нормальну роботу машини. Особливо велике значення динаміка механізмів отримує при розрахунку і проектуванні важкого металургійного і

гірського устаткування, а також важких будівельних машин, можливість побудови дослідних зразків яких в більшості випадків виключена. У той же час машини не тільки повинні задовольняти умовам міцності при заданій їхній продуктивності, а й на їхнє виготовлення повинен раціонально витратися метал. [11]

В умовах існуючого прокатного виробництва часто напрямком реконструкції прокатних станів є збільшення площі поперечного перерізу блюмів та заготовок, що прокочують. З огляду на збільшення площі поперечного перерізу в більшій мірі починають проявляти себе і недоліки вантажного зрівноважування шпінделів, що полягають у значних махових моментах, котрі виникають при переміщенні контргрузів, це приводить до динамічного навантаження на елементи фундаменту, шпінделя, а також підшипники ножиць. Одним із варіантів вирішення даної проблеми є встановлення пружинного врівноваження шпінделів ножиць. (рис.1.4)



1 – привод ножиць, 2 – система пружинного врівноваження, 3 – ножиці з паралельними ножами з системою контрвантажів,

Рисунок 1.4 – Загальний вигляд ножиць з паралельними ножами

2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

2.1 Розрахунок потужності електродвигуна приводу ножиць

Для вибору типу й розміру ножиць необхідно визначити максимальне зусилля різання по формулі [2]:

$$P = \kappa_1 \tau F = \kappa_1 \kappa_2 \sigma_b F \cong 0,8 \sigma_b F \text{ Н}, \quad (2.1)$$

де κ_1 – коефіцієнт, що враховує підвищення зусилля різання при затупленні ножів і збільшенні зазору між ними;

κ_2 – коефіцієнт переходу від опору металу різанню до межі міцності.

На підставі експериментальних даних рекомендується приймати:

$$\kappa_1 = 1,3 \text{ й } \kappa_2 = 0,6 \div 0,7;$$

F – площа поперечного перерізу заготовки, м^2 ; $F = 0,0324 \text{ м}^2$ ($180 \times 180 \text{ мм}$);

σ_b – межа міцності металу на розтягання, що відповідає температурі різання, у МПа, для легованої сталі марки 30ХГСА межа міцності при температурі 900°C становить $\sigma_b = 480 \text{ МПа}$.

Підставивши значення у вираження (2.1), одержимо максимальне зусилля різання

$$P = 0,8 \cdot 480 \cdot 0,0324 = 12,44 \text{ МН}$$

Приймаємо $P = 12,5 \text{ МН}$

Статичний момент на валу електродвигуна буде дорівнювати:

$$M_{\text{ст.}} = M_{\text{різ}} + M_{\text{тр}}, \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.2)$$

де $M_{ст.}$ – повний статичний момент, кН м;

$M_{тр}$ – статичний момент різання, кН·м.

$M_{тр}$ – момент від сил тертя в підшипниках, кН·м

$$M_{різ}=P \cdot a, \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.3)$$

де P – зусилля різання, $P=12500$ кН;

a – плече прикладення сили P , $a=0,2$ м;

$$M_{різ}=12500 \cdot 0,2=2500 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{тр} = P \cdot \mu \cdot 0,5 \cdot d_{ц}, \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.4)$$

де $d_{ц}$ – діаметр цапф, $d_{ц}=0,95$ м;

μ – коефіцієнт тертя (для підшипників ковзання $\mu=0,05$).

$$M_{тр} = 12500 \cdot 0,05 \cdot 0,5 \cdot 0,95 = 296,8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

$$M_{ст.} = 2500 + 296,8 = 2796,8 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Виходячи із $M_{ст.}=2796,8$ кН·м, попередньо потужність двигуна буде дорівнювати:

$$N_{дв} = \frac{M_{ст.} \cdot \omega_{н}}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (2.5)$$

де $M_{ст.}$ – максимальний статичний момент, $M_{ст.}=2796,8$ кН м;

$\eta=0,93$ – ККД привода.

$\omega_{н}$ – кутова швидкість ножиць, с^{-1}

$$\omega_i = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ c}^{-1}$$

де n – частота обертання, хв^{-1} .

$$\omega_H = \frac{3,14 \cdot 20}{30} = 2,09 \text{ c}^{-1}.$$

$$N_{\text{дв}} = \frac{2796,8 \cdot 2,09}{1000 \cdot 0,93} = 6285 \text{ кВт}$$

Для привода ножиць попередньо вибираємо підходящий електродвигун. З метою зменшення інерції привода (махового моменту якоря) приймаємо два електродвигуни постійного струму типу П 21–55–9к з наступними параметрами: $N_{\text{дв}}=1600$ кВт, $n_{\text{ном}}=80/330$ хв^{-1} , $GD^2=420$ $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Кутова швидкість двигуна:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30}, \text{ c}^{-1} \quad (2.6)$$

де $n_{\text{дв}}$ – номінальна частота обертання двигуна, хв^{-1} ;

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 8,3 \text{ c}^{-1}.$$

Тоді номінальний момент електродвигуна дорівнює:

$$M_H = 1000 \cdot \frac{N}{\omega_{\text{дв}}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.7)$$

$$M_H = 2 \cdot 1000 \cdot \frac{1600}{8,3} = 385640 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Електродвигуни спеціального металургійного виконання допускають короткочасне трикратне перевантаження по потужності й моменту при номінальній швидкості.

$$N_{\text{дв.мах}} = 2 \cdot 3 \cdot 1600 = 9600 \text{ кВт},$$

$$M_{\text{мах}} = 3 \cdot 385640 = 1156 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Передаточне число редуктора буде дорівнювати:

$$u_{\text{ред}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{н}}} \quad (2.8)$$

$$u_{\text{ред}} = \frac{8,3}{2,09} = 4$$

Вибираємо редуктор Ц0–220, у якого $u=4$, $\eta=0,95$.

Динамічні моменти, що виникають під час розгону й гальмування, визначаються по формулі [12]:

$$M_{\text{д(р)}} = M_{\text{д(т)}} = \frac{GD_{\text{пр}}^2 \cdot n}{375 \cdot t_p} = \frac{GD_{\text{пр}}^2 \cdot \omega}{4 \cdot g \cdot t_p}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.9)$$

де t_p – час розгону, $t_p=0,38$ с;

ω – кутова швидкість ножиць, $\omega=2,09$ с⁻¹;

$GD_{\text{ін}}^2$ – наведений до вала ножиць маховий момент:

$$GD_{\text{пр}}^2 = \frac{365 \cdot G_{\text{э}} \cdot v_{\text{э}}^2}{n_{\text{дв}}^2} + \frac{365 \cdot G_{\text{шп}} \cdot v_{\text{шп}}^2}{n_{\text{дв}}^2} + 2 \cdot \frac{365 \cdot G_{\text{ш}} \cdot v_{\text{ш}}^2}{n_{\text{дв}}^2} + \frac{365 \cdot G_{\text{пл}} \cdot v_{\text{пл}}^2}{n_{\text{дв}}^2} +$$

$$\frac{365 \cdot G_{n2} \cdot v_{n2}^2}{n_{об}^2} + (\delta_p GD_{я}^2 + 2 \cdot \delta_M GD_{я}^2 + 2 \cdot GD_{я}^2 + \delta_T GD_{я}^2) \cdot u_{ред} \quad (2.10)$$

де $V_э, V_{шп}, V_{ш}, V_{п1}, V_{п2}$ – відповідно швидкості пересування ексцентрикового вала, шпінделя, повзунів, верхнього й нижнього шатунів;

$\delta_M, \delta_p, \delta_T$ – відповідно коефіцієнти приведення, що враховують махові моменти мас муфт, редуктора й гальма;

$GD_{я}^2$ – маховий момент якоря електродвигуна, Нм^2 ;

$G_э, G_{шп}, G_{ш}, G_{п1}, G_{п2}$ – відповідно вага ексцентрикового вала, шпінделя, повзунів, верхнього й нижнього шатунів;

u – передаточне число редуктора, $u=4$.

Тоді наведений маховий момент буде дорівнювати:

$$GD_{пр}^2 = \frac{365 \cdot 137 \cdot 0,8^2}{80^2} + \frac{365 \cdot 237,18 \cdot 0,8^2}{80^2} + 2 \cdot \frac{365 \cdot 365 \cdot 0,4^2}{80^2} + \frac{365 \cdot 185 \cdot 0,4^2}{80^2} + \frac{365 \cdot 120 \cdot 0,4^2}{80^2} + (2 \cdot 420 + 1,3 \cdot 110 + 2 \cdot 0,45 \cdot 85 + 0,45 \cdot 70) \cdot 4 = 25324 \text{ кг/м}^2.$$

Динамічний момент буде дорівнювати:

$$M_{д(р)} = M_{д(т)} = \frac{25324 \cdot 2,09}{4 \cdot 9,8 \cdot 0,38} = 3553 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Графічна залежність $M_d = f(t)$ (навантажувальна діаграма) показана на рисунку 2.1

Визначаємо сумарний момент:

$$M_{\Sigma}^{(л+с)} = M_{ст} + M_{д} . \quad (2.11)$$

$$M_{\Sigma}^{(л+с)} = 2796,8 + 3,55 = 2800,35 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Еквівалентний момент

$$M_{екв} = \sqrt{\frac{M_y^2 \cdot t_y + M_{xx}^2 \cdot t'_{xx} + M_{дв.маx}^2 \cdot t_p + M_{xx}^2 \cdot t''_{xx} + M_T^2 \cdot t_T}{t_{цикла}}}, \text{ кН}\cdot\text{м} \quad (2.12)$$

де M_{xx} – момент холостого ходу , кН·м.

t_p – час розгону, с;

t_y – час сталого режиму, с;

t_T – час гальмування, с;

t'_{xx} – час після закінчення розгону й до початку різання, с;

t''_{xx} – час від моменту закінчення різання до моменту початку гальмування, с.

Момент холостого ходу дорівнює

$$M_{xx} = 0,1 \cdot M_H , \quad (2.13)$$

$$M_{xx} = 0,1 \cdot 385,64 = 38,564 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M_{екв} = \sqrt{\frac{38564^2 \cdot 0,83 + 38,5^2 \cdot 0,1 + 11156^2 \cdot 0,38 + 38,5^2 \cdot 0,72 + 38564^2 \cdot 0,38}{6}} = 3081 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Виходячи з $M_{екв}$ і рівняння, потужність двигуна буде дорівнювати:

$$N_{дв} = \frac{M_{екв} \cdot \omega_H}{1000 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (2.14)$$

де $M_{екв}$ – еквівалентний момент, Н;

$$N = \frac{308100 \cdot 2,09}{1000 \cdot 0,93} = 692,3 \text{ кВт.}$$

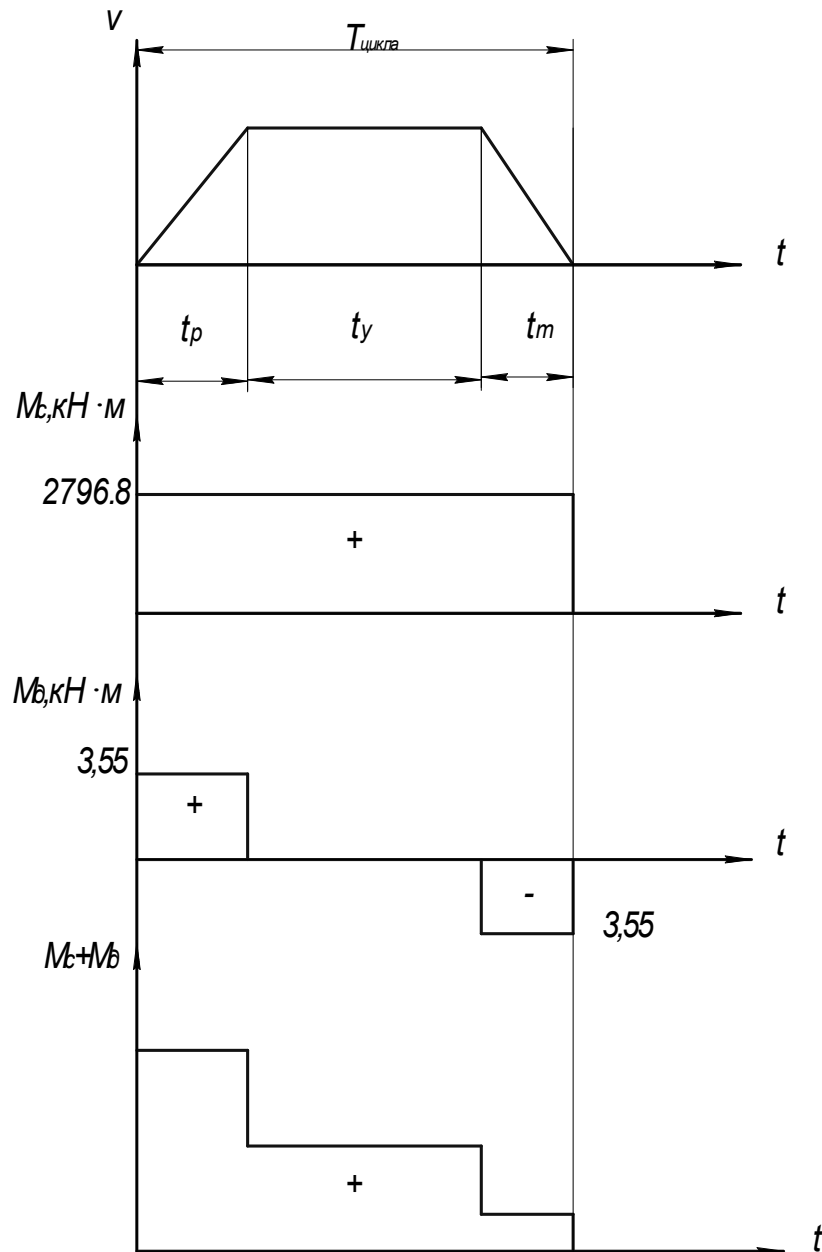


Рисунок 2.1 – Навантажувальна діаграма (графік залежності $M_{ст}=f(t)$,
 $M_{д} = f(t)$, $M_{ст}+M_{д}=f(t)$)

Таким чином остаточно вибираємо два електродвигуни П21–55–9к з наступними параметрами: $N_{дв}=1600$ кВт, $n_{ном}=80$ хв⁻¹, $n_{мах}=330$ хв⁻¹.

Редуктор ЦО–220 з наступними параметрами: $u=4$; $\eta=0,96$.

Кутову швидкість двигуна, визначаємо по формулі:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{3,14 \cdot 80}{30} = 8,3 \text{ с}^{-1}$$

Тоді номінальний момент електродвигуна дорівнює, Нм:

$$M_{\text{н}} = 2 \cdot 1000 \cdot \frac{1600}{8,3} = 385640 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт перевантаження двигуна при найбільшому моменті:

$$\lambda = \frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{н}} \cdot u \cdot \eta} \leq [\lambda] \quad (2.15)$$

де M_{max} – максимальний момент;

u – передаточне число редуктора;

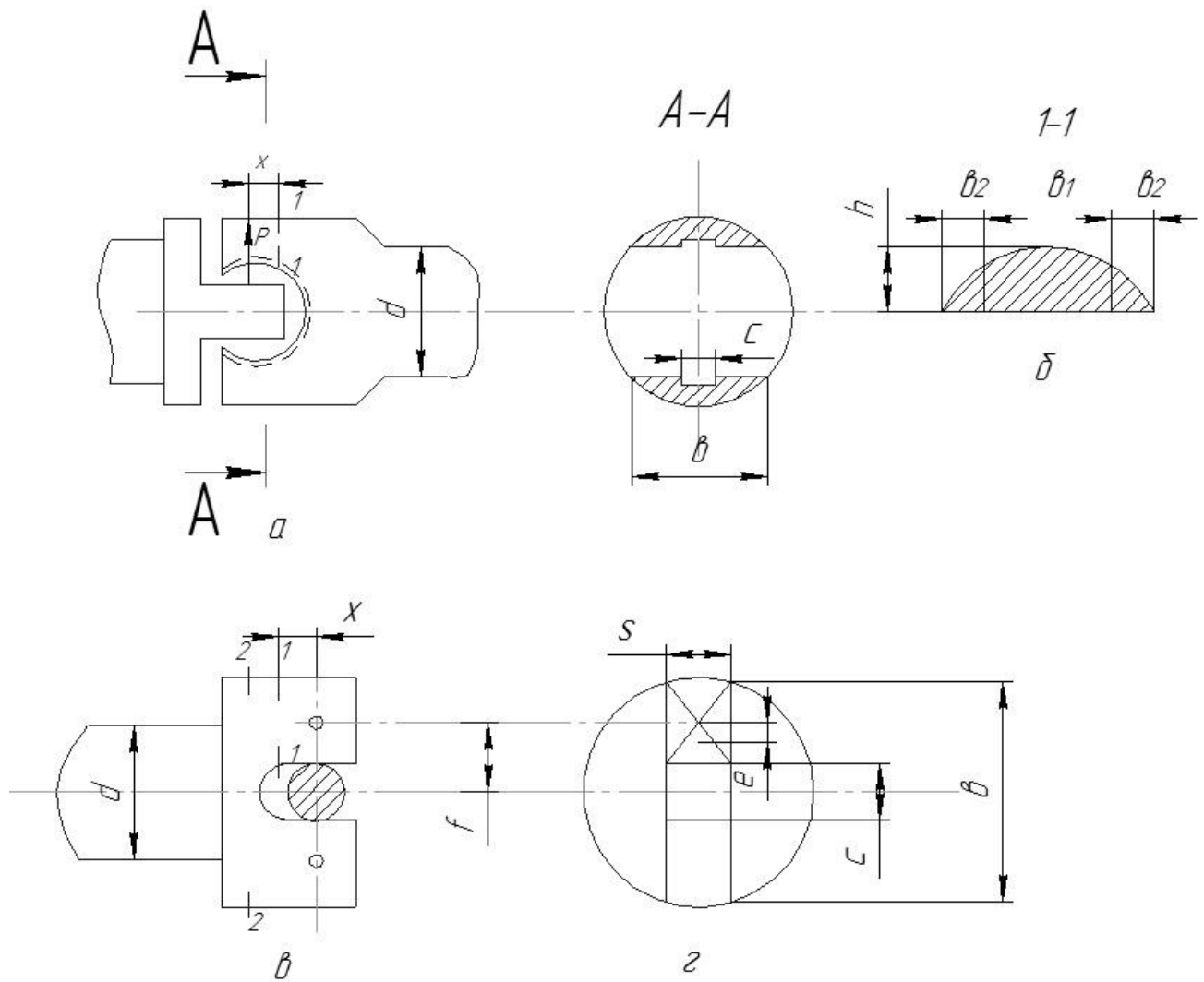
η – ККД привода.

$$\lambda = \frac{1156920}{385640 \cdot 4 \cdot 0,93} = 0,8 \leq 2$$

Обраний електродвигун умовам перевантаження відповідає.

2.2 Розрахунок універсального шпінделя ножиць

На рис. 2.2 представлена схема дії сил на щоки головки шпінделя при передачі крутного моменту $M_{\text{кр}}$. На кожну щоку шпінделя буде діяти сила P , що виникає в результаті тиску лопасті на бронзовий вкладиш і бронзовий вкладиш на щоку по циліндричній поверхні їхнього зіткнення.



a-вилка шарніра; δ -перетин вилки; b -лопасть валка; 2-перетин лопасті

Рисунок 2.2 – Схема до розрахунку універсального шпінделя

Момент, переданий шпинделем, буде дорівнювати [2]

$$M_{кр} = P \cdot a, \quad (2.16)$$

де P – зусилля з яким нижній бронзовий вкладиш давить на нижню щоку головки шпінделя, а верхній вкладиш – на верхню щоку;
 a – відстань між точками прикладення сил.

Приймаємо, що питомі тиски вкладиша на щоку шарніра розподіляються по трапеції й сила P прикладена в площині центра ваги цієї трапеції.

Звичайно $a = 0,7 \cdot e$

Визначимо силу, з якої вкладиш давить на щоку:

$$P = 1,43 \frac{M_{кр}}{e}, \text{ кН} \quad (2.17)$$

$$P = 1,43 \frac{2600}{0,9} = 4131 \text{ кН.}$$

Таким чином при передачі шпінделем крутного моменту в перетині щоки 1–1 на відстані x від осі шарніра будуть виникати напруження й від кручення, і від вигину.

Напруження кручення в перетині 1–1 буде дорівнювати

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2 \cdot W_{кр}}, \text{ МПа,} \quad (2.18)$$

де $W_{кр}$ – момент опору перетину 1–1 на кручення

$$W_{кр} = \eta \cdot (e_1 + e_2) \cdot h^2, \text{ м}^3 \quad (2.19)$$

де η – поправочний коефіцієнт (при $\frac{e_1 + e_2}{h} = 2 \div 6$ величина $\eta = 0,25 \div 0,3$)

$$W_{кр} = 0,25 \cdot (0,2 + 0,5) \cdot 0,33^2 = 0,019 \text{ м}^3.$$

Напруження вигину в перетині щоки 1–1 буде дорівнювати

$$\sigma = \frac{M_{\text{виг}}}{W_{\text{изг}}}, \text{ МПа} \quad (2.20)$$

де $M_{\text{виг}}$ – момент опору перетину 1–1 на вигин.

$$M_{\text{изг}} = 1,43 \cdot \frac{M_{\text{кр}}}{\epsilon} \cdot x, \text{ кН} \cdot \text{ м}, \quad (2.21)$$

$$M_{\text{изг}} = 1,43 \cdot \frac{2600}{0,9} \cdot 0,18 = 743,58 \text{ кН} \cdot \text{ м}.$$

Визначимо момент опору вигину перетину 1–1, м^3 :

$$W_{\text{изг}} = \frac{3 \cdot \epsilon_1^2 + 6 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2 + 2 \cdot \epsilon_2^2}{6 \cdot (3 \cdot \epsilon_1 + 4 \cdot \epsilon_2)} \cdot h^2, \quad (2.22)$$

$$W_{\text{изг}} = \frac{3 \cdot 0,5^2 + 6 \cdot 0,5 \cdot 0,2 + 2 \cdot 0,2^2}{6 \cdot (3 \cdot 0,5 + 4 \cdot 0,2)} \cdot 0,33^2 = 0,11 \text{ м}^3,$$

$$\sigma = \frac{743,58}{0,11} = 7,219 \text{ МПа}.$$

Розрахунковт напруження в перетині щоки 1–1 від дії вигину й кручення в цьому перетині визначається по формулі:

$$\sigma_{\text{расч}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau} \leq [\sigma], \text{ МПа} \quad (2.23)$$

$$\text{де } [\sigma] = \frac{\sigma_s}{5}$$

Для сталі марки 40 $\sigma_s = 650 \text{ МПа}$, отже $[\sigma] = \frac{650}{5} = 130 \text{ МПа}$.

$$\sigma_{расч} = \sqrt{7,219^2 + 3 \cdot 68,4^2} = 118,6 \text{ МПа}$$

$$118,6 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа}$$

Умова виконується, отже, міцність забезпечується.

Крім визначення напруження в перетині 1–1, необхідно також перевірити напруження в тілі шпінделя в його середній частині по довжині. Очевидно, що тіло шпінделя працює тільки на кручення, і напруження в будь-якому перетині по довжині шпінделя між його шарнірами буде дорівнювати:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d}, \text{ МПа} \quad (2.24)$$

де d – діаметр тіла шпінделя.

$$\tau = \frac{2600}{0,2 \cdot 0,55} = 23,63 \text{ МПа}$$

Так само як і при розрахунку щоби головки шпінделя, при розрахунку лопасті приймемо, що питомі тиски від вкладиша розподіляються на поверхні кожної вилки по трапеції й тиск P_1 , що діє на вилку при передачі лопастю крутного моменту $M_{кр}$, дорівнює:

$$P_1 = 1,43 \frac{M_{кр}}{e_0}, \text{ кН} \quad (2.25)$$

$$P_1 = 1,43 \frac{2600}{1} = 3540 \text{ кН.}$$

Сила P_1 буде скручувати перетин вилки моментом:

$$M = P_1 \cdot e, \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (2.26)$$

де e – ексцентриситет прикладення сили P_1 щодо центра ваги перетину вилки.

$$M = 3540 \cdot 0,03 = 106,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Напруження кручення в перетині 1–1 будуть визначатися по формулі:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = 1,43 \cdot \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \cdot \frac{e}{e_0}, \text{ МПа} \quad (2.27)$$

де $W_{кр}$ – момент опору перетину 1–1 вилки лопасті,

$$W_{кр} = \eta \cdot \left(\frac{e_0 - c_0}{2} \right) \cdot s^2 = \frac{3}{8} \cdot \eta_0 \cdot e_0 \cdot s^2, \text{ м}^3 \quad (2.28)$$

$$W_{кр} = \frac{3}{8} \cdot 0,25 \cdot 1 \cdot 0,32^2 = 0,0096 \text{ м}^3,$$

$$\tau = 1,43 \cdot \frac{2600}{0,0096} \cdot \frac{0,03}{1} = 11,61 \text{ МПа}.$$

Напруження вигину в перетині вилки 1–1 буде дорівнювати:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W_{изг}}, \text{ МПа} \quad (2.29)$$

де $M_{изг}$ – згинальний момент у перетині 1–1, кН м ;

$$M_{изг} = P_1 \cdot x , \quad (2.30)$$

$$M_{изг} = 3540 \cdot 0,18 = 283,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$W_{изг}$ – момент опору вигину прямокутного перетину вилки лопасті, м^3

$$W_{изг} = \frac{e_0 - c_0}{12} \cdot s^2 = \frac{1}{16} \cdot e_0 \cdot s^2 , \quad (2.31)$$

$$W_{изг} = \frac{1}{16} \cdot 1 \cdot 0,32^2 = 0,0064 \text{ м}^3 .$$

$$\sigma = \frac{283,2}{0,0064} = 44,22 \text{ МПа.}$$

Крім визначення напруження в перетині 1–1, необхідно також перевірити напруження в перетині 2–2.

Цей перетин передає повний крутний момент $M_{кр}$ й у ньому виникають тільки напруження кручення, які можна визначити по формулі:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} \leq [\tau] \quad (2.32)$$

де $W_{кр}$ – момент опору на кручення, м^3 ;

$$W_{кр} = \eta_0 \cdot e_0 \cdot s^2 , \quad (2.33)$$

$$W_{кр} = 0,25 \cdot 1 \cdot 0,32^2 = 0,025 \text{ м}^3 ,$$

$[\tau]$ – напруження кручення, що допускається, МПа

$$[\tau] = 0,6[\sigma] = 0,6 \cdot 130 = 74 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{2600}{0,025} = 10,4 \text{ МПа,}$$

$$10,4 \text{ МПа} < 74 \text{ МПа}$$

Після зроблених розрахунків можна зробити висновок, що всі елементи шпінделя задовольняють умовам міцності.

2.3 Розрахунок на стійкість стрижня пружинного врівноважування шпінделя

Схему до розрахунку стрижня пружинного врівноваження на стійкість наведено на рисунку 2.3.

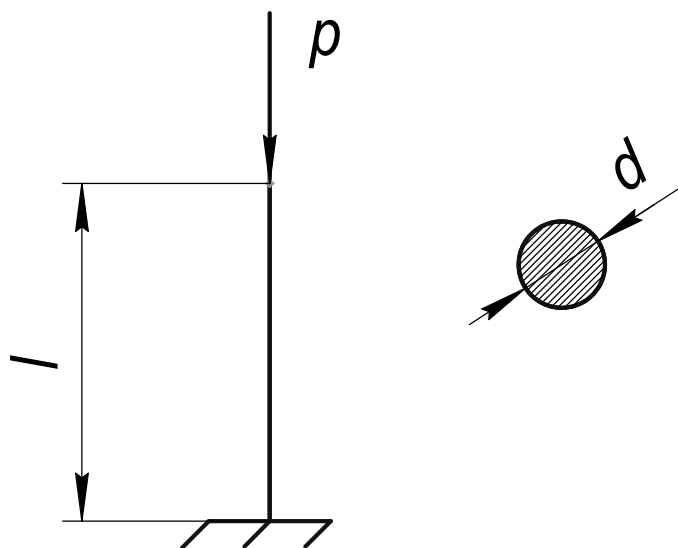


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку стрижня на стійкість

Визначаємо площу стрижня, т.я. втрата стійкості, як правило відбувається в площині найменшої жорсткості, то необхідно враховувати мінімальну площу поперечного перерізу стрижня – по впадинам різьблення, [13]:

$$F = \pi \cdot R^2, \quad (2.34)$$

де R – радіус перетину стрижня по найменшому діаметру западин ,
 $R=28,32$ мм.

$$F = 3,14 \cdot 28,32^2 = 2518,35 \text{ мм}^2$$

Визначимо момент інерції перетину, мм^4 :

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, \quad (2.35)$$

$$J = \frac{3,14 \cdot 56,64^4}{64} = 504943,35 \text{ мм}^4.$$

Визначаємо радіус інерції, мм [13]:

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}}, \quad (2.36)$$

$$i = \sqrt{\frac{504943,35}{2518,35}} = 14,16 \text{ мм}$$

Знаходимо наведену довжину стрижня, мм:

$$l_{np} = \mu \cdot \ell \quad (2.37)$$

де $\mu=0,7$ – коефіцієнт приведення довжини, для стрижня з одним вільним кінцем, а іншим жорстко закріпленим;

l – фактична довжина стрижня, $l=1330$ мм.

$$l_{\text{пр}} = 0,7 \cdot 1330 = 931 \text{ мм}$$

Визначаємо гнучкість стрижня:

$$\lambda = \frac{l_{\text{пр}}}{i},$$

$$\lambda = \frac{931}{14,16} = 65,7.$$

Знаходимо критичне напруження на стискання, тобто напруження при якому прямолінійна форма рівноваги стрижня стає не стійкою [13]:

$$[\sigma]_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}, \quad (2.38)$$

де $E=2,1 \cdot 10^5$ – модуль пружності першого роду, МПа.

$$[\sigma]_{\text{кр}} = \frac{3,14^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{65,7^2} = 479,5 \text{ МПа}$$

Визначаємо дійсне напруження по формулі:

$$\sigma = \frac{P}{F}, \text{ МПа} \quad (2.39)$$

де P – зусилля діюче на стрижень, Н.

$$\sigma = \frac{130000}{2518,35} = 51,62 \text{ МПа}$$

Таким чином, в зв'язку з тим що $\sigma = 51,62 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{кр}} = 479,5 \text{ МПа}$ стійкість стрижня забезпечується.

2.4 Розрахунок тарілчастих пружин пружинного врівноважування

Знаючи діюче зусилля $P=130 \text{ кН}$ і необхідний хід $l=38 \text{ мм}$ вибираємо пружину (рис.2.4) з наступними розмірами $D=125 \text{ мм}$, $D_1=63 \text{ мм}$, $s=6,3 \text{ мм}$, $f=3 \text{ мм}$, $h=9,3 \text{ мм}$, $m=0,45 \text{ кг}$, кількість пружин – 72.

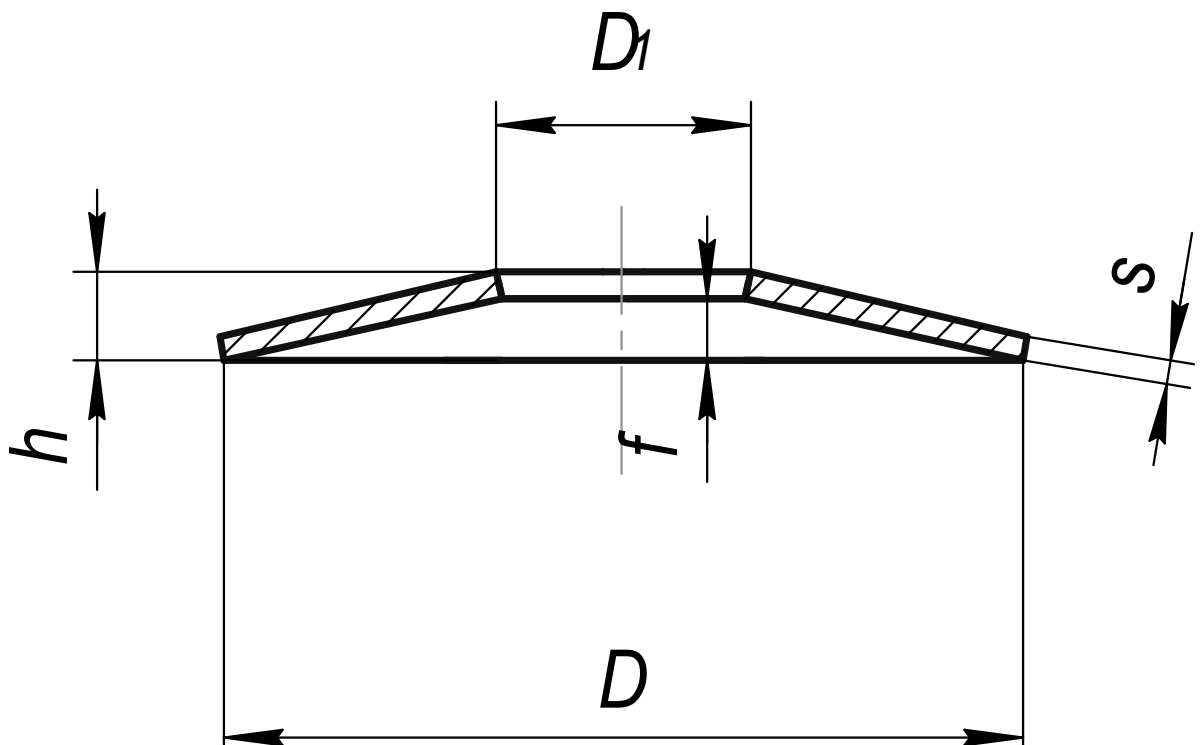


Рисунок 2.4 – Основні розміри пружин

Вибираємо паралельно-послідовну схему зборки пружин, тому що вона найбільш оптимально підходить по своїм силовим характеристикам.

Визначимо силу при максимальній деформації комплекту пружин:

$$P_k = k \cdot P_3 \cdot n_1, \text{ кН} \quad (2.40)$$

де $k=1,09$ – коефіцієнт, що враховує тертя при паралельному збиранні;

P_3 – сила сприймана однією пружиною, Н;

n_1 – кількість пружин при паралельному збиранні.

$$P_k = 1,09 \cdot 40,5 \cdot 3 = 132,43 \text{ кН}$$

Визначимо хід, що зможе забезпечити даний пакет пружин:

$$F_k = n \cdot f, \text{ мм} \quad (2.41)$$

де n – кількість пружин при паралельному збиранні.

$$F_k = 24 \cdot 3 = 72 \text{ мм.}$$

Визначимо висоту комплекту у вільному стані, мм:

$$H_{ок} = n \cdot [h_0 + (n_1 - 1) \cdot s] \quad (2.42)$$

$$H_{ок} = 24 \cdot [9,3 + (3 - 1) \cdot 6,3] = 526 \text{ мм}$$

Вибираємо даний пакет пружин, тому що він підходить конструктивно.

2.5 Розрахунок кріпильного різьблення стрижня пружинного врівноважування

Витки різьблення гвинта й гайки перевіряємо на зминання й зріз.

Напруження зминання в різьбі визначаємо по формулі [14]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot z \cdot K_m} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.43)$$

де F – осьова сила на гвинті ($F=130$ кН);

d – зовнішній діаметр різьби ($d=64$ мм);

d_1 – внутрішній діаметр різьби ($d_1=56,64$ мм);

K_m – коефіцієнт нерівномірності навантаження по виткам різьби з урахуванням пластичних деформацій ($K_m=0,7$);

z – число витків на довжині згвинчування:

$$z = \frac{H}{P},$$

де H – висота гайки (М64 за ДСТ 10605–94), $H=51$ мм;

P – крок різьби ($P=6$ мм);

$$z = \frac{51}{6} = 8,5$$

$[\sigma_{зм}]$ – допускаємо напруження зминання, МПа:

$$[\sigma_{зм}] = 0,8 \cdot \sigma_T,$$

де $\sigma_T = 315$ МПа (для сталі 35);

$$[\sigma_{3M}] = 0,8 \cdot 315 = 252 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{3M} = \frac{4 \cdot 130 \cdot 10^3}{3,14 \cdot (0,064^2 - 0,05664^2) \cdot 8,5 \cdot 0,7} = 31,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{3M} = 31,3 \text{ МПа} < [\sigma_{3M}] = 252 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується.

Напруження зрізу в різьбленні гвинта визначаємо по формулі [15]:

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H \cdot k \cdot K_m} \leq [\tau_{cp}], \quad (2.44)$$

де k – коефіцієнт, що враховує тип різьби (для трикутної різьби $k=0,87$);

$[\tau_{cp}]$ – допустиме напруження зрізу, МПа:

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \cdot \sigma_T,$$

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \cdot 315 = 126 \text{ МПа.}$$

$$\tau_1 = \frac{130 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,05664 \cdot 0,051 \cdot 0,87 \cdot 0,7} = 23,5 \text{ МПа}$$

$$23,5 \text{ МПа} < 126 \text{ МПа.}$$

Умова опору зрізанню виконується.

3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Дослідження вільних коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження

До механізмів металургійних машин, що працюють в складних технологічних лініях, пред'являються особливі вимоги. Вони повинні бути прості і надійні в роботі, допускати легке регулювання і швидку заміну деталей або блоків при ремонтах. Крім того, механізми повинні відповідати умовам точності відтворення заданих переміщень. Такі вимоги є цілком природними, так як зупинка будь-якої однієї машини тягне за собою або зупинку всієї лінії в цілому, або порушення нормального потоку заготовок. Повна ясність в процесах, що супроводжують роботу механізмів, які перебувають у важких динамічних умовах, дозволяє конструктору вибрати правильне рішення, що забезпечує нормальну роботу машини. Особливо велике значення динаміка механізмів отримує при розрахунку і проектуванні важкого металургійного і гірського устаткування, а також важких будівельних машин, можливість побудови дослідних зразків яких в більшості випадків виключена. У той же час машини не тільки повинні задовольняти умовам міцності при заданій їхній продуктивності, а й на їхнє виготовлення повинен раціонально витратися метал. [16]

Дослідженнями в області динамічних розрахунків механічних систем виявлено, що досить істотні додаткові навантаження в реальних машинах виникають в моменти їх роботи в перехідних режимах, тобто під час переходу системи з одного стійкого стану в інше. Важливий і необхідний етап при конструюванні нових механічних систем – вивчення вільних коливань системи в межах положення їх стійкої рівноваги. [17]

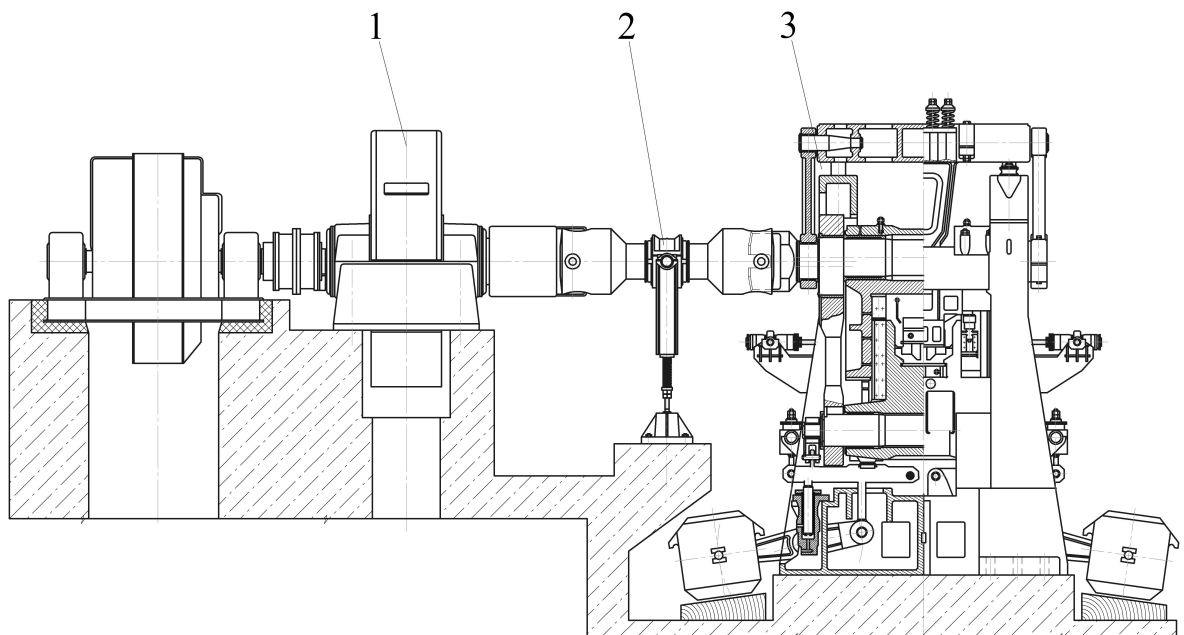
Під час переходних процесів діючі в лінії передач механізмів навантаження, як правило, істотно відрізняються від статичних і інерційних навантажень за своєю величиною та характером змінності. Це пояснюється

пружними коливаннями систем, які часто супроводжують роботу багатьох механізмів і машин при їх динамічному навантаженні. Через коливання відбувається більша частина руйнувань деталей. [18]

Динамічні розрахунки машин передбачають визначення величини амплітуд і частот коливань навантажень в машині і на цій основі проводиться розрахунок деталей на витривалість. [2]

При виконанні динамічних розрахунків машин значні труднощі з'являються при визначенні амплітуд коливань, що виникають під дією заданого зовнішнього збурення. Проте практично визначення амплітуд коливання мас не завжди буває потрібним. Це відноситься, головним чином, до стаціонарних режимів роботи машин, наприклад, двигунів, які можна завжди вибрати так, щоб вони були достатньо віддалені від одного із резонансних режимів, чи при заданому режимі роботи машини можна завжди провести зміщення спектру частот в потрібний бік шляхом змінення величини мас чи жорсткостей. [18]

Загальний вигляд ножиць з паралельними ножами для складання розрахункової схеми наведено на рисунку 3.1.



1 – привод ножиць, 2 – система пружинного врівноваження, 3 – ножиці з паралельними ножами з системою контрвантажів

Рисунок 3.1 – Загальний вигляд ножиць з паралельними ножами

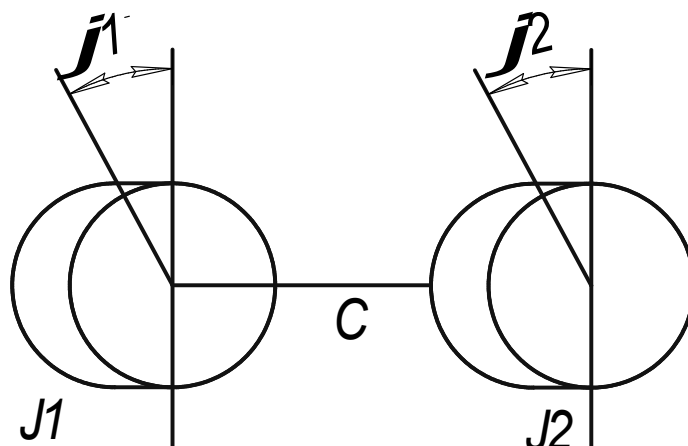
Рівняння, що описують коливальний процес механічної системи, можна скласти в різноманітній формі. Перш за все, за допомогою диференціальних рівнянь можна встановити зв'язок між переміщенням окремих мас, їх похідними і зовнішніми збуреннями.

Рівняння руху мас можна перетворити так, що будуть встановлені співвідношення між моментами сил пружності зв'язків (ділянки між масами) і зовнішніми моментами. Рішення такої системи диференціальних рівнянь зводиться до знаходження виразів для моментів сил пружності, діючих на окремих ділянках вала.

Другу систему рівнянь краще використовувати у тих випадках, коли необхідно отримати значення моментів сил пружності для розрахунків на міцність при стаціонарних чи, що потрібне частіше, при перехідних режимах роботи машини.

При розрахунках на коливання багатомасової системи найважливішим етапом є складання розрахункової схеми. [19]

Приведену схему приводу ножиць з паралельними ножами для розрахунку вільних коливань представлено на рис.3.2.



J_1 – момент інерції приводу ножиць (шпіндель, електропривод і т.д.), J_2 – момент інерції системи контрвантажів, C – приведена жорсткість стрижня системи пружинного врівноваження.

Рисунок 3.2 – Схема до розрахунку вільних коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами

Згідно загального рівняння динаміки, в будь-який момент руху системи з ідеальними зв'язками сума елементарних робіт всіх активних сил та сил інерції точок системи дорівнює нулю на будь-якому можливому переміщенні системи, що допускається зв'язками [20]:

$$\sum_{k=1}^N [(F_{kx} - m_k \ddot{x}_k) \delta x_k + (F_{ky} - m_k \ddot{y}_k) \delta y_k + (F_{kz} - m_k \ddot{z}_k) \delta z_k] = 0, \quad (3.1)$$

де K_{kx}, K_{ky}, K_{kz} – складові заданих сил;

$\ddot{x}_k, \ddot{y}_k, \ddot{z}_k$ – прискорення;

m_k – маса;

$\delta x_k, \delta y_k, \delta z_k$ – проекції можливих переміщень, сукупних із зв'язками для даного моменту часу.

Опираючись на загальне рівняння механіки (3.1) в остаточному вигляді рівняння Лагранжа приймає вигляд [19]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial E_{\Pi}}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (3.2)$$

де q_i – узагальнена координата (кут закручування ϕ_i чи переміщення s_i);

\dot{q}_i – узагальнена швидкість (кутова $\dot{\phi}$ чи лінійна \dot{s})

$Q_i = Q_{Ri} + Q_{Fi}$ – узагальнена сила, що прикладена до i -тої маси системи (момент чи зусилля);

Q_{Ri} – узагальнена сила, що відповідає силам опору (дисипативним силам) R_i ;

Q_{Fi} – узагальнена сила, що відповідає збурюючим (зовнішнім) силам F_i ;

n – число степенів свободи механічної системи;

E_{Π} – потенціальна енергія системи;

E – кінетична енергія системи.

Для випадку вільних коливань без врахування сил опору рівняння Лагранжа має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial E_{\text{п}}}{\partial q_i} = 0 \quad (3.3)$$

Для двомасової системи рівняння Лагранжа можна записати у формі:

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_2} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_2} + \frac{\partial E_{\text{п}}}{\partial q_2} = 0; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_1} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_1} + \frac{\partial E_{\text{п}}}{\partial q_1} = 0 \quad (3.4)$$

Кінетична енергія системи [21]:

$$E = \frac{1}{2} J_1 \dot{\varphi}_1 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\varphi}_2 \quad (3.5)$$

Потенційна енергія системи:

$$E_{\text{п}} = \frac{1}{2} C_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 \quad (3.6)$$

Знаходимо похідні, що входять у рівняння (3.4):

$$\frac{\partial E}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial E}{\partial \varphi_2} = 0;$$

$$\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_1} \right) = J_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_2} \right) = J_2 \ddot{\varphi}_2; \quad (3.7)$$

$$\frac{\partial E_{\text{п}}}{\partial \varphi_1} = C_1 \varphi_1 - C_1 \varphi_2; \quad \frac{\partial E_{\text{п}}}{\partial \varphi_2} = (C_1 + C_2) \varphi_2 - C_1 \varphi_1$$

Підставивши (3.7) в (3.4), одержимо систему із двох рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1(\varphi_1 - \varphi_2) + C_2(\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

Якщо в рівняннях (4.8) прийняти $C_1 = C_0, C_2 = 0$, то одержимо рівняння:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_0(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_0(\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

або

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_0\varphi_1 - C_0\varphi_2 &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_0\varphi_1 + C_0\varphi_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

Окреме рішення цих рівнянь, якщо прийняти змінення координат φ_1 і φ_2 за простим гармонічним законом, можна подати у такому вигляді:

$$\varphi_1 = A_1 \sin(pt + \beta); \quad \varphi_2 = A_2 \sin(pt + \beta). \quad (3.11)$$

Позначимо відношення координат φ_1 і φ_2 , що дорівнює відношенню амплітуд A_1 і A_2 коливань, через μ :

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{A_2}{A_1} = \mu, \quad (3.12)$$

звідки

$$\varphi_1 = A_1 \sin(pt + \beta); \quad \varphi_2 = \mu A_1 \sin(pt + \beta), \quad (3.13)$$

де β – початкова фаза коливань (кутове зміщення початку коливань відносно точки відліку координат);
 p – власна кругова частота коливань;
 μ – коефіцієнт форми коливань.

Для подальшого розв’язання задачі (зокрема, для визначення p і μ) продиференціюємо ці вирази двічі за часом і отримаємо:

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_1 &= A_1 p \cos(pt + \beta); & \dot{\varphi}_2 &= \mu A_1 \cos(pt + \beta); \\ \ddot{\varphi}_1 &= -A_1 p^2 \sin(pt + \beta); & \ddot{\varphi}_2 &= -\mu A_1 p^2 \sin(pt + \beta).\end{aligned}\tag{3.14}$$

Підставимо значення φ_1 , φ_2 і $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ в рівняння (3.10).

$$\begin{aligned}j_1(-A_1 p^2 \sin(pt + \beta)) + C_0 A_1 \sin(pt + \beta) - C_0 \mu A_1 \sin(pt + \beta) &= 0; \\ j_2(-\mu A_1 p^2 \sin(pt + \beta)) - C_0 A_1 \sin(pt + \beta) + C_0 \mu A_1 \sin(pt + \beta) &= 0.\end{aligned}\tag{3.15}$$

Поділивши ці вирази на загальний множник $\sin(pt + \beta)$, отримаємо

$$\left. \begin{aligned}(C_0 - j_1 p^2) A_1 - C_0 \mu A_1 &= 0 \\ -C_0 A_1 + (C_0 - j_2 p^2) \mu A_1 &= 0\end{aligned} \right\}\tag{3.16}$$

Складемо визначальник цієї системи рівнянь відносно невідомих A_1 і μA_1 .

$$\begin{vmatrix} (C_0 - j_1 p^2), & -C_0 \\ -C_0, & (C_0 - j_2 p^2) \end{vmatrix} = \Delta(p^2) = 0\tag{3.17}$$

Розкривши розподільник (шляхом хрестоподібного перемноження членів), отримаємо рівняння частоти

$$(C_0 - j_1 p^2)(C_0 - j_2 p^2) - C_0^2 = 0 \quad (3.18)$$

чи

$$p^2(j_1 j_2 p^2 - C_0 j_1 - C_0 j_2) = 0 \quad (3.19)$$

Звідки

$$p^2 = \frac{C_0(j_1 + j_2)}{j_1 j_2} \quad \text{або} \quad p = \sqrt{\frac{C_0(j_1 + j_2)}{j_1 \cdot j_2}} \quad (3.20)$$

Значення коефіцієнта форми коливань можна знайти із системи рівнянь (3.16):

$$\mu = \frac{C_0 - j_1 p^2}{C_0} \quad (3.21)$$

У рівняннях (3.8)-(3.9) $C_1(\varphi_1 - \varphi_2)$, $C_2(\varphi_2 - \varphi_3)$ є моментами сил пружності або свого роду динамічними надбавками до статичних. Отже, маючи чисельне значення наведених жорсткостей і розв'язавши систему цих рівнянь щодо фактичних пружних деформацій, знайдемо чисельні значення динамічних навантажень.

Вихідними даними для цього розрахунку є моменти інерції J_1 , J_2 і приведена жорсткість стрижня пружинної системи врівноваження C_0 .

Момент інерції першої маси:

$$J_1 = I_{\text{шп}} + I_{\text{с.в.}} + \frac{I_p}{u^2} + 2 \frac{I_y}{u^2}, \quad (3.22)$$

де $I_{\text{шп}}$ – момент інерції шпінделя, згідно паспортних даних $I_{\text{шп}} = 1370 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;

I_p – момент інерції редуктора, згідно паспортних даних $I_p=7,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

$I_я$ – момент інерції якоря електродвигуна, згідно паспортних даних $I_я=10,7 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;

$I_{\text{е.в.}}$ – момент інерції ексцентрикового вала, згідно паспортних даних $I_{\text{е.в.}}=1360 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Таким чином

$$J_1 = 1370 + 7,4 + \frac{10,7}{4^2} + 2 \cdot \frac{1360}{4^2} = 1548 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Момент інерції другої маси [18]:

$$J_2 = \frac{GD^2}{4g}, \quad (3.23)$$

где GD^2 – маховий момент обертових частин ножиць:

$$GD^2 = 2 \cdot \frac{365 \cdot G_{\text{п}} \cdot v_{\text{шп}}^2}{n_{\text{дв}}^2} + \frac{365 \cdot G_{\text{х1}} \cdot v_{\text{ш}}^2}{n_{\text{дв}}^2} + \frac{365 \cdot G_{\text{х2}} \cdot v_{\text{ш1}}^2}{n_{\text{дв}}^2}, \text{ Н}\cdot\text{м}^2 \quad (3.24)$$

де $v_{\text{шп}}, v_{\text{ш}}, v_{\text{х1}}, v_{\text{х2}}$ – відповідно швидкості повзунів, верхнього й нижнього хитунів;

$G_{\text{п}}, G_{\text{х1}}, G_{\text{х2}}$ – відповідно вага повзунів, верхнього й нижнього хитунів;

$$GD^2 = 2 \cdot \frac{365 \cdot 3580 \cdot 0,4^2}{20^2} + \frac{365 \cdot 1815 \cdot 0,4^2}{20^2} + \frac{365 \cdot 1177 \cdot 0,4^2}{20^2} = 1482,2 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$$

Тоді

$$J_2 = \frac{1482,2}{4 \cdot 9,81} = 37,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Наведена жорсткість стрижня, кг·м:

$$C = \frac{E \cdot \pi \cdot d^2}{4gl}, \quad (3.25)$$

де d, l – відповідно діаметр та довжина стрижня, м.

$$C = \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,05664^2}{4 \cdot 9,81 \cdot 1,33} = 40,5 \cdot 10^6 \text{ кг/м}$$

Тоді згідно формули (3.20) власна кругова частота коливань дорівнює:

$$p = \sqrt{\frac{40,5 \cdot 10^6 \cdot (1548 + 37,8)}{1548 \cdot 37,8}} = 1047,66$$

Значення коефіцієнта форми коливань знайдемо з формули (3.21):

$$\mu = \frac{40,5 \cdot 10^6 - 1548 \cdot 1047,66^2}{40,5 \cdot 10^6} = -40,95$$

Для визначення початкової фази β і амплітуди A_1 необхідно задати початкові умови. За початкові умови приймаємо: $t_0=0$; $(\varphi_1)_0=0$; $(\varphi_2)_0=0$; $(\dot{\varphi}_1)_0=\omega$ (початкове значення кутової швидкості); $(\dot{\varphi}_2)_0=0$.

Загальне рішення системи рівнянь (3.13) з урахуванням прийнятих умов можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= A_1 \sin(pt + \beta) + C_{\text{п1}} + C_{\text{п2}} t; \\ \varphi_2 &= \mu A_1 \sin(pt + \beta) + C_{\text{п1}} + C_{\text{п2}} t,\end{aligned}\quad (3.26)$$

де $C_{\text{п1}}$ і $C_{\text{п2}}$ – довільні сталі диференціювання.

Продиференціювавши ці рівняння за часом, отримаємо:

$$\begin{aligned}\dot{\varphi}_1 &= pA_1 \cos(pt + \beta) + C_{\text{п2}}; \\ \dot{\varphi}_2 &= \mu pA_1 \cos(pt + \beta) + C_{\text{п2}}.\end{aligned}\quad (3.27)$$

З урахуванням початкових умов рівняння (3.26, 4.27) приймають вигляд:

$$\begin{aligned}0 &= A_1 \sin \beta + C_{\text{п1}}; \\ 0 &= \mu A_1 \sin \beta + C_{\text{п1}}; \\ \omega &= pA_1 \cos \beta + C_{\text{п2}}; \\ 0 &= \mu pA_1 \cos \beta + C_{\text{п2}}.\end{aligned}$$

Із перших двох рівнянь знаходимо коефіцієнт β , який в даному випадку дорівнює нулю, а із третього і четвертого – амплітуду коливань

$$A_1 = \frac{\omega}{p(1 - \mu)} \quad (3.28)$$

$$A_1 = \frac{2,09}{1047,66 \cdot (1 - (-40,95))} = 4,76 \cdot 10^{-5}$$

Тепер, коли відома частота, амплітуда і форма коливань, можна визначити пружні деформації виникаючі від роботи привода та ножиць, у функції часу за формулами (3.13). Так як $C_1(\varphi_1 - \varphi_2)$, $C_2(\varphi_2 - \varphi_3)$ являються динамічними складовими, то проаналізувавши навантажувальну діаграму (рис.3.1) можна встановити, що вони виникають під час пуску, та гальмування час, яких складає 0,38 с, тобто встановлювати величини φ_1 та φ_2 будемо саме на цьому проміжку, а в зв'язку з тим, що кожен цикл різання починається після повного зупинення ножиць коефіцієнт початкової фази β приймаємо рівним 0.

Крок визначення пружних деформацій в функції часу встановимо 0,0253 с. Після розрахунку пружних деформацій виникаючих від вільних коливань, можна розрахувати виникаючі моменти пружних сил:

$$M_{\Pi} = C_0(\varphi_1 - \varphi_2). \quad (3.29)$$

Розраховані значення зводимо в таблицю 3.1 та будуємо графік вільних коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами (рис.3.3).

Таблиця 3.1 – Результати розрахунку пружних деформацій та моменту пружних сил

t	φ_1	φ_2	M_{Π}
0	0	0	0
0.0253	4.66E-05	-0.001909	79219.9
0.0506	1.83E-05	-0.00075	31126.26
0.0759	-3.9E-05	0.0016146	-66990.1
0.1012	-3.4E-05	0.0013846	-57447.3
0.1265	2.61E-05	-0.001071	44418.5
0.1518	4.41E-05	-0.001805	74899.76
0.1771	-8.8E-06	0.0003613	-14989.7
0.2024	-4.8E-05	0.0019472	-80789.3
0.2277	-9.9E-06	0.0004038	-16753.2
0.253	4.37E-05	-0.001789	74206.83
0.2783	2.7E-05	-0.001107	45909.81
0.3036	-3.3E-05	0.0013538	-56168.4
0.3289	-4E-05	0.0016385	-67978.9
0.3542	1.73E-05	-0.00071	29458.86
0.3795	4.68E-05	-0.001917	79553.59
0.38	3.64E-05	-0.00149	61830.89

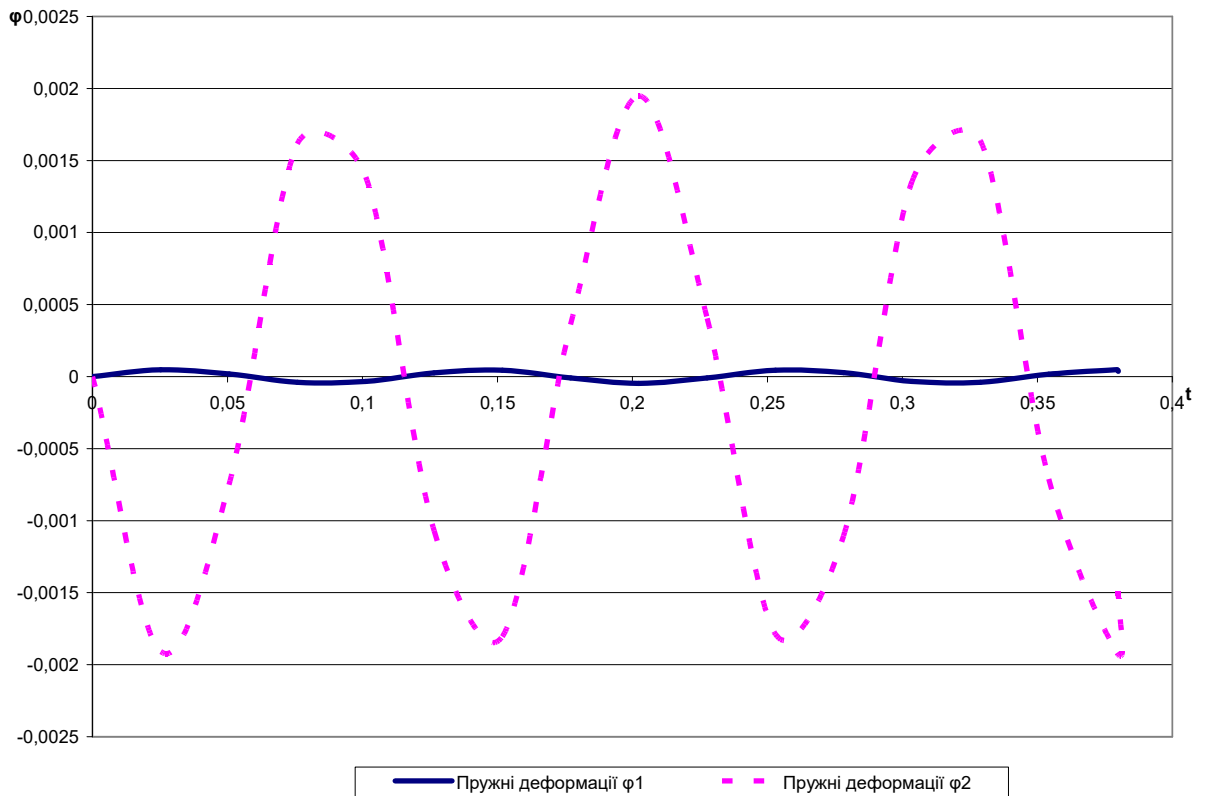


Рисунок 3.3 – Графік вільних коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами

Проаналізувавши графік вільних коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами можна зробити висновок, що пружні деформації виникаючі в приводі ножиць та безпосередньо в робочих органах ножиць при встановленні пружинного врівноваження знаходяться в протифазі, що дозволить запобігти такому явищу, як резонанс, а отже і передчасного виходу з ладу вузлів ножиць, пов'язаних з резонансними коливаннями. [19]

3.2 Дослідження вимушених коливань виникаючих в стрижні системи пружинного врівноваження

Розглянемо двомасову крутильну систему (рис.3.4), до якої прикладені зовнішні моменти M_1 (момент двигуна M_1 , згідно розрахунку виконаного в

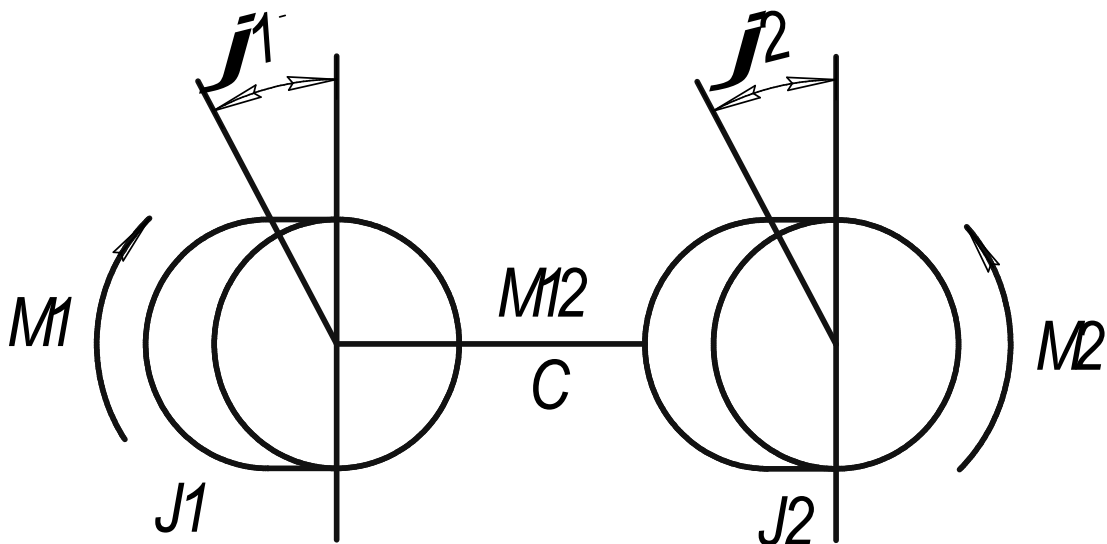
розділі 2.1 $M_1=385640$ Н·м) і M_2 (момент технологічного опору робочого органу, приведеного до вала двигуна) [18]:

$$M_2 = \frac{M_{ст}}{u^2}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.30)$$

де $M_{ст}=2796,8$ – повний статичний момент, розрахований за формулою (3.2), кН м;

$u=4$ – передаточне число редуктора

$$M_2 = \frac{2796,8 \cdot 10^3}{4^2} = 174800 \text{ Н}\cdot\text{м}$$



J_1 – момент інерції приводу ножиць (шпіндель, електропривод і т.д.), J_2 – момент інерції системи контрвантажів, C – приведена жорсткість стрижня системи пружинного врівноваження, M_1 – момент двигуна, M_2 – момент технологічного опору робочого органу

Рисунок 3.4 – Схема до розрахунку вимушених коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами

Момент M_2 має напрямок, протилежний напрямку момента M_1 (тобто, моменти від рушійних сил і від сил опору завжди направлені в протилежні боки).

З урахуванням (3.9) запишемо функціональне рівняння руху для даного випадку

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_0(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_0(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.31)$$

Цю систему рівнянь розв'яжемо наступним чином. Помножимо перше рівняння на C_0 / J_1 , а друге – на C_0 / J_2 і, відрахувавши з першого рівняння друге, отримаємо:

$$C_0(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + C_0 \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \right) C_0(\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 J_2} C_0 \quad (3.32)$$

Якщо в цьому рівнянні позначити момент сил пружності через $C_0(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{12}$ і, отже, $C_0(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = \dot{M}_{12}$, то його можна записати в формі диференціального рівняння моментів сил пружності, тобто:

$$M_{12} + C_0 \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} \cdot M_{12} = \left(\frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 J_2} \right) C_0 \quad (3.33)$$

Інтеграл цього рівняння дає вираз для моментів сил пружності в зв'язку між масами:

$$M_{12} = A \cos pt + B \sin pt + \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}, \quad (3.34)$$

де A, B – сталі інтегрування (амплітуди коливань моментів);

p – власна кругова частота.

Для визначення A і B необхідно встановити початкові умови. Якщо при пуску, до початку виникнення коливань, система перебуває в спокої і навантаження в пружному зв'язку відсутні, то при $t=0, \dot{\phi}_1 = \dot{\phi}_2; M_{12} = 0$

Підставивши ці значення в рівняння (3.34), знайдемо сталі інтегрування

$$A = -\frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}; \quad B = 0 \quad (3.35)$$

Тоді вираз для моменту сил пружності буде мати вигляд:

$$M_{12} = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} - \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} \cos pt \quad (3.36)$$

чи

$$M_{12} = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} (1 - \cos pt) \quad (3.37)$$

Перший множник виразу (3.37) є сталою величиною, що представляє собою суму статичного моменту від сил опору робочої машини і моменту від сил інерції її рухомих мас, та позначається як M_a . Підставивши отриманні значення в формули (3.35)-(3.37) отримаємо значення моменту сил пружності у функції часу. Період одного технологічного циклу різання складає 6 сек. (рис.3.1), крок розрахунку приймаємо 0,25 сек. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати розрахунку моменту сил пружності

t, с	$M_a = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}, \text{Нм}$	$M_{12}, \text{Нм}$
0	179825,7	0
0,25		251175,9
0,5		303031,5
0,75		10705,6
1		190824,9
1,25		340217,3
1,5		41547,9
1,75		129164,2
2		358305,8
2,25		88854,5
2,5		73535,7
2,75		355143,3
3		146992,7
3,25		30562,7
3,5		331106,2
3,75		209040,2
4		5362,1
4,25		289056,6
4,5		267609,3
4,75		934,3
5		234001,2
5,25		315726,3
5,5		17806,5
5,75		172495,3
6		347661,9

За отриманими результатами будемо графік залежності $M_{12}=f(t)$ рис.3.5

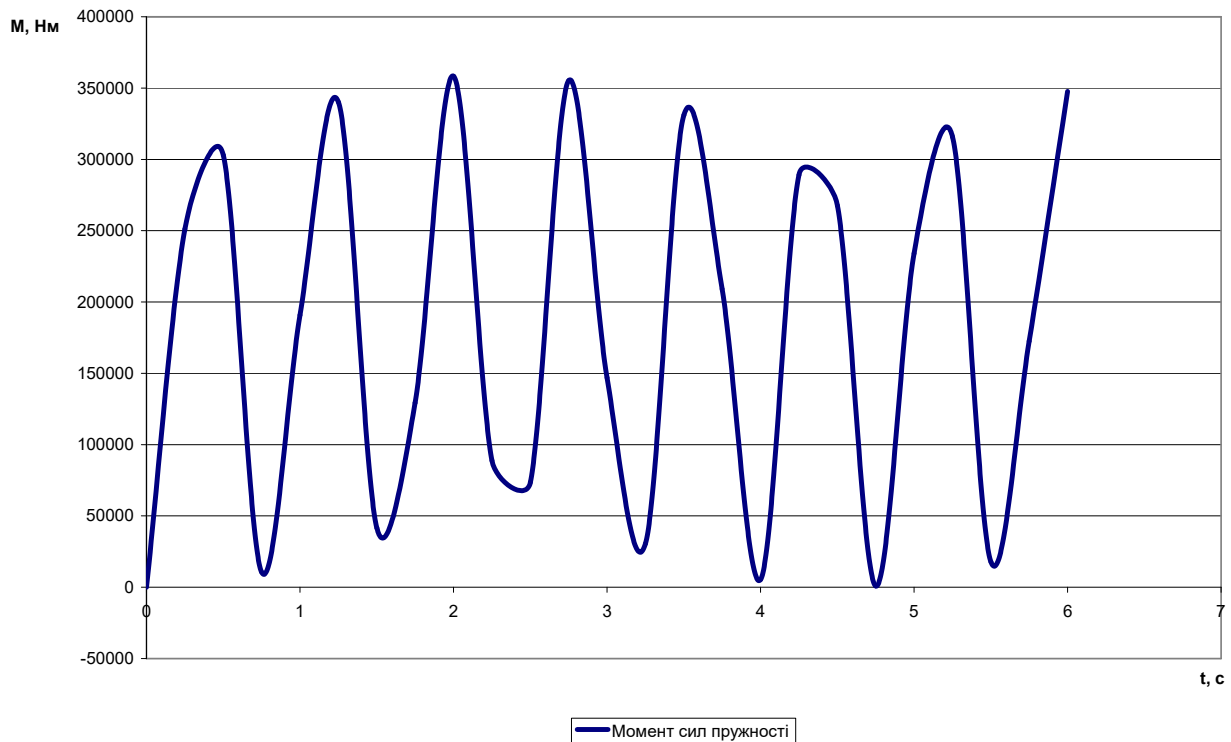


Рисунок 3.5 – Графік моменту сил пружності у функції часу

Для характеристики динамічного навантаження часто вводять коефіцієнт динамічності k_d , який визначається як відношення максимального моменту сил пружності до сталого його значення:

$$k_d = \frac{M_{\max}}{M_a}. \quad (3.38)$$

Взявши отримане значення максимального моменту пружних сил та сталу величину M_a з таблиці 3.2 отримаємо:

$$k_d = \frac{358305,8}{179825,7} = 1,99$$

Т.я. отримане значення $k_d=1,99 < [k_d]=2$ (для металургійних машин за відсутності зазорів), то це вказує на правильність обраної конструкції з точки зору динамічних розрахунків. [19]

3.3 Технічне діагностування механізмів ножиць з паралельними ножами

3.3.1 Загальні відомості про призначення діагностичних моделей

Металургійні машини складаються з великої кількості певним чином з'єднаних між собою деталей, відмова яких викликає порушення працездатності. Наявність складних функціональних залежностей між елементами механічного устаткування значно ускладнює технічне діагностування. У літературі розглянуті методи й способи, що дозволяють спростити процес визначення технічного стану механічних систем. Основний зміст цих методів полягає в тому, що машини формально розчленовуються на ряд блоків і об'єкт технічного діагностування замінюють математичною (діагностичною) моделлю. [22]

Математична модель об'єкта діагностування – це формальний опис (в аналітичній, табличній або іншій формі) об'єкта і його поведінки в працездатному й непрацездатному станах. Будь-яку металургійну машину можна розглядати як перетворювач вхідних (технологічні впливи) величин x у вихідні (температура, віброшвидкість, ударні імпульси й ін.) величини Z . [22] Це перетворення можна виразити так:

$$Z(t) = Ax(t) \quad (3.39)$$

де A – оператор, що характеризує перетворення вхідних величин у вихідні;

t – час.

Якщо в об'єкті діагностування механічних ушкоджень або інших дефектів немає, то система є математичною моделлю працездатного стану. Позначимо символом S безліч усіх можливих відмов машини й будемо вважати, що вона

перебуває в i -му непрацездатному стані, якщо виявлений дефект S_i ($i = 1, 2, \dots, S$). Система передатних функцій для цього випадку

$$Z_i(t) = A x_i(t). \quad (3.40)$$

Отже, система (3.39) і сукупність систем (3.40) для всіх S_i утворюють явну математичну модель об'єкта діагностування. Для механічного устаткування в явному виді задається модель працездатних станів – система (3.39), а поведінка в i -х непрацездатних станах може бути презентовано побічно через безліч S можливих відмов. У цьому випадку неявну математичну модель утворюють: система (3.39), безліч можливих відмов і спосіб обчислення залежностей (3.40) для будь-якої відмови. При експлуатації металургійного устаткування необхідно вирішувати різні завдання. Одне з основних – завдання визначення фактичного залишкового ресурсу деталей або вибору моменту ремонтних впливів для відновлення заданого рівня надійності.

Можливі різні шляхи розв'язку цього завдання:

- можна спробувати знайти явний або неявний аналітичний опис об'єкта діагностування й одержати уточнені значення наробітку на відмову. Часто цей шлях не можна практично реалізувати, тому що невідомі закони зміни умов експлуатації, закони зміни технології виготовлення деталей, механічних властивостей матеріалів і ін.
- більш раціональним є шлях, при якому використовуються оцінки вихідних величин виду "працездатний – непрацездатний", "у нормі – не в нормі". Сучасні засоби технічного діагностування дозволяють відносно просто одержати такі оцінки. Тому цей шлях на сучасному етапі розвитку техніки цілком реальний.

Для опису станів машин такими допусковими оцінками необхідно використовувати математичні моделі логічного типу, а для їхнього аналізу – теорію математичної логіки. Вихідні форми встановлення станів металургійного устаткування, по яких будуються математичні моделі логічного

типу, можуть бути різні. Характерними формами є структурні, функціональні або принципіві схеми працездатного об'єкта, а також системи рівнянь, що задають залежності між вхідними й вихідними величинами. Для побудови логічних моделей часто буває досить знань причинно-наслідкових зв'язків між діагностичними ознаками або параметрами. [22]

3.3.2 Побудова логічної моделі роботи ножиць з паралельними ножами у формальному вигляді

Будемо вважати, що ножиці складаються з N зв'язаних між собою компонентів до складу яких входять:

- зв'язки між ними й зовнішні зв'язки, що утворюють структуру об'єкта.

Позначимо :

- x_{i1}, x_{i2}, x_{in} – вхідні сигнали блоку P_i , що є зовнішніми вхідними сигналами ножиць;
- y_{i1}, y_{i2}, y_{in} – вхідні сигнали блоку P_i , що є вихідними сигналами інших блоків;
- z_{i1}, z_{i2}, z_{in} – вихідні сигнали блоку P_i .

Кожний сигнал може характеризуватися одним або декількома фізичними параметрами.

Сигнали на схемах позначаються стрілками, кількість яких відповідає числу сигналів, що характеризують ці, параметри.

Виходячи зі схеми розташування ножиць, а також принципу їх дії опишемо вхідні й вихідні сигнали.

У ножиць шість вхідних сигналів (перший – від вала-шестерні редуктора, другий – від зубчастого колеса редуктора, третій і четвертий від вкладишів шпінделя, п'ятий і шостий від підшипників ексцентрикового вала) і один контрольований параметр (число різів у хвилину). Відмовою ножиць вважаємо якщо:

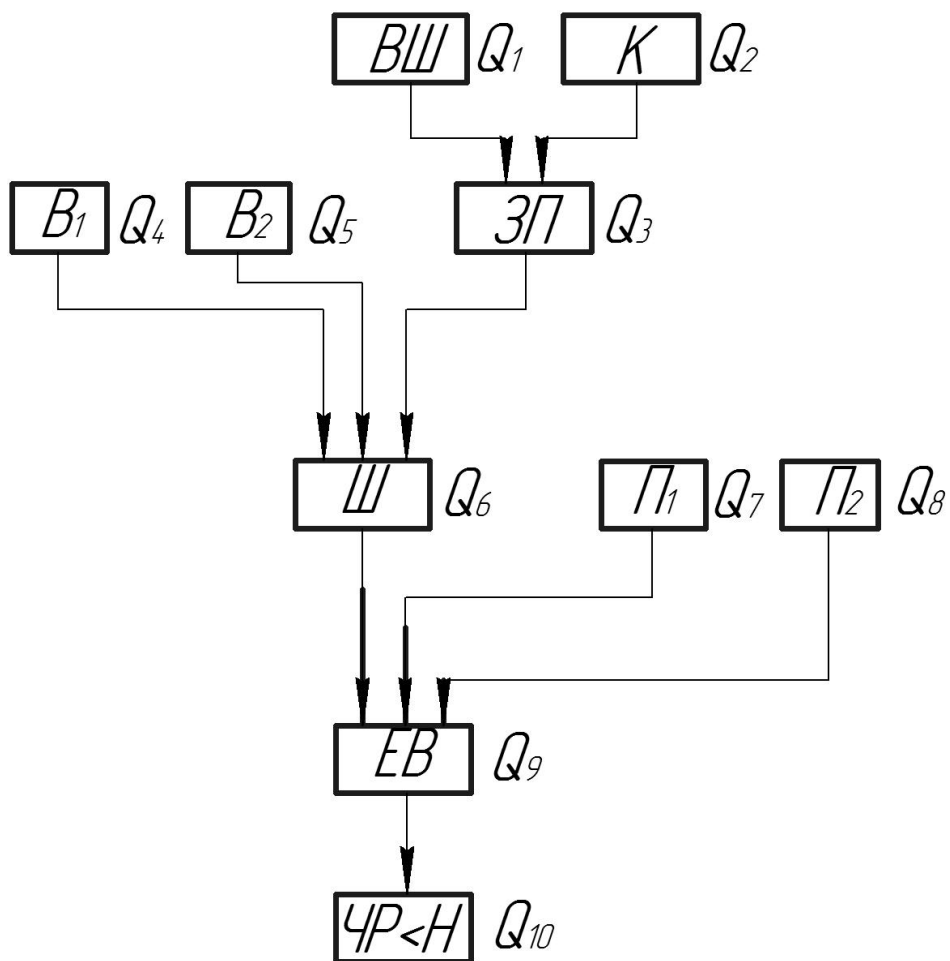
- число різів ножиць у хвилину менше норми;

- відмова ексцентрикового вала;
- поломка шпінделя.

Позначивши через H – норма запишемо наступні причини відмови:

- число різів ножиць у хвилину ($ЧР$) $< H$;
- відмова зубчастої передачі ($ЗП$) у результаті механічної поломки вал-шестерні ($ВШ$) або колеса ($К$);
- поломка шпінделя через відмову вкладишів ($В_1$) і ($В_2$);
- відмова ексцентрикового вала ($ЕВ$) у результаті поломки
- відмова підшипників ($П_1$) і ($П_2$).

Виходячи із прийнятих умовностей будемо логічну модель роботи ножиць у формальному виді рис. 3.6



Малюнок 3.6 – Логічна модель роботи ножиць у формальному виді

3.3.3 Побудова явної математичної моделі роботи ножиць з паралельними ножами у табличному вигляді

Явна математична модель представляє собою сукупність усіх працездатних і непрацездатних станів об'єкта діагностування.

Використовуючи логічну модель можна побудувати таблицю, рядки якої відповідають припустимим елементарним перевіркам, а стовпці – технічному стану об'єкта:

- e – працездатний стан;
- i – непрацездатний стан.

Математична модель представлена у вигляді такої таблиці називається таблицею функцій несправності об'єкта й застосовується для розробки алгоритмів діагностування. Будемо вважати, що в металургійних машинах виникають тільки одиничні несправності й функції умови роботи кожного блоку дорівнюють результату логічного множення вхідних зовнішніх і внутрішніх сигналів:

$$F_i = (x_{i1} \dots x_{in}) \cdot (y_{i1} \dots y_{i1}) \quad (3.41)$$

Крім цього необхідно задати глибину діагностування, наприклад до змінного блоку.

Фактичне значення вихідного сигналу z_i будь-якого блоку Q_i залежить від значення функції F_i і від того працездатний блок чи ні.

При працездатному блоці $Q_i=1$, непрацездатному – $Q_i=0$.

На основі викладених положень складаємо таблицю можливих двійкових змінних (табл.3.3), в якій прийнято наступні умовності:

- F_i – вхідні й вихідні сигнали;
- Q_i – фактичний стан блоку;
- z_i – вихідний сигнал.

Таблиця 3.3 – Можливі набори двійкових змінних

F_i	Q_i	z_i
1	1	1
0	1	1
1	0	0
0	0	0

Із таблиці 3.3 випливає що z_i – результат логічного множення $F_i \times Q_i$

Фізично це означає, що вихідний сигнал z_i блоку Q_i допустимий тоді, коли всі його вхідні сигнали ($F_i=1$) припустимі й блок ($Q_i=1$) працездатний.

Інформацію про технічний стан об'єкта знімають із виходів блоків його логічної моделі. Максимум інформації буде отримано при контролі виходів усіх блоків. У цьому випадку добуток $z_i=1$:

$$\prod_{i=1}^n z_i = 1 \quad (3.42)$$

де n – число блоків вхідних у математичну модель.

При технічній діагностиці немає необхідності контролювати виходи всіх блоків, тут прагнуть, користуючись логічними моделями одержати мінімальну кількість елементарних перевірок, використовуючи два правила:

1. Якщо вихід блоку Q_i з'єднаний тільки із входом іншого блоку Q_j то вихід блоку Q_i включається в мінімальний алгоритм;
2. Для пошуку несправностей обов'язкові зовнішні виходи логічної моделі, які утворюють мінімальну перевірку сукупність.

Виходячи із усіх цих теоретичних положень будуюмо модель роботи ножиць.

Запишемо функції умов роботи логічної моделі:

$F_1=x_1, F_2=x_2, F_4=x_4, F_5=x_5, F_7=x_7, F_8=x_8$ – зовнішні сигнали,

$F_3=z_1 \cdot z_2, F_6=z_3 \cdot z_4 \cdot z_5, F_9=z_6 \cdot z_7 \cdot z_8, F_{10}=z_9$.

Складемо рівності:

$$\begin{aligned}
 Z_i &= Q_i \cdot F_i; \\
 Z_1 &= Q_1 \cdot X_1; \\
 Z_2 &= Q_2 \cdot X_2; \\
 Z_3 &= Q_3 \cdot Z_1 \cdot Z_2; \\
 Z_4 &= Q_4 \cdot X_4; \\
 Z_5 &= Q_5 \cdot X_5; \\
 Z_6 &= Q_6 \cdot Z_3 \cdot Z_4 \cdot Z_5; \\
 Z_7 &= Q_7 \cdot X_7; \\
 Z_8 &= Q_8 \cdot X_8; \\
 Z_9 &= Q_9 \cdot Z_6 \cdot Z_7 \cdot Z_8; \\
 Z_{10} &= Q_{10} \cdot Z_9.
 \end{aligned}$$

Виходячи з отриманих рівностей логічна модель роботи ножиць у формальному вигляді наведена на рисунку 4.6 прийме наступний вигляд (рисунок 3.7):

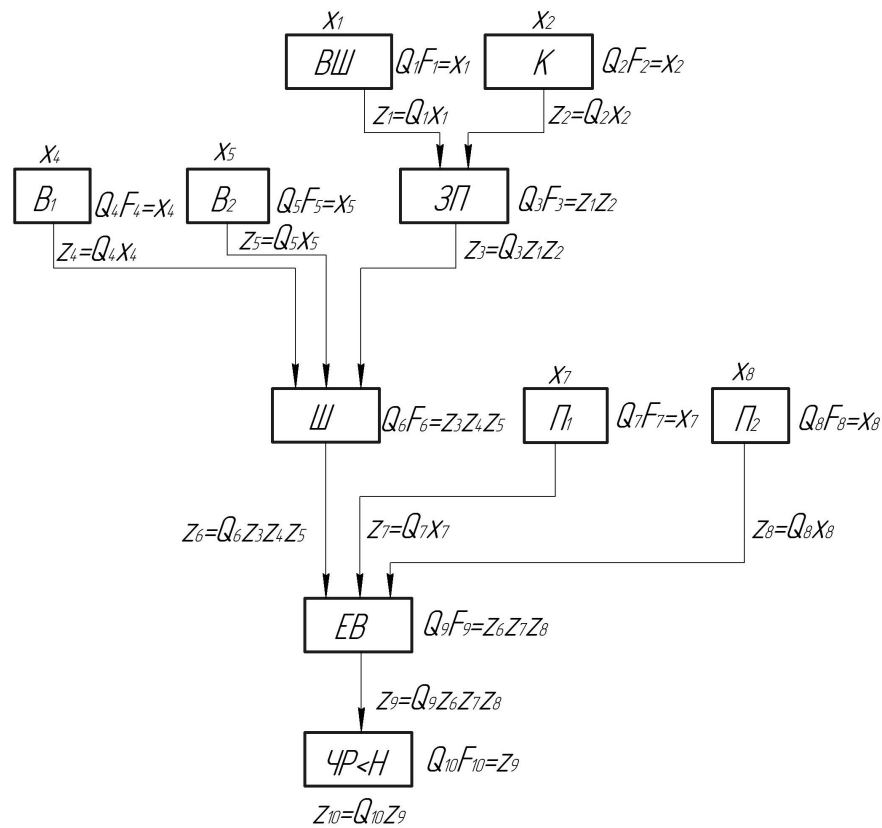


Рисунок 3.7 – Логічна модель роботи ножиць

Використовуючи отриману логічну модель будуюмо явну математичну модель у табличній формі (таблиця 3.4)

Таблиця 3.4 – Явна математична модель роботи ножиць

R	e	Q ₁	Q ₂	Q ₃	Q ₄	Q ₅	Q ₆	Q ₇	Q ₈	Q ₉	Q ₁₀
Z ₁	1	0	1	0	1	1	0	1	1	0	0
Z ₂	1	1	0	0	1	1	0	1	1	0	0
Z ₃	1	1	1	0	1	1	0	1	1	0	0
Z ₄	1	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0
Z ₅	1	1	1	1	1	0	0	1	1	0	0
Z ₆	1	1	1	1	1	1	0	1	1	0	0
Z ₇	1	1	1	1	1	1	1	0	1	0	0
Z ₈	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
Z ₉	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0
Z ₁₀	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0

Таким чином використовуючи таблицю 4.4 та діагностичну апаратуру можна легко прогнозувати роботоспроможність ножиць з паралельними ножами в цілому.

3.4 Техніко-економічне обґрунтування впровадження запропонованої пропозиції модернізації в виробництво

На сьогодні спостерігається недоцільність застосування морально застарілих вузлів і механізмів на металургійному устаткуванні наших заводів. Це приводить до великих витрат енергоносіїв, а також значних питомих витрат, які відносять на собівартість продукції. Це, у свою чергу, призводить до неконкурентноздатності продукції в умовах ринкової економіки.

Проект модернізації ножиць з паралельними ножами передбачає заміну вантажного зрівноважування шпінделя на пружинне зрівноважування.

Основними даними для економічного розрахунку є собівартість робіт на капітальний ремонт ножиць. Дані для розрахунку витрат на проведення поточних ремонтів протягом року беруть із агрегатних журналів, на підставі яких повинні складатися графіки ППР для окремих вузлів.

Початкові дані для розрахунку показників економічної ефективності приведені в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності модернізації

<i>Найменування показника</i>	<i>Од. вим.</i>	Величина
Тривалість періоду між капітальними ремонтами до модернізації	діб.	365
Тривалість періоду між капітальними ремонтами після модернізації	діб	730
Вартість виготовлення нового вузла	грн.	1600000
Балансова вартість старого вузла	грн.	480000
Фактична вартість старого вузла	грн.	220000
Ціна демонтажу старого вузла	грн.	150000
Ціна монтажу нового вузла	грн.	200000
Середньочасова тарифна ставка	грн.	31,45
Число робітників на ремонт	люд.	4
Проектна продовжуваність капітального ремонту старого вузла	діб	3
Проектна продовжуваність капітального ремонту нового вузла	діб	3

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

4.1 Оцінювання стану прокатного цеху з гігієнічної точки зору

При проектуванні прокатного стану передбачений теплозахист і герметизація, щоб забезпечити зниження температури зовнішніх поверхонь тепловиділяючого устаткування до 45°C, згідно БНП 2.04.05.06 – 86. Над печами й робочими клітками встановлена вентиляція для видалення надлишкової теплоти газів, що виділяються. Електричні машини (мостові крани, прокатний стан і агрегати оброблення штаб), пульти керування становлять основну частину електроустаткування цеху. Відповідно до правил безпеки експлуатації електроустановок (НПАОП 1.1.10-1.01-97) прокатний цех відноситься до приміщень підвищеної небезпеки. У цехові застосовується трифазна електромережа з ізольованою проводкою. Захист від дотику до струмовихідним частинам досягається ізоляцією, дистанційним керуванням, електродвигуни виконані в захиснім виконанні. Проводка закладена в металеві труби, які заземлені з електроустаткуванням на загальний контур заземлення цеху й мають величину опору 4,0 Ом.

Для захисту органів слуху противошумові навушники ДСТ 12.4.051 – 78 з межею до 110 дБА. В таблиці 7.3 приведені технічні міри захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища.

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спец одягом, спец взуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм з х/б тканини ДСТ 12.4.086 – 80, черевики ДСТ 12.4.109 – 82 типу "Праця –М". У зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани.

Умови і характер праці відносяться до III класу 3 ступені за показниками шкідливості: стереотипні рухи кістей рук і пальців, інфрачервоне випромінювання.

4.2 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища

Умови праці в прокатному цеху характеризуються впливом на багатьох робочих місцях таких факторів виробничого середовища, як підвищена температура повітря, інфрачервоне й ультрафіолетове випромінювання, забруднення повітря токсичними речовинами й пилом, утворення електричних і магнітних полів. Виконання ряду операцій пов'язане з важкою фізичною працею, а на автоматизованих виробництвах - з обслуговуванням пультів керування. Є ділянки, де утвориться інтенсивний шум.

У цехах, особливо в перехідний і зимовий періоди року, робітники піддаються впливу більших температурних перепадів, сильних потоків гарячого й холодного повітря.

Розглянемо карту умов праці оператора поста управління стану 1050 (таблиця 4.1).

1 Оцінка технічного й організаційного рівня

Відповідає технологічному регламенту й проекту організації праці на робочому місці.

2 Атестація робочого місця

Робочі місця мають в наявності: 6 факторів 1 ступеня, 1 фактор 2 ступені, 1 фактор 3 ступені. За показниками робоче місце слід рахувати з особливо шкідливими і особливо важкими умовами праці, що відповідає показникам Списку №1 пункт 1.

Згідно списку №1: пенсійний вік за пільговими умовами для чоловіків складає 50 років дається додаткова відпустка 14 днів, дається молоко і доплати згідно колективного договору.

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці оператора поста управління стану 1050

Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактору % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м ³						
пил сілікатовмістний	4,0	6,4	1,8 р			94,5
IV. Шум еквівалентний, дБА	80	94	1,17р			95
VIII. Мікроклімат в приміщенні						
– температура повітря, °С	28–21	30	2,0			94,5
– швидкість руху повітря, м/сек	0,1–0,2	< 0,3	0,3			94,5
– інфрачервоне випромінювання, Вт/м ²	140	360	360			94,5
IX. Тяжкість роботи						
<u>Динамічна робота</u> м'язи плечового поясу – дрібні стереотипні рухи кистей і пальців рук (кількість за хвилину)	80000	96868			96868	81
X. Напруженість праці						
Тривалість, зосередженості (% до тривалості зміни)	75	88,5	88,5			
Емоційна і інтелектуальна напруженість				Персон ризик		
Кількість факторів			6	1	1	

4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії

4.3.1 Мікроклімат

Найважливіше значення для нормальної життєдіяльності людини має наявність чистого повітря необхідного хімічного складу й оптимальної температури, вологості і швидкості руху. Ці параметри регламентуються ДСТУ, НПАОП, БНП, СН «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги. Повітря робочої зони» й «Санітарні норми проектування промислових підприємств». [22]

На підтримку цих параметрів відповідно до нормативних документів спрямовані заходи щодо опалення, і вентиляції.

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

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робочих й обслуговуваних зонах приміщень метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшуючи її кількість у повітрі, все устаткування закрите парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітряводів із пристроями для очищення видаляемого повітря.

У прокатному виробництві має місце випар технологічного змащення. Для видалення цих пар за кліттю встановлюють витяжні парасолі.

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

Допоміжні служби гарячих цехів: контори, лабораторії цехів і т.д., а також санітарно-побутові приміщення (роздягальна, душова, їдальня й т.п.) розміщуються, як правило, в окремому будинку, що примикає до одному з

фасадів основного виробничого будинку, або з'єднуються з ним теплим переходом. [24]

Взаємне розташування будівель і цехів на території заводів або окремих ділянок виробництва в одній будівлі виконується з урахуванням основних вантажопотоків і послідовності технологічного процесу, що має істотне гігієнічне значення, тому що відсутність зустрічних або потоків, що перетинають, знижує небезпеку травматизму.

4.3.2 Освітлення виробничих приміщень

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення ускладнює проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці і працездатності очей і може бути причиною їх захворювань і нещасних випадків.

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

Штучне освітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, оскільки різкий контраст між яскраво освітленими і неосвітленими місцями стомлює очі уповільнює швидкість роботи і нерідко являється причиною нещасних випадків.

Характер зорової роботи – висока точність, розряд зорової роботи III, підрозряд роботи – B, контрастність об'єкту з фоном – середня, фон – середній,

освітлення – комбіноване з газорозрядними лампами серії ВЛВ, ВЛК, ЛОУ. Освітленість ділянки не менше 750 лк.

4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

За походженням шум буває механічний, такий, що виникає в результаті тертя вузлів і деталей механізмів і машин на холостому і робочому ходах; аерогідродинамічний, такий, що виникає при великих швидкостях руху потоків повітря, газів, рідин; імпульсний, такий, що виникає внаслідок зіткнення твердих тіл; термічний, такий, що генерується при згоранні газоподібного палива в пристроях форсунок. Джерелами шуму на ділянці блюінгу є: приводи ножиць, рольгангів, робочої кліті, кантувальника; також шум виникає при ударах злитка об рольганг, робочі валяння, упор ножиць.

Шум різної інтенсивності і частоти, тривало впливаючи на тих, що працюють, приводить до пониження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, який сприймається і аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруження центральної нервової системи і розладу функцій внутрішніх органів і систем людини.

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори і т. п.), встановлюють на самостійних фундаментах, віброізолюваних від підлоги і інших конструкцій будівель, або на спеціально розрахованих амортизаторах із сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітряводам і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів проводиться за допомогою гнучкої вставки з прогумованої тканини або гумового патрубку.

4.4 Засоби пожежної безпеки

Ділянка має категорію по пожаробезпеці Г (негорючі речовини розжарені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Будівля металургійної ділянки відноситься до II ступеня вогнебезпечності (будівлі з конструкціями, що несуть і захищають, з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плиткових негорючих матеріалів (табл.4.2).

Таблиця 4.2 – Вогнетривкість конструкцій

Найменування конструкції	Вогнетривкість конструкцій, год.
несучі й сходові клітки	2
самонесучі	1
зовнішні несучі	0,25
внутрішні несучі	0,25
колони	2
сходові площадки, щаблі, балки, марші сходових кліток	1
плити, настили й ін. несучі конструкційні перекриття	0,75

До первинних засобів пожежогасінні на комбінаті відносять: вогнегасники пінні серії ВХП–10, ВВП–10 і вогнегасники вуглекислотні серії ВВ–2, ВВ–5, ВВ–8. Пожежний інвентар (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, пожежні відра, совкові лопати, ломы, сокири, пожежні рукави).

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами і рукавами.

На території комбінату забороняється:

- палити в недозволених місцях, а палити необхідно в спеціально відведених місцях;
- закривати і захарашувати проїзди, під'їзди і підходи до будівель, водопроводів і пожежних гідрантів;
- вимикати окремі ділянки водопровідної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск в мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб що не пройшли інструктаж пожежника тих мінімуму;
- користуватися водою з пожежних водоймищ і засобами пожежогасінні не по прямому призначенню;
- застосовувати відкритий вогонь при огляді обладнання.

4.5 Заходи по техніці безпеки

Електрообладнання ділянки відноситься до установок до 1000 В. Умови безпечної експлуатації залежать значною мірою від захисту пристроїв.

Всі струмопровідні частини ізольовані. Як захисна ізоляція застосовують ся теплостійкі лаки, електроізолюючі плівки, емалеві і масляні фарби.

Покриття повинні швидко сохнути, добре зв'язуватися з поверхнею, що покривається, утворювати на ній струмонепровідну плівку, вологонепроникну, механічно міцну плівку. Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист і вимикачі, плавкі запобіжники. На всіх частинах обладнання, що обертаються, повинні бути встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідйомному обладнанні крім перерахованих вище вимог повинні бути встановлені обмежувачі вантажопідйомності, а також бути відсутнім мимовільне опускання вантажу. Робота вантажопідйомних машин і пристроїв для транспортування вантажів у момент пусків повинно супроводжуватися звуковими сигналами.

Дотримання всіх норм і правил техніки безпеки призводить до значного зниження нещасних випадків на виробництві.

4.6 Рішення з покращення екологічних показників цеху та розрахунок природної вентиляції

Розрахунок аерації, тобто визначення площі аераційних отворів, для прокатного цеху ПрАТ «Дніпроспецсталь», у теплий період часу здійснюється для наступних даних:

- кількість повітря, що повинне надходити в приміщення $G_{\text{пост}}=342200$ кг/год.;
- кількість повітря, що повинне видалятися із приміщення $G_{\text{уд}}=350000$ кг/год.;
- відстань між осями отворів $h=19$ м;
- температура зовнішнього повітря $t_{\text{внеш}}=26$ °С;
- температура внутрішнього повітря $t_{\text{внутр}}=30$ °С;

Температуру повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення, визначаємо по формулі:

$$t_{\text{уд}} = t_{\text{внеш}} + \frac{t_{\text{внутр}} - t_{\text{прз}}}{m}, \text{ °С} \quad (4.1)$$

де $t_{\text{прз}}$ – температура повітря, що надійшла в робочу зону (у теплий період

часу $t_{\text{прз}}=t_{\text{внеш}}=26$ °С);

$m=0,41$ – коефіцієнт для виробничих приміщень за умови подачі повітря в робочу зону й видалення його з верхніх зон.

$$t_{\text{уд}} = 26 + \frac{30 - 26}{0,41} = 35,8 \text{ °С}$$

Питома вага повітря визначається по формулі:

$$\gamma = \frac{353}{t + 273}, \text{ кг/м}^3 \quad (4.2)$$

$$\gamma_{\text{внеш}} = \frac{353}{26 + 273} = 1,181 \text{ кг/м}^3$$

$$\gamma_{\text{уд}} = \frac{353}{35,8 + 273} = 1,143 \text{ кг/м}^3$$

Розподілений тиск визначаємо з вираження:

$$\Delta p_{1,2} = h(\gamma_{\text{внеш}} - \gamma_{\text{уд}}), \text{ кг/м}^2 \quad (4.3)$$

$$\Delta p_{1,2} = 19(1,181 - 1,143) = 0,722 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на проходження повітря через приточні отвори можна визначити по формулі:

$$\Delta p_1 = \beta \cdot \Delta p_{1,2}, \text{ кг/м}^2 \quad (7.6)$$

де β – частина різниці опорів, що затрачається на прохід повітря через приточні отвори ($\beta=0,1-0,4$).

$$\Delta p_1 = 0,4 \cdot 0,722 = 0,29 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на проходження повітря через ліхтар визначається по формулі:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{1,2} - \Delta p_1 \text{ кг/м}^2, \quad (7.7)$$

$$\Delta p_2 = 0,722 - 0,29 = 0,432 \text{ кг/м}^2.$$

Визначаємо площу отворів у стіні $F_{\text{прит}}$ і площа отворів ліхтарів $F_{\text{фон}}$:

$$F_{\text{прит}} = \frac{G_{\text{пост}}}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \gamma_{\text{внеш}}}{\xi_1} \Delta p_1}}, \text{ м}^2 \quad (7.8)$$

$$F_{\text{фон}} = \frac{G_{\text{уд}}}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \gamma_{\text{уд}}}{\xi_2} \Delta p_2}}, \text{ м}^2 \quad (7.9)$$

де g – прискорення вільного падіння ($g=9,8 \text{ м/с}^2$);

ξ_1, ξ_2 – коефіцієнти місцевого опору приточних отворів і ліхтаря відповідно ($\xi_1=3,7, \xi_2=4,1$).

Підставивши значення у формули (7.6) і (7.7) одержимо:

$$F_{\text{прит}} = \frac{342200}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,181}{3,7} 0,29}} = 71 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{фон}} = \frac{350000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,143}{4,1} 0,432}} = 63 \text{ м}^2$$

Приймаємо конструкцію стулки віконного отвору – одинарна верхньопідвісна з кутом відкривання отвору $\alpha = 45^\circ$. Ліхтар П-подібний із фрамугами на вертикальній осі з вітрозахисними панелями, які перебувають на відносній відстані $l/h=1,5$, з кутом відкривання $\alpha = 90^\circ$.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням прокатного цеху ПрАТ «Дніпроспецсталь» показало, що одним з основних «вузьких» місць цеху є незадовільна робота приводу ножиць з паралельними ножами і як результат велика кількість простоїв обладнання пов'язаних з частими ремонтами.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для різання сортового прокату та блюмів у світовій практиці використовуються різні конструкції машин, які мають ті ж самі недоліки, що й агрегати ПрАТ «Дніпроспецсталь».
3. В результаті запропонованої модернізації, а саме принципового змінення конструкції схеми вантажного врівноваження шпінделів приводу ножиць на пружинне, можливе досягнення наступних цілей – збільшення продуктивності, терміну служби, а також збільшення міжремонтних періодів.
4. Проведено розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів приводу, які вказують на їхню високу працездатність і надійність машини.
5. В ході досліджень навантажень на механізми приводу ножиць обґрунтовано доцільність застосування пружинного врівноваження шпінделів.
6. В ході виконання роботи розроблено функціональну та логічну діагностичні моделі для приводу ножиць з паралельними ножами зусиллям різання 12,5 МН.
7. Результати роботи можуть бути використані на ПрАТ «Дніпроспецсталь», та на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лукашкин Н. Д. Конструкция и расчет машин и агрегатов металлургических заводов. Учебник для вузов. / Н. Д. Лукашкин, Л. С. Кохан, А. М. Якушев. – М.: ИКЦ «Академкнига», 2003. – 456 с.
2. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т.3 Машины и агрегаты для производства и отделки проката. Учебник для вузов/Целиков А. И., Полухин П. И., Гребенник В. М. и др. 2-е изд., перераб. И доп. – М.: Металлургия, 1988. 680 с.
3. Иваницкий Ю. Н., Мавроди А. Г. Электропривод и автоматизация летучих ножниц для обрезки концов проката станов горячей прокатки. НИИИНФОРМтяжмаш, Металлургическоеоборудование, 1972,М 15,с.29.
4. Барабанные летучие ножницы: АС 539003: МПК В23 D25/12/ А.К. Гребе, В.И. Белобров, Г.И. Ганжа, Н.М. Шевцов, Ю.С. Котелевич, А.С. Зосимович, М.Н. Васьковцов, З.П. Каретный - № 4432788/25-27; заявл.25.05.88; опубл.30.01.90, Бюл. №4.
5. Барабанные летучие ножницы: АС 1750869: МПК В 23 D 25/12/ А. К. Гребе, 8. И. Белобров, Г. И. Ганжа, И. А. Лобачев, А..Г. Мавроди - №4727466/27; заявл. 08.08.08; опубл. 30.07.92, Бюл. № 28.
6. Ножницы кривошипные для резки сортового проката: АС 1444096: МПК В 23 D 23/00/ А.Н. Катрахов, И.М. Куркин - №4199898/25-27; заявл. 25.02.87; опубл. 15.12.88, Бюл. № 46.
7. Барабанные ножницы для резки листового материала : АС 1731477 : МПК В 23 D 25/12/ А.К. Гребе, И.Ф. Федоринов, В.П. Яшин, Л.В. Дегтярев - №4745329/27; заявл. 08.08.89; опубл. 07.05.92, Бюл. № 17.
8. Барабанные летучие ножницы: АС 1733202 : МПК В 23 D 25/12/ В.И. Дунаевский, О.Н. Соковец, В.М. Эйдельман, В.Д. Шейнкман - № 4400441/27; заявл. 01.04.88; опубл. 15.05.92, Бюл. № 18.

9. Королев А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов, прокатных станов: Учеб. пособие для вузов. / А. А. Королев. – М.: "Металлургия", 1985. – 376 с.
10. Динамика и прочность прокатного оборудования / Ф. К. Иванченко, П. И. Полухин, М. А. Тылкин, В. П. Полухин. – Москва: "Металлургия", 1970. – 486 с.
11. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – Киев: Академия наук Украинской ССР, 1961. – 160 с.
12. Жук А. Я. Теория и практика приводов.: Учебн. пос. в 3-х кн. Кн. 1 Электромеханический привод. / А. Я. Жук, Н. К. Желябина – Запорожье: Издательство ЗГИА, 2001. – 398 с., ил.
13. Дарков А. В. Сопротивление материалов: Учеб. для техн. вузов / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро. – М.: Высш. шк., 1989. – 624 с.
14. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. / В. Н. Кудрявцев, Ю. А. Державец, И. И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В. Н. Кудрявцева – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984, 400 с.
15. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с., ил.
16. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – Киев: Академия наук Украинской ССР, 1961. – 160 с.
17. Веренев В. В. Снижение динамических нагрузок и диагностика широкополосных станов в переходных режимах / В. В. Веренев. – Никополь: СПД Фельдман О. О., 2014. – 203 с.
18. Жук А. Я. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. / А. Я. Жук, Н. К. Желябіна. – Запоріжжя: ЗДІА, 1996. – 145 с.
19. Жук А. Я. Основи наукових досліджень. Книга 1. Теоретичні дослідження: Навчальний посібник. / А. Я. Жук, Н. К. Желябіна, Г. П. Малишев. – Запоріжжя: ЗДІА, 2008. – 195 с.

- 20.Никитин Н. Н. Курс теоретической механики: Учеб. для машиностроит. и приборостроит. спец. вузов / Н. Н. Никитин. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш.шк., 1990. – 607 с.
- 21.Пат. 122024 Україна, МПК В23D35/00, В23F7/00. Спосіб поперечного різання листового матеріалу ножицями з шевронним ножем / Боровік П. В.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201706464; заявл. 23.06.2017, опубл. 26.12.2017, Бюл №24.
- 22.Кузьмичов А. І. Оптимізаційні методи і моделі: практикум в Excel: Навч. посіб. / А. І. Кузьмичов – К.: ВПЦ АМУ, 2013. – 438 с.
- 23.Металопродукція. Методи вимірювання відхилів форми : ДСТУ 6026:2008 / ГОСТ 26677-2008. – Чинний від 2013-01-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2008. – 23 с. – (Держспоживстандарт України).
- 24.Ткачук К.Н., Халімовський М.О., Зацарний В.В. та ін.. Основи охорони праці: Підручник. – 2-ге вид., допов. і перероб. – К.: Основа, 2006. – 444 с.
- 25.Протоєрейський О.С., Запорожець О.І. Охорона праці в галузі: Навч. посіб. К.: Книжкове видавництво НАУ, 2005. – 268 с.
- 26.Магістерська робота : методичні вказівки до підготовки випускної кваліфікаційної роботи для здобувачів ступеня вищої освіти магістра спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» освітньо-професійної програми «Металургійне обладнання»

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Ножиці 12,5 МН з приводом	1	A1
2	Пружинне врівноваження	1	A1
3	Стійка	1	A2
4	Деталювання (стійка)	1	A1
5	Деталювання (стрижень менніподібний, плита, основа, ребро)	4	A4
6	Дослідження вільних коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами	1	A1
7	Дослідження вимушених коливань виникаючих в приводі ножиць з паралельними ножами	1	A1
8	Діагностичні моделі працездатного стану ножиць з паралельними ножами	1	A1

ДОДАТКИ

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	Перв. примен.	Справ. №	Подп. и дата	Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Инв. № подл.	ФММР.180337.100			
														Лист	№ докум.	Подп.	Дата
<i>Документація</i>																	
A1			ФММР.180337.100 ВЗ	Креслення загального виду	1												
<i>Складальні одиниці</i>																	
		1		Ножиці 1250 т	1												
		2		Шпіндель	1												
		3	ФММР.180337.200 СК	Пружинне врівноваження	1												
		4		Електродвицун П 21-55-9к	2												
				P=1600 кВт, n=100/300 об/хв													
		5		Редуктор ЦО-220	1												
		6		Гальмо ТКП-800	1												
		7		Пристрій для фіксації	1												
<i>ФММР.180337.100</i>																	
Изм.		Лист		№ докум.		Подп.		Дата		Ножиці 12,5 МН з приводом				Лит.	Лист	Листов	
Розроб.		Тесленко О.В.												Н	1	1	
Перев.		Васильченко Т.О.								МОН України ЗДІА, каф. МО гр. МБ-18 мз Формат А4							
Н.контр.		Васильченко Т.О.															
Утв.		Огінський Й.К.															

		Перв. примен.			Справ. №		Подп. и дата		Взам. инв. №		Подп. и дата		Инв. № подл.		
Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание									
				<i>Документація</i>											
A1			ФММР.180337.200 СК	Складальне креслення											
				<i>Складальні одиниці</i>											
		1	ФММР.180337.210	Платформа	1										
		2		Корпус	1										
				<i>Деталі</i>											
		3	ФММР.180337.201	Стрижень	1										
		4	ФММР.180337.202	Стійка	1										
		5		Пружина	72										
		6		Упор	1										
		7		Втулка	1										
				<i>Стандартні вироби</i>											
		8		Гайка М64 ДСТ 5915-70	2										
		9		Болт М30 ДСТ 7798-70	4										
		10		Гайка М30 ДСТ 5915-70	8										
		11		Болт М24 ДСТ 7798-70	4										
		12		Гайка М24 ДСТ 5915-70	8										
		13		Болт М20 ДСТ 7798-70	4										
		14		Гайка М20 ДСТ 5915-70	8										
													ФММР.180337.200		
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пружинне врівноваження						Лит.	Лист	Листов
		Розроб.	Тесленко О.В.										Н	1	2
		Перев.	Васильченко Т.О.												
		Н.контр. Утв.	Васильченко Т.О. Огіньський Й.К.												
													МОН України ЗДІА, каф. МО гр. МБ-18 мз		
													Формат А4		

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Перв. примен.					Документація		
		A1	ФММР.180337.210 СК	Креслення складальне			
Справ. №					Деталі		
		1	ФММР.180337.211	Плита	1		
		2	ФММР.180337.212	Основа	1		
		3	ФММР.180337.213	Редьро	1		
Подп. и дата		Инв. № дубл.		Подп. и дата			
Подп. и дата		Взам. инв. №		Инв. №			
Подп. и дата		Инв. №		Инв. №			
Инв. № подл.		Изм. Лист		№ докум.		Подп.	
		Розроб.		Тесленко О.В.			
		Перев.		Васильченко Т.О.			
		Н.контр.		Васильченко Т.О.			
		Утв.		Огіньський Й.К.			
ФММР.180337.210							
Платформа						Лит.	
						Лист	
						Листов	
						н	
						1	
						1	
						МОН України	
						ЗДІА, каф. МО	
						гр. МБ-18 мз	
						Формат А4	