

Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

На тему Модернізація приводу п'ятироlikової листопривальної машини в умовах прокатного цеху ПАТ «Запоріжсталь»

Виконав: студент групи 6.1331-с

Медведєв А.М.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

_____ (шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2024 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

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 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедру А.О. Власов

“ _____ ” _____ 20__ року

Завдання

до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Медведева Антона Максимовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема бакалаврської роботи: Модернізація приводу п'ятироlikової листоправильної машини в умовах прокатного цеху ПАТ «Запоріжсталь»
керівник бакалаврської роботи викладач Васильченко Т.О.
затверджені наказом вищого навчального закладу від “26” грудня 2023 року № 2215-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 14 червня 2024 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи цеху холодної прокатки.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Машина листоправильна 5×150×1700– 1А1; 2. Вузол приводу – 1А1; 3. Вузол робочих роликів – 1А1; 4. Редуктор комбінований – 1А1
5. Рідке змащування редуктора – 1А; 6. Кабіна кранового машиніста – 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		
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	13.05.2024 – 20.05.2024	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	21.05.2024 – 27.05.2024	
3	Виконання теоретичної частини проекту	26.05.2024 – 29.05.2024	
4	Виконання графічної частини проекту	30.05.2024 – 05.06.2024	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06.2024 – 10.06.2024	
6	Перевірка проекту консультантами	11.06.2024 – 13.06.2024	
7	Попередній захист проекту	14.06.2024	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

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

АНОТАЦІЯ

Медведев А. М. Модернізація приводу п'ятироlikової листоправильної машини в умовах прокатного цеху ПАТ «Запоріжсталь».

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник Т.О. Васильченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2024.

Розроблені заходи щодо підвищення техніко-експлуатаційних показників вузла приводу п'ятироlikової правильної машини. При цьому модернізовано редуктор вузла приводу за рахунок зміни матеріалів зубчатих коліс, в результаті досягнуті наступні цілі: зменшення габаритних розмірів редуктора, зміна кінематичної схеми і збільшення терміну служби.

Ключові слова: РОЛИК, КЛІТЬ, РЕДУКТОР, ЗУБЧАТЕ КОЛЕСО, ПРИВІД, МАСТИЛО, ФУНДАМЕНТ.

ABSTRACT

Medvedev A.M. Modernization of the Drive of a Five-Roll Sheet Straightening Machine in the Conditions of the Rolling Shop of Zaporizhstal PJSC

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser T.O. Vasilchenko. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2024.

Measures have been developed to improve the technical and operational performance of the drive unit of a five-roller leveling machine. At the same time, the gearbox of the drive unit was modernized by changing the materials of the gears, as a result, the following goals were achieved: reducing the overall dimensions of the gearbox, changing the kinematic scheme and increasing the service life.

Keywords: ROLLER, STAND, GEARBOX, GEAR, DRIVE, LUBRICANT, FOUNDATION.

ЗМІСТ

ВСТУП	7
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА	8
1.1. Загальна характеристика підприємства	8
1.2 Характеристика механічного обладнання ЦХП-1	10
1.4 Технологія виробництва холоднокатаних листів	15
1.4 «Вузькі місця» ЦХП-1 і заходи щодо їх усунення	21
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	23
2.1 Призначення й основні параметри п'ятироlikової правильної машини	23
2.2 Розрахунок робочої кліти п'ятироlikової правильної машини	25
2.3 Розрахунок шпінделів	30
2.4 Розрахунок та модернізація редуктора	33
2.4.1 Аналіз потужностей на валах, силовий розрахунок	34
2.4.2 Розрахунок основних розмірів зубчатих передач по контактній витривалості	37
2.4.3 Геометричний розрахунок передач	40
2.4.4 Розрахунок основних розмірів зубчатих коліс	43
2.4.5 Сили в зачепленні	46
2.4.6 Перевірочний розрахунок на контактну витривалість поверхонь зубів	47
2.4.7 Перевірочний розрахунок зубів на витривалість при вигині	51
2.4.8 Розрахунок швидкохідного (вхідного) валу 1	56
2.4.9 Розрахунок вал-шестерні 2	64
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА	74
3.1 Послідовність монтажу редуктора	74
3.2 Розрахунок стропів	76
3.2.1 Розрахунок стропів для строплення швидкохідного валу при монтажі редуктора	76
3.2.2 Розрахунок стропів для строплення редуктора	79

	2
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	83
4.1 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища	83
4.2 Опалення й вентиляція	85
4.3 Природне й штучне освітлення	86
4.4 Заходи пожежної безпеки	87
4.5 Шум і заходи захисту від шуму	88
ВИСНОВКИ	94
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	95
ДОДАТКИ	98

ВСТУП

Безперервний науково-технічний прогрес вимагає постійного вдосконалювання технології й устаткування для виробництва, у тому числі й в області прокатного виробництва.

Впровадження нових технологічних процесів, підвищення вимог до якості готових виробів і прагнення зниження технологічних витрат змушує шукати нові технічні розв'язки як в області технології, так і в області устаткування.

Як відомо з досвіду ремонтного виробництва, навіть незначне удосконалення окремих елементів обладнання при малих додаткових витратах призводить до збільшення тривалості міжремонтних періодів, скорочення простоїв, економії коштів, підвищення продуктивності агрегату і всього устаткування. Тому важливим фактором підвищення ефективності експлуатації та ремонту устаткування виступає модернізація, що дозволяє в багатьох випадках усунути моральний знос техніки, яка спрямована на підвищення надійності і довговічності.

Металургійний цикл включає в себе численні етапи обробки металу, які спрямовані на отримання продуктів з необхідними властивостями та формою. Одним з важливих елементів цього процесу є правка металу, яка забезпечує виправлення його геометричних параметрів. Для цього використовуються різні види правильної техніки, серед яких виділяються роликові правильні машини.

Вихідними передумовами модернізації є узагальнені дані результату експлуатації, додаткові вимоги виявлені в результаті проведених ремонтів, пусконаладжувальних та регулювальних робіт, які дозволили виявити ряд істотних недоліків конструкції правильної машини.

Об'єктом розробки і дослідження є вузол приводу п'ятироликової правильної машини.

Метод дослідження об'єкту – аналіз аналогічного обладнання, аналітичні дослідження кінематичних і динамічних параметрів машини.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1. Загальна характеристика підприємства

Публічне акціонерне товариство "Запорізький металургійний комбінат «Запоріжсталь» -- одне з провідних підприємств металургійної галузі. Третій за масштабами виробник металопродукції в Україні.

Металургійний комбінат «Запоріжсталь» створений на базі Криворізької залізної руди, донецького вугілля й електроенергії Дніпровської гідроелектростанції.

Комбінат входить до рейтингу 80 найкращих підприємств світу, виробляє майже 11 % чавуну і сталі, а також 29,4 % листового прокату в Україні, постачає продукцію на зовнішній ринок.

Основною експортною продукцією цього підприємства на початку XXI ст. є холоднокатаний сталевий лист у рулонах. Частка експорту в загальному обсязі реалізації становить близько 76%. Комбінат постачає продукцію більш ніж в 50 країн світу. Серед країн-імпортерів -- Китай, Туреччина, Філіппіни, Ізраїль, Малайзія, Італія, США, Росія, Польща, Йорданія.

Запорізький металургійний комбінат «Запоріжсталь» – підприємство повного циклу. Завод власними силами виробляє агломерат, чавун, сталь, гарячекатаний та холоднокатаний металопрокат, гнуті профілі та товари народного споживання.

Аглофабрика забезпечує металокомбінат основним залізорудним агломератом та включає 6 агломераційних машин, сумарна потужність яких становить 6 млн. тонн. Цех було спроектовано і створено ще у минулому столітті, і технологічний процес уже не відповідав сучасним екологічним нормам. Метінвест провів велику реконструкцію агломераційного виробництва: здійснено запуск нової агломераційної машини №1. Її площа спікання становить 75 м . Реконструкція дозволила ПАТ «Запоріжсталь» не лише підвищити

ефективність виробництва, а й виробляти агломерат рівного гранулометричного вмісту та суттєво знизити виробничі викиди в атмосферу.

Виробництво чавуну ведеться на 4-х доменних печах. Щорічний обсяг металу, що виплавляється, може перевищувати 4 млн. тонн. Завдяки якісно підготовленій шихті чавун запорізьких металургів відрізняється зниженим вмістом шкідливих домішок сірки та фосфору. Після виплавки частина чавуну відправляється в мартенівський цех для переплавки в сталь, інша частина надходить у ливарний цех або на розливні машини для одержання товарного чавуну.

Мартенівський цех включає кілька підрозділів, серед них міксерне відділення, шихтовий двір, пічний та розливний проліт, відділення підготовки складів, стриперне відділення та склад. Сьогодні на мсткомбінаті виплавка сталі ведеться на 7 мартенівських печах та у двованному сталеплавильному агрегаті.

Цех гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» включає до свого складу підрозділи та агрегати, задіяні у виготовленні товарних та передельних слябів, гарячекатаного рулонного та гарячекатаного листового прокату та гнутих профілів. Для отримання гарячекатаних слябів із злитків вуглецевої та легованої сталі використовується обтискний стан. До структури відділення входять: нагрівальні колодязі; стан "Слябінг - 1150"; ад'юстаж; ремонтні та допоміжні підрозділи. Стан гарячої прокатки тонкого листа має проектну потужність 3,6 млн. тонн на рік. Він призначений для отримання гарячекатаних рулонів та листів. Основне обладнання безперервного стану 1680: 4 методичні штовхальні печі з двостороннім нагріванням; чорнова група клітей - окалинолом (кліть Дуо) та 4 кліті кварто; проміжний перемотний пристрій Coilbox; летючі ножиці; чистова група, що складається з 6 кліток кварто; відвідні рольганги; душуючий пристрій; 2 групи моталок: моталки №№ 1-3 – для змотування рулонів масою до 16 тонн; моталки №№ 4-6 – для змотування рулонів масою до 7,5 тонн. У складі підрозділу також є агрегати для поздовжньої та поперечної порізки, призначені для розпуску рулонів на штабу та лист.

У цеху холодної прокатки ведеться виробництво холоднокатаних листів та рулонів, а також жерсті. До складу цеху функціонують: травильне відділення з сучасним безперервним травильним агрегатом НТА-4; стани холодної прокатки: безперервний 1680, реверсивні 1680 та 1200; ковпакові печі для відпалу холоднокатаного прокату в середовищі HNx -газу та блок ковпакових печей фірми Ebner для відпалу в середовищі сухого водню; два дресирувальних стани; три агрегати поперечного різання та два агрегати поздовжнього різання; одноклітинний нереверсивний стан холодної прокатки 2800; безперервні чотириклітьові стани холодної прокатки жерсті «450» та «650» та інші виробничі агрегати.

На комбінаті впроваджено сучасні високоефективні методи контролю та організовано персробку виробничих відходів.

1.2 Характеристика механічного обладнання ЦХП-1

Механічне обладнання цеху включає основне і допоміжне обладнання.

План цеху представлений на рис. 1.2.

Основним обладнанням цеху холодної прокатки №1 являються:

- прокатні стани (безперервний чотирьохклітковий стан «1680» реверсивні «1680», «1200» і двадцятивалковий стан);
- дресирувальні стани «1700-1» і «1700-2»;
- методичні печі;
- травильні агрегати;
- агрегати поперечного різання.

Технічна характеристика обладнання ЦХП-1 і його виробничі показники приведені в таблиці 1.1 і 1.2:

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика обладнання ЦХП-1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ТЬ	Потужність двигуна, кВт, число обертів, хв ⁻¹	Продуктив ність, т/год
1	Безперервний травильний агрегат №1 (БТА-1)	1	P=1250, n=400	198,6
2	Безперервний травильний агрегат №2 (БТА-2)	1	P=1000, n=500	95,9
3	НШПС «1680»	1	P=5000, n=910	15,3
4	Реверсивний стан «1680»	1	P=1250, n=400	129,1
5	Реверсивний стан «1200»	1	P=1250, n=400	125,0
6	Дресирувальний стан «1700-1»	1	P=2×660 n=450-1200	82,8
7	Дресирувальний стан «1700-2»	1	P=1250 n=400-820	57,7
8	20-ти валковий стан	1	P=4500 n=400-600	50,5
9	Комбінований агрегат дресування, правки, різки КАДПР	1	P=1000, n=500	37,7
10	Агрегат поперечного різання АПР-1	1	P=190, n=1150	37,5
11	Агрегат поперечного різання АПР-2	1	P=160 n=1500-1800	34,6
12	Агрегат поперечного різання АПР-3	1	P=200, n=1250	28,9

Таблиця 1.2 – Виробничі показники агрегатів

Найменування агрегату	Розмір штаби	Вага рулону, т	Час такту, с	Питома вага даного профілю %	Годинна продуктивність, т/год	Річний обсяг виробництва, т/год
БТА-1	3,8×1400	15	372	20	165,1	989742,6
	3,5×1250	12,5	300	40	150	
	3,0×1000	10,5	315	40	120	
БТА-2	3,0×1250	12,5	333	20	135,1	684821,9
	2,7×1000	10,5	338	30	111,8	
	2,0×1000	10,5	473	50	79,9	
НШПС “1680”	1,8×1400	15	263	20	204,9	934167,6
	1,2×1250	12,5	330	60	136,3	
	0,7×1000	10,5	447	20	84,5	
Дресир. стан “1700-1”	1,8×1400	15	405	20	133,3	605102,4
	1,2×1250	12,5	540	70	83,3	
	0,5×1000	10,5	816	10	46,3	
Дресир. стан “1700-2”	1,8×1400	15	405	20	133,3	422169,2
	1,2×1250	12,5	540	30	83,3	
	0,5×1000	10,5	816	60	46,3	
АПР-1	1,8×1400	15	1080	40	50	258822
	1,2×1250	12,5	1080	40	41,6	
	0,5×1000	10,5	1224	20	30,8	
АПР-2	1,8×1400	15	1080	40	50	321553,8
	1,2×1250	12,5	1080	40	41,6	
	0,5×1000	10,5	1224	20	30,8	
АПР-3	1,8×1400	15	1080	30	50	259429,3
	1,2×1250	12,5	1080	30	41,6	
	0,5×1000	10,5	1224	70	30,8	

Після прокатки, метал надходить в термічне відділення де завантажується в методичні печі в яких відбувається відпал тобто вид термообробки, що проводиться з метою видалення залишкового напруження в листі. Температура нагріву металу (низковуглецевої сталі) 650-720 °С. Управління процесом нагріву здійснюється індивідуально для кожної печі. У печі автоматично поступає необхідна кількість тепла по заздалегідь заданому графіку до повної готовності рулонів. Після нагріву в методичних печах рулони охолоджуються при температурі навколишнього середовища. Після закінчення відпалу рулони поступають в дресирувальне відділення, де відбувається прокатка листів з метою додання структурі листа і його поверхні належного стану. Це робиться через те, що в процесі відпалу в структурі листа відбуваються деформації, а на його поверхні з'являються роздутості і хвилястості. Прокатка на дресирувальних станах здійснюється з відносно невеликим обтисканням близько 1-3% від товщини. Після проходження всього циклу прокатки, готові рулони подаються на склад або відправляються на агрегати поперечного різання (АПР-1,2,3), де вони піддаються різанню на листи мірних довжин. На рис. 1.3 показані вантажопотоки в цеху ЦХП-1.

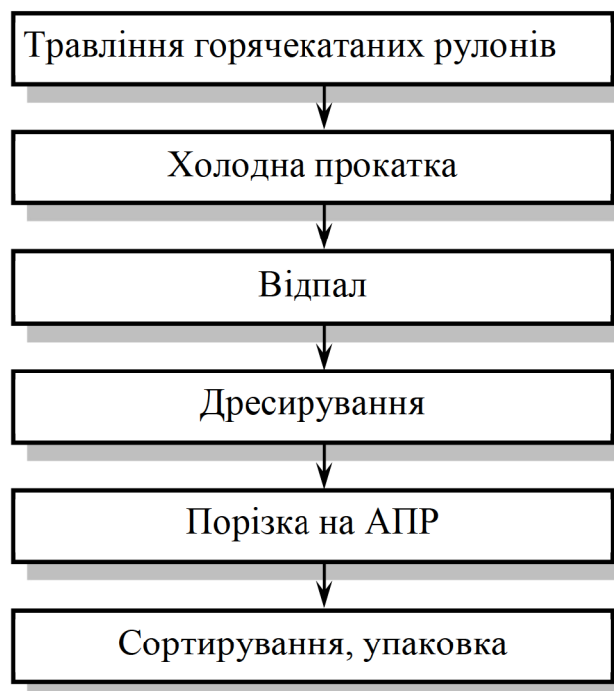


Рисунок 1.3 – Вантажопотоки цеху холодного прокатка №1

1.4 Технологія виробництва холоднокатаних листів

Кінцевою продукцією цехів холодної прокатки є листи і штаби завтовшки 0,3-3,0 мм, шириною до 2350 мм, з вуглецевої сталі звичайної і підвищеної якості, а також з низьколегованих сталей. Значна частина листів і штаб випускається із захисними антикорозійними покриттям – цинковим, алюмінієвим, полімерними і ін. Поверхня початкових гарячекатаних штаб покрита окалиною (оксидами). Якщо проводити холодну прокатку заготовок в такому стані, то окалина вдавлюватиметься в метал, різко погіршуючи якість його поверхні. Крім того, окалина, володіючи відносно високою твердістю, сприяє зносу прокатних валків. Тому першою необхідною технологічною операцією являється видалення окалини з поверхні гарячекатаних штаб.

Існує ряд способів видалення окалини, проте широке практичне застосування отримали два: хімічний і механічний. Хімічний спосіб полягає в розчиненні оксидів в кислотах; механічний в здійсненні пластичної деформації, сприяючої відлущуванню окалини з поверхні штаби. В даний час обидва ці способи часто застосовуються спільно, причому хімічний, званий таким, що труїть, є основним, а механічний – попереднім.

Повітряна окалина на поверхні гарячекатаної вуглецевої сталі складається з двох шарів: внутрішнього, прилеглого до металу – вюстита FeO (92-95%) і зовнішнього – магнетиту Fe_3O_4 (5-8%). Іноді на зовнішній поверхні виявляється якнайтонший шар третього оксиду – гематиту Fe_2O_3 . Найлегше піддається травленню шар вюстита, який має пористу будову і відносно малу міцність.

Інтенсивність травлення сильно залежить від концентрації і температури травильних розчинів, оптимальні значення яких приведені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Оптимальні значення параметрів травління

Тип кислоти	Концентрація, %	Температура розчину, °C
H_2SO_4	20-23	80-95
HCl	16-25	65-85

Водень, що виділяється при травлінні, сприяє видаленню окалини, але разом з тим дифундує в метал, знижуючи його пластичність. Така небажана зміна властивостей металу називається водневою (травильною) крихкістю. Для оберігання металу від проникнення водню і зменшення дії кислоти на сам метал, в травильні розчини вводяться присадки – інгібітори. Вони містять речовини, які адсорбуються на поверхні металу і утворюють молекулярну плівку, що захищає його від розчинення; при цьому швидкість розчинення оксидів не сповільнюється. Інгібітори виконують і іншу важливу функцію: вони викликають утворення піни на поверхні травильного розчину, зменшуючи тим самим випаровування кислоти і покращуючи атмосферні умови в цеху.

В даний час травління в соляній кислоті витісняє сірчано-кислотне, тому що використання соляної кислоти як травильного середовища має низку переваг. Перш за все, соляна кислота є активнішою, ніж сірчана, особливо по відношенню до оксидів, що дозволяє скоротити час процесу травління. Якість поверхні штаб після обробки в соляній кислоті краще, ніж після обробки в сірчаній. Скорочується виділення водню, у зв'язку з чим зменшується небезпека виникнення водневої крихкості. Соляна кислота легше і цілковито видалається з поверхні штаб в промивних ваннах. Важливе значення має та обставина, що утворюванні при травлінні солі соляної кислоти досить легко піддаються термічному розщеплюванню на хлористий водень і оксиди заліза. Обидва цих продукту повертаються у виробництво. Хлористий водень, розчиняючись у воді, дає свіжу соляну кислоту, а оксиди заліза використовуються в порошковій металургії і інших галузях промисловості.

Проте травління із застосуванням соляної кислоти зустрічає і певні труднощі. Застосування вельми агресивної соляної кислоти вимагає відповідного захисту обладнання травильних агрегатів від її дії. Внутрішні поверхні травильних ванн викладаються з кислототривкої цегли, облицьовуються гранітними і базальтовими плитами; кришки ванн зсередини покриваються шаром кислотостійкої гуми і так далі. Особливу небезпеку представляють дуже шкідливі виділення пари хлористого водню в атмосферу. У

зв'язку з цим необхідно забезпечувати ретельну герметизацію ванн і мати могутню вентиляційну систему для відсмоктування випаровувань, що виділяються.

У сучасних крупних цехах холодної прокатки травління гарячекатаних штаб здійснюється в травильних агрегатах безперервної дії. Протравлені і промаслені штаби в рулонах поступають на стани холодної прокатки.

Рулони ланцюговим транспортером подаються в розмотувач стану. Передній кінець штаби відгинається спеціальним пристроєм і задається в ролики, що тягнуть, які підводять штабу до валків кліті. Пройшовши через кліті (із заданим обтисканням), передній кінець штаби потрапляє на барабан моталки. За допомогою захватувача починається намотування штаби на барабан. Всі вказані початкові операції виконуються на малій, заправній швидкості (0,5-2,0 м/с). Після намотування на барабан 3-4-х витків штаби стан переводиться на робочу швидкість. Коли прокатка рулону завершується і в розмотувачі залишається 2-3 витки штаби, швидкість стану знову знижується до заправної. Якщо рулони, що поступають на стан, складені (зварені) з декількох штаб, то прокатка зварних швів також здійснюється на зниженій швидкості (близько 5 м/с).

Сумарне обтискання при холодній прокатці вуглецевих і низьколегованих конструкційних сталей в більшості знаходиться в межах 50-80 %. Важливе значення має розподіл обтискань по клітях або проходах (на реверсивних станах); воно впливає на точність прокатки, завантаження обладнання, продуктивність стану. На практиці застосовуються різні варіанти розподілу обтискань по клітях безперервного стану. Одним з поширених є варіант, що характеризується послідовним зменшенням відносних обтискань від першої кліті до останньої. При такому розподілі обтискань вдається забезпечити приблизно рівномірне завантаження клітей по зусиллю прокатки і потужності, що витрачається, оскільки зниження обтискань компенсує зростання контактного тиску у зв'язку з наклепанням металу і зменшенням його товщини. Такий режим обтискань часто застосовується на однокліткових реверсивних

станах, де особливо важливо підтримувати незмінність зусиль прокатки по проходах.

Другий варіант передбачає застосування невеликого відносного обтискання в першій кліті. Перевагою такого режиму є те, що в першому проході відбувається вирівнювання штаби по товщині, тобто зменшується подовжня різнотовщинність. На практиці зустрічаються і інші схеми обтискань. Іноді у всіх клітках відносно обтискання приймається приблизно однаковим.

Холодна прокатка штаб завжди ведеться з натягом. Воно створюється примусово між всіма клітками за рахунок деякого розузгодження чисел обертів валків (в порівнянні з вільною прокаткою). У останній кліті безперервного стану переднє натягнення створюється дією моталки. На реверсивних станах моталки створюють переднє і заднє натягнення.

Позитивна роль натягу полягає, по-перше, в тому, що знижується тиск металу на валки, і по-друге, забезпечується отримання рівних штаб. Проте застосування дуже високих натягнень небезпечно із-за виникнення розривів штаб при плющенні. Зазвичай величина питомого натягу встановлюється в межах $(0,2-0,5)\sigma_T$ де σ_T – межа текучості металу з врахуванням наклепання. Питоме натягнення між останньою кліткою і моталкою приймається нижчим $0,1\sigma_T$ щоб уникнути утворення надмірно щільних рулонів і зварювання витків при подальшому відпалі.

Наступною основною технологічною операцією, після прокатки, являється відпал, який необхідний для усунення наклепання, отриманого при холодній деформації, і відновлення пластичних властивостей металу. Температура нагріву металу (низковуглецевій сталі) $650-720$ °C. З погляду структурних перетворень цей відпал є рекристалізацією.

Відпал здійснюється в ковпакових пічах в рулонах (іноді в пачках) або в безперервних агрегатах з протяжними печами. Найбільш поширені колпакові печі одностопні.

Весь цикл відпалу можна розділити на три періоди: нагрів металу до заданої температури (10-30 год.); витримка при максимальній температурі (6-25

год.); охолодження до температури навколишнього середовища (25-40 год.). Загальна тривалість перебування металу на стенді складає від 40 до 80 год., залежно від маси рулону, марки сталі, товщини штаби і інших факторів. Один нагрівальний ковпак обслуговує 2-4 стенди. Продуктивність печі з розрахунку на один стенд складає 1,5-4,5 т/год.

Після відпалу тонколистова сталь піддається дресуванню. Це процес холодної прокатки з дуже невеликим обтисканням, зазвичай в межах 0,8-1,5 %. Дресування штаб товщиною 0,3 мм ведеться в один пропуск.

Якщо піддавати штампуванню відпалену листову сталь, що не пройшла дресування, то поверхня виробів стає грубо жорсткою, утворюється так звана «апельсинова кірка». Це являється наслідком виходу на поверхню лінії зрушення. Вироби з такою поверхнею мало придатні для фарбування, емалювання або нанесення інших покриттів. В процесі дресування тонкі приконтактні шари металу обтискаються у валках і згодом при штампуванні лінії зрушення на поверхні не проступають. Крім сказаного, дресування дає і інші позитивні ефекти: зменшується хвилястість і коробоватість штаб, декілька поліпшуються механічні властивості металу (межа плину трохи знижується, міцність збільшується) формується необхідний мікрорельєф поверхні продукції.

При рулонному способі виробництва дресування ведеться з переднім і заднім натягненням. На практиці величина питомого натягу найчастіше знаходиться в межах: переднє $(0,2-0,5)\sigma_T$, заднє $(0,1-0,2)\sigma_T$. Величина вживаних натягнень росте із зменшенням товщини прокатуваних штаб.

Раніше дресування проводилося на сухих валках. Нині доведено, що кращі результати дає дресування з технологічним змащуванням. Застосування змащування (емульсії) дозволяє декілька понизити тиск на валки і, найголовніше, сприяє видаленню забруднень з поверхні штаб.

Іноді дресування являється останньою технологічною операцією в цеху холодної прокатки. Після дресування частина рулонів може відвантажуватися споживачам в необробленому вигляді, але велика частина їх поступає на обробні

агрегати для поперечного і подовжнього різання на листи і вузчі штаби по замовленнях.

В даний час значна кількість тонколистової сталі, випускається із захисними антикорозійними покриттями, в першу чергу – цинковим і полімерними. Нанесення цинкового покриття здійснюється методом занурення в розплав цинку (гаряче цинкування) або електролітичним методом. При гарячому цинкуванні товщина покриття досягає 50 мкм, при електролітичному – до 10 мкм.

До складу агрегату гарячого безперервного оцинкування (АГБЦ) входить різноманітне обладнання, на якому в єдиному комплексі виконуються різні механічні, фізико-хімічні і термічні операції: розмотування холоднокатаних рулонів, зварка кінців смуг, хімічне і електрохімічне очищення поверхні металу, термообробка (відпал або нормалізація), покриття цинком, пасивування цинкового покриття, дресирування (застосовується не завжди), змотування смуг в рулони або різка на листи. Оцинкування проводиться шляхом пропускання штаби через ванну з рідким цинком при температурі 450 °С. Товщина покриття регулюється віджимними роликami або струменями газу з регульованим тиском. Пасивування цинкового покриття здійснюється в розчині хромистого ангідриду Cr_2O_3 при 80-85 °С.

Швидкість проходження штаби через АГБЦ – до 4 м/с; продуктивність агрегатів – до 500 тис. т/рік.

Один з поширених способів нанесення полімерних покриттів полягає в наклеюванні полімерної плівки на поверхню холоднокатаних штаб. Отримуваний матеріал називається металопластом. Як матеріал плівки часто використовується полівінілхлорид; товщина плівки 0,2-0,4 мм. Нанесення покриття здійснюється на агрегатах безперервної дії, на яких виконуються наступні основні операції: розмотування рулонів, зварювання кінців штаб, підготовка поверхні металу (знежирення, фосфатування, пасивація), нанесення клею на поверхню штаби валковим способом, підсушки клею, нанесення плівки

з притисненням його роликками, підігрів штаби з покриттям, тисненням узору, мотка штаб в рулони.

Плівки наклеюють зазвичай з одного боку штаби. Продуктивність лінії – до 100-120 тис. т/рік.

1.4 «Вузькі місця» ЦХП-1 і заходи щодо їх усунення

1. Відвідний конвеєр безперервних агрегатів травління хоч і має просту конструкцію, що складається з ряду холостих роликів, але сама технологія «скачування рулонів» під своєю вагою не відповідає вимогам відділом технічного контролю, що пред'являється, для рулонів тих, що прямують в прокатне відділення. Торці рулонів ударяються об упор на кінці конвеєра, в результаті виникають подряпини і інші дефекти, які ускладнюють подальше прокатка. На підставі аналізу конструкції пропоную встановити в заміні існуючого обладнання крокуючий конвеєр з переміщенням секцій конвеєра гідроциліндрами.

2. На травильних лініях значна перевитрата кислоти, викиди шкідливих речовин в атмосферу перевищують гранично допустимі, також в результаті відсутності очищення (регенерації) кислоти стоками забруднюється р. Дніпро.

Рекомендується встановити установку для регенерації. В установці хлористе залізо розкладатиметься на оксид заліза і соляну кислоту; оксид заліза (у вигляді спресованого порошку) можна використовувати в сталеплавильних печах; соляна кислота може повторно використовуватися в травильних ваннах.

3. На реверсивних станах необхідно встановити пристрій автоматичної зупинки барабана моталки. Подібний пристрій автоматично підраховує кількість намотуваних і змотуваних витків на барабанах моталок і автоматично визначає оптимальний момент часу для уповільнення стану і його реверсування. Система виключає можливість виходу штаби з щілини барабана моталки і збільшує час роботи стану на максимальній швидкості. Автоматизація зупинки барабанів і стану для реверсування може підвищити продуктивність стану на 10%.

4. Для приводу натяжних роликів на дресирувальному стані 1700 застосовуються універсальні шпінделі. Заміна їх на зубчаті шпінделі, які мають велику зносостійкість, прості в обслуговуванні дозволить збільшити міжремонтні періоди, що позитивно позначиться на продуктивності стану. Установка противозломного ролика при розмотуванні рулону запобіжить збільшенню дефектів на поверхні штаби, а заміна системи механічного переміщення сегментів на гідравлічний в розмотувачі стану дозволить барабану більше зменшуватися і збільшуватися в діаметрі, що необхідне при створенні заданого натягнення в процесі дресирування.

5. З погляду підвищеної витрати електроенергії на перехідні процеси, вузьким місцем в цеху являється морально і фізично зношений редуктор правильної машини. Нсобхідна модернізація редуктора. В процесі модернізації передбачається досягнення наступних цілей: зменшення габаритних розмірів редуктора, зміна кінематичної схеми і збільшення терміну служби.

6. На пакувальних конвеєрах застосовується ручна праця. Пачки обгортаються папером, обв'язуються сталевією смугою і встановлюються на дерев'яному піддоні. Ці ділянки необхідно забезпечити пакувальними машинами

7. Пакувальні піддони із стопки по 10-15 шт. встановлюються поряд з шлеперним ланцюгом конвеєра на якому відбувається упаковка. Робочі вручну беруть по одному піддону ставлять на нього необхідну пачку листів металу, таким чином проводячи упаковку. Для збільшення продуктивності і безпеки роботи ділянку необхідно обладнати маніпулятором з дистанційним управлінням для зняття і установки піддонів.

8. На агрегатах поперечного різання штаби завдання переднього кінця штаби з розмотувача в задаючі ролики відбувається уручну за допомогою дерев'яного бруска або труби. Установка магнітного відгинача усуне цю проблему.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Призначення й основні параметри п'ятироlikової правильної машини

Застосовують наступні листопрilьні машини: роlikові (валкові) і розтяжні. Розтяжні машини служать тільки для виправлення тонких листів і головним чином листів зі сталі спеціальних марок і сплавів алюмінію, коли до якості поверхні цих листів пред'явлені підвищені вимоги.

Для виправлення листів і штаби найбільше широко розповсюджені багатороlikові правильні машини.

Роlikові листопрilьні машини розділяють на дві групи: машини з паралельним розташуванням роlikів і з похилим розташуванням роlikів. На перших здійснюють виправлення товстих (понад 12 мм) і в деяких випадках попереднє виправлення тонких листів. На других – виправлення тонких листів (до 4 мм). У машині з паралельним розташуванням роlikів лист прогинається однаково під всіма роliками; у машині з похилими роliками між першими роliками лист одержує найбільший прогин; далі, у міру просування листа, прогин його зменшується й в останніх роlikів кривизна листа повністю виправляється – у цьому перевага виправлення листів на машинах з похилим розташуванням роlikів.

Основними параметрами листопрilьних багатороlikових машин є: крок роlikів t , діаметр роlikів D , довжина бочки роlikів L і товщина листів, що піддають виправленню на даній машині, h . Крок роlikів обумовлює якість виправлення й величину тиску на рамки правильної машини. Занадто великий крок не забезпечує необхідної точності виправлення, а при малому кроці збільшується тиск на роliки, що змушує ускладнювати конструкцію машини.

Визначення оптимальної величини кроку роlikів на підставі теоретичних розрахунків ще не досить розроблено, тому крок роlikів вибирають на підставі практичних даних залежно від перетину листів, що піддають виправленню на даній машині. Діаметр роlikів звичайно приймають рівним $D=0,9t$.

Швидкість виправлення вибирають залежно від продуктивності машини й товщини листів. На підставі практичних даних приймають наступні значення швидкості виправлення: для тонких листів (0,5–4 мм) 6,0–0,5 м/сек; для товстих листів (4–30 мм) при холодному виправленні 0,5 м/сек і при гарячому виправленні 1,0–0,3 м/сек.

Якість виправлення залежить також від якості поверхні робочих роликів і ступеня їхнього зношування. В зв'язку з тим, що при холодному виправленні зношування роликів залежить від контактних напруг, тому ці напруги не повинні бути занадто великими. Орієнтовно їх можна визначити по формулі Герца, припускаючи, що пружно–деформуємий ролик (циліндр) радіусом R і довжиною бочки L лежить на нестисливій площині (лист) і навантажений силою P .

$$\sigma_{\text{конт.макс}} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{bR}} \leq 2\sigma_s \quad (2.1)$$

де E – модуль пружності матеріалу ролика, Н/мм²;

σ_s – границя текучості матеріалу листа, що піддається виправленню, Н/мм²;

P – максимальне зусилля на ролик, Н;

b – ширина листа, деформуємого роликом, мм;

R – радіус ролика, мм;

Підрахована по цій формулі максимальна контактна напруга не повинна перевищувати значення подвоєної границі текучості матеріалу штаби, вираженого в Н/мм².

Для підвищення жорсткості листопривальної машини й досягнення необхідної якості й точності виправлення робочі ролики опираються на опорні ролики. Діаметр опорних роликів приймають рівним або перевищуючим діаметром робочих роликів.

Робочі й опорні ролики виготовляють із легованої сталі марок 9Х, ШХ15 й 12ХН2А (остання для роликів діаметром менш 90–100мм), характеризуємий

великою міцністю, високою твердістю й підвищеним опором зношування. Бочки роликів піддають поверхневому загартуванню струмами промислової або високої частоти до твердості 55–65 HRC. Ролики для гарячого виправлення виготовляють зі середньовуглецевої сталі й наплавляють їх твердим сплавом.

Технічна характеристика п'ятироlikової листопрilьної машини наведена в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики листопрilьної машини

	Найменування	Величини
1	Крок між осями роликів	160мм
2	Ролики робочі:	
	– кількість	5 шт
	– діаметр	150мм
	– довжина бочки	1700мм
3	Ролики опорні:	
	– кількість	15 шт
	– діаметр	150мм
	– довжина бочки	160мм
4	Хід верхніх робочих роликів від загальної дотичної:	
	– нагору	30мм
	– униз	10мм
5	Рамки що подають:	
	– кількість	4мм
	– діаметр	180мм
	– довжина бочки	1700мм
	– поточне зусилля	300кг
6	Розкриття падаючих роликів	60мм
7	Сумарний крутний момент на прilьній машині	320кг
8	Зрівноважування верхньої станини	пружинне

2.2 Розрахунок робочої кліті п'ятироlikової прilьної машини

Початкові дані для розрахунку приведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Початкові дані

№	Найменування	Позначення	Величина	Розмірність
1	Товщина листів, що виправляються	h	0,35...2,5	мм
2	Ширина листів, що виправляються	b	710...1520	мм
3	Межа плину матеріалу штаби	σ_T	$300 \cdot 10^6$	Па
4	Швидкість правки	ϑ	1...2,3	м/с
5	Діаметр роликів	D	150	мм
6	Крок між роликами	t	160	мм

Розрахункова схема 5 РПМ показана на рис. 2.1.

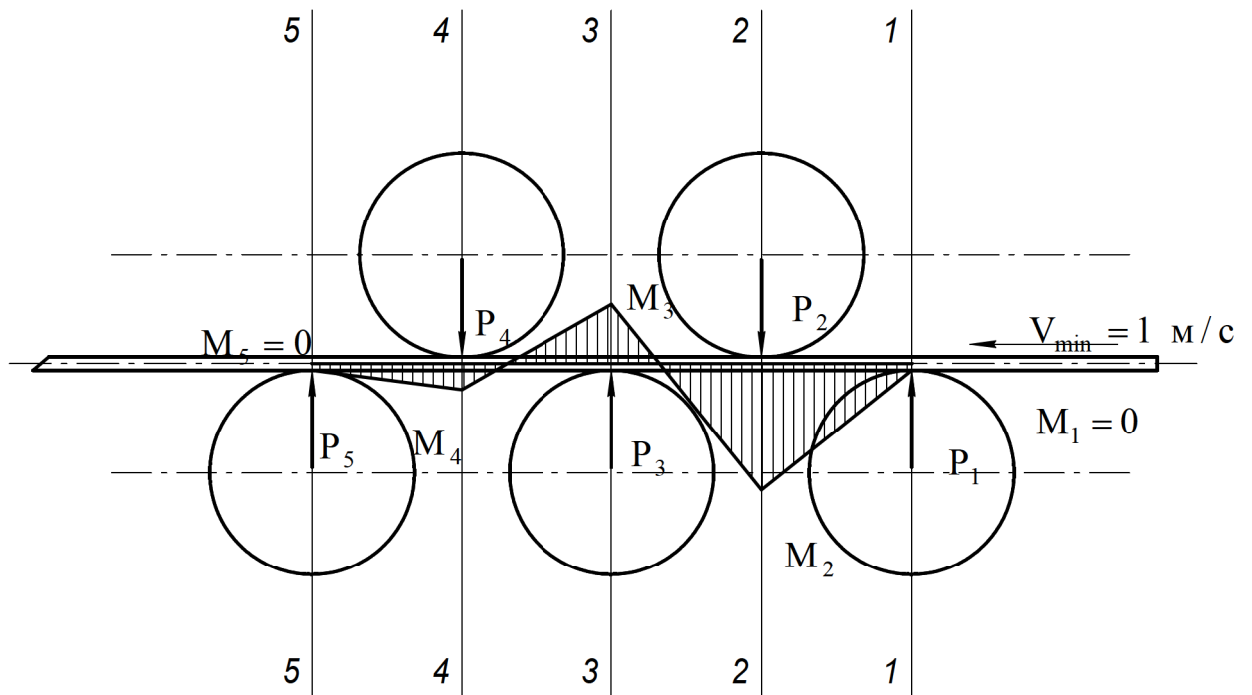


Рисунок 2.1 – Схема до розрахунку силових параметрів 5 РПМ

Для розрахунку приймаємо: $h = h_{\max} = 2,5$ мм – максимальна товщина листів, що виправляються [2, с. 143]; $\vartheta = \vartheta_{\max} = 2,3$ м/с – мінімальна швидкість

правки [2]; $k_2 = 0,7$ – коефіцієнт проникнення пластичної деформації під другим роликом.

Сумарне зусилля на всі верхні і нижні ролики [2]:

$$P = \frac{8}{t}(M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5), \quad (2.2)$$

де $t = 0,160$ м – крок між роликами;

$M_1 = M_5 = 0$ – моменти вигину 1-м і 5-м роликом [2];

$M_2 = M_3 = M_{\text{п}}$ – моменти пластичного вигину від 2-го і 3-го роликів;

$M_4 = M_{\text{уп}}$ – момент пружно-пластичного вигину від 4-го ролика.

Момент пластичного вигину визначимо по формулі [2]:

$$M_{\text{п}} = M_2 = M_3 = \sigma_{\text{т}} b h^2 / 4, \quad (2.3)$$

де $\sigma_{\text{т}} = 300 \cdot 10^6$ МПа – межа плину матеріалу штаби;

$b = 1,520$ м – ширина листа, що виправляється;

$h = 2,5$ мм – товщина листа, що виправляється.

Підставивши значення в 2.3, отримаємо:

$$M_{\text{п}} = M_2 = M_3 = 300 \cdot 10^6 \cdot 1,520 \cdot 2,5^2 / 4 = 1425 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент пружно-пластичного вигину [2, с. 141]:

$$M_{\text{уп}} = M_4 = \frac{5}{24} \sigma_{\text{т}} b h^2. \quad (2.4)$$

Підставивши значення в 2.2 і 2.4 отримаємо:

$$M_{\text{уп}} = M_4 = \frac{5}{24} \cdot 300 \cdot 10^6 \cdot 1,520 \cdot 2,5^2 = 593,75 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$P = \frac{8}{0,160} (0 + 1425 + 1425 + 593,75 + 0) = 172187,5 \text{ Н}.$$

Визначимо момент тертя кочення роликів з урахуванням ковзання по штабі [2]:

$$M_{\text{тр.коч.}} = Pm, \quad (2.5)$$

де $m = 0,6 \text{ мм} = 0,0006 \text{ м}$ – коефіцієнт тертя кочення, з урахуванням можливого прослизання між роликами і смугою для сталеві штаби [2].

Підставивши значення в 2.4, отримаємо:

$$M_{\text{тр.коч.}} = 172187,5 \cdot 0,0006 = 103,3125 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент тертя в підшипниках всіх роликів:

$$M_{\text{тр.п.}} = P\mu(d/2) \quad (2.6)$$

де $\mu = 0,005$ – коефіцієнт тертя в підшипникових опорах роликів (для роликів підшипників);

$d = 0,0875 \text{ м}$ – середній діаметр підшипників.

Підставивши значення в 2.6, отримаємо:

$$M_{\text{тр.п.}} = 172187,5 \cdot 0,005 \cdot 0,0875 = 75,3320 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Потужність і момент правки штаби визначимо по формулі [2]:

$$N_{\text{деф}} = \frac{\sigma_{\text{т}}^2}{2E} bh^3 K_{\text{п}}, \quad (2.7)$$

$$M_{\text{деф}} = \frac{N_{\text{деф}}}{\omega}, \quad (2.8)$$

де $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ МПа}$ – модуль пружності матеріалу;

$K_{\text{п}} = 8$ – коефіцієнт пластичної деформації при правці штаби (приймаємо згідно [2, с. 142]);

ω – кутова швидкість обертання роликів, с^{-1} :

$$\omega = \frac{v}{R} = \frac{v}{0,5 \cdot D}, \quad (2.9)$$

де $v = 2,3 \text{ м/с}$ – швидкість правки штаби;

$D = 0,15 \text{ м}$ – діаметр роликів.

Підставивши значення в 2.9, отримаємо:

$$\omega = \frac{2,3}{0,5 \cdot 0,15} = 30,6667 \text{ с}^{-1},$$

$$N_{\text{деф}} = \frac{300000000^2}{2 \cdot 200000000000} 1,520 \cdot 2,5 \cdot 2,3 \cdot 8 = 15732 \text{ Вт},$$

$$M_{\text{деф}} = \frac{15732}{30,6667} = 513 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Загальний момент для обертання всіх роликів [2]:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{деф.}} + M_{\text{тр.п.}} + M_{\text{тр.кач.}} \quad (2.10)$$

Підставивши значення в 2.10, отримаємо:

$$M_{\text{кр}} = 513 + 75,3320 + 103,3125 = 691,6445 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначимо необхідну потужність прокатки [2, с. 143]:

$$N_{\text{пр.}} = M_{\text{кр}} \cdot \omega. \quad (2.11)$$

Підставивши значення в 2.11, отримаємо:

$$N_{\text{пр.}} = 691,6445 \cdot 30,6667 = 22094,2003 \text{ Вт}.$$

Для приводу правильної машини приймаємо електродвигун 2ПН250ЛУХЛ4, потужність якого 30 кВт $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$, редуктор з передаточним відношенням на кожен ролик 3,36, ККД приводу $\eta \approx 0,80$.

2.3 Розрахунок шпінделів

Розрахункова схема валу передавального крутного моменту від редуктора до ролика правильної машини представлена на рис. 2.2 (карданно-телескопічний вал, згідно).

Визначимо розміри перетинів полого і суцільного валів і проведемо розрахунок ковзаючої шпонки (тип шпонки визначений згідно [5]).

Умова міцності на кручення має вигляд [5]:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa}}{W_p} \leq [\tau], \quad (2.12)$$

де τ_{\max} – максимальна напруга при крученні;

M_{κ} – максимальний момент, що крутить;

W_p – полярний момент опору;

$[\tau]$ – напруга, що допускається, при крученні.

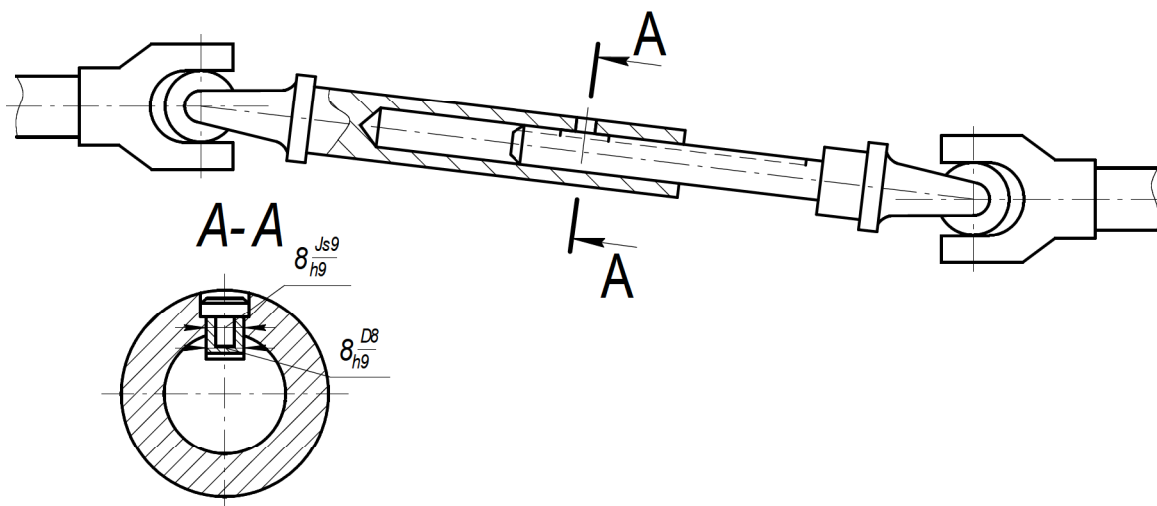


Рисунок 2.2 – Схема до розрахунку карданно-телескопічного валу

Діаметри валів з умови міцності визначаються по формулах [8]:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}}{\pi[\tau](1-\alpha^4)}}, \quad (2.13)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi[\tau]}}, \quad (2.14)$$

де D – зовнішній діаметр полого валу, мм;

d – діаметр суцільного валу;

M_k – максимальний крутний момент;

$[\tau] = 7 \cdot 10^8$ Па – для валу із сталі 12ХН3А [9, с.145];

α – коефіцієнт, що показує відношення внутрішньому до зовнішнього діаметру валу: $\alpha = d/D \Rightarrow d = \alpha D \Rightarrow D = d/\alpha$.

Визначимо момент, що крутить, виходячи із заданої потужності двигуна ПН-290, потужність якого 29 кВт [4]. Очевидно, що на кожному з вихідних валів редуктора (див. заг. вид 5-РМП) потужність визначатиметься по формулі:

$$N_b = N_{дв} / 4, \quad (2.15)$$

де $N_{дв} = 29$ кВт – потужність двигуна.

Підставивши значення в 2.14, отримаємо:

$$N_b = 29 / 4 = 7,25 \text{ кВт}.$$

Крутний момент Н·м [8, с. 68]:

$$M_k = 9736 \cdot N_b / n, \quad (2.16)$$

де $N_b = 7,25$ кВт;

n – швидкість обертання валу, хв^{-1} .

Швидкість обертання валу визначимо по формулі:

$$n = n_{дв} / u_{ред}, \quad (2.17)$$

де $n_{дв} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – число обертів електродвигуна [4];

$u_{ред} = 3,64$ – орієнтуване передавальне число редуктора.

Підставивши значення в 2.17 і 2.16, отримаємо:

$$n = 1000/3,64 = 274,7253 \text{ хв}^{-1},$$

$$M_k = 9736 \cdot 7,25/274,7253 = 256,933 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Підставивши значення в 2.14, отримаємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 256,933}{3,14 \cdot 7 \cdot 10^8}} = 0,0123 \text{ м} = 12,3 \text{ мм}.$$

Ослаблення валу канавкою шпонки необхідно компенсувати збільшенням діаметру на 5-10 % [7, с. 305], тому:

$$d' = 12,3 \cdot 1,1 = 13,55.$$

Конструктивно приймемо $d = 24 \text{ мм}$.

З 2.13 виходить:

$$[\tau] \geq \frac{16M_k}{D^3 \pi (1 - \alpha^4)}. \quad (2.18)$$

Прийнявши $\alpha = 0,5$ і підставивши значення в 2.17, при $D = 24/0,5 = 58 \text{ мм}$ отримаємо:

$$\tau = \frac{16 \cdot 274,7253}{0,058^3 \cdot 3,14(1 - 0,5^4)} = 7,653 \text{ МПа} \leq 700 \text{ МПа}.$$

Шпонку підбираємо по СТСЕВ 189-75, залежно від діаметру валів. Довжину шпонки орієнтування призначаємо конструктивно, враховуючи довжину посадочного місця. Матеріал шпонки – Ст45. Напруга, що допускається $[\sigma]_{\text{см}} = 150 \text{ МПа}$. Розміри шпонки $8 \times 7 \times 70 \text{ мм}$ $s = 0,25$ $t_1 = 4 \text{ мм}$ Перевіримо шпонку на міцність.

Розрахункове навантаження на шпонку:

$$P = \frac{M_k}{0,5 \cdot d}, \quad (2.19)$$

де $M_k = 256,933 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$d = 24 \text{ мм}$.

Підставивши значення в 2.19, отримаємо:

$$P = 256,933 / 0,5 / 0,024 = 21,4111 \text{ кН}.$$

Напруга зминання:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{(\ell - b)(k - c)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (2.20)$$

де $P = 21,4111 \text{ кН}$ – розрахункове навантаження на шпонку;

$\ell = 70 \text{ мм}$ $b = 8 \text{ мм}$ $k = 3,4 \text{ мм}$, $c = 0,25 \text{ мм}$ – розміри шпонки;

$[\sigma]_{\text{см}} = 150 \text{ МПа}$ – допускаєма напруга на зминання.

Підставивши значення в 2.20, отримаємо:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{21411,1}{(0,070 - 0,008)(0,0034 - 0,00025)} = 109,63 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}} = 150 \text{ МПа}.$$

2.4 Розрахунок та модернізація редуктора

В результаті аналізу умов роботи п'ятироlikової правильної машини (5 РПМ) встановленої на АПР 1 (апарат поперечного різання № 1) в цеху ЦХП-1 на ділянці дресування, приходимо до висновку, що необхідна модернізація редуктора. В процесі модернізації передбачається досягнення наступних цілей: зменшення габаритних розмірів редуктора, зміна кінематичної схеми і збільшення терміну служби.

2.4.1 Аналіз потужностей на валах, силовий розрахунок

Кінематична схема редуктора представлена на рис. 2.3.

Проведемо аналіз потужностей на валах редуктора (рис. 2.3, б).

Потужність на валах редуктора:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= N_0 \eta_m, & N_2 &= \frac{N_1}{2} \eta, & N_3 &= \frac{N_2}{2} \eta, & (2.21) \\
 N_4 &= N_3 \eta, & N_5 &= \frac{N_1}{2} \eta, & N_6 &= \frac{N_5}{2} \eta, \\
 N_7 &= N_6 \eta,
 \end{aligned}$$

де $N_0 = 29$ кВт – потужність на валу двигуна ПН-250 [4];

$N_1 N_2 \eta_m = 0,99$ – ККД муфти [10];

$\eta = 0,98$ – ККД косозубої зубчатої передачі [10].

Підставивши значення у формули 2.21, отримаємо:

$$\begin{aligned}
 N_1 &= 29 \cdot 0,99 = 28,71 \text{ кВт}, & N_2 &= 28,71/2 \cdot 0,98 = 14,0679 \text{ кВт}, \\
 N_3 &= 14,0679/2 \cdot 0,98 = 6,8933 \text{ кВт}, & N_4 &= 6,8933 \cdot 0,98 = 6,7554 \text{ кВт}, \\
 N_5 &= 27,71/2 \cdot 0,98 = 14,0679 \text{ кВт}, & N_6 &= 14,0679/2 \cdot 0,98 = 6,8933 \text{ кВт}, \\
 N_7 &= 6,8933 \cdot 0,98 = 6,7554 \text{ кВт}.
 \end{aligned}$$

Визначимо частоти обертання і моменти на валах згідно розрахункової схеми рис. 2.3, б:

$$\begin{aligned}
 n_1 &= n_{\text{эд}}, & T_1 &= 9750 N_1 / n_1, & (2.22) \\
 n_2 &= n_1 / i_1, & T_2 &= 9750 N_2 / n_2, \\
 n_3 &= n_2 / i_2, & T_3 &= 9750 N_3 / n_3,
 \end{aligned}$$

$$n_4 = n_3 / i_2, \quad T_4 = 9750N_4 / n_4,$$

$$n_5 = n_1 / i_1, \quad T_5 = 9750N_5 / n_5,$$

$$n_6 = n_5, \quad T_6 = 9750N_6 / n_6,$$

$$n_7 = n_6 / i_2, \quad T_7 = 9750N_7 / n_7,$$

де $n_{\text{эд}} = 1000 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання валу електродвигуна [4];

n_i – частота обертання i -го валу згідно розрахункової схеми рис. 2.3, б, хв^{-1} ;

T_i – момент на i -тому валу згідно розрахункової схеми рис. 2.3 б, $\text{Н} \cdot \text{м}$.

Підставивши значення в 2.22, набудемо значень, які зводимо в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Потужність, частота обертання і моменти на валах редуктора

Вал	N_i , кВт	n_i , мин^{-1}	T_i , $\text{Н} \cdot \text{м}$
0	29	1000	282,75
1	28,7100	1000	279,9225
2	14,0679	297,6190	460,8644
3	6,8933	297,6190	225,8245
4	6,7554	297,6190	221,3069
5	14,0679	297,6190	460,8644
6	6,8933	297,6190	225,8245
7	6,7554	297,6190	221,3069

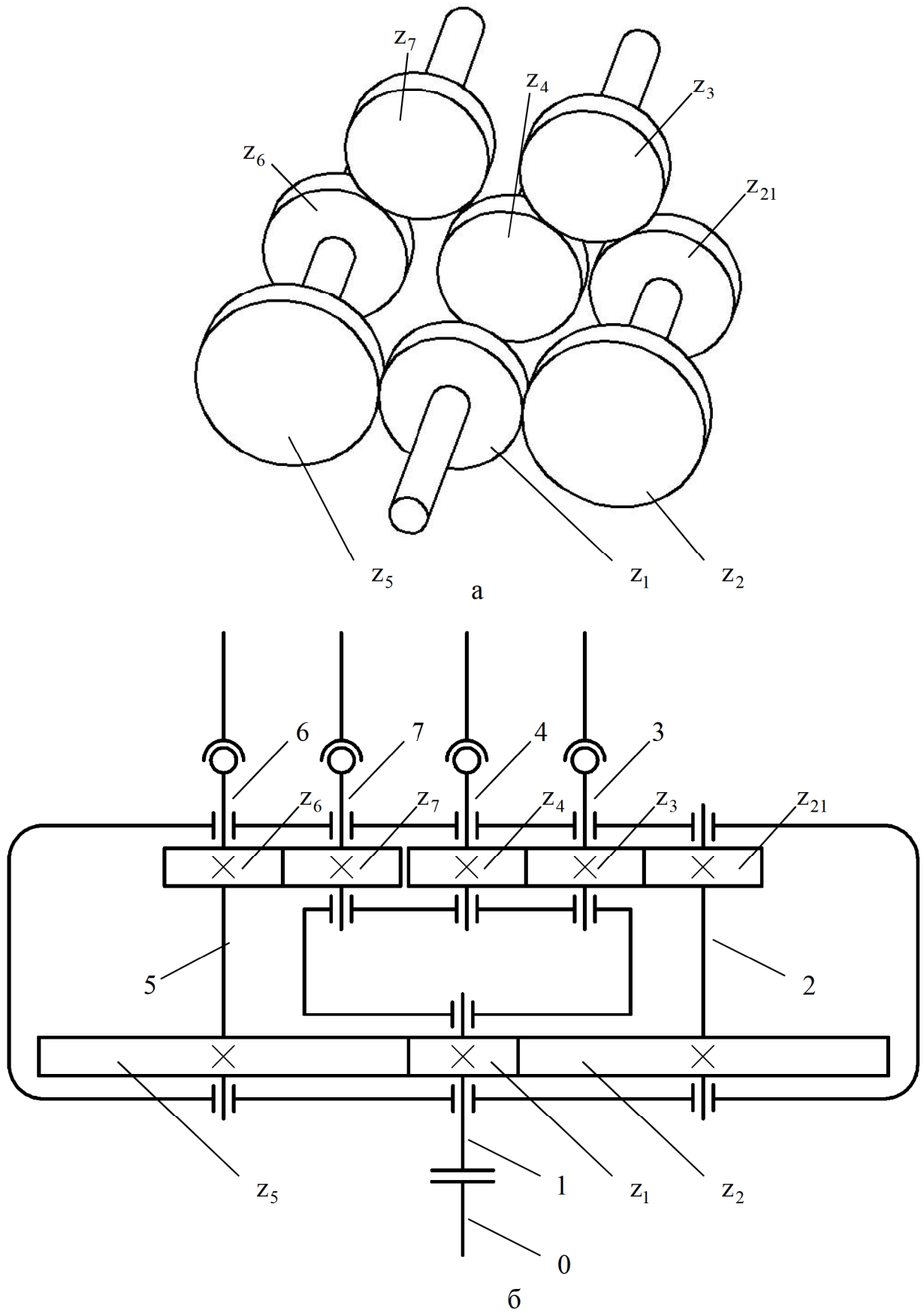


Рисунок 2.3 – Кінематична просторова (а) і розрахункова (б) схеми редуктора

2.4.2 Розрахунок основних розмірів зубчатих передач по контактній витривалості

Визначимо контактне напруження, що допускається, згідно ГОСТ 21354-75 по середній твердості зубів по формулі:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H \text{ limb} \cdot K_{HL}}{S_H}, \quad (2.23)$$

де $\sigma_H \text{ limb}$ – межа контактної витривалості при базовому числі циклів, МПа;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності при тривалому режимі експлуатації;

S_H – коефіцієнт запасу витривалості, що допускається.

Як матеріал для виготовлення шестерень і коліс приймаємо сталь 45ХН з поліпшенням (твердість 280 НВ) [11]. Коефіцієнт запасу витривалості, що допускається, для зубчатих коліс з покращуваної сталі приймаємо $S_H = 1,1$ [10].

Коефіцієнт довговічності при тривалому режимі експлуатації $K_{HL} = 1$ [10].

Згідно [10] формула 2.23 перетвориться:

$$[\sigma]_H = \frac{(2 \cdot \text{HB}_i + 70) \cdot K_{LH}}{S_H}, \quad (2.24)$$

де $[\sigma]_H$ – контактна напруга, що допускається, для всіх зубчатих коліс, оскільки приймаємо для них однаковий матеріал – сталь 45ХН з поліпшенням.

Підставивши значення в 2. 24, отримаємо:

Підставивши значення в 2. 24, отримаємо:

$$[\sigma]_H = \frac{(2 \cdot 280 + 70) \cdot 1}{1,1} = 572,7272 \text{ МПа}.$$

Для непрямозубих коліс розрахункову контактну напругу, що допускається, визначимо по формулі:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}) = 0,45 \cdot (2 \cdot [\sigma]_H). \quad (2.25)$$

Підставивши значення в 2. 25, отримаємо:

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot (2 \cdot 572,7272) = 515,4545 \text{ МПа} .$$

Перевіряємо виконання умови:

$$[\sigma]_H \leq 1,23 \cdot [\sigma]_{H_{\min}} . \quad (2.26)$$

Підставивши значення в 2.26 отримаємо:

$$515,4545 \leq 1,23 \cdot 572,7272 = 704,4545 ,$$

$$515,454 < 704,4545 .$$

Таким чином умова виконується. Для зручності подальших розрахунків приймаємо $[\sigma]_H = 515 \text{ МПа}$.

Для подальшого розрахунку міжосьової відстані приймаємо відношення розрахункової ширини шестерні $\psi_{ba} = 0,25$ [10]. Тоді використовуване в подальших розрахунках відношення ширини до діаметру шестерні:

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) , \quad (2.27)$$

де $\psi_{ba} = 0,25$ – відношення розрахункової ширини шестерні [10];

$u = 3,36$ – передаточне відношення.

Підставивши значення в 2.27, отримаємо:

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,25(3,36 + 1) = 0,545 .$$

Необхідний для подальших розрахунків коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} , \quad (2.28)$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині вінця;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт динамічного навантаження. Для косозубих передач при швидкості зачеплення $v \leq 15$ м/с $K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,14$.

Коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині вінця з урахуванням твердості зубчатих коліс < 350 НВ високого значення ψ_{bd} приймаємо $K_{H\beta} = 1,18$ [10].

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{H\alpha}$ по тих же міркуваннях приймаємо 1,05 [10].

Підставивши значення в 2. 28 отримаємо:

$$K_H = \frac{1,02 + 1,14}{2} \cdot 1,18 \cdot 1,05 = 1,3381.$$

Розрахункова міжосьова відстань для передач $z_1 - z_2$, $z_1 - z_5$:

$$a_w = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 K_H}{\psi_{ba}}}, \quad (2.29)$$

де $u = 3,36$ – передаточне число;

$[\sigma]_H = 515$ МПа – контактна напруга, що допускається;

$T_2 = 279,9225 \cdot 10^3$ Н·м – момент на валу 2;

$\psi_{ba} = 0,25$ – відношення розрахункової ширини шестерні.

Підставивши значення в 2.29, отримаємо:

$$a_w = (3,36 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{515 \cdot 3,36}\right)^2 \cdot \frac{279,9225 \cdot 10^3 \cdot 1,3381}{0,25}} = 144,5973 \text{ мм}.$$

Конструктивно приймаємо $a_w = 170$ мм.

Розрахуємо міжосьову відстань для передач $z_{21} - z_3$ $z_3 - z_4$

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot 0,25(1 + 1) = 0,25.$$

По формулі 2.28 визначимо коефіцієнт навантаження (приймаємо коефіцієнти $K_{H\alpha} = 1,02 \dots 1,14$ $K_{H\beta} = 1,04$

$$K_H = \frac{1,02 + 1,14}{2} \cdot 1,04 \cdot 1,05 = 1,1794.$$

Розрахуємо міжосьову відстань по формулі 2.3.28 ($u = 1$; $[\sigma]_H = 515$ МПа; $T_3 = 225,8245 \cdot 10^3$ Н·м момент на валу 3; $K_H = 1,1794$):

$$a'_w = (1+1)^3 \sqrt{\left(\frac{270}{515 \cdot 3,36}\right)^2 \cdot \frac{225,8245 \cdot 10^3 \cdot 1,1794}{0,25}} = 132,8103 \text{ мм}.$$

Приймаємо $a'_w = 150$ мм – міжосьова відстань для передач $z_{21} - z_3$ $z_3 - z_4$

2.4.3 Геометричний розрахунок передач

Приймаємо одне з тих, що рекомендуються для косозубих передач з $a_w = 170$ мм сумарне число зубів $z_\Sigma = 96$ для $a'_w = 150$ мм – $z'_\Sigma = 74$.

Визначимо числа зубів шестерень:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1}, \quad (2.30)$$

$$z_{21} = \frac{z'_\Sigma}{u'+1}, \quad (2.31)$$

де $z_\Sigma = 96$ $z'_\Sigma = 74$ $u = 3,36$ $u' = 1$

Підставивши значення в 2.30 та 2.31, отримаємо:

$$z_1 = \frac{96}{3,36+1} = 22,0183,$$

$$z_{21} = \frac{74}{1+1} = 37.$$

Числа зубів коліс:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1, \quad (2.32)$$

$$z_3 = z'_\Sigma - z_{21}, \quad (2.33)$$

де $z_\Sigma = 96$ $z'_\Sigma = 74$ $z_1 \cong 22$ $z_{21} = 37$

Підставивши значення в 2.32 та 2.33, отримаємо:

$$z_2 = 96 - 22 = 74,$$

$$z_3 = 74 - 37 = 37.$$

Фактичні передавальні числа:

$$u_\phi = z_2 / z_1, \quad (2.34)$$

$$u'_\phi = z_3 / z_{21}, \quad (2.35)$$

де $z_1 = 22$ $z_{21} = 37$ $z_2 = 74$ $z_3 = 37$

Підставивши значення в 2.34 та 2.35 отримаємо:

$$u_\phi = 74 / 22 = 3,36,$$

$$u'_\phi = 37 / 37 = 1.$$

Торцевий модуль передачі:

$$m_t = 2a_w / z_\Sigma, \quad (2.36)$$

$$m'_t = 2a'_w / z'_\Sigma, \quad (2.37)$$

де $a_w = 170$ мм $a'_w = 150$ мм $z_\Sigma = 96$ $z'_\Sigma = 74$

Підставивши значення в 2.36 і 2.37, отримаємо:

$$m_t = 2 \cdot 170 / 96 = 3,5417 \text{ мм},$$

$$m'_t = 2 \cdot 150 / 74 = 4,0541 \text{ мм}.$$

Згідно СТ СЕВ 310-76 приймаємо нормальний модуль передачі $m_n = 3,5$ мм
 $m'_n = 4$ мм

Кут нахилу зубів:

$$\cos\beta = m_n / m_t, \quad (2.38)$$

$$\cos\beta' = m'_n / m'_t, \quad (2.39)$$

де $m_n = 3,5$ мм $m'_n = 4$ мм $m_t = 3,5417$ мм $m'_t = 4,0541$ мм

Підставивши значення в 2.38, 2.39, отримаємо:

$$\cos\beta = 3,5 / 3,5417 = 0,9882, \quad \arccos 0,9882 = 8,8001^\circ,$$

$$\cos\beta' = 4 / 4,0541 = 0,9867, \quad \arccos 0,9867 = 9,3707^\circ.$$

Окружна швидкість в зачепленні:

$$\vartheta = \frac{\pi m_t z_1 n_1}{1000 \cdot 60}, \quad (2.40)$$

$$\vartheta' = \frac{\pi m'_t z_{21} n_2}{1000 \cdot 60}, \quad (2.41)$$

де $m_t = 3,5417$ мм $m'_t = 4,0541$ мм $z_1 = 22$ $z_{21} = 37$ $n_1 = 1000$ хв⁻¹
 $n_2 = 297,6190$ хв⁻¹

Підставивши значення в 2.40, 2.41, отримаємо:

$$\vartheta = \frac{\pi m_t z_1 n_1}{1000 \cdot 60},$$

$$\vartheta' = \frac{3,14 \cdot 4,0541 \cdot 297,6190 \cdot 37}{1000 \cdot 60} = 2,3363 \text{ м/с}.$$

Таким чином $\vartheta = 4,0778$ м/с – швидкість в зачепленнях передач $z_1 - z_2$, $z_1 - z_5$; $\vartheta' = 2,3363$ м/с – $z_{21} - z_3$, $z_3 - z_4$. При такій швидкості косозубого зачеплення раціональна ступінь точності шоста і шорсткість поверхні зубів в межах $Rz = 3,2 \dots 1,6$.

2.4.4 Розрахунок основних розмірів зубчатих коліс

Очевидно, що зубчаті колеса z_2 і z_5 також як і колеса z_{21} z_3 Діаметри початкових кіл:

$$d_{w1} = m_t z_1, \quad (2.42)$$

$$d_{w2} = d_{w5} = m_t z_2, \quad (2.43)$$

$$d_{w21} = d_{w3} = d_{w4} = d_{w6} = d_{w7} = m'_t z_{21}, \quad (2.44)$$

де $m_t = 3,5417$ мм $m'_t = 4,0541$ мм $z_1 = 22$ $z_2 = 74$

Підставивши значення в 2.42, 2.43 і 2.44, отримаємо:

$$d_{w1} = 3,514 \cdot 22 = 77,9174 \text{ мм},$$

$$d_{w2} = d_{w5} = 3,514 \cdot 74 = 262,0858 \text{ мм},$$

$$d_{w21} = d_{w3} = d_{w4} = d_{w6} = d_{w7} = 4,0541 \cdot 37 = 150,0017 \text{ мм}.$$

Перевірка міжосьових відстаней:

$$a_{w_{z_1-z_2}} = a_{w_{z_1-z_5}} = 0,5(d_{w1} + d_{w2}), \quad (2.45)$$

$$a_{w_{z_{21}-z_3}} = a_{w_{z_3-z_4}} = a_{w_{z_6-z_7}} = 0,5(d_{w21} + d_{w3}), \quad (2.46)$$

де $d_{w1} = 77,9174$ мм $d_{w2} = 262,0858$ мм

Підставивши значення в 2.45 і 2.46, отримаємо:

$$a_{w_{z_1-z_2}} = a_{w_{z_1-z_5}} = 0,5(77,9174 + 262,0858) = 170,0016 \text{ мм},$$

$$a_{w_{z_{21}-z_3}} = a_{w_{z_3-z_4}} = a_{w_{z_6-z_7}} = 0,5(77,9174 + 77,9174) = 150,0017 \text{ мм}.$$

Визначимо діаметри кіл виступів:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n, \quad (2.47)$$

$$d_{a2} = d_{a5} = d_2 + 2m_n,$$

$$d_{a21} = d_{a3} = d_{a4} = d_{a6} = d_{a7} = d_{21} + 2m'_n.$$

де $d_1 = d_{w1} = 77,9174$ мм $d_2 = d_{w2} = 262,0858$ мм $m_n = 3,5$ мм $m'_n = 4$ мм

Підставивши значення в 2.47 отримаємо:

$$d_{a1} = 77,9174 + 2 \cdot 3,5 = 84,9174 \text{ мм},$$

$$d_{a2} = d_{a5} = 262,0858 + 2 \cdot 3,5 = 269,0858 \text{ мм},$$

$$d_{a21} = d_{a3} = d_{a4} = d_{a6} = d_{a7} = 150,0017 + 2 \cdot 4 = 158,0017 \text{ мм}.$$

Діаметри кола западин визначимо по формулах:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n, \quad (2.48)$$

$$d_{f2} = d_{f5} = d_2 - 2,5m_n,$$

$$d_{f21} = d_{f3} = d_{f4} = d_{f6} = d_{f7} = d_{21} - 2,5m'_n,$$

де $d_1 = d_{w1} = 77,9174$ мм $d_2 = d_{w2} = 262,0858$ мм $m_n = 3,5$ мм $m'_n = 4$ мм

Підставивши значення в 2.48 отримаємо:

$$d_{f1} = 77,9174 - 2,5 \cdot 3,5 = 69,1674 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = d_{f5} = 262,0858 - 2,5 \cdot 3,5 = 253,3358 \text{ мм},$$

$$d_{f21} = d_{f3} = d_{f4} = d_{f6} = d_{f7} = 150,0017 - 2,5 \cdot 4 = 142,0017 \text{ мм}.$$

Приймаємо ширину зубчатих коліс:

$$b_1 = 105 \text{ мм},$$

$$b_2 = b_5 = 100 \text{ мм},$$

$$b_{21} = b_3 = b_4 = b_6 = b_7 = 60 \text{ мм}.$$

Визначимо необхідні для подальших розрахунків величини: еквівалентні числа зубів, коефіцієнти торцевого перекриття:

$$z_{g1} = z_1 / \cos^3 \beta, \quad (2.49)$$

$$z_{g2} = z_{g5} = z_2 / \cos^3 \beta, \quad (2.50)$$

$$z_{g21} = z_{g3} = z_{g4} = z_{g6} = z_{g7} = z_{21} / \cos^3 \beta', \quad (2.51)$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta, \quad (2.52)$$

$$\varepsilon'_\alpha = [1,88 - 3,2(1/z_{21} + 1/z_3)] \cdot \cos \beta'. \quad (2.53)$$

де z_g – еквівалентне число зубів відповідного зубчатого колеса;

$z_1 = 22$ $z_2 = 74$ $\beta = 8,8001$ $\beta' = 9,9707$ ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття відповідного зачеплення.

Підставивши значення в 2.49-2.53, отримаємо:

$$z_{g1} = 22 / (\cos 8,8001)^3 = 22,7956,$$

$$z_{g2} = z_{g5} = 74 / (\cos 8,8001)^3 = 76,6761,$$

$$z_{g21} = z_{g3} = z_{g4} = z_{g6} = z_{g7} = 37 / (\cos 9,3707)^3 = 38,5217,$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(1/22 + 1/74)] \cdot \cos 8,8001 = 1,6714,$$

$$\varepsilon'_\alpha = [1,88 - 3,2(1/37 + 1/37)] \cdot \cos 9,3707 = 1,6842.$$

Основні параметри зубчатих коліс наведені в табл. 2.4:

Таблиця 2.4 – Основні параметри зубчатих коліс

	z	β°	m_n , мм	m_t , мм	$d = d_w$, мм	d_a , мм	d_f , мм	b, мм	z_g
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	8,8001	3,5	3,5417	77,9174	84,9174	69,1674	105	22,7956
z_2	74	8,8001	3,5	3,5417	262,0858	269,0858	253,3358	100	76,6761
z_{21}	37	9,3707	4	4,0541	150,0017	158,0017	142,0017	60	38,5217
z_3	37	9,3707	4	4,0541	150,0017	158,0017	142,0017	60	38,5217
z_4	37	8,8001	3,5	3,5417	150,0017	158,0017	142,0017	60	38,5217
z_5	22	9,3707	4	4,0541	262,0858	269,0858	253,3358	100	76,6761
z_6	37	9,3707	4	4,0541	158,0017	158,0017	142,0017	60	38,5217
z_7	37	9,3707	4	4,0541	158,0017	158,0017	142,0017	60	38,5217

2.4.5 Сили в зачепленні

Сили що діють в зачепленні окружна, радіальна і осьова визначаються по наступних формулах:

$$F_{t_{z_1-z_2}} = F_{t_{z_1-z_5}} = 2T_1 / d_{w1}, \quad (2.54)$$

$$F_{t_{z_{21}-z_3}} = 2T_2 / d_{w21},$$

$$F_{t_{z_3-z_4}} = F_{t_{z_6-z_7}} = 2T_3 / d_{w3},$$

$$F_{r_{z_1-z_2}} = F_{r_{z_1-z_5}} = F_{t_{z_1-z_2}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}, \quad (2.55)$$

$$F_{r_{z_{21}-z_3}} = F_{t_{z_{21}-z_3}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta'},$$

$$F_{r_{z_3-z_4}} = F_{r_{z_6-z_7}} = F_{t_{z_3-z_4}} \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta'},$$

$$F_{a_{z_1-z_2}} = F_{a_{z_1-z_5}} = F_{t_{z_1-z_2}} \operatorname{tg} \beta, \quad (2.56)$$

$$F_{a_{z_{21}-z_3}} = F_{t_{z_{21}-z_3}} \operatorname{tg} \beta',$$

$$F_{a_{z_3-z_4}} = F_{a_{z_6-z_7}} = F_{t_{z_3-z_4}} \operatorname{tg} \beta'.$$

де F_t – окружна сила у відповідному зачепленні, Н;

T_i – момент на валу згідно розрахункової схеми рис. 2.1 і табл. 2. 2 Н·м;

d_{wi} – діаметр ділильного кола і-го зубчатого колеса, мм (табл. 2.3);

F_r – радіальна сила у відповідному зачепленні, Н;

$\alpha_w = 20^\circ$ – кут зачеплення; $\beta = 8,8001$ $\beta' = 9,9707$

F_a – осьова сила у відповідному зачепленні, Н.

Підставивши значення в 2.54 – 2.56, отримаємо:

$$F_{t_{z_1-z_2}} = F_{t_{z_1-z_5}} = 2 \cdot 279,9225 / 77,9174 \cdot 10^3 = 7,1851 \text{ кН},$$

$$F_{t_{z_{21}-z_3}} = 2 \cdot 460,8644 \cdot 10^3 / 150,0017 = 6,145 \text{ кН},$$

$$F_{t_{z_3-z_4}} = F_{t_{z_6-z_7}} = 2 \cdot 225,8245 \cdot 10^3 / 150,0017 = 3,011 \text{ кН},$$

$$F_{r_{z_1-z_2}} = F_{r_{z_1-z_5}} = 7,1851 \cdot \text{tg}20 / \cos 8,8001 = 2,6463 \text{ кН},$$

$$F_{r_{z_{21}-z_3}} = 6,145 \cdot \text{tg}20 / \cos 9,9707 = 2,2668 \text{ кН},$$

$$F_{r_{z_3-z_4}} = F_{r_{z_6-z_7}} = 3,011 \cdot \text{tg}20 / \cos 9,9707 = 1,1107 \text{ кН},$$

$$F_{a_{z_1-z_2}} = F_{a_{z_1-z_5}} = 7,1851 \cdot \text{tg}8,8001 = 1,1123 \text{ кН},$$

$$F_{a_{z_{21}-z_3}} = 6,145 \cdot \text{tg}9,3707 = 1,0141 \text{ кН},$$

$$F_{a_{z_3-z_4}} = F_{a_{z_6-z_7}} = 3,011 \cdot \text{tg}9,9707 = 0,4969 \text{ кН}.$$

2.4.6 Перевірочний розрахунок на контактну витривалість поверхонь зубів

Перевірочний розрахунок проводиться у зв'язку з тим, що після розрахунку всіх розмірів передач уточнюються розрахункові коефіцієнти, а також тому, що округлення величин міжосьової відстані в проектному розрахунку могло бути виконане в будь-яку сторону.

Відповідно до ГОСТ 21354-75 фактичної контактної напруги в зубах передач визначається по формулі:

$$\sigma_H = z_H z_M z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{\text{нп}} \cdot u_\phi + 1}{d_w u_\phi}} \leq [\sigma_H], \quad (2.57)$$

де z_H – коефіцієнт, що враховує форму зв'язаних поверхонь зубів;

z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчатих

коліс, для сталевих зубчатих коліс $z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$;

z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$\omega_{нт}$ – питома розрахункова окружна сила, Н/мм;

d_w – діаметр ділительного кола шестерні, мм;

u_ϕ – фактичне передаточне число;

$[\sigma]_H = 515$ МПа – контактна напруга, що допускається.

Визначимо значення коефіцієнта, що враховує форму зв'язаних поверхонь зубів для кожного зачеплення:

$$z_H = 1,77 \cos \beta, \quad (2.58)$$

$$z'_H = 1,77 \cos \beta', \quad (2.59)$$

де $\beta = 8,8001$ $\beta' = 9,9707$

Підставивши значення в 2.58 і 2.59, отримаємо:

$$z_H = 1,77 \cdot \cos 8,8001 = 1,7492,$$

$$z'_H = 1,77 \cdot \cos 9,3707 = 1,7464.$$

Значення коефіцієнта, що враховує сумарну довжину контактних ліній, для кожного зачеплення визначимо по формулах:

$$z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}, \quad (2.60)$$

$$z'_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon'_\alpha}, \quad (2.61)$$

де $\varepsilon_\alpha = 1,6714$ $\varepsilon'_\alpha = 1,6842$ Підставивши значення в 2.60 і 2.61, отримаємо:

$$z_\varepsilon = \sqrt{1/1,6714} = 0,7735,$$

$$z'_\varepsilon = \sqrt{1/1,6842} = 0,7706.$$

Визначимо питому окружну силу для кожного зачеплення по формулах:

$$\omega_{\text{нт}_{z_1-z_2}} = \omega_{\text{нт}_{z_1-z_5}} = \frac{F_{t_{z_1-z_2}}}{b_{w2}} K_{\text{H}\alpha} K_{\text{H}\beta} K_{\text{H}\vartheta}, \quad (2.62)$$

$$\omega_{\text{нт}_{z_{21}-z_3}} = \frac{F_{t_{z_{21}-z_3}}}{b_{w2}} K'_{\text{H}\alpha} K'_{\text{H}\beta} K'_{\text{H}\vartheta}, \quad (2.63)$$

$$\omega_{\text{нт}_{z_3-z_4}} = \omega_{\text{нт}_{z_6-z_7}} = \frac{F_{t_{z_3-z_4}}}{b_{w3}} K'_{\text{H}\alpha} K'_{\text{H}\beta} K'_{\text{H}\vartheta}, \quad (2.64)$$

де F_t – окружна сила у відповідному зачепленні (табл. 2.4);

b_{wi} – ширина i -того зубчатого колеса (табл. 2.5);

$K_{\text{H}\alpha} = 1,04$; $K_{\text{H}\beta} = 1,04$ $K_{\text{H}\vartheta} = 1,01$ $K'_{\text{H}\alpha} = 1,02$

Підставивши значення в 2.61- 2.63, отримаємо:

$$\omega_{\text{нт}_{z_1-z_2}} = \omega_{\text{нт}_{z_1-z_5}} = \frac{7,1851 \cdot 1000}{100} 1,04 \cdot 1,04 \cdot 1,01 = 79,2683 \frac{\text{H}}{\text{мм}},$$

$$\omega_{\text{нт}_{z_{21}-z_3}} = \frac{6,145 \cdot 1000}{60} 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1 = 108,6436 \frac{\text{H}}{\text{мм}},$$

$$\omega_{\text{нт}_{z_3-z_4}} = \omega_{\text{нт}_{z_6-z_7}} = \frac{3,011 \cdot 1000}{60} \cdot 1,02 \cdot 1,04 \cdot 1 = 53,2345 \frac{\text{H}}{\text{мм}}.$$

Для визначення фактичної контактної напруги в зубах кожної передачі перетворемо формулу 2.57 :

$$\sigma_{\text{H}_{z_1-z_2}} = \sigma_{\text{H}_{z_1-z_5}} = z_{\text{H}} z_{\text{M}} z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{\omega_{\text{нт}_{z_1-z_2}}}{d_{w_{z_1-z_2}}} \cdot \frac{u_{\phi} + 1}{u_{\phi}}} \leq [\sigma_{\text{H}}], \quad (2.65)$$

$$\sigma_{\text{H}_{z_{21}-z_3}} = z'_{\text{H}} z'_{\text{M}} z'_{\varepsilon} \sqrt{\frac{\omega_{\text{нт}_{z_{21}-z_3}}}{d_{w_{z_{21}-z_3}}} \cdot \frac{u'_{\phi} + 1}{u'_{\phi}}} \leq [\sigma_{\text{H}}], \quad (2.66)$$

$$\sigma_{H_{z_3-z_4}} = \sigma_{H_{z_6-z_7}} = z'_H z_M z'_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{H_{z_3-z_4}} \cdot u'_\phi + 1}{d_w z_{z_3-z_4} \cdot u'_\phi}} \leq [\sigma_H], \quad (2.67)$$

де z_H – коефіцієнт, що враховує форму зв'язаних поверхонь зубів, для відповідного зачеплення;

z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс, для сталевих коліс $z_M = 275$ МПа для відповідного зачеплення;

z_ε – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній відповідного зачеплення;

$\omega_{H_{z_3-z_4}}$ – питома розрахункова окружна сила у відповідному зачепленні;

d_w – діаметр ділительного кола відповідної шестерні (табл. 2.3);

$u_\phi = 3,36$ $u'_\phi = 1$ $[\sigma]_H = 515$ МПа – контактна напруга, що допускається.

Підставивши значення в 2.65-2.67, отримаємо:

$$\begin{aligned} \sigma_{H_{z_1-z_2}} = \sigma_{H_{z_1-z_5}} &= 1,7492 \cdot 275 \cdot 0,7735 \sqrt{\frac{79,2683}{77,9174} \cdot \frac{3,36 + 1}{3,36}} = \\ &= 427,5025 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 515 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H_{z_{21-z_3}}} &= 1,7464 \cdot 275 \cdot 0,7706 \sqrt{\frac{108,6436}{150,0017} \cdot \frac{1+1}{1}} = \\ &= 445,4248 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 515 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H_{z_3-z_4}} = \sigma_{H_{z_6-z_7}} &= 1,7464 \cdot 275 \cdot 0,7706 \sqrt{\frac{53,2345}{150,0017} \cdot \frac{1+1}{1}} = \\ &= 311,7948 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 515 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Основні параметри зачеплень зводимо в таблицю 2.5

Таблиця 2.5 – Основні параметри зубчатих зачеплень

	$z_1 - z_2$	$z_1 - z_5$	$z_{21} - z_3$	$z_3 - z_4$	$z_6 - z_7$
i	3,36	3,36	1	1	1
a_w , мм	170	170	150	150	150
z_Σ	96	96	74	74	74
ϑ , м/с	4,0778	4,0778	2,3363	2,3363	2,3363
ε_α	1,6714	1,6714	1,6842	1,6842	1,6842
F_t , кН	7,1851	7,1851	6,145	3,011	3,011
F_r , кН	2,6463	2,6463	2,2668	1,1107	1,1107
F_a , кН	1,1123	1,1123	1,0141	0,4969	0,4969
Z_H	1,7492	1,7492	1,7464	1,7464	1,7464
Z_ε	0,7735	0,7735	0,7706	0,7706	0,7706
Z_M , МПа ^{1/2}	275	275	275	275	275
ω_H , $\frac{H}{MM}$	79,2683	79,2683	108,6436	53,2345	53,2345
σ_H	427,5025	427,5025	445,4248	311,7948	311,7948
$[\sigma]_H$	515	515	515	515	515

2.4.7 Перевірочний розрахунок зубів на витривалість при вигині

Згідно [10] перевіряти по напруженню вигину потрібно ті з пар зубчатих коліс, у яких відношення $[\sigma]_F / Y_F$ менше. Тому спочатку визначаємо напругу, що допускається, на вигин $[\sigma]_F$ і коефіцієнт форми зуба Y_F .

Напругу, що допускається, визначимо по формулі:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \text{ limb}}^0}{S_F}. \quad (2.68)$$

Значення межі витривалості при віднульовому циклі напруги вигину $\sigma_{F \text{ limb}}^0$ згідно [10] рівне 1,8 НВ, тоді для всіх зубчатих коліс:

$$\sigma_{F \text{ limb}}^0 = 1,8 \text{ НВ}_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності:

$$S_F = S'_F \cdot S''_F, \quad (2.69)$$

де $S'_{F1} = 1,75$; $S'_{F2} = 1,75$; $S''_{F1} = 1,3$; $S''_{F2} = 1,3$ [10, с. 32].

Підставивши значення в 2.68 і 2.69, отримаємо:

$$S_F = 1,75 \cdot 1,3 = 2,275,$$

$$[\sigma]_F = \frac{504}{2,275} = 221,5385 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт форми зуба визначимо згідно [10] (використовуємо лінійну інтерполяцію) виходячи з розрахованих еквівалентних чисел зубів, результати розрахунків зведемо в таблицю 2.6:

Таблиця 2.6 – Коефіцієнти форми зуба

Z_{91}	Z_{92}	Z_{921}	Z_{93}	Z_{94}	Z_{95}	Z_{96}	Z_{97}
22,7956	76,6761	38,5217	38,5217	38,5217	76,6761	38,5217	38,5217
Y_{F1}	Y_{F2}	Y_{F21}	Y_{F3}	Y_{F4}	Y_{F5}	Y_{F6}	Y_{F7}
3,97	3,6117	3,7049	3,7049	3,7049	3,6117	3,7049	3,7049

Розглянемо відношення $[\sigma]_F / Y_F$ для кожного зубчатого колеса кожної пари зубчатих коліс, результати обчислень зводимо в табл. 2.7.

Визначимо коефіцієнти, що враховують нахил зубів:

$$Y_\beta = 1 - \beta/140^\circ, \quad (2.70)$$

$$Y'_\beta = 1 - \beta' / 140^\circ, \quad (2.71)$$

де $\beta = 8,8001$ $\beta' = 9,9707$

Підставивши значення в 2.70 і 2.71, отримаємо:

$$Y_\beta = 1 - 8,8001^\circ / 140^\circ = 0,9371, \quad Y'_\beta = 1 - 9,3707^\circ / 140^\circ = 0,9331.$$

Визначимо коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами [10, с. 33], для кожного із зачеплень:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (2.72)$$

$$K'_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon'_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon'_\alpha}, \quad (2.73)$$

де $\varepsilon_\alpha = 1,6714$ $\varepsilon'_\alpha = 1,6842$ $n = 6$ – ступінь точності.

Підставивши значення в 2.72, отримаємо:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (1,6714 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,6714} = 0,6987,$$

$$K'_{F\alpha} = \frac{4 + (1,6842 - 1)(6 - 5)}{4 \cdot 1,6842} = 0,6953.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження вибираємо згідно [10] для всіх зачеплень він має однакове значення $K_{F\beta} = 1,3$.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунків

зубч. колесо	$z_1 - z_2$		$z_1 - z_5$		$z_{21} - z_3$		$z_3 - z_4$		$z_6 - z_7$	
	z_1	z_2	z_1	z_5	z_{21}	z_3	z_3	z_4	z_6	z_7
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$[\sigma]_F$ МПа	504	504	504	504	504	504	504	504	504	504
Y_F	3,97	3,6117	3,97	3,6117	3,7049	3,7049	3,7049	3,7049	3,7049	3,7049
$\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$	126,9521	139,5581	126,9521	139,5581	136,0361	136,0361	136,0361	136,0361	136,0361	136,0361
Y_β	0,9371	–	0,9371	–	–	0,9331	0,9331	–	–	0,9331
F_t , кН	7,1851	–	7,1851	–	–	6,145	3,011	–	–	3,011
ε_α	1,6714	–	1,6714	–	–	1,6842	1,6842	–	–	1,6842
$K_{F\alpha}$	0,6987	–	0,6987	–	–	0,6953	0,6953	–	–	0,6953
$K_{F\beta}$	1,07	–	1,07	–	–	1,07	1,07	–	–	1,07
$K_{F\theta}$	1	–	1	–	–	1	1	–	–	1
m_n	3,5	–	3,5	–	–	4	4	–	–	4
Y_E	1	–	1	–	–	1	1	–	–	1
ω_{Ht} , Н/мм	51,1585	–	51,1585	–	–	76,1950	37,3349	–	–	37,3349
σ_F МПа	54,378	–	54,378	–	–	65,8523	32,2671	–	–	32,2671

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба, приймаємо згідно [10], залежно від твердості зубів ψ_{bd} і розташування коліс щодо опор; для всіх зачеплень приймаємо однакове значення $K_{F\beta} = 1,07$.

Визначимо питому розрахункову окружну силу для кожного зачеплення по формулах:

$$\omega_{Ft_{z_1}} = \frac{F_{t_{z_1-z_2}}}{b_{w1}} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\theta}, \quad (2.74)$$

$$\omega_{Ft_{z_3}} = \frac{F_t}{b_{w21}} \cdot K'_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\theta}, \quad (2.75)$$

$$\omega_{Ft_{z_7}} = \frac{F_t}{b_{w3}} \cdot K'_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\theta}, \quad (2.76)$$

де F_t – окружна сила у відповідному зачепленні (табл. 2.7);

b_{wi} – ширина відповідної шестерні, мм;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами для відповідного зачеплення [10], табл. 2.7;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба, приймаємо згідно [10], залежно від твердості зубів ψ_{bd} і розташування коліс відносно опор, табл. 2.7;

$K_{F\theta}$ – коефіцієнт динамічного навантаження, вибираємо згідно [10], табл. 2.7.

Підставивши значення в 2.74- 2.76, отримаємо:

$$\omega_{Ft_{z_1}} = \frac{7,1851 \cdot 10^3}{100} \cdot 0,6987 \cdot 1,07 \cdot 1 = 51,1585 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

$$\omega_{Ft_{z_3}} = \frac{6,145 \cdot 10^3}{60} \cdot 0,6953 \cdot 1,07 \cdot 1 = 76,1950 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

$$\omega_{Ft_{z_7}} = \frac{3,011 \cdot 10^3}{60} \cdot 0,6953 \cdot 1,07 \cdot 1 = 37,3349 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Напряга вигину, що діє, в зубах зубчатих коліс:

$$\sigma_{Fz_1-z_2} = \sigma_{Fz_1-z_5} = Y_{F1} \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft_{z_1}}}{m_n}, \quad (2.77)$$

$$\sigma_{Fz_{21}-z_3} = Y_{F3} \cdot Y_E \cdot Y'_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft_{z_3}}}{m'_n}, \quad (2.78)$$

$$\sigma_{Fz_3-z_4} = \sigma_{Fz_6-z_7} = Y_{F7} \cdot Y_E \cdot Y'_\beta \cdot \frac{\omega_{Ft_{z7}}}{m'_n}, \quad (2.79)$$

де Y_{Fi} – коефіцієнт форми зуба i -го зубчатого колеса (табл. 2.6);

Y_E – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів [10];

$$Y_\beta = 0,9371 \quad Y'_\beta = 0,9331$$

ω_{Ft} – питома розрахункова окружна сила для відповідного зачеплення (табл. 2.6), Н/мм;

$m_n = 3,5$ мм $m'_n = 4$ мм Підставивши значення в 2.77-2.79, отримаємо:

$$\begin{aligned} \sigma_{Fz_1-z_2} = \sigma_{Fz_1-z_5} &= 3,97 \cdot 1 \cdot 0,9371 \cdot \frac{51,1585}{3,5} = \\ &= 54,3784 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 221,5 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Fz_{21}-z_3} &= 3,7049 \cdot 1 \cdot 0,9331 \cdot \frac{76,1950}{4} = \\ &= 65,8523 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 221,5 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{Fz_3-z_4} = \sigma_{Fz_6-z_7} &= 3,7049 \cdot 1 \cdot 0,9331 \cdot \frac{37,3349}{4} = \\ &= 32,2671 \text{ МПа} < [\sigma]_F = 221,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Отже матеріали і розміри зубчатих коліс вибрані правильно.

2.4.8 Розрахунок швидкохідного (вхідного) валу 1

На хвостовику вхідного валу встановлюється напівмуфта зубчатої муфти, передавальної від двигуна обертального моменту 282,75 Н·м (табл. 2.4). По моменту T_1 вибираємо муфту МЗН5 з наступними параметрами [12]: $L_M = 235$ мм $d = 90$ мм. Муфта на хвостовику валу редуктора зазвичай створює

невелику радіальну силу від неточностей центрування. Для спрощення розрахунків нею нехтуємо.

Конструюючи вал, зразкові відстані між опорами визначаємо по формулі:

$$2\ell = B_{\text{ш}}/2 + 3m_n + b_1 + 3m_n + B_{\text{ш}}/2, \quad (2.80)$$

де $B_{\text{ш}} = 42,25$ мм – передбачувана ширина підшипника;

$b_1 = 105$ мм – ширина шестерні.

Отже, отримаємо:

$$2\ell = 42,25/2 + 3 \cdot 3,5 + 105 + 3,5 \cdot 3 + 42,25/2 = 168,25 \text{ мм}.$$

Конструктивно застосовуємо $2\ell = 186$ мм. Довжину консолі вхідного валу приймаємо орієнтовано 211 мм, зокрема посадочне місце під муфту 115 мм.

Визначимо орієнтовано діаметр приводного валу з розрахунку на чисте кручення по напрузі, що допускається, без урахування впливу вигину по формулі:

$$d_{x1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_k}}, \quad (2.81)$$

де $T_1 = 279,9225$ Н·м – момент на валу 1;

$[\tau]_k = 20$ МПа – прийнято для ст. 45ХН [10].

Отже, отримаємо:

$$d_{x1} = \sqrt[3]{\frac{279,9225}{0,2 \cdot 20000000}} = 41,21 \text{ мм}.$$

Набуте значення округляємо $d_{x1} \approx 42$ мм.

Аналогічно орієнтовний розрахунковий діаметр під шестернею:

$$d_{ш1} = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot [\tau]_k}},$$

де $T_1 = 279,9225 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – момент на валу 1 (табл. 2.3);

$[\tau]_к = 10 \text{ МПа}$ – прийнято для ст. 45ХН [10].

Отже, отримаємо:

$$d_{ш1} = \sqrt[3]{\frac{279,9225}{0,2 \cdot 10000000}} = 51,92 \text{ мм}.$$

Оскільки різниця між $d_{ш1}$ і діаметром западин зубчатого колеса $d_{f1} = 69,1676 \text{ мм}$ (табл. 2.4) невелика, приймаємо конструкцію вхідного валу 1 заціло з шестернею.

Для наочності виконуємо ескіз валу (рис. 2.4) і під ним будуємо епюри навантаження.

Сили діючі на вхідний вал (вал-шестерня 1). Сили в зачепленні вже визначені: $F_t = F_{t_{z1-z2}} = 7,1851 \text{ кН}$; $F_a = F_{a_{z1-z2}} = 1,1123 \text{ кН}$; $F_r = F_{r_{z1-z2}} = 2,6463 \text{ кН}$.

Опорні реакції і моменти, що вигинають, в площині I що проходить через осі валів:

$$\Sigma M_{IB} = 0, \quad R_{IA} = \frac{F_r \ell + F_a \frac{d_{w1}}{2}}{2\ell}, \quad \Sigma M_{IA} = 0, \quad R_{IB} = \frac{F_r \ell - F_a \frac{d_{w1}}{2}}{2\ell}, \quad (2.82)$$

де $2\ell = 186 \text{ мм}$;

$d_{w1} = 77,9174 \text{ мм}$ – (табл. 2.4);

$F_r = 2,6463 \text{ кН}$ $F_a = 1,1123 \text{ кН}$ Отже, отримаємо:

$$R_{IA} = \frac{2,6463 \cdot 186/2 + 1,1123 \cdot 77,9174/2}{186} = 1,5562 \text{ кН},$$

$$R_{IB} = \frac{2,6463 \cdot 186/2 - 1,1123 \cdot 77,9174/2}{186} = 1,0902 \text{ кН}.$$

Для побудови епюр необхідно розрахувати величини (рис. 2.4):

$$M_I = R_{IA} \ell, \quad M'_I = R_{IB} \ell. \quad (2.83)$$

Отже, отримаємо:

$$M_I = 1,5562 \cdot 0,186 / 2 = 0,1447 \text{ кН} \cdot \text{м}; \quad M'_I = 1,0902 \cdot 0,186 / 2 = 0,1014 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Опорні реакції і вигин моменти в площині перпендикулярної площини I:

$$\Sigma M_{IB} = \Sigma M_{IA} = 0, \quad R_{IA} = R_{IB} = F_t \ell / (2\ell) = F_t / 2. \quad (2.84)$$

Отже, отримаємо:

$$R_{IA} = R_{IB} = 7,1851 / 2 = 3,5926 \text{ кН}.$$

Для побудови епюр необхідно розрахувати (рис. 2.4):

$$M_{II} = R_{II} \ell. \quad (2.85)$$

Отже, отримаємо:

$$M_{II} = 3,5296 \cdot 0,186 / 2 = 0,3341 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент, що вигинає, в центральному перетині:

$$M = \sqrt{M_I^2 + M_{II}^2}, \quad (2.86)$$

де $M_I = 0,1447 \text{ кН} \cdot \text{м}$ $M_{II} = 0,3341 \text{ кН} \cdot \text{м}$ Отже, отримаємо:

$$M = \sqrt{0,1447^2 + 0,3341^2} = 0,3641 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

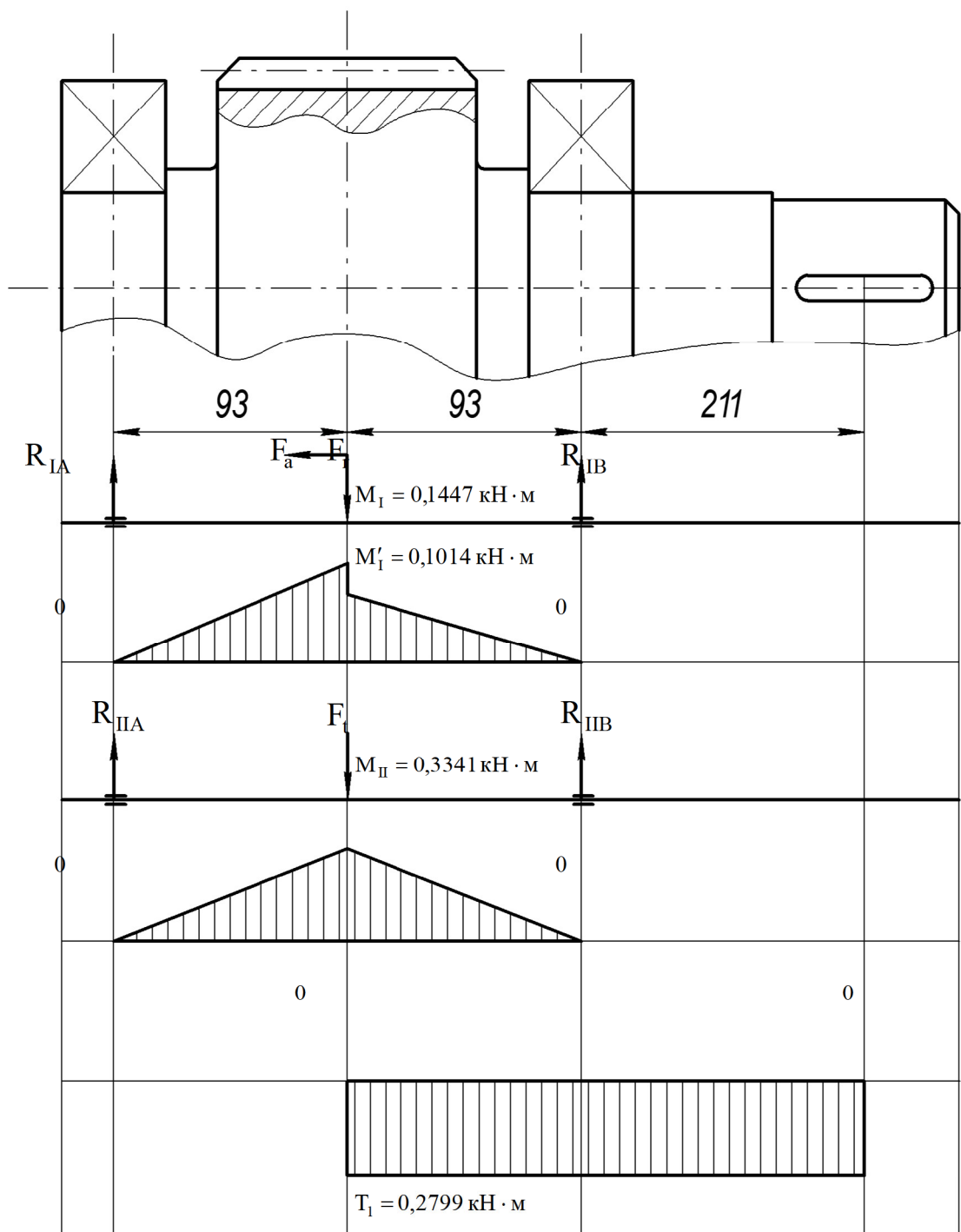


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема і епюри моментів вал-шестерні 1

Будуємо також епюру крутного моменту T_I який вважаємо таким, що має постійне значення на ділянці від центрального перетину валу до кінця хвостовика.

Максимальний момент, що вигинає, у поєднанні з крутним діє в центральному перетині валу. Вважаємо цей перетин небезпечним і піддаємо

перевірці. Оскільки шестерню припускаємо виготовити заціло з валом, перевірці піддається перетин $d_{f1} = 69,1676$ мм.

Напруг вигину. Для валів, що обертаються $\sigma_m = 0$ [10], а значення σ_a визначимо по формулі:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M}{0,1d_{f1}^3}, \quad (2.87)$$

де $M = 0,3641$ кН·м;

$d_{f1} = 69,1676$ мм – діаметр кола западин (табл. 2.4).

Отже, отримаємо:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{364100}{0,1 \cdot 69,1676^3} = 11,003 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності тільки по вигину визначимо по формулі:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{m\sigma}\varepsilon_m} \sigma_a + \psi_b \sigma_m}, \quad (2.88)$$

де σ_{-1} – межа витривалості при вигині з симетричним циклом [8]

$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$ оскільки $\sigma_B = 800$ МПа (для ст. 45ХН [14]) приймемо

$\sigma_{-1} = 360$ МПа;

$K_\sigma = 1$ – коефіцієнт концентрації напруги [10];

$\varepsilon_{m\sigma} = 0,85$ – масштабний фактор при розрахунку вигинистої напруги [10];

$\varepsilon_m \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi = 0,1$ – [10];

$\sigma_a = \sigma_u = 11,003$ МПа – напруга вигину.

Отже, отримаємо:

$$n_\sigma = 360 / (1 / (0,85 \cdot 0,92) \cdot 11,003 + 0,1 \cdot 0) = 25,5858.$$

Напруження кручення. Для валів, що обертаються, прийнято вважати:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2\tau = \frac{1}{2} \frac{T_2}{0,2d_{f1}^3}, \quad (2.89)$$

де $T_1 = 279,9225 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – момент на валу 1 (табл. 2.4);

$d_{f1} = 69,1676 \text{ мм}$ – діаметр кола западин (табл. 2.4).

Отже, отримаємо:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2 \cdot 279922,5 / (0,2 \cdot 69,1674^3) = 2,1148 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності тільки по крученню визначимо по формулі:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{HT}\varepsilon_M} \tau_t + \psi_\tau \tau_m}, \quad (2.90)$$

де $\tau_{-1} = (0,2...0,3)\sigma_B$ оскільки $\sigma_B = 800 \text{ МПа}$ приймаємо $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$;

$K_\tau = 1$ – коефіцієнт концентрації напруги [10];

$\varepsilon_{HT} = 0,70$ – масштабний коефіцієнт [10];

$\varepsilon_M \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi_\tau = 0,05$ – [10];

$\tau_M = \tau_a = 2,1148 \text{ МПа}$.

Отже, отримаємо:

$$n_\tau = 200 / (1 / (0,70 \cdot 0,92) \cdot 2,1148 + 0,05 \cdot 2,1148) = 59.$$

Запас втомної міцності при спільній дії вигину і кручення:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (2.91)$$

де $n_\sigma = 25,5858$ – запас втомної міцності тільки по вигинистій напрузі;

$n_\tau = 59$ – запас втомної міцності тільки по крученню.

Отже, отримаємо:

$$n = \frac{25,5858 \cdot 59}{\sqrt{25,5858^2 + 59^2}} = 23,4739.$$

Перевіряємо також на втомну міцність по крученню перетин хвостовика, оскільки вигинистої напруги тут немає:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2\tau = T_1 / (0,2d_{x1}^3), \quad (2.92)$$

де $T_1 = 279,9225 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – момент на валу 1 [табл. 2.3];

$d_{x1} = 42 \text{ мм}$ – орієнтовний діаметр хвостовика вал-шестерні (табл. 2.4).

Отже, отримаємо:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2 \cdot 279922,5 / (0,2 \cdot 42^3) = 9 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності тільки по крученню визначимо по формулі:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{HT}\varepsilon_M} \tau_t + \psi_\tau \tau_m},$$

де $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$ – (п. 2.3.8.3.4);

$K_\tau = 2$ – коефіцієнт концентрації напруги [10];

$\varepsilon_{HT} = 0,70$ – масштабний коефіцієнт [10];

$\varepsilon_M \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi_\tau = 0,05$ – [10]; $\tau_M = \tau_a = 9 \text{ МПа}$.

Отже, отримаємо:

$$n_\tau = 200 / (2 / (0,70 \cdot 0,92) \cdot 9 + 9 \cdot 0,05) = 7,0422 > [n] = 1,5.$$

2.4.9 Розрахунок вал-шестерні 2

Для конструювання і подальших перевірочних розрахунків приймаємо наступні геометричні параметри вал-шестерні: відстань між опорами – 392 мм, відстань між осями зубчатих коліс 240 мм. Орієнтування приймаємо ширину підшипників $B = 42$ мм. Приймаємо конструкцію валу заціло із зубчатими колесами.

Розрахунковий діаметр валу:

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

де $T_2 = 460,8466$ Н·м – момент на валу 2 (табл. 2.3);

$[\tau]_к = 20$ МПа – прийнято для ст. 45ХН [10, с. 34].

Отже, отримаємо:

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{460846,6}{0,2 \cdot 20000000}} = 48,6592 \text{ мм}.$$

Конструктивно приймаємо $d_{в2} = 80$ мм з коефіцієнтом запасу 1,6441.

Аналогічно розрахунковий діаметр підшестернею:

$$d_{ш2} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

де $T_2 = 460,8466$ Н·м – момент на валу 2 (табл. 2.4);

$[\tau]_к = 20$ МПа – прийнято для ст. 45ХІІ [10].

Отже, отримаємо:

$$d_{ш2} = \sqrt[3]{\frac{460846,6}{0,2 \cdot 20000000}} = 48,6592 \text{ мм}.$$

Конструктивно приймаємо $d_{ш2} = 50$ мм.

Для наочності виконуємо ескіз валу (рис. 2.5) і під ним будуємо епюри навантаження.

Сили що діють на вал-шестерню 2. Сили в зачепленні вже визначені:
 $F_a = F_{a_{z1-z2}} = 1,1123$ кН; $F'_a = F_{a_{z21-z3}} = 1,0141$ кН; $F_r = F_{r_{z1-z2}} = 2,6463$ кН;
 $F'_r = F_{r_{z21-z3}} = 2,2668$ кН; $F_t = F_{t_{z1-z2}} = 7,1851$ кН; $F'_t = F_{t_{z21-z3}} = 6,145$ кН.

Опорні реакції і моменти, що вигинають, в площині I, котра проходить через осі валів:

$$\Sigma M_{IB} = 0, \quad R_{IA} = \frac{F_r(\ell + \ell') + F'_r \ell' - F_a 0,5d_{w2} - F'_a 0,5d_{w2}}{\ell_{\Sigma}},$$

$$\Sigma M_{IA} = 0, \quad R_{IB} = \frac{F_r \ell' + F'_r(\ell' + \ell) + F_a 0,5d_{w2} + F'_a 0,5d_{w2}}{\ell_{\Sigma}},$$

де $F_a = F_{a_{z1-z2}} = 1,1123$ кН $F'_a = F_{a_{z21-z3}} = 1,0141$ кН $\ell = 240$ мм
 $\ell' = 76$ мм $d_{w2} = 252,0858$ мм $d_{w21} = 150,0017$ мм Отже, отримаємо:

$$R_{IA} = \frac{2,6463 \cdot (76 + 240) - 2,2668 \cdot 76 - 1,1123 \cdot 0,5 \cdot 252,0858 - 1,0141 \cdot 0,5 \cdot 150,0017}{392} =$$

$$= 2,007 \text{ кН},$$

$$R_{IB} = \frac{2,6463 \cdot 76 + 2,2668 \cdot (76 + 240) + 1,1123 \cdot 0,5 \cdot 262,0858 + 1,0141 \cdot 0,5 \cdot 150,0017}{392} =$$

$$= 2,9062 \text{ кН}.$$

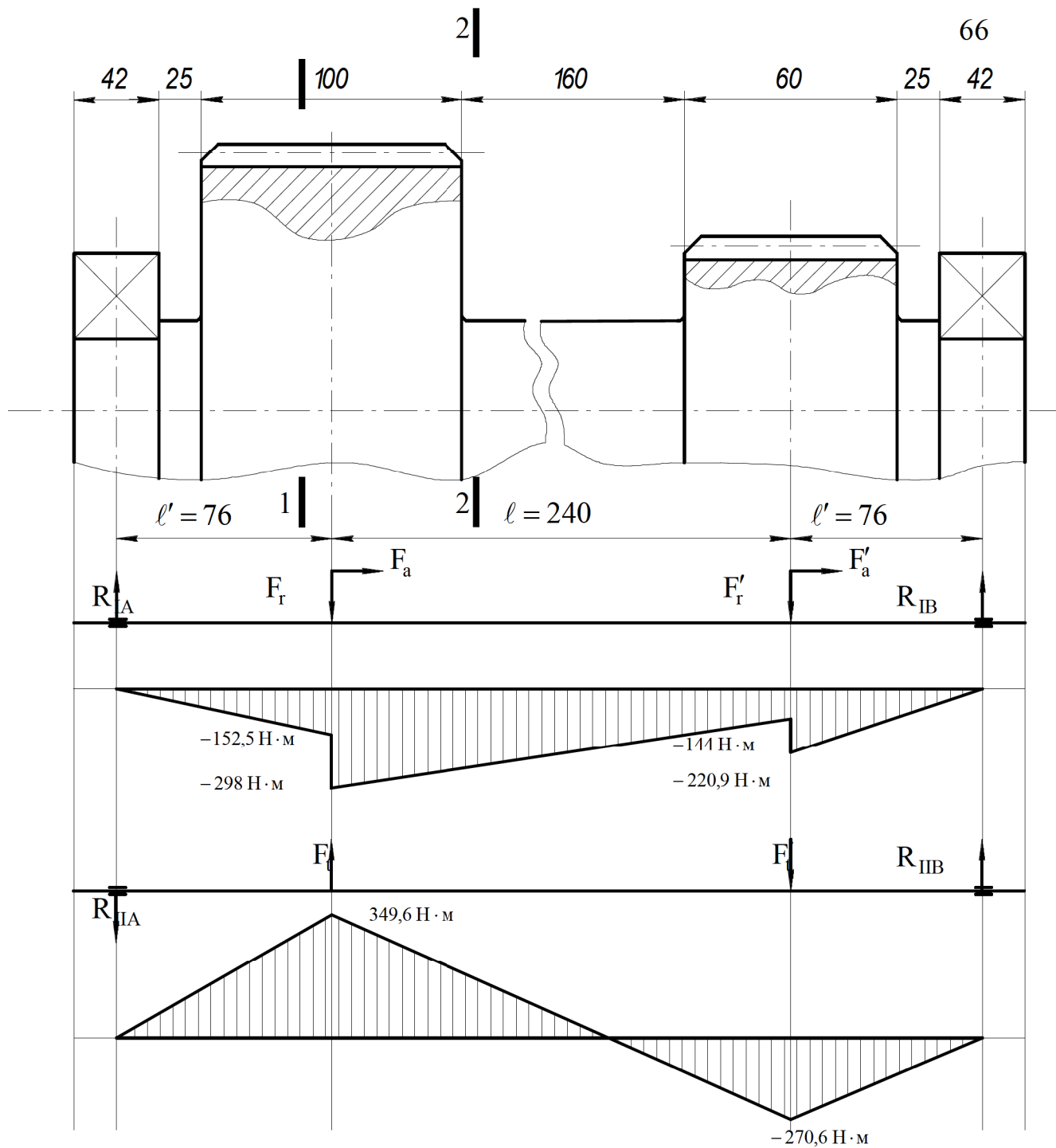


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема і епюри моментів вал-шестерні 2

Для побудови епюр необхідно розрахувати наступні величини (рис. 2.5):

на ділянці $0 \leq x \leq l'$:

$$M(l') = -R_{IA} \cdot l',$$

$$M(\ell') = -R_{IA} \cdot \ell' - F_a 0,5d_{w2};$$

на ділянці $\ell' \leq x \leq (\ell' + \ell)$:

$$M(\ell' + \ell) = -R_{IA} \cdot (\ell' + \ell) - F_a 0,5d_{w2},$$

$$M(\ell' + \ell) = -R_{IA} \cdot (\ell' + \ell) - F_a 0,5d_{w2} + F_r \ell - F'_a 0,5d_{w21},$$

де $\ell' = 76$ мм $\ell = 240$ мм $R_{IA} = 2,007$ кН – реакція в опорі А (рис. 2.5);

$$F_a = F_{a_{z1-z2}} = 1,1123 \text{ кН}; \quad F'_a = F_{a_{z21-z3}} = 1,0141 \text{ кН}; \quad F_r = F_{r_{z1-z2}} = 2,6463 \text{ кН};$$

$$F'_r = F_{r_{z21-z3}} = 2,2668 \text{ кН} - \text{сили діють на вал-шестерню 2 (табл. 2.3);}$$

$$d_{w2} = 252,0858 \text{ мм} \quad d_{w21} = 150,0017 \text{ мм}$$

Отже, отримаємо:

на ділянці $0 \leq x \leq \ell'$:

$$M(\ell') = 2,007 \cdot 76 = -152,532 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M(\ell') = -152,532 - 1,1123 \cdot 0,5 \cdot 262,0858 = -298,2910 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ділянці $\ell' \leq x \leq (\ell' + \ell)$:

$$M(\ell' + \ell) = -2,007 \cdot (76 + 240) - 1,1123 \cdot 0,5 \cdot 262,0858 + 2,6463 \cdot 240 = -144,859 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M(\ell' + \ell) = -144,859 - 1,0141 \cdot 0,5 \cdot 150,0017 = -220,9165 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Опорні реакції і моменти, що вигинають, в площині перпендикулярної площині І:

$$\Sigma M_{IIA} = 0, \quad R_{IIIB} = \frac{F'_t(\ell' + \ell) - F_t \ell'}{\ell_\Sigma},$$

$$\Sigma M_{IIB} = 0, \quad R_{IIA} = \frac{-F_t(\ell' + \ell) + F'_t \ell'}{\ell_\Sigma},$$

де $F_t = F_{t_{z_1-z_2}} = 7,1851 \text{ кН}$; $F'_t = F_{t_{z_{21}-z_3}} = 6,145 \text{ кН}$ – сили діють на вал-шестерню 2 (табл. 2.4);

$l = 240 \text{ мм}$ $l' = 76 \text{ мм}$ Отже, отримаємо:

$$R_{\text{ІВ}} = \frac{6,145(76 + 240) - 7,1851 \cdot 76}{392} = 3,5606 \text{ кН},$$

$$R_{\text{ІА}} = \frac{-7,1851(76 + 240) + 6,145 \cdot 76}{392} = -4,6007 \text{ кН}.$$

Оскільки $R_{\text{ІВ}}$ отримали із знаком «-», тому змінюємо напрям реакції на рис. 2.5.

на ділянці $0 \leq x \leq l'$:

$$M(l') = R_{\text{ІА}} \cdot l';$$

на ділянці $l' \leq x \leq (l' + l)$:

$$M(l' + l) = R_{\text{ІА}} \cdot (l' + l) - F_t l,$$

де $R_{\text{ІА}} = -4,6007 \text{ кН}$ реакція в опорі А;

$$l = 240 \text{ мм} \quad l' = 76 \text{ мм}$$

Отже, отримаємо:

на ділянці $0 \leq x \leq l'$:

$$M(l') = 4,6007 \cdot 76 = 349,6532 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

на ділянці $l' \leq x \leq (l' + l)$:

$$\begin{aligned} M(l' + l) &= 4,6007 \cdot (76 + 240) - 7,1851 \cdot 240 = \\ &= -270,6028 \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned}$$

Сумарний момент, що вигинає, перетині 1-1:

$$M = \sqrt{M_I^2 + M_{II}^2},$$

де $M_I = 298,2910 \text{ Н} \cdot \text{м}$ $M_{II} = 349,6532 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Отже, отримаємо:

$$M = \sqrt{298,2910^2 + 349,6532^2} = 459,603 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Перевірка валу на втомну міцність проводиться в небезпечному перетині 1-1. Оскільки зубчасті колеса передбачається виготовити заціло з валом, перевірці піддається перетин $d_{f2} = 253,3358 \text{ мм}$.

Напруга вигину. Для валів, що обертаються $\sigma_m = 0$ [10] а значення σ_a визначимо по формулі:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M}{0,1d_{f2}^3},$$

де $M = 459,603 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – сумарний момент;

$d_{f2} = 253,3358 \text{ мм}$ – діаметр кола западин (табл. 2.4).

Отже, отримаємо:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{459,603}{0,1 \cdot 0,2533358^3} = 0,2827 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності тільки по вигину визначимо по формулі:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{m\sigma}\varepsilon_m} \sigma_a + \psi_b \sigma_m},$$

де σ_{-1} – межа витривалості при вигині з симетричним циклом [8]

$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_b$ оскільки $\sigma_b = 800 \text{ МПа}$ (для ст. 45ХН [14]) приймемо

$\sigma_{-1} = 360 \text{ МПа}$;

$K_\sigma = 2$ – коефіцієнт концентрації напруги [10];

$\varepsilon_{m\sigma} = 0,61$ – масштабний фактор при розрахунку вигинистої напруги [10];

$\varepsilon_M \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi = 0,1$ – [10, с. 36];

$\sigma_a = \sigma_u = 0,2827$ МПа – напруга вигину.

Отже, отримаємо:

$$n_\sigma = 360 / (2 / (0,61 \cdot 0,92) \cdot 0,2827 + 0,1 \cdot 0) = 357,3258.$$

Напруга кручення. Для валів, що обертаються, прийнято вважати:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2 \tau = \frac{1}{2} \frac{T_2}{0,2 d_{f2}^3},$$

де $T_2 = 460,8644$ Н·м – момент на валу 2 (табл. 2.4);

$d_{f2} = 0,2533358$ м – діаметр кола западин (табл. 2.4).

Отже, отримаємо:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2 \cdot 46008644 / (0,2 \cdot 0,2533358^3) = 0,0709 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності тільки по крученню визначимо по формулі:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{HT} \varepsilon_M} \tau_t + \psi_\tau \tau_m},$$

де $\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_B$ оскільки $\sigma_B = 800$ МПа приймаємо $\tau_{-1} = 200$ МПа;

$K_\tau = 2$ – коефіцієнт концентрації напруги [10, с. 18];

$\varepsilon_{HT} = 0,52$ – масштабний коефіцієнт [10, табл. 16];

$\varepsilon_M \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi_\tau = 0,05$ – [10]; $\tau_M = \tau_a = 0,0709$ МПа.

Отже, отримаємо:

$$n_\tau = 200 / (2 / (0,52 \cdot 0,92) \cdot 0,0709 + 0,05 \cdot 0,0709) = 667.$$

Запас втомної міцності при сумісній дії вигину і кручення:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

де $n_{\sigma} = 357,3258$ – запас втомної міцності тільки по вигинистих напругах;

$n_{\tau} = 667$ – запас втомної міцності тільки по крученню.

Отже, отримаємо:

$$n = \frac{357,3258 \cdot 667}{\sqrt{357,3258^2 + 667^2}} \approx 315 > [n] = 1,5,$$

що в багато разів перевищує $[n] = 1,5$. Таке підвищення коефіцієнта пояснюється тим, що на втомну міцність перевірявся небезпечний перетин з діаметром $d_{f2} = 253,3358$ мм що більше розрахункового діаметру валу.

Очевидно, що необхідна перевірка на втомну міцність в перетині 2-2 (рис. 2.5), яке максимально наближене до шестерні, з діаметром $d_{B2} = 80$ мм.

Напруга вигину. Для валів, що обертаються $\sigma_m = 0$ [10], а значення σ_a визначимо по формулі:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M}{0,1d_{B2}^3},$$

де $M = 459,603$ Н·м – сумарний момент;

$d_{B2} = 80$ мм – діаметр валу.

Отже, отримаємо:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{459,603}{0,1 \cdot 0,08^3} = 8,9766 \text{ МПа}.$$

Запас втомної міцності тільки по вигину визначимо по формулі:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{M\sigma}\varepsilon_M} \sigma_a + \psi_b \sigma_m},$$

де σ_{-1} – межа витривалості при вигині з симетричним циклом [8]

$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5)\sigma_B$, оскільки $\sigma_B = 800$ МПа (для ст. 45ХН [14]) приймемо

$\sigma_{-1} = 360$ МПа ;

$K_\sigma = 2$ – коефіцієнт концентрації напруги [10];

$\varepsilon_{\sigma} = 0,73$ – масштабний фактор при розрахунку вигинистої напруги [10];

$\varepsilon_M \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi = 0,1$ – [10, с. 36];

$\sigma_a = \sigma_u = 8,9766$ МПа – напруга вигину.

Отже, отримаємо:

$$n_\sigma = 360 / (2 / (0,73 \cdot 0,92) \cdot 8,9766 + 0,1 \cdot 0) = 29,8573 .$$

Напруга кручення. Для валів, що обертаються, прийнято вважати:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2 \tau = \frac{1}{2} \frac{T_2}{0,2 d_{B2}^3},$$

де $T_2 = 460,8644$ Н·м – момент на валу 2 (табл. 2.4);

$d_{B2} = 0,08$ м – діаметр валу (табл. 2.4).

Отже, отримаємо:

$$\tau_M = \tau_a = 1/2 \cdot 46008644 / (0,2 \cdot 0,08^3) = 2,2503 \text{ МПа} .$$

Запас втомної міцності тільки по крученню визначимо по формулі:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_{HT} \varepsilon_M} \tau_t + \psi_\tau \tau_m},$$

де $\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3)\sigma_B$ – оскільки $\sigma_B = 800$ МПа приймаємо $\tau_{-1} = 200$ МПа ;

$K_\tau = 2$ – коефіцієнт концентрації напруги [10];

$\varepsilon_{HT} = 0,63$ – масштабний коефіцієнт [10];

$\varepsilon_M \approx 0,92$ – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості поверхні [10];

$\psi_\tau = 0,05$ – [10];

$\tau_M = \tau_a = 2,2503$ МПа.

Отже, отримаємо:

$$n_\tau = 200 / (2 / (0,63 \cdot 0,92) \cdot 2,2503 + 0,05 \cdot 2,2503) = 25,3888.$$

Запас втомної міцності при сумісній дії вигину і кручення:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}},$$

де $n_\sigma = 29,8573$ – запас втомної міцності тільки по вигинистих напругах;

$n_\tau = 25,3888$ – запас втомної міцності тільки по крученню.

Отже, отримаємо:

$$n = \frac{29,8573 \cdot 25,3888}{\sqrt{29,8573^2 + 25,3888^2}} \approx 19,3415 > [n] = 1,5,$$

що цілком задовільно.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Послідовність монтажу редуктора

Привод п'ятироlikової правильної машини складається з комбінованого редуктора, що з'єднаний за допомогою муфт з електродвигуном.

Ремонт привода правильної машини складається із двох частин. Перша частина – це заміна редуктора привода. При цьому редуктор, що відробив свій нормативний строк, або, що вийшов з ладу аварійно, замінюється заздалегідь відремонтованим редуктором. Одночасно може мінятися й електродвигун.

Друга частина ремонту – це ремонт раніше знятих редукторів. Цей ремонт виконується в майстерні ремонтного цеху й містить у собі заміну або ремонт зношених деталей.

Заміна редукторів виконується, в основному, залежно від стану зубчастих коліс, що визначає період роботи редукторів. Рідше – це випадки поломок.

Згідно ПТЕ ревізія й ремонт привода правильної машини виконується не рідше одного разу в місяць або для заміни правильних роликів при ослабленні їхньої посадки на валах редукторів, при наявності на валахх поперечних тріщин.

Особливістю роботи із заміни редуктора привода правильної машини є ретельна підготовка інструмента й пристосувань, обережна й уважна робота при викочуванні й заочуванні редукторів, та відвантаження зламаного редуктора до майстерні. При необережних роботах при виконанні цих операцій можна порушити фундамент привода машини. А це вже велика додаткова робота. Тому, на керуванні лебідкою повинен стояти добре проінструктований і навчений робітник.

Підготовчі роботи перед початком демонтажу редуктора наведено в таблиці 3.1.

Зняття редуктора із електротранспорту – ЕК-2 - й установка його на ЕК-2, після заміни на приводі машини, здійснюється електромостовим краном відповідно до інструкції по техніці безпеки. Установка й зняття електродвигуна, з'єднувальних муфт і інших дрібних деталей здійснюється за допомогою

електротельферів вантажопідйомністю 3 т відповідно до інструкції по техніці безпеки. Підйом вантажу, його транспортування й укладання вантажу здійснюється відповідно до інструкції, схемою вантажопотоку й схемою стропування вантажів. При цьому крановий машиніст керується своєю інструкцією.

Таблиця 3.1 – Підготовчі роботи

Заходи	Виконавець
Зупинка листоправильної машини в ремонтній ямі	ЦХП-1
Від'єднання електропроводки	ЦХП-1
Установка електрозварювального апарата	ЦХП-1
Підключення й відключення електрозварювального апарата	ЦХП-1
Перевірка масла в гідросистемі	ЦХП-1
Перевірка роботи мостових кранів	ЦХП-1
Організувати присутність електрика й слюсара по кранам на період підйому й опускання редуктора	ЦХП-1
Підготовка пристосувань і оснащення	ЦРПО
Від'єднання мастилопроводів від редуктора	ЦХП-1
Розболтити редуктор з рами	ЦХП-1
Роз'єднати редуктор та електродвигун	ЦХП-1

Підкрановий робітник (старший по кваліфікації слюсар, що має посвідчення стропальника) при подачі команди крановому машиністові на підйом, транспортування й укладання вантажу перебуває в такому безпечному місці, звідки добре видні крановий машиніст і місце вантажу. Інші слюсарі (також, що мають посвідчення, стропальника) виконують підкранові роботи під керівництвом старшого з дотриманням всіх правил безпечної роботи під краном. Електротранспорт для подальшого транспортування редуктора встановлюється

на проїзній частині шляху. Звідси транспортування вантажу проводиться на відстані не більше 10–15 м від місця роботи.

Перед початком роботи із заміни редуктора привода правильної машини зі справжньою технологічною картою повинні бути ознайомлені крановий машиніст і робітники, що виконують цю роботу.

3.2 Розрахунок стропів

3.2.1 Розрахунок стропів для строплення швидкохідного валу при монтажі редуктора

Розраховуємо стропа, необхідні для виконання монтажу швидкохідного валаредуктора масою $G_v = 55 \text{ кг} \approx 540 \text{ Н}$.

Для запобігання травмування шестерень на валу під час строплення використовується монтажна траверса (рис.3.1)

Зусилля в гілці стропа при куті нахилу $\alpha = 90^\circ$:

$$S_{стр} = \frac{G_v}{n \cdot \sin \alpha} \cdot K_n = \frac{0,54}{2 \cdot \sin 90^\circ} \cdot 1,0 = 0,27 \text{ кН}, \quad (3.1)$$

де n – число гілок стропа, $n = 2$

K_n – коефіцієнт нерівномірності навантаження на гілці стропа, при $n \leq 2$,

$K_n = 1$

Підбор каната стропа здійснюємо по розрахунковому розривному зусиллю:

$$P_{разр} = S_{стр} \cdot k = 0,27 \cdot 6 = 1,62 \text{ кН}, \quad (3.2)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності, $k = 6$

Приймаємо канат типу ЛХ–П конструкції 6x7(1+6)+1o.c. ДСТ 3069–80, $d_k=3,7$, розрахункова маса 1000 м каната $M_{1000} = 47,7$ кг, розрахункове розривне зусилля $P_{разр} = 6,74$ кН, маркувальна група 1568 МПа.

Для даного діаметра каната призначаємо затискачі гвинтові Е, діаметр різьблення на скобі М4, розрахунковий діаметр стрижня $d_{ст} = 0,8 \cdot 3,7 = 3,0$ мм. Кількість затискачів, що рекомендується, $n = 3$.

Розраховуємо число затискачів з умови:

$$2F_{тр} \geq S_{стр}, \quad (3.3)$$

де $F_{тр}$ – сила тертя між канатами;

$S_{стр}$ – зусилля в гілці стропа.

$$F_{тр} = n \cdot N_i \cdot f, \quad (3.4)$$

де n – число затискачів;

N_i – нормальне зусилля, створюване одним затискачем;

f – коефіцієнт тертя між канатами, $f = 0,15$.

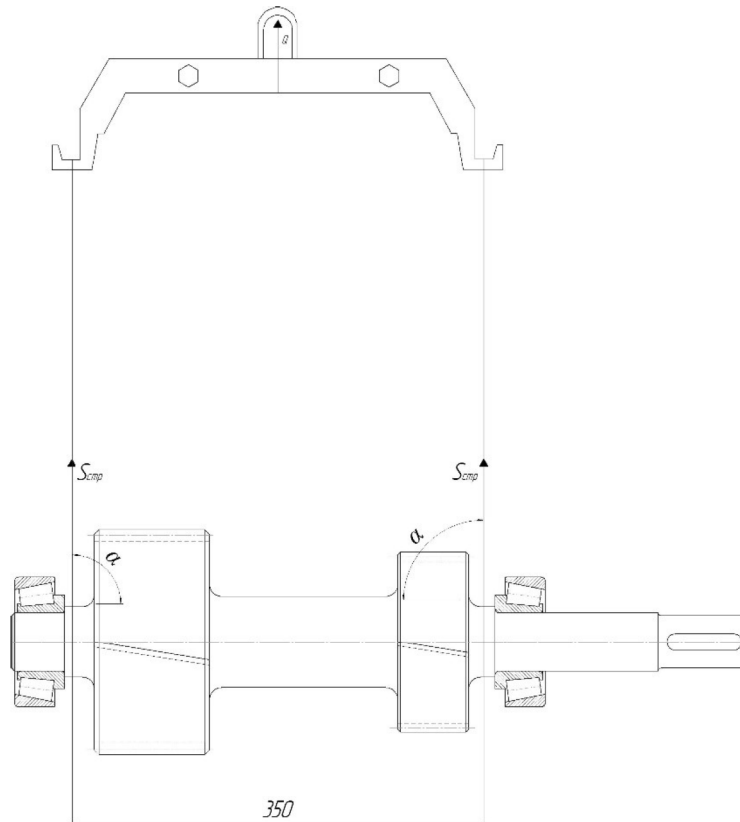


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема швидкохідного редуктора

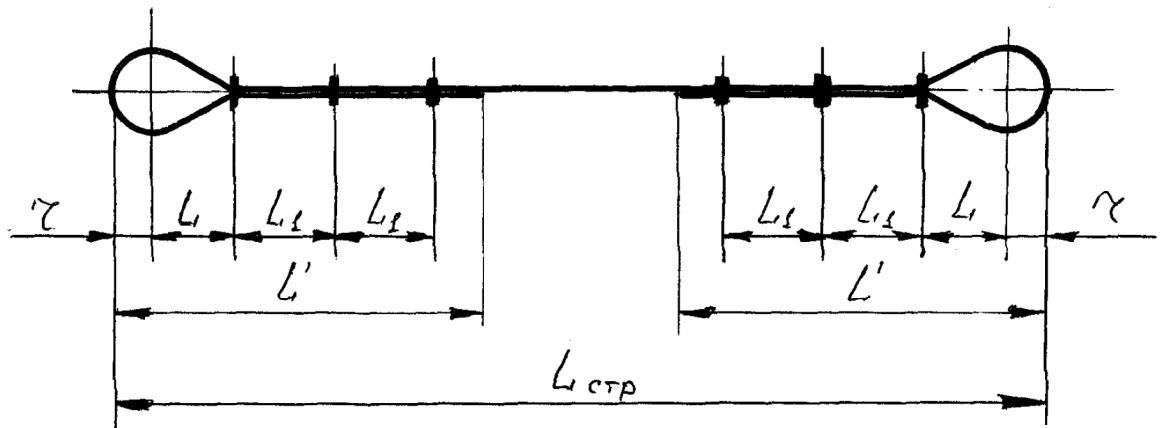


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема до визначення довжини стропа

Нормальний тиск, створюваний одним затискачем:

$$N_i = \frac{\pi d_{ст}^2 n_{cm} [\sigma]}{4}, \quad (3.5)$$

де $d_{ст}$ – розрахунковий діаметр стрижня;

$n_{ст} = 2$ – кількість стрижнів у затискачі;

$[\sigma]$ – допускаєма напруга матеріалу на розрив, $[\sigma] = 120$ МПа.

Тоді число затискачів визначаємо з вираження:

$$n = \frac{2 \cdot S_{cmp}}{\pi \cdot d_{ст}^2 \cdot n_{cm} \cdot f \cdot [\sigma]} = \frac{2 \cdot 0,27 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 2,4^2 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 120} = 0,83, \quad (3.6)$$

Приймаємо число затискачів $n = 3$.

Визначаємо довжину стропа приймаючи наступні розміри:

– радіус закруглення $r \approx 2d_k = 2 \cdot 3,7 = 7,4$ мм

приймаємо $r = 10$ мм;

– відстань від центра закруглення до першого затискача $L = 100$ мм;

– відстань між затискачами $L_1 = 50$ мм.

Тоді довжина ділянки стропа для затискачів і петлі дорівнює:

$$\begin{aligned} L' &= r + L + 2,5 \cdot L_1 = 10 + 100 + 2,5 \cdot 50 = 235 \text{ мм} \\ 2L' &= 2 \cdot 235 = 470 \text{ мм} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Приймаємо довжину стропа $L_{\text{стр}} = 1000$ мм.

Тоді кут нахилу стропа дорівнює:

$$\alpha = \arccos \frac{AB}{2 \cdot L_{\text{стр}}} = \arccos \frac{350}{2 \cdot 1000} = 80^\circ, \quad (3.8)$$

При цьому зусилля галузі стропа складе

$$S_{\text{стр}}'' = \frac{0,54}{2 \cdot \sin 80^\circ} \cdot 1,0 = 0,274 \text{ кН}, \quad (3.9)$$

Умова виконується.

3.2.2 Розрахунок стропів для строплення редуктора

Розрахуємо стропа, необхідні для виконання монтажу редуктора масою $G_{\text{ред}} = 567,5$ кг ≈ 5570 Н. Встановлення редуктора виконаємо монтажною траверсою

Зусилля в гілці стропа при куті нахилу $\alpha = 90^\circ$:

$$S_{\text{стр}} = \frac{G_{\text{ред}}}{n \cdot \sin \alpha} \cdot K_n = \frac{5,57}{2 \cdot \sin 90^\circ} \cdot 1,0 = 2,785 \text{ кН}, \quad (3.10)$$

де n – число гілок стропа, $n = 2$

K_n – коефіцієнт нерівномірності навантаження на гілці стропа, при $n \leq 2$,

$K_n = 1$

Підбір каната стропа здійснюємо по розрахунковому розривному зусиллю:

$$P_{\text{разр}} = S_{\text{стр}} \cdot k = 2,785 \cdot 6 = 16,71 \text{ кН},$$

де k – коефіцієнт запасу міцності, $k = 6$

Приймаємо канат типу ЛК–РО конструкції 6х36(1+7+7/7+14)+1о.с. ДСТ 7688–80, $d_k=6,3$, розрахункова маса 1000 м каната $M_{1000} = 155,5$ кг, розрахункове розривне зусилля $P_{\text{разр}} = 23,15$ кН, маркувальна група 1800 МПа.

Для даного діаметра каната призначаємо затискачі гвинтові Е, діаметр різьблення на скобі М6, розрахунковий діаметр стрижня $d_{\text{ст}} = 0,8 \cdot 6,3 = 5,04$ мм. Кількість затискачів, що рекомендується, $n = 3$.

Розраховуємо число затискачів з умови:

$$2F_{\text{тр}} \geq S_{\text{стр}},$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя між канатами;

$S_{\text{стр}}$ – зусилля в гілці стропа.

$$F_{\text{тр}} = n \cdot N_i \cdot f,$$

де n – число затискачів;

N_i – нормальне зусилля, створюване одним затискачем;

f – коефіцієнт тертя між канатами, $f = 0,15$.

Нормальний тиск, створюваний одним затискачем:

$$N_i = \frac{\pi d_{\text{ст}}^2 n_{\text{ст}} [\sigma]}{4},$$

де $d_{\text{ст}}$ – розрахунковий діаметр стрижня;

$n_{\text{ст}} = 2$ – кількість стрижнів у затискачі;

$[\sigma]$ – допускаєма напруга матеріалу на розрив, $[\sigma] = 120$ МПа.

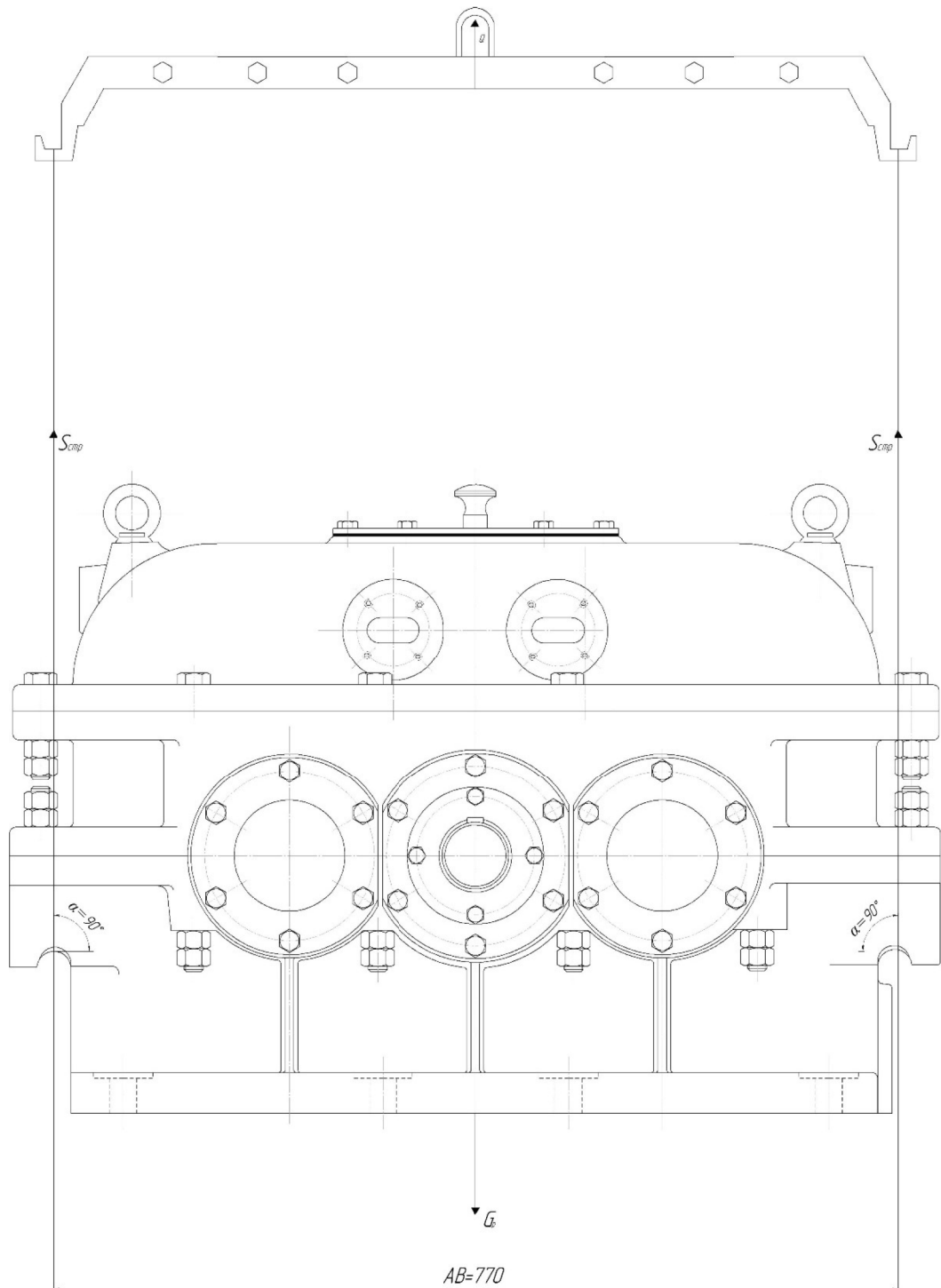


Рисунок 3.4 – Розрахункова схема стропування редуктора

Тоді число затискачів визначаємо з вираження:

$$n = \frac{2 \cdot S_{сmp}}{\pi \cdot d_{cn}^2 \cdot n_{cm} \cdot f \cdot [\sigma]} = \frac{2 \cdot 3,22 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 4,8^2 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 120} = 2,47,$$

Приймаємо число затискачів $n = 3$.

Визначаємо довжину стропа приймаючи наступні розміри:

– радіус закруглення $r \approx 2d_k = 2 \cdot 6,3 = 12,6$ мм

приймаємо $r = 15$ мм;

– відстань від центра закруглення до першого затискача $L = 150$ мм;

– відстань між затискачами $L_1 = 100$ мм.

Тоді довжина ділянки стропа для затискачів і петлі дорівнює:

$$L' = r + L + 2,5 \cdot L_1 = 15 + 150 + 250 = 415 \text{ мм}$$

$$2L' = 2 \cdot 415 = 830 \text{ мм}$$

З огляду на те що встановлення виконується монтажною траверсою чере монтажні крюки на редукторі приймаємо подвійну довжину стропа $L_{\text{стр}} = 1700$ мм.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Аналіз потенційних і шкідливих факторів виробничого середовища

При певних видах виробничої діяльності на робітників можуть впливати шкідливі речовини. Шкідливими є речовини, які при контакті з організмом людини можуть викликати виробничі травми, професійні захворювання або відхилення в стані здоров'я, що виявляються сучасними методами, як у процесі роботи, так і у віддалений термін життя сьогодення й майбутнього. Шкідливі речовини можуть проникати в організм людини через органи подиху, шлунково-кишковий тракт, а також шкірні покриви й оболонки.

У цеху холодної прокатки відсутня загроза шкідливих факторів, тому що виробництво не пов'язане з високою концентрацією шкідливих газів і пар.

Хімічні речовини не застосовуються у виробництві, а виробничий пил у нормі припустимого впливу. У цеху існує установка для вловлювання пару і мелкодисперсних часток емульсії, установлюються місцеві укоси.

Виробниче приміщення розташоване з урахуванням послідовності виробничих операцій, що виключає перетин технологічних потоків. Виробничий процес на ділянці практично автоматизований на 70%, управління технологією здійснюється в кабінах. Ділянка має примусове відведення тепла, газів і вологи через витяжні парасольки.

Конструкція стін, вікон, стель тощо у виробничому приміщенні відповідає нормам санітарії і забезпечують сприятливі умови праці робочому персоналу.

До побутових відносяться приміщення для задоволення санітарних і побутових потреб під час перебування працівників їх на роботі: приміщення для прийому їжі, вбиральні, душові, туалети, вмивальні, курильні і питного водопостачання. Оскільки ділянка має велика кількість людей побутові приміщення розташовуються в безпосередній близькості з виробничою будівлею.

В таблиці 4.1 приведена оцінка факторів виробничого середовища трудового процесу.

Таблиця 4.1 – Оцінка факторів виробничого середовища трудового процесу слюсара механіка, під час обслуговування АПР-1

№ п/п	Фактори виробничого середовища й трудового процесу	Нормативне значення (ПДК, ПДУ)	Фактичне значення	III клас – шкідливі й небезпечні умови й характер праці			Час дії фактора, %, за зміну
				Iст.	IIст.	IIIст.	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ : I клас небезпеки Ангідрид хромовий	0,01	0,014	1,4			83,1
	II клас небезпеки Кислота сірчана Етилмеркаптан						
	III-IV клас небезпеки Масла мінеральні						
	Етиленгліколь						
	Амміак						
	Хрома оксид						
2	Пил переважно фиброгенної дії, мг/м ³ (кремнію диоксида 2,5%)	4,0	11,3		2,8		83,1
3	Шум, дБА	80	94		14		100
4	Мікроклімат у приміщенні: - температура повітря, °С	16-27	28	1			92,5
	- швидкість руху повітря, м/с	0,2-0,5	0,27				92,5
	- відносна вологість повітря, %	55	46				
	- інфрачервоне випромінювання, Вт/м ²	140	654		654		92,5
Кількість факторів:				6	5		

Гігієнічна оцінка умов праці – умови й характер праці ставиться до III класу 2 ступеня.

Оцінка технічного й організаційного рівня – відповідає технологічному регламенту й проекту організації праці на робочім місці.

Атестація робочого місця (згідно табл.4.1) – робоче місце має в наявності: 5 факторів 1 ступені, 5 факторів 2 ступені, 1 фактор 1 3 ступені. По показниках робоче місце слід вважати зі шкідливими й важкими умовами праці, що відповідає показникам Списку №2 п.2.

4.2 Опалення й вентиляція

У цехах з повним виробничим циклом необхідно приділяти особливу увагу опаленню й вентиляції. Теплопостачання не повинно давати збоїв у виробництві й незручності для працюючих.

Основними складовими теплопостачання є самі люди; через зовнішні огороження (у теплий або холодний період року); від штучного освітлення; від працюючих нагрівальних приладів системи опалення; від споживаної електричної потужності технічного устаткування, розташованого в приміщенні.

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на постійних робочих місцях у робочих й тих що обслуговуються зонах приміщень, метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища, що відповідають гігієнічним і технічним вимогам.

Враховуючи незначні тепловиділення від нагрівальних пристроїв, металу, що остигає, у прокатних цехах необхідно використовувати можливості аерації, організувати в літню пору року максимально можливий повітрообмін. У важко провітрюваних місцях слід застосовувати штучну вентиляцію з охолодженням повітря. Гарний ефект дає розпилення води й подача води на порожнині пропелерних вентиляторів, що обдувають. Для захисту від тепловипромінювання необхідно широко застосовувати різні завіси й екрани. Для боротьби з пилом, який у значній кількості утворюється при прокатці

металу, широко застосовують гідрообезпилювання, установлюючи біля валків форсунки, що розпиляють воду.

У ряді випадків для видалення пилю, що утворюється, можна успішно застосовувати витяжну вентиляцію.

4.3 Природне й штучне освітлення

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

Характеристика приміщення металургійної ділянки:

- характер робіт	середня точність
- розмір об'єкта розпізнавання, мм	від 0,5 до 1
- розряд зорової роботи	IV
- підрозряд роботи	B
- контрастність об'єкта розпізнавання	середня
- яскравість, контрастність	середня
- E_n –	штучна, лк
- (при лампах розжарювання й газорозрядних)	400

Для ремонту встаткування передбачене штучне освітлення.

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

Штучне освітлення проектують 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, тому що різкий контраст між яскраво освітленими й неосвітленими місцями стомлює очі сповільнює швидкість роботи й нерідко є причиною нещасних випадків.

4.4 Заходи пожежної безпеки

Під системами пожежного захисту розуміються комплекси організаційних заходів і технічних засобів, спрямованих на запобігання впливу на людей небезпечних факторів пожежі й вибуху, а також обмеження матеріального збитку.

У прокатному виробництві в цехах відсутнє пожежонебезпечне й вибухонебезпечне виробництво. Цех входить у категорію «Д» пожежної безпеки, тому що тут є неспаленні речовини й матеріали в холодному стані.

До первинних засобів пожежогасіння на комбінаті відносять: вогнегасники, пожежний реманент (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні цебра, совкові лопати); пожежний реманент (багри, ломи, сокири й ін.).

Спорудження конструкцій цехи є вогнестійкими. Будівельні конструкції виконані з важко займистих матеріалів. У випадку виникнення пожежі, на високому рівні розвинена система пожежогасіння, яка оснащена автоматичними установками.

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами й рукавами. ЦХП-1 має пожежні пости встановлені на ділянках цеху в комплект якого входить: вогнегасники ОП – 93шт., ящик з піском – 1 шт., ломи – 2 шт., багри – 3 шт., лопати – 2 шт.

У складських приміщення стоять бочки з водою місткістю 0,2 м³ з укомплектованими цебрами місткістю 0,008 м³.

Також передбачені евакуаційні виходи й зовнішні сходи.

На території комбінату забороняється:

- курити в неналежних місцях, а курити необхідно в спеціально відведених місцях;
- закривати й захаращувати проїзди, підїзди й підходи до будівель, водопроводів і пожежним гідрантам;
- виключати окремі ділянки водопровідної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск у мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб, які не пройшли інструктаж пожежного тех. мінімуму;
- користуватися водою з пожежних водойм і засобами пожежогасіння не за прямим призначенням;
- застосовувати відкритий вогонь при огляді встаткування й комунікацій.

4.5 Шум і заходи захисту від шуму

Характеристика шуму.

Звук – специфічне відчуття, викликуване дією звукових хвиль на слухові органи людини. Джерелом звукових хвиль може бути будь-який процес, що викликає коливальні рухи, що хвилеподібно поширюються, часток пружного середовища (повітря, води і т.д.). Слуховий апарат людського організму сприймає як звукові коливання із частотою приблизно від 16 до 20000 Гц; найбільш чутливе вухо до коливань в області середніх частот від 1000 до 3000 Гц, такі звуки називаються «чутними». «Нечутні» - звуки із частотою нижче 16 Гц («інфразвуки») або вище 20000 Гц («ультразвуки»).

Діючи через орган слуху, шум викликає зміни в нервовій системі; він є причиною більш швидкого, ніж у звичайних умовах, розвитку стомлення й зниження працездатності.

Робота в умовах сильного шуму може викликати головний біль, запаморочення, ослаблення уваги. Шум шкідливо впливає на центральну нервову й серцево-судинну системи, на функції шлунка, залоз внутрішньої секреції й ін.

Суб'єктивне сприйняття гучності звуку залежить від його частоти. Два звуки однакового рівня звукового тиску, але різної частоти сприймаються вухом як звуки різної гучності (таб. 7.4). Тому для кількісної оцінки рівня гучності використовується порівняння вимірюваного звуку з еталонним звуком частоти 1000 Гц.

У цеху холодної прокатки металургійного комбінату виникають шуми різних рівнів.

Таблиця 4.2 – Рівень шуму в цеху

№ п/п	Джерела шуму	Рівень шуму, дБ
1.	Травильна лінія	95-98
2.	Обробний агрегат	75
3.	Реверсивний стан	80-90
4.	Дресирувальний стан	65-75
5.	Агрегат різання	85-90
6.	Тандем	80
7.	Агрегат металосплава	90

Як видно з таблиці в цеху не виникає голосного шуму, тобто шуму вище 10 дБ. Основні агрегати не є джерелами шуму.

Організація робіт.

Тимчасовими санітарними нормами й правилами по обмеженню шуму на виробництві встановлені значення припустимих рівнів і спектрів шуму на робочих місцях. По санітарних нормах залежно від частотного складу (спектра) усі шуми розділяються на три класи:

- 1) низькочастотні (нижче 300 дБ);
- 2) середньочастотні (нижче 800 дБ);
- 3) високочастотні (вище 800 дБ).

припустимі рівні шуму, дБ:

Клас «1» 90 – 100

«2» 85 – 90

«3» 75 – 85.

В умовах шумів усіх трьох класів розбірливість мови повинна бути задовільної на відстані 1,5 м від мовця.

Санітарними нормами СН 245-63 установлюють обмеження рівня звукового тиску шуму, що виникає усередині виробничих приміщень, ао також протікає в них ззовні протягом більш чотирьох годин у зміну.

Правильна організація праці й відпочинку й установлення (у випадках необхідності) підзмін при роботі в гучних виробництвах, що забезпечують захист організму від професійних захворювань. Для відпочинку в перервах робочого часу приділяється місце, ізольоване від шуму.

Устрій приміщень.

Важливе значення мають правильне планування й розташування цехів. СН 245-63 встановлюють мінімальні відстані від конструкцій, що обгороджують, житлових і суспільних будівель до джерел шуму й гранично припустимі рівні випромінюваної звукової потужності.

Цех холодної прокатки є менш гучним і перебуває з підвітренної сторони від мартенівського й доменного цехів, але порівняно близько до житлового селища. Розриви між цехами й будівлями озеленені, тому що листя дерев служить гарним поглиначем шуму. Стосовно доріг гучні цехи мають у своєму розпорядженні торці.

У гучних виробничих приміщеннях невеликого обсягу (до 500 м³) гарний ефект може дати облицювання звуковбирними матеріалами стелі й стін. Для зменшення поширення шуму застосовують звукоізолюючі кабінки, що обгороджують гучні ділянки.

Механізація й технологічний процес.

При механізації процесів необхідно опікуватися про те, щоб механізми, що вводяться, не створювали шуму й струсів, що перевищують гігієнічні нормативи.

Головним є придушення шуму в джерелі, і потім необхідні заходи, що попереджають його поширення.

На зниження шуму впливають також зменшення ваги частин, що зіштовхуються зменшення площі їх поверхні, чистота обробки поверхонь.

У цеху холодної прокатки був замінений реверсивний стан-1200 на реверсивний стан-1600 з високими якісними характеристиками, високою продуктивністю й зі ступенем шуму нижче на один клас.

Для зменшення шуму тертя корисне зменшення твердості тертьових поверхонь. Для ослаблення шуму агрегатів у джерелі застосовують і ряд інших заходів:

- заміну ударних дій ненаголошеними;
- заміну зворотно-наступальних рухів деталей агрегатів обертальними;
- змащення деталей що зіштовхуються грузлими рідинами;
- заміна підшипників кочення підшипниками ковзання.

Шумливі вузли агрегату (редуктори, передачі, деталі що зіштовхуються і т.д.) поміщують в ізолюючі кожухи.

Індивідуальний захист.

Захист органів слуху виконують застосуванням противошумів (антифонів) зовнішніх і внутрішніх. Зовнішні противошуми або щільно пристосовують до вушної раковини, або охоплюють її зовні (без щільного прилягання). Внутрішні противошуми вставляють у зовнішній слуховий прохід, вони бувають суцільні, з капалом і мембраною, шина повітряних фільтрів. По роду матеріалів вони бувають м'які й тверді. Дрібні виготовляють з губки, вати, марлі, іноді їх просочують маслами, воском, смолами, парафіном і т.д. Тверді виготовляють із пластмас. Особливо корисне застосування противошумів при роботі в обстановці середньо – і високочастотних шумів.

Для захисту від низькочастотних шумів придатні заглушки – кліпси – гумові пробочки із плоскою торцевою поверхнею, закріплені на ободку із пружного сталевого дроту діаметром 1,5-2 мм; обід охоплює голову позаду. Для захисту

від вібрацій використовують рукавиці із прокладками на долонній поверхні. Руки слід берегти від холоду.

4.6 Розрахунок конструкції звукоізолюваної кабіни

Шумопоглинаючі кабіни широко використовуються на великих металургійних комбінатах.

При прокатці в цеху застосовують, опиши й краці жерсті, а перед упакуванням і відвантаженням продукція проходить випробування на стенді, який є джерелом шуму. Звукоізолювана кабіна є поглиначем шуму й складається із чотирьох панелей, стелі й підлоги.

$$h = 2100 \text{ мм};$$

$$l = 1080 \text{ мм};$$

$$\text{вікно} = 0,7 \times 0,3 \text{ м.}$$

Панелі й стеля виготовлені гівенерної рами, до якої із зовнішнього боку приварений сталевий лист. Із внутрішнього боку кріпляться також перфоровані листи. Простір між листами заповнюється мінерально-ватяними титанами ПП-80. основа кабіни складається з гівенерної рами, до якої приварений сталевий лист, на який нанесена противошумна мастика.

Розрахунки зниження шуму.

Зниження шуму кабіною оператора визначається по формулі:

$$R_{\text{каб}} = L_{\text{ш}} - L_{\text{доп}}, \quad (4.1)$$

де $L_{\text{ш}}$ – постійний рівень звукового тиску на робочому місці;

$L_{\text{доп}}$ – допустимий рівень звукового тиску на робочих місцях у кабінах, дБ.

$$R_{\text{каб}} = 97 - 80 = 17 \text{ дБ}$$

Необхідна звукоізолювана придатність конструкцій, що обгороджують, вікон і дверей звукоізолюваних кабін, знаходиться по формулі:

$$R_{н.і} = L_{сер} - 10\lg B_i + 10\lg S_i - L_{доп} + 10\lg n, \quad (4.2)$$

де $L_{сер}$ – середній рівень звукового тиску в гучних приміщеннях, дБ;

B_i – постійна гучного й ізолюваного в даній лінії частот, m^2 ;

S_i – площа розглянутого огороження або його елемента, через який проникає шум в ізолюване приміщення, m^2 ;

$L_{доп}$ – припустимий рівень звукового тиску на робочих місцях у кабінах, дБ;

n – загальна чисельність окремих елементів огорожень, які розглядаються.

Розміри цеху:

довжина = 50 м;

ширина = 40 м;

висота = 8 м.;

$$V = 50 \times 40 \times 8 = 16000 \text{ м}^3 \quad (4.3)$$

Розміри вікна:

висота = 0,7 м;

довжина = 0,3 м;

$$S = 0,7 \times 0,3 = 0,21 \text{ м}^2 \quad (4.4)$$

$$R_{н.і} = 97 - 10\lg 8000 + 10\lg 0,21 - 80 + 10\lg 1 = 33,45. \quad (4.5)$$

Згідно з отриманим результатом для зниження шуму кабіни вибираємо одинарне вікно з органічним склом, товщиною 10 мм.

ВИСНОВКИ

1. П'яти роликів правильна машина, як і інші металургійні машини працює в умови важких умовах динамічного навантаження, тому вельми актуальна проблема зниження динамічних навантажень в машинах і підвищення їх надійності і довговічності. Вирішення цієї складної проблеми можна добитися комплексним шляхом – дослідженням фізичних процесів і навантажень в машинах, вибором оптимальних параметрів конструкцій, поліпшенням якості виготовлення машин, установкою демпфуючих пристроїв і ін.
2. Визначені вузькі місця цеху холодної прокатки №1 і заходи щодо їх усунення.
3. У проекті проведені розрахунки кліти і шпінделів, а також в результаті модернізації редуктора досягнуто наступні цілі: зменшення габаритних розмірів редуктора, зміна кінематичної схеми і збільшення терміну служби.
4. Виконані розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів указують на досить високу працездатність і надійність механізму.
5. В результаті розрахунків рівнів звукового тиску в розрахунковій точці (місце розташування пульта управління 5РПМ) приходимо висновку про доцільність установки кабіни із ступенем ізоляції від шуму 4 класу.

‘

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Підприємство | PJSC "Zaporizhstal". ПАТ «Запоріжсталь». URL: <https://zaporizhstal.com/pidpriyemstvo/> (дата звернення: 28.03.2024).
2. Технологічні машини: підручник для студентів спеціальностей механічної інженерії закладів вищої освіти./ Гнітько С.М., Бучинський М.Я., Попов С.В., Чернявський Ю.А. - Харків: НТМТ, 2020. 258 с.
3. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
4. Жук А. Я., Малишев Г. П. Основи технічного діагностування: навч.-метод. посіб.- Запоріжжя: ЗДІА, 2007. – 114 с.
5. Васильченко Т.О, Шевченко І.А, Гречаний О.М. Опір матеріалів : навчально-методичний посібник Запоріжжя : ЗНУ, 2020. – 263 с.
6. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник. Харків: Харківський політехнічний інститут, 2020.
7. Данченко В. М., Гринкевич В. О., Головка О. М. Теорія процесів обробки металів тиском: підручник. Дніпропетровськ : Пороги, 2008. 370 с.
8. Самохвал В.М. Конспект лекцій з дисципліни" Конструкції технологічних агрегатів в процесах ОМТ. Частина 4. Обладнання прокатних та волочильних цехів" для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня спеціальності 136 – Металургія за освітньо-професійною програмою «Металургія». Кам'янське, ДДТУ, 2017. - 91 с
9. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник. 2-ге вид. Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
- 10.Ф. К. Іванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв . Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів. навч. посібник – Київ : Вища школа, 1995. – 455 с.

11. Кухар В.В., Аніщенко О. С., Присяжний А. Г. Основи експериментальних методів дослідження процесів обробки металів тиском : навчальний посібник. Маріуполь : ПДТУ, 2019. 234 с
12. Хімін В. М., Федьков Г. О. Конструкції агрегатів цехів обробки металів тиском. Обладнання цехів обробки металів тиском : метод. посіб. для студентів ЗДІА спец. 7.090404, 8.090404 "Металургія" / ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 78 с. : іл., табл
13. Кравченко В. М., Іщенко А. О., Сидоров В. А., Буцукін В. В. Експлуатація та обслуговування машин. Донецьк: Донбас, 2014. 543 с.
14. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин: Підручник.– 3-є вид., перероб. і доп. – К.:НМК ВО, 1992. – 368с.
15. Седуш В.Я. Надійність, ремонт і монтаж металургійних машин : підручник. 4-е вид., перероб. і доп. Донецьк: ТОВ «Юго – Восток, Лтд», 2008. 379 с.
16. Ремонт металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : вид. дім "Кондор", 2017. 236 с.
17. Технічне обслуговування металургійного обладнання : навч. посіб. / А. Я. Жук та ін. К. : вид. дім "Кондор", 2017. 288 с.
18. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
19. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=28566.
20. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
21. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. –

- Режим доступу до ресурсу: <http://www.gorsvet.kiev.ua/wp-content/uploads/2016/08/ДБН-В.2.5-28-2006.pdf>.
- 22.Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка-центр, 2003. – 280 с.
- 23.ДБН В.1.1-7:2016.Пожежна безпека об'єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1-7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об'єктів%20будівни.pdf>.
- 24.Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.
- 25.Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч.посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.

ДОДАТКИ