

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет
«Дніпровська політехніка»

Механіко-машинобудівний
(факультет)

Кафедра конструювання, технічної естетики і дизайну
(повна назва)

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
кваліфікаційної роботи ступеня бакалавра
(бакалавра, спеціаліста, магістра)

Студента Колотигіна Владислава Едуардовича
(ПІБ)

академічної групи 132-22ск-2
(шифр)

спеціальності 132 Матеріалознавство
(код і назва спеціальності)

спеціалізації _____
(за наявності)

за освітньо-професійною програмою _____
(офіційна назва)

«Промислова естетика і сертифікація матеріалів та виробів»

на тему Обґрунтування параметрів відцентрового секційного насосу з вибором матеріалу виготовлення зубчастого колеса
(назва за наказом ректора)

Керівники	Прізвище, ініціали	Оцінка за шкалою		Підпис
		рейтинговою	інституційною	
кваліфікаційної роботи	Довгаль Д.О.			
розділів:				
Аналіз стану питання та постановка задач роботи	Довгаль Д.О.			
Функціональний аналіз та моделювання об'єкта розробки	Довгаль Д.О.			
Інженерно-технологічний	Ротт Н.О.			
Експлуатаційний	Федоряченко С.О.			
Рецензент				
Нормоконтролер	Гаркавенко Д.В.			

Дніпро
2025

ЗАТВЕРДЖЕНО:
завідувач кафедри
**конструювання, технічної
естетики і дизайну**
(повна назва)

_____ Федоряченко С.О.
(підпис) (прізвище, ініціали)

« _____ » _____ 2025 року

ЗАВДАННЯ
на кваліфікаційну роботу
ступеню бакалавра
(бакалавра, магістра)

студенту Колотигіну Владиславу Едуардовичу академічної групи 132-22ск-2
(прізвище та ініціали) (шифр)

спеціальності 132 Матеріалознавство

спеціалізації _____

за освітньо-професійною програмою «Промислова естетика і сертифікація матеріалів та виробів»

на тему Обґрунтування параметрів відцентрового секційного насосу з вибором матеріалу виготовлення зубчастого колеса

затверджену наказом ректора НТУ «Дніпровська політехніка» від 14.05.2025р. №369-с.

Розділ	Зміст	Термін виконання
Аналіз стану питання та постановка задач роботи	Аналіз стану питання та постановка задач роботи	20.05.2025
Функціональний аналіз та моделювання об'єкта розробки	Проведення функціонально-вартісного аналізу елементів відцентрового секційного насосу. Інженерний розрахунок. Моделювання та аналіз НДС за допомогою МСЕ.	05.06.2025
Інженерно-технологічний	Розробка технології зміцнення зубчастих коліс насосу ЦНС 180	15.06.2025
Експлуатаційний	Визначення видів та методів контролю якості тримача ковша навантажувача	20.06.2025

Завдання видано _____
(підпис керівника)

Довгаль Д.О.
(прізвище, ініціали)

Дата видачі 20.05.2025

Дата подання до екзаменаційної комісії 26.06.2025

Прийнято до виконання _____

Колотигін В.Е.

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: __ с., __ рис., __ табл., __ джерел.

ВІДЦЕНТРОВИЙ СЕКЦІЙНИЙ НАСОС, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН, ВЛАСТИВОСТІ МАТЕРІАЛУ, РЕЖИМИ НАВАНТАЖЕННЯ, ТЕХНОЛОГІЯ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ, МЕТОДИ КОНТРОЛЮ.

Об'єкт розроблення – механічна частина приводу відцентрового секційного насосу ЦНС-180.

Мета роботи – підвищення експлуатаційних властивостей зубчастого колеса відцентрового секційного насосу ЦНС 180-500.

У вступі описано призначення відцентрового секційного насосу, його конструкцію та принцип роботи. Обґрунтовано перелік завдань для досягнення мети дипломного проекту.

У розділі функціонального аналізу та моделювання об'єкта розробки, виконано функціонально-вартісний аналіз відцентрового секційного насосу. За допомогою силового розрахунку знайдено вхідні навантаження на зуб колеса відцентрового секційного насосу. В САПР Autodesk Fusion 360, були виконані розрахунки НДС за допомогою МСЕ. Призначено вид зміцнення для зубчастих коліс насосу ЦНС 180. Так як шестерня виготовлена з сталі 38ХМЮА, то доцільно використовувати, азотування, яке забезпечує всі необхідні механічні характеристики, підвищує корозійну стійкість та зносостійкість при збереженні в'язкої серцевини.

Сфера застосування розробки – експлуатація ланок механічних передач в умовах значного навантаження в перехідних режимах роботи.

Практична значимість кваліфікаційної роботи – підвищення працездатності та економічності експлуатації ланок механічної частини приводу відцентрового секційного насосу.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ РОБОТИ....	6
1.1 Схема та принцип дії відцентрового насоса.....	6
1.2 Вплив щільності і в'язкості рідини на роботу насоса	8
1.3 Експлуатація відцентрових насосів	9
1.4 Призначення та опис конструкції насоса ЦНС-180	11
1.4 Руйнування зубчастого колеса насосу ЦНС 180	18
1.5 Постановка задачі.....	19
РОЗДІЛ 2. ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТА РОЗРОБКИ.....	21
2.1 Функціонально-вартісний аналіз відцентрового секційного насосу.....	21
2.2 Визначення контактної напруги на робочій поверхні зубців зубчастого колеса.....	24
2.3 Етапи створення 3-D моделі та МСЕ моделі зубчастої передачі.....	31
2.4 Розрахунок МСЕ об'єкта розробки.....	35
2.6 Висновки з 2 розділу.....	39
РОЗДІЛ 3. ІНЖЕНЕРНО ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	40
3.1 Вимоги до властивостей матеріалів зубчастих коліс приводів виробничого обладнання	40
3.2 Сталь 38ХМЮА	43
3.4 Мікроструктура та термічна обробка сталі 38ХМЮА.....	45
3.5 Висновки з 3 розділу.....	51
4 РОЗДІЛ. ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ.....	52
4.1 Нормативна база сертифікації зубчастих коліс в Україні	52
4.2 Методи контролю точності виготовлення зубчастих коліс.....	53
4.3 Контроль твердості зубчастих коліс	62
4.4 Висновки з 4 розділу.....	66
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	68
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	69

ВСТУП

Динамічні насоси широко застосовуються в різних технологічних процесах, пов'язаних з підйомом пластової рідини, впливом на привибійну зону пласта, транспортуванням нафти і води в системах підтримки пластового тиску, в установках підготовки нафти для нафтопереробних підприємств та ін. Найбільш ефективним є використання динамічних насосів для переміщення значних обсягів рідини.

У порівнянні з іншими видами динамічні насоси відрізняються простотою конструкції, високим ступенем уніфікації вузлів насосів одного типу, невеликими габаритними розмірами, низькою вартістю. Перевага динамічних насосів полягає також у можливості безпосереднього з'єднання валів насосів з валами електродвигунів, швидкохідних турбін та регулювання подачі насосів у широких межах.

Відцентровий насос відноситься до механізмів, в яких рідини повідомляється кінетична енергія, що згодом перетворюється на енергію тиску.

Крім вугільної та гірничорудної промисловості, насоси можуть бути використані і в інших галузях народного господарства для перекачування рідин, подібних до води за в'язкістю та хімічною активністю, де до чистоти продукту, що перекачується, не пред'являються підвищенням вимоги, але тільки після погодження з заводом - виробником.

Програмне забезпечення Autodesk Fusion 360 володіє широкими можливостями в інженерії та промисловому дизайні. Одним з його інструментів є дослідження оптимізації форми, яке допомагає обрати необхідні матеріали об'єкта та заощадити витрати.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ПИТАННЯ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ РОБОТИ

1.1 Схема та принцип дії відцентрового насоса

Відцентровий насос відноситься до механізмів, в яких рідини повідомляється кінетична енергія, що згодом перетворюється на енергію тиску.

Відцентровий насос, в основному, складається з корпусу та робочого колеса з лопатками, розташованими між двома дисками. Колесо обертається з великою швидкістю і завдяки розвитку відцентрової сили, що утворюється при обертанні, відкидає рідину, що знаходиться в ньому, від центру до периферії. Ця рідина надходить у простір нагнітання, а відповідний об'єм рідини надходить із простору всмоктування до центру робочого колеса. Так здійснюється безперервний струм рідини та збільшується водночас її питома енергія.

Робота насоса заснована на взаємодії лопаток робочого колеса, що обертається, і рідини, що перекачується.

Обертаючи, робоче колесо повідомляє круговий рух рідини, що знаходиться між лопатками. Внаслідок відцентрової сили, що виникає, рідина від центру колеса переміщається до зовнішнього виходу, а простір, що звільнився, знову заповнюється рідиною, що надходить з всмоктуючої труби під дією створюваного розрідження.

Вийшовши з робочого колеса першої секції, рідина надходить у канали направляючого апарату і потім друге робоче колесо з тиском, створеним у першій секції, звідки - третє робоче колесо зі збільшеним тиском, створеним у другій секції і т.д.

Рідина засмоктується з резервуару 3 (рис. 1.1.) через приймальний клапан 1 з сіткою 2, що оберігає від попадання в насос сторонніх предметів, і надходить у всмоктуючий трубопровід 4.

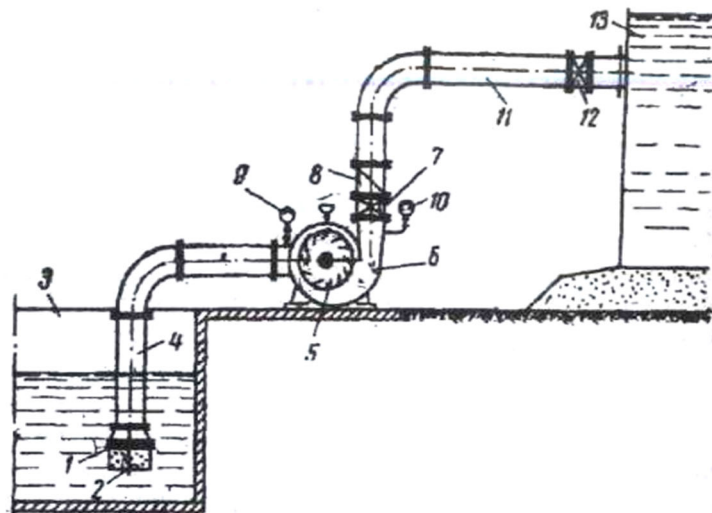


Рисунок 1.1 – Схема установки відцентрового насоса, що перекачує рідину з рівня, розташованого нижче за осі насоса

Звідси рідина надходить у камеру насоса і потім швидко обертаються лопатки робочого колеса 5, де під дією відцентрової сили відкидається до периферії і надходить у спіральну камеру 6 або напрямний апарат. Рідина проходить далі через напірну засувку 7, зворотний клапан 8 і напірний трубопровід 11 резервуар 13. При довгому напірному трубопроводі для зручності обслуговування на ньому встановлюють біля резервуару корінну засувку 12.

Контролюють роботу насоса по манометру 10, встановленому напірному трубопроводі, і по вакуумметру 9, що встановлюється на всмоктувальному трубопроводі. На відміну від поршневого відцентровий насос не має здатності засмоктувати рідину на початку своєї роботи, так як відцентрова сила, що виникає при обертанні колеса насоса внаслідок невеликої щільності повітря щодо рідини недостатня для видалення повітря з насоса і всмоктуючого трубопроводу і створення необхідного розрідження. Тому перед пуском насоса всмоктуючий трубопровід і корпус насоса необхідно залити рідиною. Догляду в резервуар рідини, що заливається в насос, перешкоджає приймальний клапан 1. При викиданні рідини з колеса в корпусі насоса утворюється розрідження. Під дією атмосферного тиску на поверхню рідини в резервуарі 3 рух прийде стовп рідини у

всмоктувальному трубопроводі. Таким чином здійснюється безперервний рух рідини у системі установки.

При перекачуванні грантових шахтних вод установки відцентрових насосів зазвичай розташовуються нижче резервуара. При цьому заливка насоса здійснюється автоматично, як тільки буде відкрито засувку на всмоктувальному трубопроводі. Зворотний клапан 8 призначений для автоматичного припинення доступу рідини до насоса з напірного трубопроводу, як тільки напір, що розвивається насосом, стане менше тиску напірного трубопроводу. Зворотний клапан запобігає аварії при раптовому припиненні роботи двигуна насоса, так як ротор насоса під дією статичного напору рідини напірного трубопроводу почне обертатися у зворотний бік.

1.2 Вплив щільності і в'язкості рідини на роботу насоса

Відцентрові насоси на вугільних та гірничорудних підприємствах застосовуються для подачі дуже різноманітних за своїми фізичними показниками рідин: сильно мінералізованої води (щільність понад 1000 кг/м^3).

Основні технічні показники будь-якого насоса визначаються під час роботи його у воді із щільністю 1000 кг/м^3 і в'язкістю $0,01 \text{ см}^2/\text{с}$ і вносяться до технічної документації на насос. Тому при виборі та експлуатації відцентрового насоса необхідно враховувати вплив щільності і в'язкості рідини, що подається на характеристику насоса.

Корисна потужність насоса і втрати потужності (за винятком механічних втрат в сальниках і опорах) змінюються зі зміною щільності рідини, що подається. Зі зменшенням густини рідини зменшується корисна потужність, внаслідок чого зменшується і ККД насоса. Зі збільшенням щільності відбувається зворотне – збільшуються корисна потужність та ККД насоса. Подача Q і напір H насоса не залежать від щільності рідини, що подається, і характеристика $Q - H$ насоса залишається незмінною. Тиск насоса змінюється прямо пропорційно до щільності рідини.

Зміна в'язкості рідини впливає, в основному, на втрати потужності, на дискове тертя та гідравлічні опори руху потоку рідини і робить значно більший порівняно із щільністю рідини вплив на втрати потужності. При подачі в'язких сирих нафт і нафтопродуктів втрати потужності насоса різко збільшуються і ККД насоса зменшується, незважаючи на збільшення об'ємного ККД внаслідок зменшення об'ємних втрат. При збільшенні в'язкості рідини, що подається, зменшуються напір і подача насоса і характеристика $Q - H$ знижується.

1.3 Експлуатація відцентрових насосів

Насосний агрегат ЦНС 180-500...900 призначений для перекачування нейтральних вод з вмістом механічних домішок не більше 0,2% за масою, розміром твердих частинок не більше 0,2 мм мікротвердістю 200 кг/мм² у вугільних шахтах та на копальнях.

Крім вугільної та гірничорудної промисловості, насоси можуть бути використані і в інших галузях народного господарства для перекачування рідин, подібних до води за в'язкістю та хімічною активністю, де до чистоти продукту, що перекачується, не пред'являються підвищенням вимоги, але тільки після погодження з заводом - виробником.

У процесі роботи насоса необхідно систематично перевіряти нагрів підшипників і сальників насоса, а також тиск по манометру і стежити за приладами, що показують надходження олії та води для охолодження. Система охолодження має забезпечити температуру підшипників, що не перевищує 60 °С.

Слід стежити, щоб рівень рідини відповідав необхідній висоті всмоктування чи підпору насоса, особливо під час пуску чи прогріві агрегату. При зупинці насоса необхідно повільно закрити засувку на напірному трубопроводі та вимкнути двигун. Після охолодження гарячого насоса потрібно закрити всі вентиля, що підводять олію та воду для охолодження, а також закрити крани біля манометрів.

Якщо насос зупиняють на тривалий час, робочі колеса, кільця, що ущільнюють, захисні гільзи валу, втулки та всі обтічні рідиною деталі слід змастити, а сальникову набивку вийняти.

Вузлами відцентрового насоса, що визначають тривалість його безперебійної роботи, є сальники та підшипники, тому їх монтажу та догляду за ними необхідно приділяти особливу увагу. При нагріванні сальника слід кілька разів включити і вимкнути насос, доки просочиться масло через набивку. Якщо масло не з'явиться, це означає, що сальник занадто туго набитий і його потрібно послабити. Нагрівання підшипників, припинення надходження мастила, вібрація або ненормальний шум свідчать про неполадки в насосі; останній має бути негайно зупинений для огляду та усунення причин, що викликають ненормальну його роботу.

За допомогою насосів на нафтопромислах перекачують нафту з резервуарів збірних установок, буферних і дільничних нафтозбірних пунктів і збірних загальнопромислових і товарних парків, а також їх використовують для внутрішньої перекачування на деемульсаційних і стабілізаційних установках збірних установок та дільничних пунктів спеціальних будівель насосних станцій зазвичай не споруджують, а насоси монтують на металевих пересувних підставах - санчатах та захищають від атмосферних впливів капотом із жалюзійними ґратами.

Для загальнопромислових і товарних парків застосовують потужні насоси і споруджують спеціальні будівлі.

Найбільш широко застосовують на нафтопромислах відцентрові насоси як економічніші та зручніші в обслуговуванні. Але область застосування обмежена, оскільки ККД насосів зі збільшенням в'язкості нафти різко знижується.

Як привод зазвичай застосовують електродвигуни і тільки при відсутності електроенергії користуються двигунами внутрішнього згорання.

Насосну станцію слід розташовувати так, щоб був забезпечений самоплив від резервуарів до насосів. Це особливо важливо для відцентрових насосів, пуск яких можливий при герметичному всмоктувальному трубопроводі.

За умовами ремонту та експлуатації доцільно встановлювати по можливості однотипні насоси з однаковою продуктивністю.

При визначенні розмірів та конструкції будівлі насосної станції керуються нормами та вимогами техніки безпеки. Агрегати повинні бути розташовані так, щоб були забезпечені повна безпека та зручність обслуговування, можливість монтажу та розбирання машин. Для цього має бути доступ до кожного агрегату з усіх боків.

Прохід між агрегатами приймається не менше 1 м при низьковольтних електродвигунах і не менше 1,5 м при високовольтних. Відстань між нерухомими виступаючими частинами обладнання має бути завжди не меншою 0,7 м. Відстань від довгих сторін фундаментних плит електронасосів до стінки – не менше 1,25 м. Виняток може бути допущений для насосів з діаметром напірних патрубків не більше 150 мм, які можна встановлювати на відстані 0,8 м від стіни. При дворядному розташуванні насосів проходи між виступаючими частинами насосів, розташованих у різних рядах, повинні становити не менше 2 м.

У насосних можуть бути встановлені будь-які двигуни. Однак вибухонебезпечні електродвигуни повинні бути огорожені від приміщення насосів глухою стіною з вогнетривких матеріалів. Вал, що з'єднує двигун із насосом, повинен бути пропущений через сальник. Для цих насосів не допускається застосування плоскореміних передач.

Будівлю насосної станції споруджують з вогнестійких або напіввогнестійких матеріалів. Воно повинно бути обладнане паровим або водяним опаленням, водопроводом, вибухобезпечним електроосвітленням та вентиляцією.

1.4 Призначення та опис конструкції насоса ЦНС-180

Насосний агрегат ЦНС 180-500....9000 А має позначення:

Ц - відцентровий Н - насос; С - секційний;

180 - номінальна подача в м³/годину;

Цифри по тирі - тиск, що розвивається насосом в номінальному режимі, -.. м;

Літера А вказує на агрегатну постановку;

Після літери А вказується кліматичне виконання У та категорія розміщення при експлуатації 5 за ГОСТ 15150-69

Наприклад: ЦНС 180-600АУ5

На рисунку 1.1 та 1.2 показано зовнішній вигляд та компоновочна схема насосу ЦНС 180-500 (рис.1.1, 1.2).



Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд насосу ЦНС 180-500

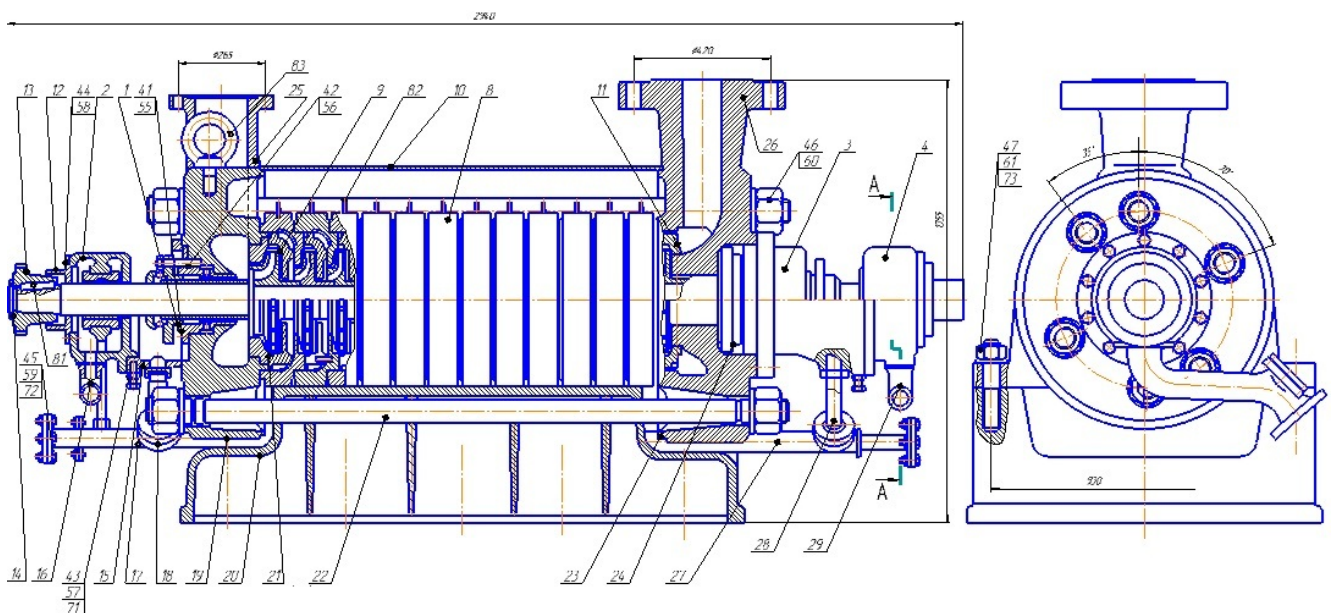


Рисунок 1.2 – Компоновочна схема насосу ЦНС 180-500

Насосний агрегат ЦНС 180-500...900 призначений для перекачування нейтральних вод з вмістом механічних домішок не більше 0,2% за масою, розміром твердих частинок не більше 0,2 мм мікротвердістю 200 кг/мм² у вугільних шахтах та на копальнях.

Крім вугільної та гірничорудної промисловості, насоси можуть бути використані і в інших галузях народного господарства для перекачування рідин, подібних до води за в'язкістю та хімічною активністю, де до чистоти продукту, що перекачується, не пред'являються підвищенням вимоги, але тільки після погодження з заводом - виробником.

Не допускається перекачувати вибухонебезпечні рідини.

Нормальна температура рідини, що перекачується +20 °С. Допустима межа температури + 60 °С.

Максимально допустимий тиск на виході насос не більше 0,3 МПа(3кгс/см²).

До складу насосного агрегату входять:

насос, електродвигун, фундаментна плита і кожух для огороження муфти.

До складу насоса входять:

Насос.

До складу насоса в комплекті з електродвигуном входять:

насос та електродвигун.

Відцентрові насоси ЦНС 180-500 ... 900 - секційні, виготовляються з числом секцій від 5 до 9.

Насос складається з корпусу та ротора.

До корпусу відносяться кришки всмоктування та корпуси напрямних апаратів з напрямними апаратами та кронштейни. Корпуси направляючих апаратів та; кришки стягуються шпильками із гайками.

Стики корпусів направляючих апаратів ущільнюються гумовим шнуром діаметром 6,3 мм середньої твердості (ДСТУ 6467-79).

Ротор насоса складається з валу, на який встановлені робочі колеса, втулка, кільця відбійні, втулка, сорочка валу, упорне кільце, дистанційна втулка,

регулювальне кільце та диск гідравлічної п'яти. Усі ці деталі стягуються на валу гайкою ротора.

Місця виходу валу з корпусу ущільнюються сальниковим набиванням. Тип набивання АПП 12х12 ГОСТ 5152-77. Кільця набивання встановлюються з відносним усуненням розрізів на 1200

Сальникові набивки підтискаються втулкою сальника.

Опорами ротора служать два радіальні підшипники (N215 за ДСТУ 8338:2008), які встановлені в кронштейнах посадки дозволяє переміщатися ротору в осьовому напрямку на величину «розбігу» ротора. Підшипникові камери ущільнюються манжетами (1.2.95х120-2 ГОСТ 8752-79).

Для запобігання потраплянню води в підшипникові камери встановлені відбійні кільця.

Корпус направляючого апарата з кільцем ущільнювача, напрямний апарат з кільцем ущільнювача і робоче колесо в сукупності утворюють секцію насоса.

Робота насоса заснована на взаємодії лопаток робочого колеса, що обертається, і рідини, що перекачується. Схема насоса представлена на рис. 1.3.

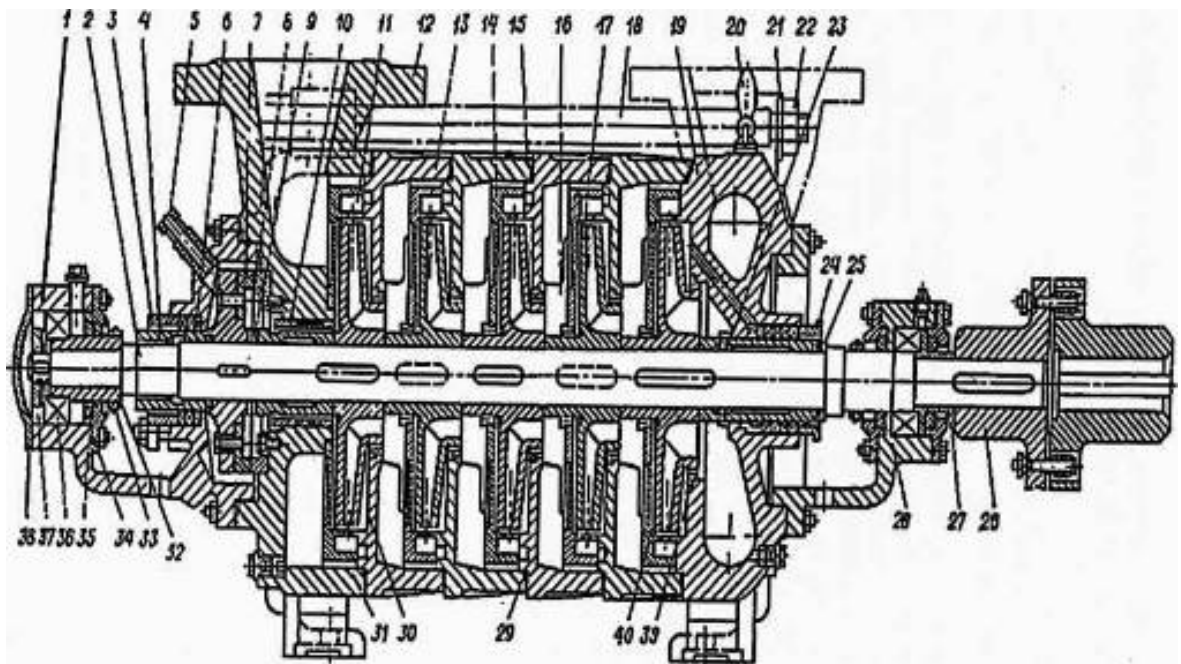


Рисунок 1.3 – Схема насоса ЦНС

Основні деталі насоса ЦНС 180: 1 - кронштейн задній; 2 - вал; 3 - втулка сальника; 4 - гайка ротора; 5 - набивання сальник; 6 - диск розвантаження; 7 - кільце розвантаження; 8 - втулка розвантаження; 9 - дистанційна втулка; 10 - кришка нагнітання; 11 - корпус напрямного апарату; 12 - напрямний апарат; 13 - робоче колесо; 14 - кришка всмоктування; 15 - гайка стяжного болта; 16 - втулка гідрозатвору; 17 - захисна втулка; 18-22 муфта; 19 - кришка підшипника; 20 В гайка кругла; 21 - підшипник; 22 * кришка підшипника; 23 - кільце-відбійник; 24 - втулка підшипника; 25 - кільце ущільнююче; 26 - кронштейн передній.

Робоче колесо, обертаючись, повідомляє рух рідини між лопатками. Внаслідок відцентрової сили, що виникає, рідина від центру колеса переміщається до виходу, а простір, що звільняється, знову заповнюється рідиною, що надходить з всмоктуючої труби.

З робочого колеса рідина надходить у канали направляючого апарату і потім друге колесо з тиском, створеним у першій секції. Далі рідина надходить у третє робоче колесо зі збільшеним тиском, створеним другою секцією тощо,

З останнього робочого колеса рідина через направляючий апарат проходить у кришку нагнітання, звідки надходить у нагнітальний трубопровід,

Під час роботи насоса внаслідок тиску води на нерівні за площею бічні поверхні робочих коліс виникає осьове зусилля, яке прагне змістити ротор насоса у бік всмоктування. Для врівноваження осьового зусилля в насосі застосовується гідравлічна п'ята, що складається з диска, кільця гідравлічної п'яти, втулки розвантаження та дистанційної втулки.

Рідина, проходячи через кільцевий зазор між втулками розвантаження і дистанційної в порожнину розвантаження, тисне на диск гідравлічної п'яти, в результаті чого ротор зміщується в бік кришки нагнітання і між поверхнями диска і кільця гідравлічної п'яти утворюється щілина, через яку рідина проходить в порожнину. Величина щілини, що утворюється, залежить від величини тиску в розвантажувальній порожнині і встановлюється автоматично.

З порожнини Р рідина частково проходить через сальник, охолоджуючи вал, а основна частина рідини по обвідній системі (трубці 29) надходить у порожнину Д гідрозатвора, запобігаючи підсмоктування повітря через сальник.

З порожнини Д частина рідини проходить назовні між валом і сальниковим набивкою, а решта відводиться через зливну трубку в дренаж. При роботі насоса з тиском на вхопр (до 0,3 МПа), рідину, що витікає зі зливальної трубки, можна направляти у всмоктуючий трубопровід.

Тиск у порожнині гідрозатвору дещо перевищує атмосферний (до 0,3 МПа), що попереджає засмоктування повітря в насос через сальникове набивання.

Необхідно, щоб рідина, що перекачується, могла завжди просочуватися між валом і сальниковим набивкою назовні. Зайве затягування сальника прискорює зношування валу і збільшує втрати на тертя.

Ротор насоса приводиться у обертання від електродвигуна через пружну втулково-пальцеву муфту, що складається з двох напівмуфт, які з'єднуються між собою через гумові втулки, встановлені на сталеві циліндричні пальці, жорстко закріплюються в напівмуфті електродвигуна. Повертання ротора насоса праве (по руху: годинної варті), якщо дивитися з боку електродвигуна.

На корпусі насоса прикріплена табличка, що містить товарний знак заводу: виробника, тип насоса, заводський номер, рік випуску, подачу, напір, допустима вакуумметрична висота всмоктування, коефіцієнт корисної дц (ККД), масу, споживану потужність і номер технічних умов на насос.

Патрубки насоса при транспортуванні та зберіганні закриваються заглушками та опломбуються.

Запасні частини до насоса маркуються позначенням за кресленням.

При надсиланні споживачеві насос і електродвигун монтуються на плиті, муфта закривається кожухом.

Насос без електродвигуна під час відправки споживачеві монтується на дерев'яних полозах. Запасні частини кріпляться до насоса дротом. Технічна та експлуатаційна документація кріпиться у горловині кришки всмоктування або нагнітання.

Перед пуском внутрішні поверхні насоса розконсервації не підлягають.

Нормальна робота насоса забезпечується за умови правильно підключеної системи обводнення і лише за постійної течії води зі зливальної трубки.

Забороняється робота насосів без захисного кожуха для муфти, Регулювання та підтяжку сальників проводити тільки при відключеному насосі.

Електродвигун повинен мати заземлення. Стрілка, що вказує напрямок обертання ротора насоса, повинна бути пофарбована в червоний колір.

Забороняється включати насосний агрегат, що не закріплений на фундаменті.

В таблиці 1.1 представлена технічна характеристика насоса ЦНС-180

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика насоса ЦНС-180

Позначення типорозмірів насосів	Подача м ³ /год	Натиск, м	Частота обертання, об/хв.	Допустимий кавітаційний запас, м	Потужність, споживана, кВт	Маса насоса, кг
ПНС 180-500	180	500	2950	4	370	1207
ЦНС 180-600		600			450	1306
ЦНС 180-700		700			520	1406
ЦНС 180-800		800				
ЦНС 180-900		900			670	1605

Допустимий кавітаційний запас приведений до осі насоса і дано для розрахункового: режиму при подачі води з температурою 20 °С та барометричному тиску 0,1 МПа (760 мм рт.ст.).

Граничні відхилення значень величин напору $\pm 0,1$ м, мінус 3 °То від зазначеної в табл. 1.1.

При експлуатації допускається зниження напору насоса на 10% від величин; зазначених у паспорті.

1.4 Руйнування зубчастого колеса насосу ЦНС 180

Зубчасте колесо виготовлено зі сталі 38ХМЮА. Сталь 38ХМЮА відноситься до жароміцних релаксаційних сталей. На схильна до відпускнуї крихкості, флокеночуттєва. Для зварних конструкцій не використовується, теплостійка до 500°С. Щільність при 20°С - 7,71x10³ кг/м³. Хімічний склад сталі 38ХМЮА наведено в таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – Хімічний склад сталі 38ХМЮА

Марка стали	Химический состав, %										
	С	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Si	As	Al	Mo
38ХМЮА	0,38	0,5	0,4	ДО 0,025	ДО 0,025	1,5	ДО 0,3	ДО 0,3	-	1,1	0,2

Зубчасте колесо ЦЕС-180 (відцентрового електронасосу секційного) є елементом редукторного приводу, який передає крутний момент від електродвигуна до вала насосного агрегата. Колесо працює в умовах тривалого навантаження, часто при підвищеній вологості, вібраціях і впливі гідравлічних імпульсів.

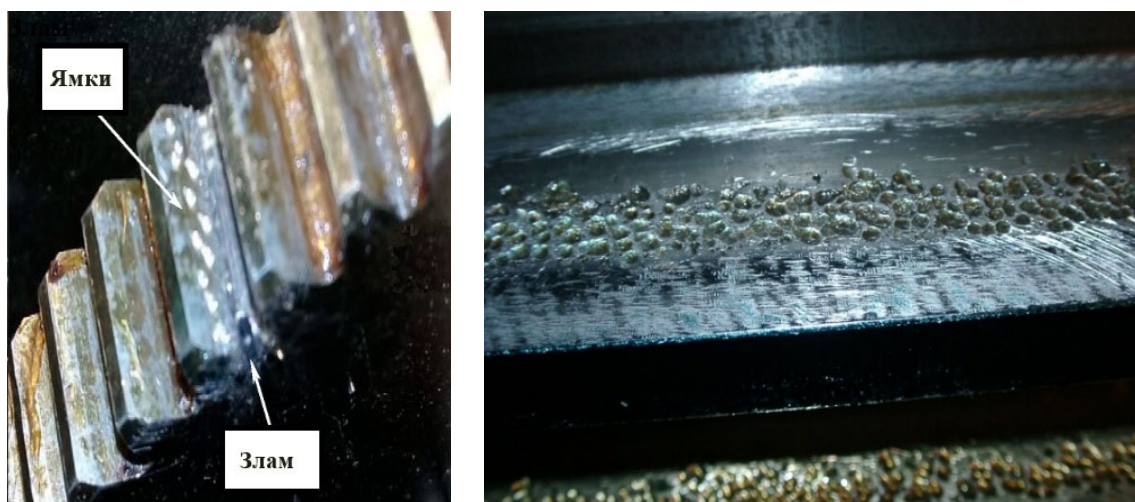


Рисунок 1.3 – Руйнування зубчастого колеса насосу ЦНС 180

На фото (рисунок 1.4 б) помітні кратери контактної втоми із загальним корозійним покриттям – зруйновані вершини зубців демонструють розвиток тріщин і глибоке руйнування. Ми бачимо комбіновані пошкодження на зубцях зубчастого колеса, коли спостерігаються ознаки як контактної втоми (глибокі кратери ямок), так і корозійного зносу (іржа та злам зуба).

Глибокі кратери (пітти) на поверхні зубця, свідчать про руйнування металу через циклічні контактні напруги.

Контактна втома – це один із найпоширеніших і небезпечних видів руйнування зубчастих коліс, що виникає в зоні контакту зубців під впливом повторюваних навантажень, це повільний, але незворотний процес руйнування, який критично впливає на надійність зубчастої передачі. Її профілактика потребує комплексного підходу: правильного вибору матеріалів, точного виготовлення, якісного змащення й регулярного обслуговування.

Комбіновані ушкодження з'являються при трибо-корозії (англ. tribocorrosion), коли на зубцю діють одночасно циклічні (втомні) механічні навантаження і хімічна корозія.

Важливо комбінувати міцні антикорозійні методи з покращенням геометрії зуба та його обробкою, щоб звести до мінімуму одночасний механічний і хімічний вплив. Це забезпечить довговічність і безперебійну роботу зубчастих коліс.

1.5 Постановка задачі

Насосний агрегат ЦНС 180-500...900 призначений для перекачування нейтральних вод у вугільних шахтах та на копальнях. Зубчасте колесо насоса працює в умовах тривалого навантаження, часто при підвищеній вологості, вібраціях і впливі гідравлічних імпульсів. Профілактика руйнування зубчастого колеса ЦНС 180 потребує комплексного підходу: правильного вибору матеріалів, точного виготовлення, якісного змащення й регулярного обслуговування.

Враховуючи вищевикладене, метою цієї роботи є – дослідження параметрів навантаження на матеріал зубчастого колеса відцентрового секційного насосу для підвищення показників його працездатності.

Для досягнення мети дипломної роботи потрібно вирішити наступні задачі дослідження:

- 1) визначити методом функціонально-вартісного аналізу деталей насосу з найменшою ефективністю;
- 2) підтвердити інженерним розрахунком працездатність зубчастого зачеплення механічної передачі відцентрового секційного насосу і;
- 3) розробити 3-D модель і МКЕ-модель зубчастого колеса;
- 4) розробити рекомендації по коригуванню технології виготовлення і термообробці робочих поверхонь зубів зубчастого зачеплення;
- 5) запропонувати методи сертифікації та контролю якості виробу.

РОЗДІЛ 2. ФУНКЦІОНАЛЬНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ ОБ'ЄКТА РОЗРОБКИ

2.1 Функціонально-вартісний аналіз відцентрового секційного насосу

Функціонально-вартісний аналіз (ФВА) — це метод техніко-економічного дослідження об'єкта з метою досягнення оптимального співвідношення між важливістю функцій для споживача та витратами на їх реалізацію. На відміну від традиційного підходу, що зосереджений на елементах продукту, ФВА акцентує увагу на потребах користувача й функціях, які їх задовольняють.

Розподіл витрат за функціями дозволяє оцінити ефективність реалізації кожної функції, виявити занадто дорогі або недооцінені функції та визначити напрямки оптимізації. Для цього використовується матриця функціональних витрат, де елементи продукту співвідносяться з функціями, які вони виконують. Це дає змогу переосмислити конструкцію продукту та зменшити витрати без втрати якості.

Основна функція відцентрового секційного насоса — це переміщення рідини з одного місця в інше шляхом створення необхідного напору за допомогою відцентрової сили. Основна функція відцентрового секційного насоса полягає у забезпеченні безперервного переміщення робочої рідини шляхом її гідродинамічного прискорення та подальшого перетворення кінетичної енергії у гідростатичну. Процес переміщення реалізується завдяки багатоступінчастій конструкції, що складається з кількох послідовно з'єднаних секцій, кожна з яких містить окреме робоче колесо. Кожне з цих коліс при обертанні створює відцентрову силу, яка викликає рух рідини від центра до периферії, що супроводжується зростанням її швидкості.

З метою ефективного використання цієї швидкісної енергії у міжступінчастих каналах передбачено направляючі апарати або дифузори, які здійснюють перетворення кінетичної енергії у тиск. Таким чином, у міру проходження рідини через послідовні секції насоса відбувається поступове

підвищення її гідравлічного потенціалу, що дозволяє досягти необхідного напору при відносно невеликих обертах валу приводу.

Цей принцип забезпечує можливість перекачування рідини на великі висоти або значні відстані, зберігаючи стабільність потоку при змінних навантаженнях. Крім того, багатоступінчаста конфігурація дозволяє досягати високої енергоефективності та адаптивності системи до умов експлуатації, що є критично важливим у промислових, енергетичних і комунальних галузях.

В процесі роботи електродвигун обертає вал, на якому закріплені робочі колеса (від 2 до 10 і більше — залежно від кількості секцій). Кожне колесо обертається у власній секції і передає рідині кінетичну енергію, яка далі перетворюється у потенційну (напір). Рідина послідовно проходить через всі ступені, і з кожною секцією тиск зростає.

Функціональна декомпозиція відцентрового секційного насоса дозволяє розділити його роботу на окремі функції, що відповідають за певні процеси, і пов'язати їх із відповідними компонентами конструкції.

В таблиці 2.1 наведені основні, підфункції та елементи, які їх реалізують.

Таблиця 2.1 – Функціональний аналіз відцентрового секційного насосу

Рівень	Функція / Підфункція	Опис функції	Елементи / Механізми
1	Перекачування рідини	Основне призначення насоса	Усі компоненти системи
2	Створення напору	Забезпечення тиску для переміщення рідини	Робочі колеса (робочі лопаті), корпус секцій
2	Забір рідини	Забезпечення входу рідини у насос	Вхідна секція, всмоктуюча труба, направляючі апарати
2	Перетворення механічної енергії в гідравлічну	Основний принцип роботи відцентрового насоса	Робоче колесо, вал, електродвигун
2	Підтримання герметичності	Захист від витоків	Ущільнення, сальникові або торцеві ущільнення
2	Передача обертального моменту	Забезпечення обертання робочих коліс	Вал, підшипники, муфта, двигун

2	Підтримка осевого і радіального навантаження	Підтримка точності обертання	Підшипникові опори, підшипники ковзання або кочення
2	Охолодження та змазування	Зменшення зносу та перегріву	Змазувальна система, масляні ванни, водяне охолодження
2	Регулювання параметрів	Можливість зміни режиму роботи	Зворотні клапани, регулювальні засувки, частотний перетворювач
2	Контроль стану	Виявлення несправностей і контроль параметрів	Датчики температури, тиску, вібрації, контрольний блок

Функціональні витрати являють собою очікувані або реальні загальні витрати (споживання ресурсів) на реалізацію функції продукту, сума всіх функціональних витрат, своєю чергою, ідентична загальній вартості продукту. Дані про витрати зазвичай доступні тільки для деталей або збірок продукту. Частка вартості кожного елемента продукту в реалізації функцій продукту може бути систематично розроблена за допомогою матриці функціональних витрат. Для цього до рядків вносяться елементи продукту та їхня вартість, а до стовпців матриці - функції, а вміст поля заповнюється пропорційними значеннями елементів під час реалізації функцій. Потім можна розрахувати функціональні витрати з використанням вартості і відповідних витрат на елементи продукту.

Таблиця 2.1 – Функціонально-вартісний аналіз відцентрового секційного насосу

Складові насоса	Функції	Важливість	Ціна	Ефективність
Робоче колесо	Підвищує тиск рідини, основне джерело напору	20	25	0,8
Корпус секції	Формує гідравлічні канали, витримує тиск	10	10	1
Вал	Передає обертання від двигуна	10	10	1
Зубчаста передача	Передає крутний момент від електродвигуна до вала насоса	10	15	0,67
Підшипники	Утримують вал у робочому положенні	10	5	2

Ущільнення (торцеве)	Перешкоджає витоку рідини	10	5	2
Направляючі апарати	Знижують гідравлічні втрати між ступенями	5	5	1
Електродвигун	Джерело механічної енергії	10	10	1
Охолоджувальна система	Запобігає перегріву підшипників і ущільнень	5	5	1
Регулююча арматура	Керує подачею та запобігає гідроударам	5	5	1
Система контролю	Моніторинг стану, попередження аварій	5	5	1
		100 %	100 %	

Застосування ФВА створює передумови для цілеспрямованого вдосконалення насоса через покращення функціональних характеристик без необґрунтованого зростання вартості.

Ефективність насоса визначається не лише його конструктивними елементами, а й функціями, які ці елементи реалізують. Найбільшу частку витрат формують функції створення напору, передача енергії та герметизація, що свідчить про їхній пріоритет з точки зору оптимізації.

Проаналізувавши можемо сказати, що зубчаста передача має завелику вартість, по цій причині її ефективність має найменший показник - 0,67. Щоб збільшити ефективність цього елемента потрібно або зменшити витрати на його роботу або збільшити термін роботи. Але перед цим змодельємо наш об'єкт розробки та перевіримо його параметри міцності.

2.2 Визначення контактної напруги на робочій поверхні зубців зубчастого колеса

Як відомо, здатність зубчастих передач, що несе, по контактній міцності тим вище, чим вище поверхнева твердість зубів. Найбільша контактна напруга σ_H виникає в тонкому поверхневому шарі матеріалу зубів. Тому для підвищення його контактної міцності досить зміцнити тільки поверхневий шар зубів. Для зубчастих передач товщина цього шару складає $(0,2...0,3) m$ - модуля зачеплення. На практиці

це досягається поверхневими термічними або хіміко-термічними зміцненнями, які у декілька разів підвищують здатність навантаження передач в порівнянні з поліпшеними сталями. Проте при призначенні твердості робочих поверхонь зубів слід мати на увазі, що більшій твердості відповідають складніша технологія виготовлення зубчастих коліс і невеликі розміри передачі.

При складанні розрахункової схеми валу підшипники вважаємо шарнірними опорами . Усі сили і моменти, що передаються на вал, вважаємо зосередженими навантаженнями. Схематичне зображення підшипників співпадає з точками прикладення радіальних реакцій (рис. 2.1).

Для визначення параметрів активного навантаження на лопатках турбіни розглянемо ці навантаження як консольну силу [3]. Тоді:

$$F_k = 125\sqrt{T_k} = 125\sqrt{2500} = 6250 \text{ Н} \quad (2.1)$$

Сили прийнято визначати в полюсі зачеплення. По лінії зачеплення діє нормальна сила F_n (рис. 2.1). Для зручності розрахунків цю силу прийнято розкласти на три складові.

Складові зусилля в зачепленні [4, 5]:

- окружна складова або окружна сила, спрямована по дотичній до ділильних кіл. Це основна, рушійна, корисна сила:

$$F_t = \frac{2T_{\text{тр.}}}{d_1} = \frac{2 \cdot 2500 \times 10^3}{120} = 44 \text{ кН} \quad (2.2)$$

- радіальна складова або радіальна сила, спрямована по лінії центрів (радіусам). Для зовнішнього зачеплення - до осі обертання:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{44 \times 10^3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 0^\circ} = 16 \text{ кН} \quad (2.3)$$

Тоді повна нормальна сила (рис. 2.1) :

$$F_n = \frac{F_{nt}}{\cos \beta_b} = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \quad (2.4)$$

де α_t - дільний кут профілю в торцевій площині; β_b - основний кут нахилу лінії зуба в основній площині зачеплення.

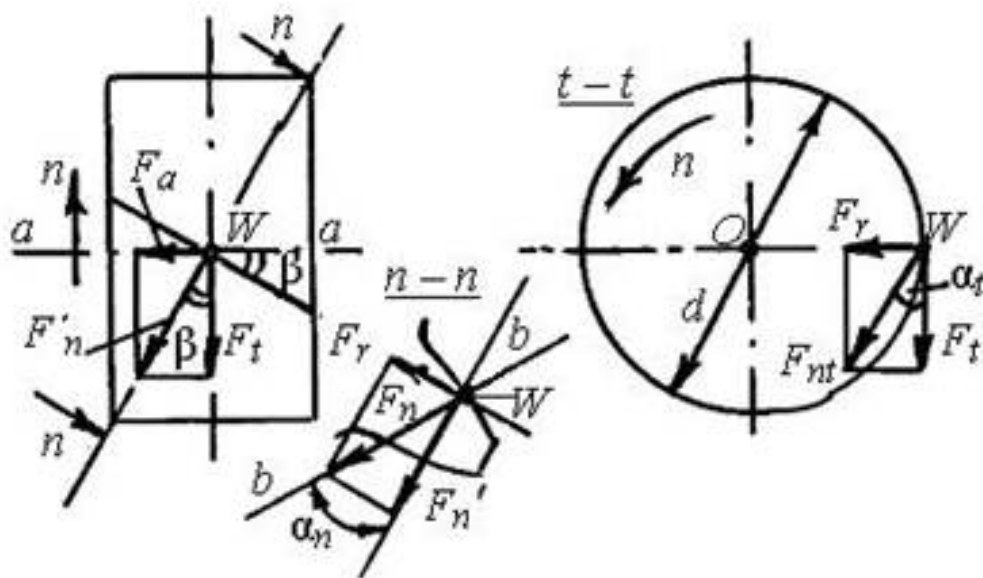


Рисунок – 2.1 Схема сил, що діють в полюсі зачеплення

В практичних розрахунках $\alpha_t = \alpha_n = 20^\circ$ - нормальний кут зачеплення. Кут нахилу лінії зуба в основній площині зачеплення визначимо таким чином:

$$\beta_b = 0^\circ$$

Вчислимо значення повної нормальної сили, що діє по лінії зачеплення:

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} = \frac{44,0}{\cos 20^\circ \cos 0^\circ} = 48 \text{ кН} \quad (2.5)$$

Отримані значення навантажень в зачепленні використовуємо надалі для визначення контактної напруги і деформацій профілю зуба колеса відцентрового насосу.

При кожному оберті шестерні (зубчастого колеса) на робочій поверхні зубів виникають під дією сил в зачепленні і внутрішній енергії матеріалу пружні і пластичні деформації, внаслідок чого елементи фрикційної пари вал-колесо вступають в контакт по майданчику кінцевих розмірів. Кожна точка навантажується тільки в період проходження зони контакту і вільна від напруги в решту часу обороту колеса. Реальні умови взаємодії призводять до того, що в кожен момент часу, не лише діють різні сили натиснення зуба шестерні на зуб колеса, але і змінюються форма і розміри опорного майданчика. І саме на цій фактичній площі контакту відбуваються силові процеси взаємодії фрикційної пари вал-колесо.

Фактичне навантаження в зачепленні можна визначити з урахуванням нерівномірності розподілу навантаження між зубами і по ширині вінця, а також з урахуванням ударів, скориставшись інженерною методикою [5]:

$$\sigma_H = K \frac{(i \pm 1)}{a \cdot i} \sqrt{\frac{i \pm 1}{b_2} T_{тр}} \quad (2.6)$$

де b_2 - ширина зубчастого вінця колеса, мм; i - передатне відношення ступеня редуктора; a - міжосьова відстань, мм; K - коефіцієнт для прямозубої передачі $K=314$; $T_{тр}$ - максимальний момент нормально протікаючого технологічного процесу, Нм.

Для заданих умов зачеплення :

$$\sigma_H = K \frac{(i + 1)}{a \cdot i} \sqrt{\frac{i + 1}{b_2} T_{тр}} = \quad (2.7)$$

$$314 \frac{5+1}{1200 \cdot 5} \sqrt{\frac{5+1}{120} 2459,9 \times 10^3} = 168,3 \text{ МПа}$$

Отримане значення відповідає умові працездатності зубчастого зачеплення :

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

Теоретичне рішення статичної задачі про геометричний контур майданчика контакту двох ізотропних пружних тіл (рис. 2.2), розподілі тисків і напруги по цій поверхні при дії постійної зовнішньої сили, прикладеної до зуба і нормальної до опорної поверхні, належить Герцу [6].

Еліптичний закон розподілу тисків в зоні контакту при передачі зосередженого навантаження в точці дотику (у початковий момент), на підставі якого визначається контактна напруга отриманий при наступних допущеннях :

матеріали дотичних поверхонь в зонах контакту підкоряються закону Гуку;
лінійні розміри майданчика контакту малі в порівнянні з радіусами кривизни дотичних поверхонь стискаюча сила спрямована по нормалі до майданчика контакту.

Розглянемо взаємодію елементів фрикційної пари вал-колесо, стосовно заданих умов взаємодії і прийнятих допущень. Вважатимемо, що до додатка питомого навантаження евольвентные поверхні зубів стикалися по лінії. Під навантаженням лінійний контакт переходить в контакт по вузькому майданчику. Для реальних умов, враховуючи зниження жорсткості тіл, наявність шорсткостей, їх контактування не по усій поверхні, форма майданчика контакту може змінитися. При цьому точки максимальної нормальної напруги σ_{\max} розташовуються на подовжній осі симетрії контактного майданчика.

Визначимо розміри майданчика контакту, абсолютне значення найбільшої нормальної напруги і величини взаємного зближення (деформації) контактуючих тіл по лінії напряму діючого робочого навантаження при передачі моменту, що обертає, на валу турбіни $T_{\text{тр}}$.

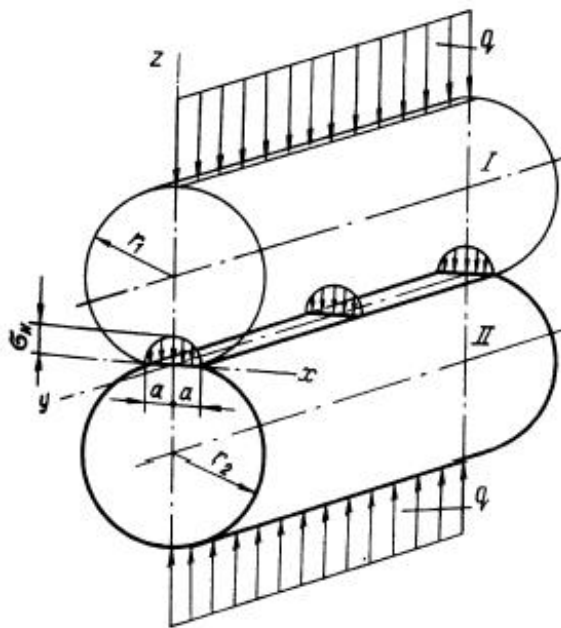


Рисунок. 2.1 – Теоретичний опис контактної взаємодії робочих поверхонь двох криволінійних поверхонь

Згідно теорії Герца-Беляєва, напівширина отриманої прямокутної плями контакту визначиться з вираження:

$$a = 1,6 \sqrt{p \frac{D_1 D_2}{D_1 + D_2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)}, \quad (2.8)$$

де p - навантаження на одиницю довжини поверхні зуба, Н/мм; D_1 , D_2 - діаметри миттєвих радіусів ($D_1 = 2R_1$; $D_2 = 2R_2$) кривизни профілів зубів в точці поверхні контакту, мм; E_1 , E_2 , μ_1 , μ_2 - модулі пружності і коефіцієнти Пуассона матеріалів зубів пари вал-колесо.

При рішенні поставленої задачі приймемо, що $F_n = F_t$, тоді:

$$p = \frac{F_n}{l} = \frac{48,08 \times 10^3}{125} = 384,64 \text{ Н/мм} \quad (2.9)$$

де l - довжина поверхні зуба, мм, $l = 125$ мм.

Для заданих параметрів зачеплення $D_1=D_2=D$, однакових матеріалів зубів зубчастої пари $\mu_1=\mu_2=0,3$ і умов експлуатації визначимо напівширину плями контакту.

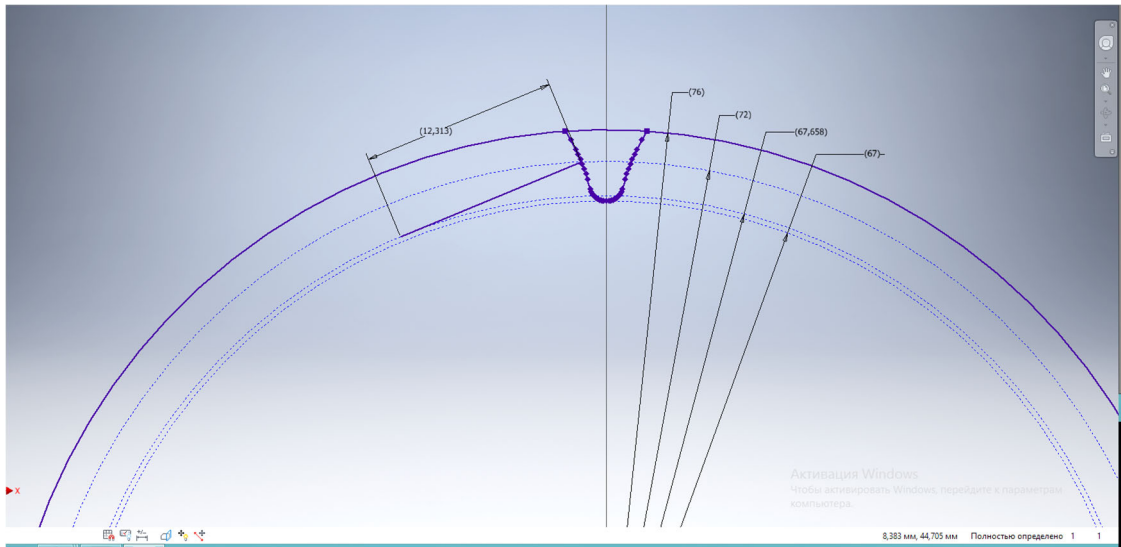


Рисунок 2.3 – Радіуси кривизни профілів зубців в точці поверхні контакту (полюсі зачеплення)

Значення миттєвого радіусу кривизни R_1 профілю зуба на ділільному діаметрі зубчастого зачеплення визначимо геометрично. Для цього вимірюємо відстань від точки дотику прямої, що утворює, на діаметрі основного кола зубчастого колеса до точки, що лежить на ділільному діаметрі профілю цього зубчастого колеса (рис. 2.6). Отримаємо значення $R_1 = 21,51$ мм. Тоді параметр a :

$$a = 1,6 \sqrt{p \frac{D}{2} \left(\frac{2(1 - \mu^2)}{E} \right)} = 8,95 \times 10^{-4} \text{ м} \quad (2.10)$$

Максимальна напруга, що виникає при цьому, буде рівна:

$$\sigma_{\max}=0,798 \sqrt{\frac{p \frac{D_1 + D_2}{D_1 D_2}}{\left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}\right)}} \quad (2.11)$$

Після перетворення з урахуванням прийнятих допущень:

$$\sigma_{\max}=0,798 \sqrt{\frac{p}{\frac{(1 - \mu^2)}{E} D}} = 152,6 \text{ МПа} \quad (2.12)$$

Отримане теоретичне значення максимальної контактної напруги більше фактичного навантаження σ_H , проте менше значення напруги матеріалу зубчастого вінця, що допускається $\sigma[\sigma_H]_{\max}$.

Перевіримо отримані в результаті теоретичного розрахунку значення параметрів контактної взаємодії на складеній 3-D моделі та МКЕ моделі валу-шестерні редуктору приводу парового турбоагрегату.

2.3 Етапи створення 3-D моделі та МСЕ моделі зубчастої передачі

За наявними розмірами, отриманими за допомогою розрахунків, в САПР Autodesk Inventor Professional за допомогою бібліотеки «Генератор компонентів циліндричного зубчастого зачеплення» (рис. 2.8) виконуємо моделі зубчастих коліс.

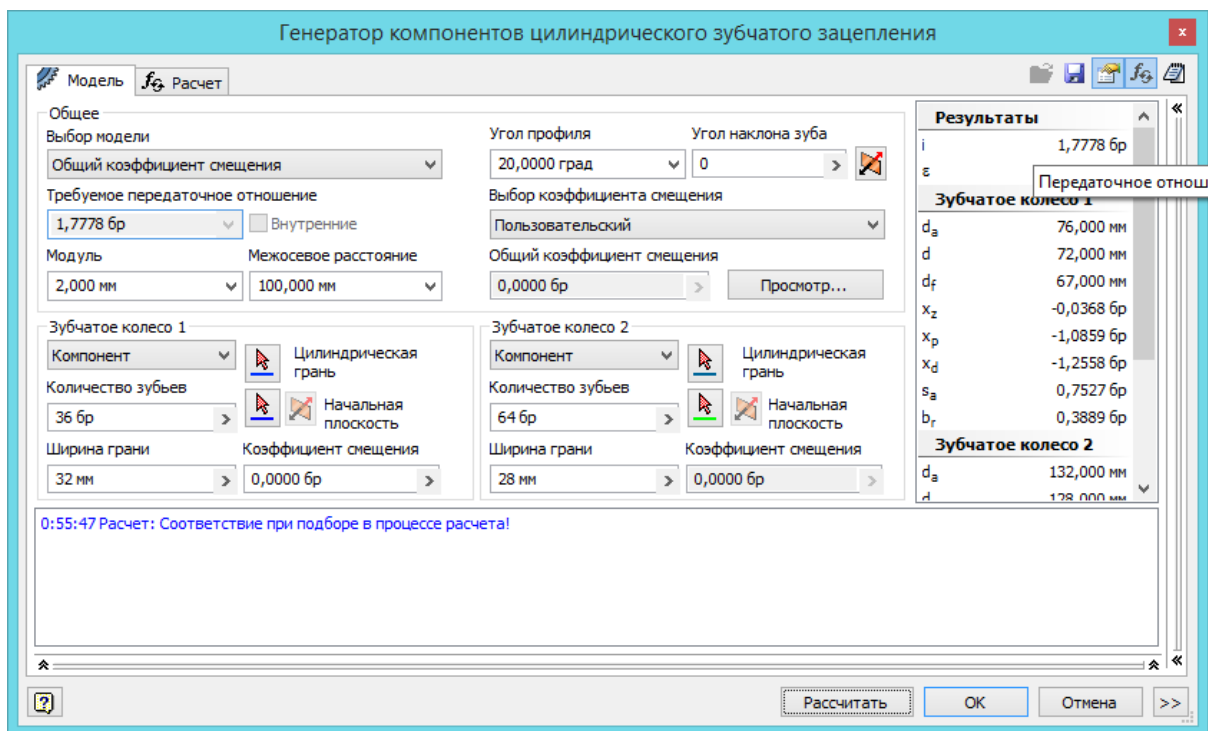


Рисунок 2.4 – Меню виклика бібліотеки «Генератор компонентів циліндричного зубчастого зачеплення» з заданими вихідними даними

Результат роботи бібліотеки після натискання курсором «ОК», показано на малюнку (рис.2.5).

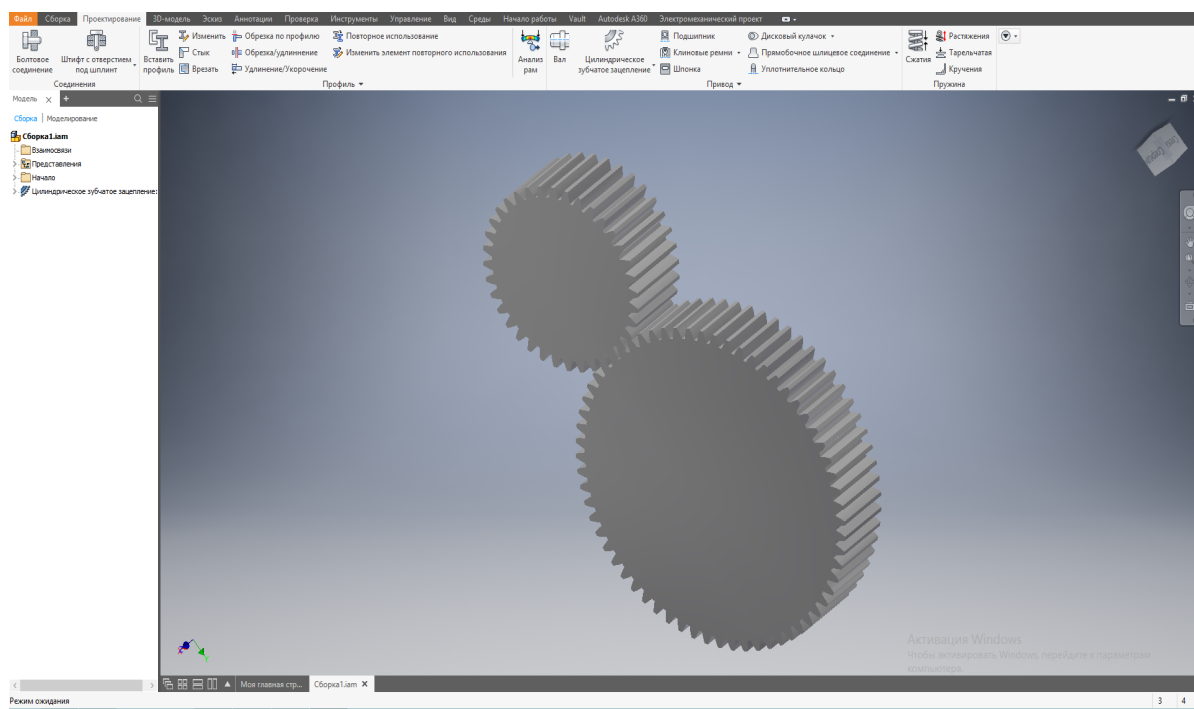


Рисунок 2.5 – Спрощена 3D модель зубчастих коліс

Оскільки бібліотека «Генератор компонентів циліндричного зубчастого зачеплення» в САПР Autodesk Inventor створює моделі зубчастих коліс в спрощено вигляді, а саме, замінює профіль евольвенти на дугу, нам потрібно скористатися додатковою функцією «Експорт профілю зуба». Діалогове вікно цієї функції видно на малюнку нижче (рис.2.6). Вибравши допуск 0,006 мм ми отримаємо профіль зуба побудований за 42 точками. Як це показано на рисунку 2.7).

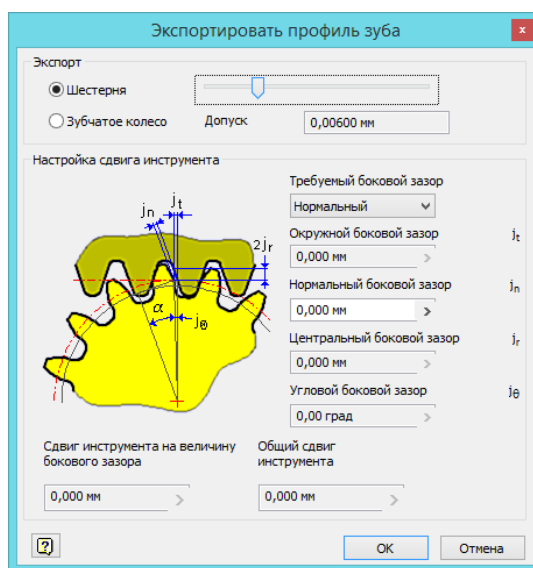


Рисунок 2.6 – Діалогове вікно функції «Експорт профілю зуба»

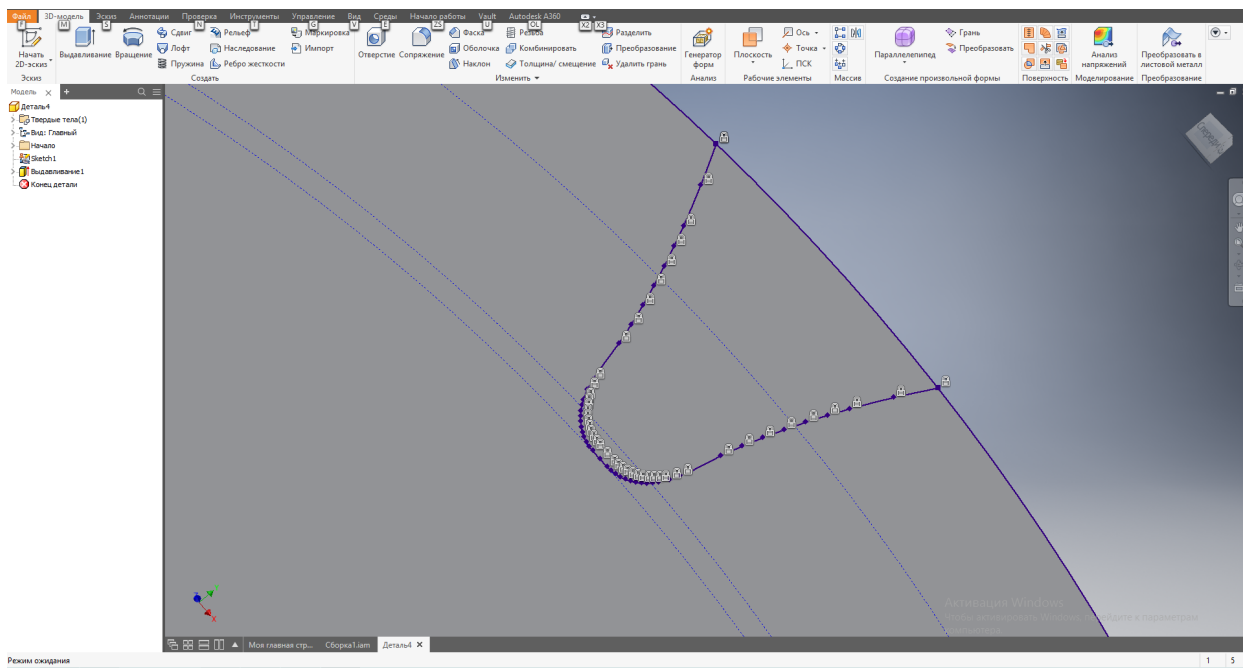


Рисунок 2.7 – Ескіз евольвентного профілю зуба з точність 0,006 мм

Наступним кроком нам необхідно скориставшись командою кругового масиву скопіювати профіль зуба на кількість зубців. Тоді Autodesk Inventor побудує в окремому вікні тривимірну модель шестерні з евольвентним профілем зуба заданої точності (рис.2.8).

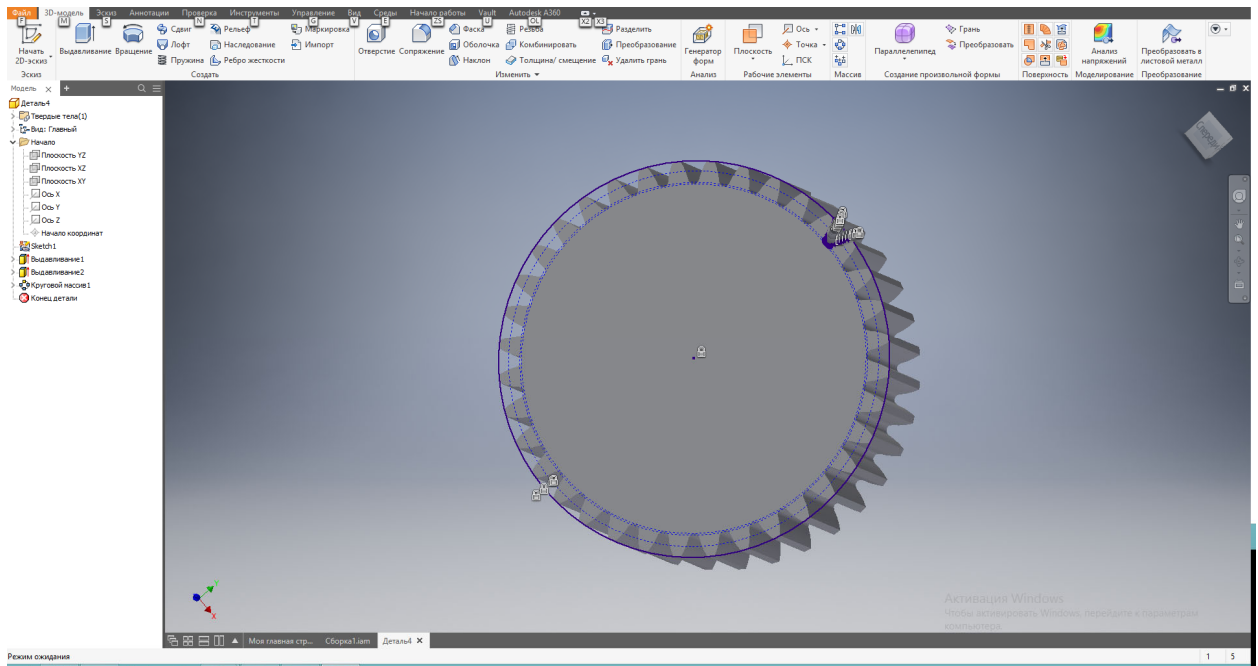


Рисунок 2.8 – 3D модель шестерні з евольвентним профілем зуба

Протягом досліджень проведемо порівняння аналітичного і чисельного методів визначення контактної міцності зубчастих коліс. Для цієї мети видалимо зайве та отримаємо тривимірну модель зуба з евольвентним профілем в САПР Autodesk Inventor.

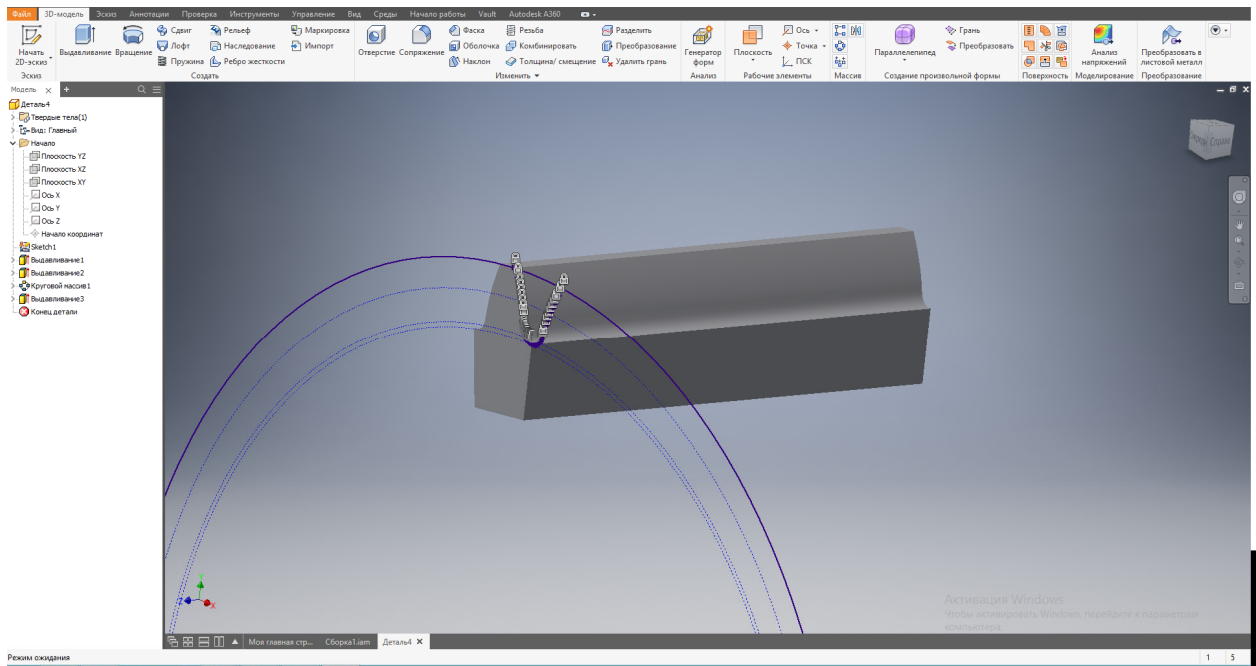


Рисунок 2.9 – Тривимірна модель зубу

2.4 Розрахунок МСЕ об'єкта розробки

У основі чисельного методу розрахунку напруги лежить метод кінцевих елементів (МСЕ). Метод кінцевих елементів в останні десятиліття отримав дуже широке поширення і став одним з основних методів розрахунку конструкцій. Це обумовлено універсальністю підходу, що лежить в основі метод кінцевих елементів, що полягає в уявленні геометрії будь-якого тіла, що деформується, у вигляді сукупності елементів простої форми.

Для розрахунку напружено-деформований стану, знаходження напруг і деформацій, що виникають при дії на матеріальне тіло зовнішніх навантажень, ефективно використовувати метод кінцевих елементів. Метод кінцевих елементів (МСЕ) - це чисельний метод рішення диференціальних рівнянь з приватними похідними, а також інтегральних рівнянь, що виникають при вирішенні завдань механіки деформованого твердого тіла, теплообміну, гідро та електродинаміки. Метод широко використовується для вирішення завдань аналізу напружено-деформований стану деталей. Розрахунок методом кінцевих елементів є комп'ютеризованим способом прогнозування реакції продукту на реальні

навантаження, вібрацію та інші фізичні дії. Розрахунок МКЕ виконується за рахунок поділу реального об'єкта на велику кількість (тисячі або сотні тисяч) кінцевих елементів, наприклад, маленьких кубів. Математичні рівняння дозволяють прогнозувати поведінку кожного елемента. Потім комп'ютер складає все окремі поведінки для прогнозування поведінки об'єкта в цілому. Сімейство продуктів Autodesk надає повний набір програмних інструментів моделювання і розрахунку МКЕ для інженерних розрахунків і аналізу, які легко можна застосовувати на будь-якому етапі процесу розробки виробів.

Для подальшого аналізу експортуємо модель зуба до Autodesk Fusion 360 оскільки там більш зручно задати миттєву пляму контакту та зусилля яке на неї діє.

Данне програмне забезпечення представляє собою комплексний хмарний CAD / CAE / CAM інструмент в якому поєднані всі процеси розробки проекту в рамки одного програмного продукту (CAD-програми (computer aided design) - системні комплекси для проектування, в україномовній аббревіатурі - САПР (система автоматизованого проектування. CAE (computer-aided engineering) програми призначені для вирішення різних інженерних завдань: розрахунків, аналізу та симуляції фізичних процесів. CAM (Computer-aided manufacturing) - підготовка технологічного процесу виробництва виробів).

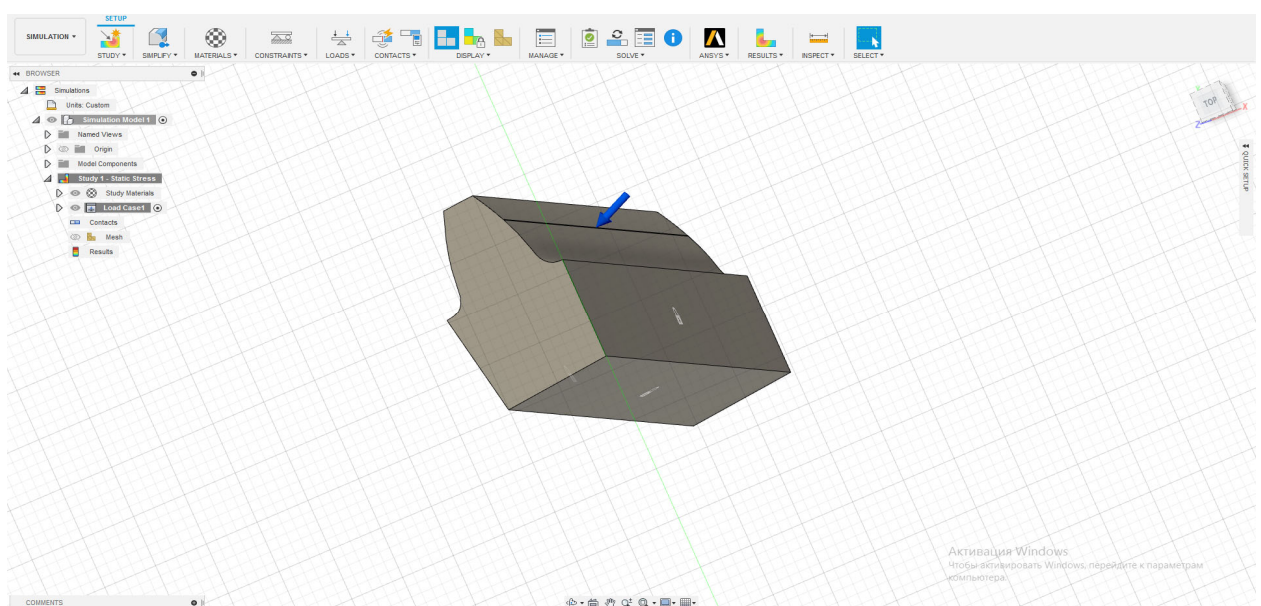


Рисунок 2.10 – Імпортована модель зуба з заданою плямою контакту

Поверхню лінії зубця, яка знаходиться у взаємодії в зачепленні змодельовано із малим кроком інтегрування та більш дрібною скінечно-елементною сіткою.

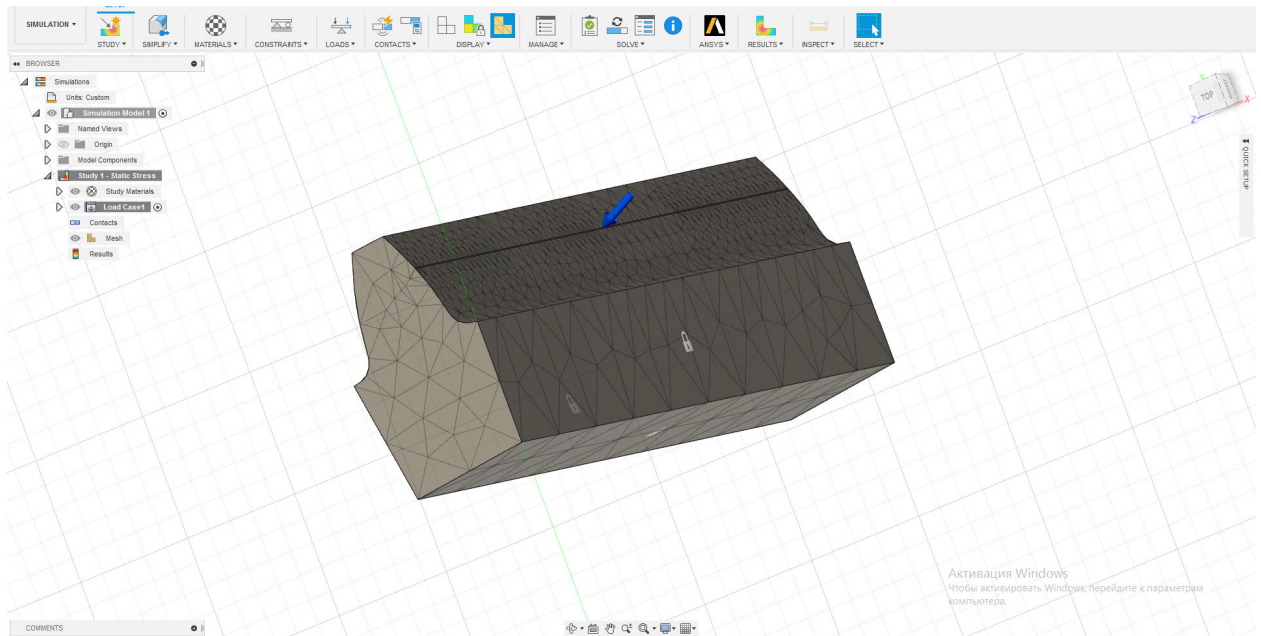


Рисунок 2.11 – Імпортована 3-D модель зубця із скінечно-елементною сіткою та площею контактної взаємодії на профілі

Фіксація поверхні зубця по суміжним ділянкам є необхідною умовою розрахунку. Таким чином враховуються заборона на переміщення моделі.

Робоче навантаження, що сприймається зубом відповідає розрахунковим навантаженням і задається як рівномірно розподілене навантаження по навантаженій частині бічної поверхні зубця по компонентах системи координат для забезпечення необхідного вектору сили. Результати моделювання напружено-деформованого стану та деформації зубця представлено нижче.

На рисунку 2.12 представлено зображення результатів моделювання напружено-деформованого стану бічної поверхні зубця. Для зручності виконання аналізу кольором виділена деформація зуба, що цікавить нас, по плямі контакту. Як видно із малюнку, максимальна деформація лінії зубця у площині взаємодії становить $3.03 \cdot 10^{-4}$ мм.

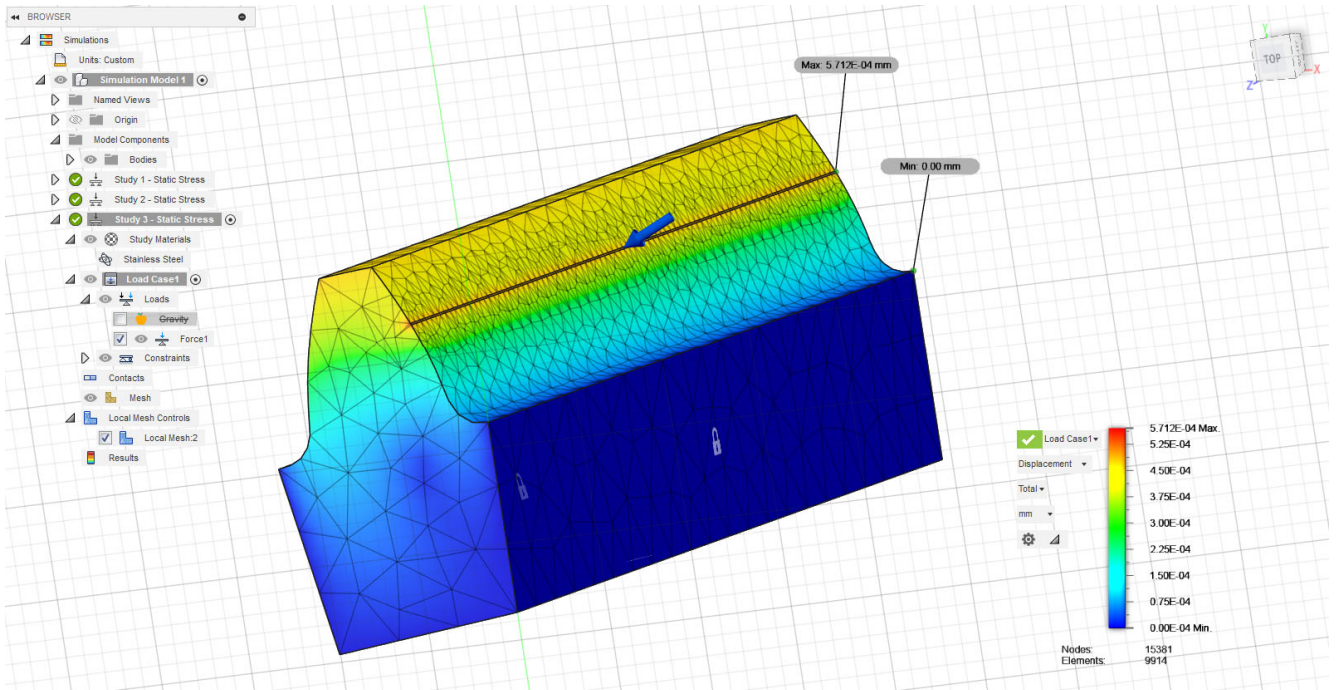


Рисунок 2.12 – Характер контактної деформації робочої поверхні зуба

Максимальні контактні напруження при цьому складають 182 МПа (рис.2.13). Більшість контактної площини має досить стабільне нормальне напруження.

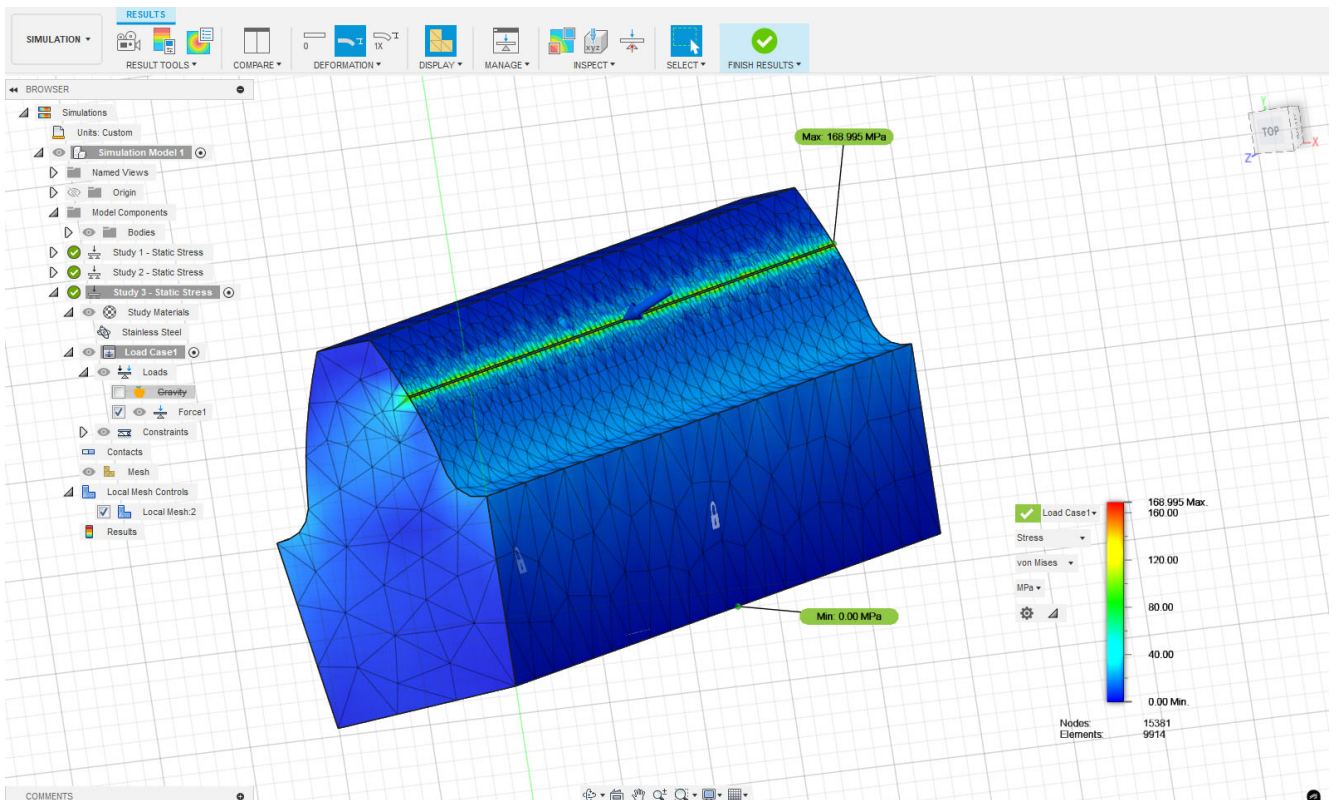


Рисунок 2.13 – Напружено-деформований стан робочої поверхні зубця

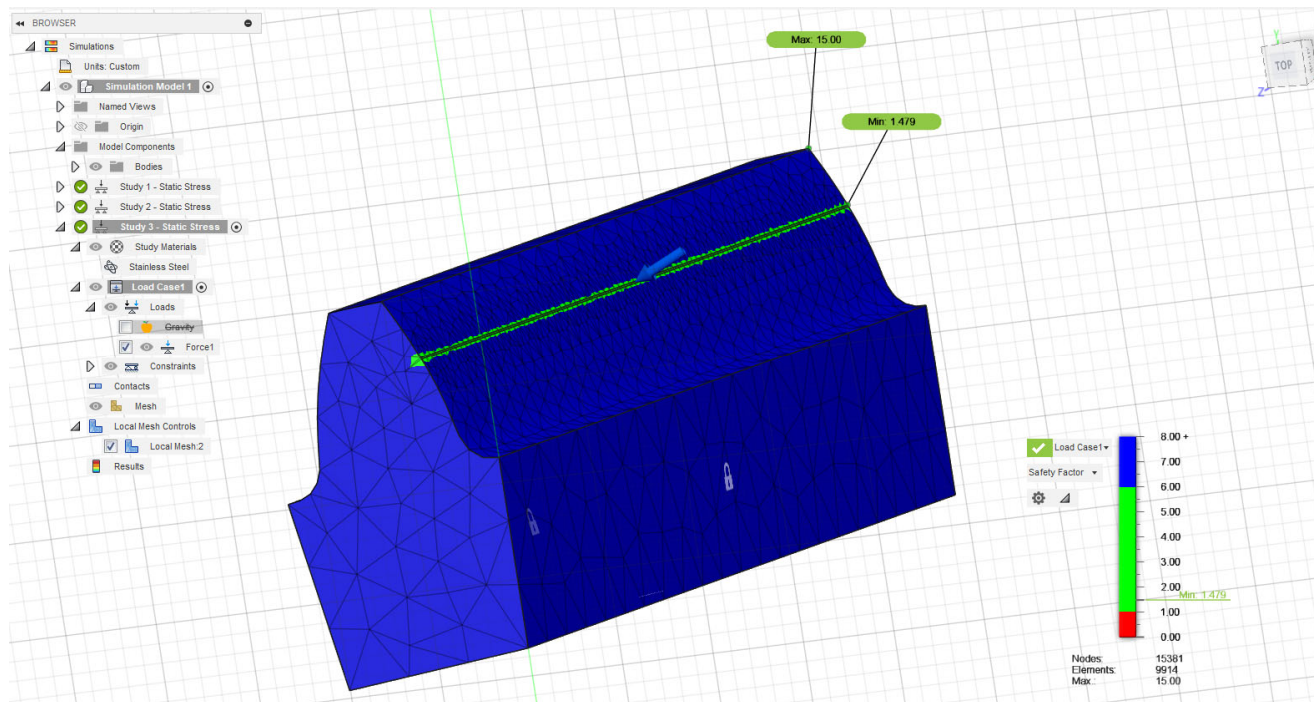


Рисунок 2.14 – Фактор безпеки робочої поверхні зубця

Отримані в результаті інженерного і теоретичного розрахунків значення параметрів контактної взаємодії, а також на 3-D моделі та МСЕ моделі зуба зубчастої передачі підтверджують її працездатність.

2.6 Висновки з 2 розділу

Проведено функціонально-вартісний аналіз та аналіз напружено-деформованого відцентрового секційного насосу за допомогою методу скінченних елементів, які довели необхідність модернізації через завищену вартість виробу.

Отримані в результаті інженерного і теоретичного розрахунків значення параметрів контактної взаємодії, а також на складеній 3-D моделі та МКЕ моделі зубчастого колеса приводу відцентрового секційного насосу свідчать про коректність вибору характеристик матеріалів елементів зачеплення зубчастих коліс.

РОЗДІЛ 3. ІНЖЕНЕРНО ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Вимоги до властивостей матеріалів зубчастих коліс приводів виробничого обладнання

Для досягнення високої якості та надійності зубчастих передач необхідно забезпечити взаємозв'язок між вибором конструкційних матеріалів і параметрами проектування, виготовлення, експлуатації та контролю, тобто враховувати всі стадії життєвого циклу елемента. Комплексне врахування цих факторів дає змогу обґрунтовано вибирати матеріали із заданими властивостями, а також технології термообробки (цементация, гартування, азотування) для досягнення необхідної поверхневої твердості, міцності та зносостійкості.

Залежно від призначення, розмірів і технології отримання заготівлі для виготовлення зубчастих колеса можуть використовуватися різні матеріали. Найчастіше для виготовлення зубчастих коліс застосовують сталі, рідше - чавуни і пластмаси. Сталеве лиття застосовують при виготовленні великих зубчастих коліс ($d_0 > 500$ мм). Марки сталей - 35Л...55Л. Литті колеса піддають нормалізації.

Чавуни застосовують для виготовлення зубчастих коліс тихохідних відкритих передач. Марки сірих чавунів - СЧ20...СЧ35, а також високоміцних чавунів - ВЧ35...ВЧ50 (з кулястим графітом і добавкою магнію). Зуби чавунних коліс добре приробляються, можуть працювати в умовах обмеженого змазуванні. Істотний недолік - знижена міцність на вигин, тому габарити чавунних коліс значно більше, чим сталевих.

Пластмаси в якості матеріалу зубчастих коліс застосовують в швидкохідних слабонавантажених передачах для шестерень, працюючих в парі з металевими колесами. Зубчасті колеса з пластмас відрізняються безшумністю роботи, плавністю ходу, непримхливістю до змазування. Найширше як матеріал зубчастих коліс використовується текстоліт (марок ПТ і ПТК), капролон, поліформ-альдегід, фенілон.

Проте, якнайповніше вимогам експлуатації виробничого устаткування відповідають сталі, що мають твердий поверхневий шар, а так само в'язку і досить міцну серцевину. Таке поєднання досягається хіміко-термічною обробкою низьковуглецевих сталей або поверхневим загартуванням середньовуглецевих сталей.

Залежно від твердості робочих поверхонь зубів після термообробки зубчасті колеса можна умовно розділити на дві групи.

Перша група - зубчасті колеса з твердістю поверхонь зубів $H \leq 350$ HB. Матеріалами для коліс цієї групи служать вуглецеві сталі марок 40, 45, 50Г, леговані сталі марок 40Х, 45Х, 40ХН та ін.

Термообробку - поліпшення, нормалізацію - роблять до нарізування зубів. Твердість серцевини зуба і його робочої поверхні для поліпшених коліс однакова. Колеса при твердості поверхонь зубів $H \leq 350$ HB добре приробляються і не схильні до крихкого руйнування. Застосовують зубчасті колеса першої групи в слабо- і середньо-навантажених передачах.

Твердість шестерні прямозубой передачі рекомендується приймати на 25...30 HB більше твердості колеса. Це сприяє припрацьовуваність, зближенню довговічності шестерні і колеса, підвищенню опору заїданню зубчастих коліс. Для косозубих передач твердість робочих поверхонь зубів шестерні також бажана по можливості велика, оскільки з її зростанням збільшується здатність передачі, що несе, за критерієм контактної міцності.

Якщо в прямозубой передачі в процесі зачеплення пари зубів контактна лінія зачеплення рухається паралельно основі зуба, то в косозубой передачі контактна лінія зачеплення нахилена до основи зуба і проходить одночасно по поверхнях голівки і ніжки зубів.

Ніжки зубів мають меншу стійкість проти вифарбовування, ніж голівки, оскільки у них несприятливе поєднання напряму ковзання і перекочування зубів. Отже, ніжка зуба колеса, працююча з голівкою зуба шестерні, почне фарбуватися в першу чергу. При цьому внаслідок нахилу контактної лінії навантаження (повністю або частково) передається на голівку зуба колеса, працюючу з ніжкою

зуба шестерні. Слабка ніжка зуба колеса розвантажується і вифарбовування зменшується. Додаткове навантаження ніжки зуба шестерні не небезпечне, оскільки вона виготовлена із стійкішого матеріалу. Застосування високотвердої шестерні дозволяє додатково підвищити здатність навантаження косозубих передач до 30%.

Друга група - колеса з твердістю робочих поверхонь $H > 45 \text{ HRC}$ ($H > 350 \text{ HB}$). Висока твердість поверхневих шарів матеріалу при збереженні в'язкої серцевини досягається застосуванням поверхневого термічного або хіміко-термічного зміцнення: поверхневого загартування, цементації і нітроцементації із загартуванням, азотування.

Поверхнєве загартування зубів з нагрівом струмами високої частоти (ТВЧ) впродовж 20...50 з доцільна для зубчастих коліс з модулем більше 2 мм. При малих модулях дрібний зуб прожарюється наскрізь, що призводить до його викривлення і робить зуб крихким. Для загартування ТВЧ застосовують сталі марок 45, 40X, 40XH, 35XM. Твердість на поверхнях зубів $H = 45...53 \text{ HRC}$.

Цементация - тривале поверхнєве насичення вуглецем на глибину 0,3m (модуля зачеплення) з подальшим загартуванням. Разом з великою твердістю ($H = 56...63 \text{ HRC}$) поверхневих шарів цементация забезпечує і високу міцність зубів на вигин. Для цементации застосовують сталі марок 20X, 12XНЗА, 18ХГТ.

Азотування - (насичення азотом) забезпечує особливо високу твердість ($H = 58...65 \text{ HRC}$) поверхневих шарів зубів. Воно супроводжується малим викривленням і дозволяє отримати зуби високої точності без доводочних операцій. Азотовані колеса не застосовують при ударних навантаженнях (із-за небезпеки розтріскування тонкого зміцненого шару завтовшки 0,2...0,3 мм) і при роботі в забрудненому абразивом середовищі (із-за небезпеки стирання). Для коліс, що азотуються, застосовують сталі марок 38X2МЮА, 40ХНМА.

Нітроцементация - насичення поверхневих шарів зубів вуглецем і азотом з подальшим загартуванням - забезпечує ним високу міцність, зносостійкість і опір заїданню. Процес нітроцементации протікає з досить високою швидкістю. У зв'язку

з тим, що товщина насиченого шару і деформації малі, подальше шліфування зубів не застосовують.

Зуби коліс з твердістю $H > 45$ HRC нарізують до термообробки. Обробку зубів роблять після термообробки. Передачі з твердими ($H > 45$ HRC) робітниками поверхнями зубів погано приробляються, і забезпечувати в таких передачах різницю твердості зубів шестерні і колеса не вимагається.

Таким чином, при виборі матеріалу для виготовлення зубчастих коліс механізмів виробничого устаткування необхідно враховувати комплекс чинників, що охоплюють не лише призначення та характер навантажень, а й умови експлуатації, наявність агресивного середовища, температурні коливання, можливість ударних або змінних навантажень. Крім того, велике значення мають технологічні можливості підприємства, зокрема доступність необхідного обладнання, економічна доцільність обробки певних марок сталей, а також умови термічної обробки, механічної оброблюваності, зварюваності та здатність до поверхневого зміцнення.

Іншими словами, вибір матеріалу є багатофакторним процесом, який повинен забезпечити баланс між технічними характеристиками, ресурсом роботи та виробничою ефективністю. У зв'язку з цим особливого значення набуває систематичний аналіз причин виходу з ладу зубчастих коліс. Типовими проявами є контактна втома, зношування, сколювання зубців, схоплювання, корозія, тріщиноутворення від втоми при вигині. Вивчення таких ушкоджень дозволяє виявити слабкі місця конструкцій або матеріалів і внести необхідні зміни до технічних вимог, режимів термообробки, методів зміцнення поверхні або умов змащування.

3.2 Сталь 38ХМЮА

Зубчасте колесо виготовлено зі сталі 38ХМЮА. Сталь 38ХМЮА відноситься до жароміцних релаксаційних сталей. На схильна до відпускнуї крихкості, флокеночуттєва. Для зварних конструкцій не використовується, теплостійка до

500°C. Щільність при 20°C - $7,71 \times 10^3$ кг/м³. Хімічний склад сталі 38ХМЮА наведено в таблиці 1.2

Таблиця 3.1 – Хімічний склад сталі 38ХМЮА

Марка сталі	Химический состав, %										
	С	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Si	As	Al	Mo
38ХМЮА	0,38	0,5	0,4	до 0,025	до 0,025	1,5	до 0,3	до 0,3	-	1,1	0,2

Розшифрування маркування 38ХМЮА: 38 — середній вміст вуглецю у сталійній заготовці, 0,38% С (вуглецю). Х — наявність хрому (Cr), приблизно 0,8–1,1%. Підвищує міцність, зносостійкість, корозійну стійкість. М — молібден (Mo), близько 0,15–0,3%. Збільшує прокалість, стійкість до повзучості та жаростійкість. Ю — алюміній (Al), близько 0,8–1,2%. Використовується як елемент для мікролегування та розкислення, сприяє дрібнозернистій структурі. А — високоякісна сталь (підвищена чистота по сірці та фосфору: $\leq 0,025\%$). Позначає меншу кількість домішок і вищу технологічність обробки.

Зубчасте колесо ЦЕС-180 (відцентрового електронасосу секційного) є елементом редукторного приводу, який передає крутний момент від електродвигуна до вала насосного агрегата. Колесо працює в умовах тривалого навантаження, часто при підвищеній вологості, вібраціях і впливі гідравлічних імпульсів.

Таблиця 3.2 – Механічні властивості 38ХМЮА

Показник	Значення
Межа міцності σ_b , МПа	1200–1400
Межа плинності $\sigma_{0.2}$, МПа	1000–1100

Модуль пружності, ГПа	~210
Твердість по Брінеллю НВ	285–341 (в стані поставки)
Твердість HRC (після цементації)	до 58–62
Відносне подовження δ , %	10–12
Ударна в'язкість КСУ, Дж/см ²	70–90

В таблиці 3.3 наведені закордонні аналоги сталі 38ХМЮА

Таблиця 3.3 – Закордонні аналоги сталі 38ХМЮА

Країна / Стандарт	Марка сталі	Примітки
Німеччина (DIN, EN)	31CrMo12, 41CrAlMo7	Аналог з Cr, Mo, Al; під цементацію
США (AISI / SAE)	9310, 8620H (модифік.)	Для деталей, що цементуються; гарна зносостійкість
Франція (AFNOR)	35CD4, 35CAD6.12	Сталі з хромом, молібденом і алюмінієм
Італія (UNI)	38NiCrMo4, 40NiCrMo7	Близький хімічний склад, висока міцність
Велика Британія (BS)	817M40 (EN24), 835M30	Схожі за механікою та термічною обробкою
Японія (JIS)	SCM420, SCM430	Сталі на основі Cr-Mo, добре гартуються
ISO / EU	ISO 683-17 (Cr-Mo-Al сталі)	Стандартизований набір сталей для цементації

3.4 Мікроструктура та термічна обробка сталі 38ХМЮА

Одним з найпоширеніших способів зміцнення зубчастих коліс - є хіміко-термічна обробка, а саме азотування. Азотування металу – це процес обробки поверхні металу за допомогою азоту, який проникає у металеву поверхню, покращуючи її механічні властивості. Цей процес може суттєво підвищити твердість, зносостійкість та корозійну стійкість металу.

Діаграма стану Fe-N (рисунок 3.1), також відома як діаграма фазової рівноваги залізо-азот, відображає фазовий склад сплавів заліза з азотом залежно від концентрації азоту та температури. Ця діаграма має важливе практичне значення, особливо у контексті процесів азотування та нітроцементації сталі.

При азотуванні сталі азот дифундує в поверхневий шар, утворюючи нітриди, які значно підвищують твердість і зносостійкість. Діаграма Fe-N дозволяє прогнозувати, які фази утворюватимуться при певній температурі та концентрації азоту, що важливо для оптимізації процесу азотування.

В цілому, діаграма стану Fe-N є важливим інструментом для розуміння та управління процесами, пов'язаними із застосуванням азоту в залізистих матеріалах.

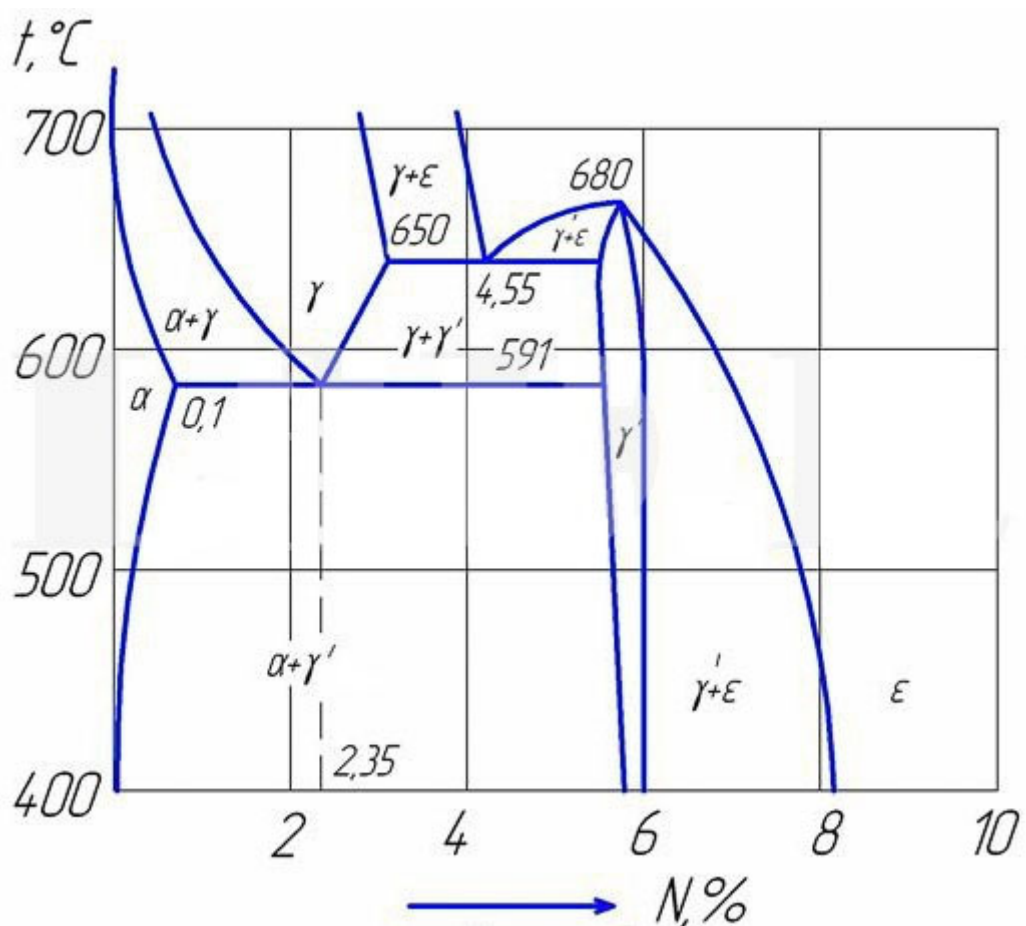


Рисунок 3.1 – Діаграма стану Fe-N

Вид хіміко-термічної обробки, що полягає в дифузійному насиченні поверхневого шару сталевих або титанових деталей азотом.

Глибина насичення становить 0,2...0,8 мм. Азотування сталі проводять серед аміаку чи розплаві солей з урахуванням карбаміду і ціанату за нормальної температури 500...600 °С.

Внаслідок азотування підвищується твердість, зносостійкість, корозійна стійкість на повітрі та у воді, втомна міцність (витривалість). Найбільшого поширення азотування набуло при виробництві деталей, що працюють в умовах тертя та при температурах до 500...600 °С (колінчасті вали, шпиндельні вали, деталі апаратури двигунів та ін.).

Проникнення азоту в поверхневий шар сталеві деталі в процесі азотування спочатку призводить до утворення азотистого фериту (фаза α), який при температурі 591 °С містить 0,1% N, а при кімнатній температурі - 0,01%. При подальшому розчиненні азот у фериті не розчиняється і утворюється нітрид заліза складу Fe_4N (γ' фаза), що являє собою твердий розчин впровадження з гранецентрованими кубічними ґратами. При досягненні граничного насичення азотом утворюється ще один вид нітридів складу Fe_2N . Така фаза отримала назву ϵ -фази. Це також твердий розчин застосування, але має гексагональну кристалічну решітку.

Таким чином, при температурах нижче 591 °С в азотованому шарі будуть розташовуватися наступні фази (від поверхні до серцевини): $\epsilon - \gamma' - \alpha$

При температурах вище 591 °С на початку азотування також утворюватиметься α -фаза, але при подальшому підвищенні концентрації азоту з'явиться азотистий аустеніт (γ -фаза). При настанні граничного насичення аустеніту азотом з'являтимуться нітриди, що є γ' і ϵ фази. Таким чином, при температурах вище 591 °С в азотованому шарі будуть розташовуватися наступні фази (від поверхні до серцевини): $\epsilon - \gamma' - \gamma - \alpha$.

Виходячи з вимог, що пред'являються до зубчастих коліс (64 - 66 HRC; 0,3-0,5 мм), ми вибираємо перший вид азотування.

Стійке азотування застосовується для деталей із сталей типу 38ХМЮА. 40Х та ін, тобто для «нітраллов». Це пояснюється тим, що висока твердість і висока зносостійкість досягається лише при азотуванні «поліпшуються» сталей, легованих хромом, молібденом, алюмінієм, ванадієм: так як високу твердість характеризуються лише нітрид хрому, молібдену, алюмінію і ванадію. На залозі виходить азотований шар з твердістю 300 - 350 НУ. Іншою особливістю зносостійкого азотування є те, що висока твердість поверхневого шару, що дорівнює 1000 - 1100 НV, і супутні їй властивості забезпечуються при низькій температурі азотування (500 - 520 °С), так як при більш високій температурі укрупнюються нітриди і карбонітриди знижується твердість. До переваг азотування відноситься те, що після азотування термічна обробка не потрібна, так як виходить шар з усіма вище перерахованими властивостями, властивими зносостійкому азотуванню. На азотування надходять деталі, які пройшли механічну обробку, включаючи шліфування, з залишеним припуском на остаточне шліфування і доведення виробу після азотування. Ділянки поверхні, що не підлягають азотуванню, захищаються електrolітичним лудінням (або міднінням) на товщину шару 0,01 - 0,015 мм або рідким склом [3].

Для процесу азотування характерні наступні стадії:

1. Чорнова механічна обробка.
2. Попередня термічна обробка металу (т.зв. термополіпшення), що включає в себе дві операції – загартування і відпуск (високий). Така обробка забезпечує високу в'язкість і міцність серцевини деталі. Загартування сталі здійснюється при високих температурах (850-950°С) з подальшим охолодженням в маслі або воді. Температура відпуску – від 600 до 670°С.

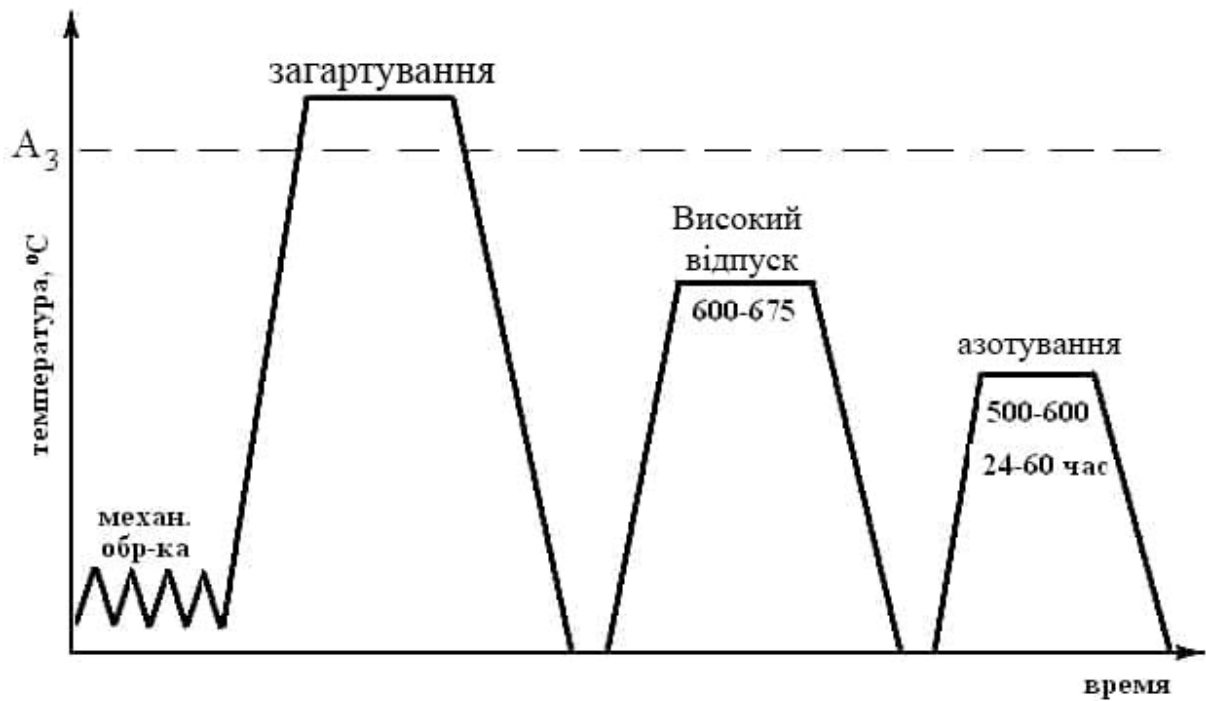


Рисунок 3.2 – Графік технологічної обробки сталі 38ХМЮА

3. Остаточна механічна обробка деталі, в т.ч. шліфування металу. Ці операції потрібні для того, щоб деталь мала необхідні (фінальні) геометричні параметри.

4. Захист частин металевої поверхні, які не планується насичувати азотом. Застосовується обмазка рідким склом або покриття оловом, яке наноситься товщиною не більше 0,015 міліметра на заготовку по електролітичній технології.

5. Безпосередньо насичення поверхні сталі азотом – азотування.

6. Після проведення всіх цих процедур виконується доведення, або шліфування деталей.

Низька температура не дозволяє отримати глибокого насичення поверхні. Швидкість азотування складає приблизно 0,01 мм/год. Тому товщина азотованого шару знаходиться в межах 0,2-0,5 мм, а тривалість процесу приблизно 2-2 рази перевищує тривалість при цементації і складає приблизно 18-25 годин.

Мікроструктура азотованого шару та схема поверхневого шару наведена на рис. 3.3 та 3.4.

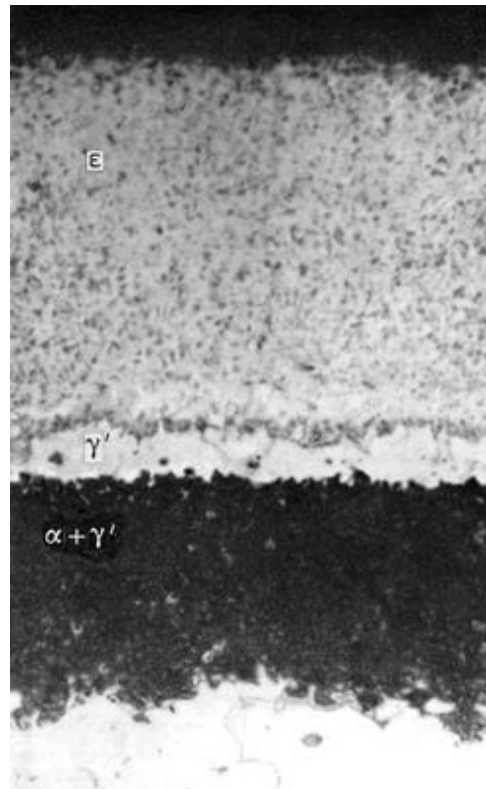


Рисунок 3.3 – Мікроструктура поверхневого шару сталі 38ХМЮА, x200

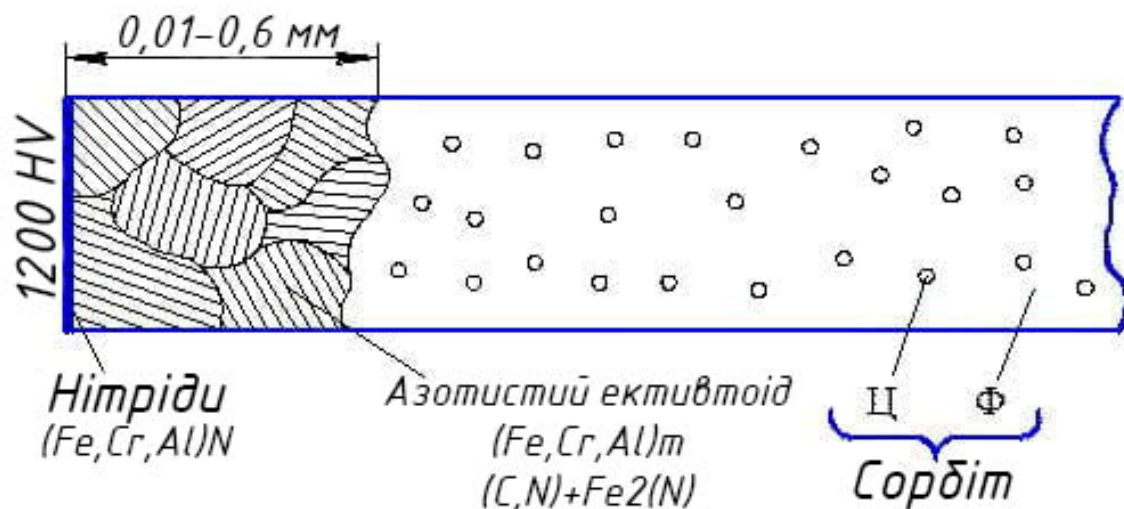


Рисунок 3.4 – Схематичне зображення структури поверхневого шару

В процесі газового азотування на поверхні утворюється дифузійний шар та нітридна зона, для яких характерна висока твердість, задири та зносостійкість. В дифузійному шарі присутня нітридна сітка та дрібнодисперсні нітридні включення і зміцненій матриці. Поверхнева твердість складає 1010 - 1050 кгс/мм². Характеристика азотованого шару зубчастих коліс наведена в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Характеристика азотованого шару сталі 38ХМЮА

Поверхнева твердість, HV 5кгс/мм ²	1010- 1050
Поверхнева мікротвердість, HV0.1 кгс/мм ²	1090- 1145
Глибина азотованого шару, мм	0,36 - 0,4
Товщина нітридного шару, мкм	12- 15

3.5 Висновки з 3 розділу

Розглянуто основні властивості високоміцних сталей та проаналізована їхня роль в машинобудуванні.

Так як шестерня виготовлена з сталі 38ХМЮА, то доцільно використовувати, азотування, яке забезпечує всі необхідні механічні характеристики, підвищує корозійну стійкість та зносостійкість при збереженні в'язкої серцевини.

Створено графік технологічної послідовності термічної обробки сталі 38ХМЮА.

4 РОЗДІЛ. ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

4.1 Нормативна база сертифікації зубчастих коліс в Україні

Для досягнення високої якості та надійності зубчастих передач необхідно забезпечити взаємозв'язок між вибором конструкційних матеріалів і параметрами проектування, виготовлення, експлуатації та контролю, тобто враховувати всі стадії життєвого циклу елемента

Сертифікація зубчастого колеса – це процес підтвердження відповідності продукції встановленим технічним вимогам, стандартам якості та безпеки, що гарантує її придатність до використання у складових частинах механізмів і машин.

Ключовою експлуатаційною характеристикою зубчастих коліс є контактна витривалість, яка визначає не лише ресурс роботи, але й основні габаритні розміри передачі.

В Україні сертифікація зубчастих коліс регулюється ДСТУ ISO 1328-1:2016 Передачі зубчасті циліндричні. Геометричні допуски. Частина 1. Допуски для зубців із прямими, косими й шевронними зубами (ідентичний до ISO 1328-1:2013).

Цей стандарт встановлює вимоги до геометричної точності зубчастих коліс циліндричних передач, зокрема допуски на форму, розміри та взаємне розташування зубців. Його застосовують у машинобудуванні, транспорті, авіації, верстатобудуванні, де критична точність передачі.

ДСТУ ISO 1328-1:2016 є ключовим нормативним документом, що регламентує геометричні допуски циліндричних зубчастих передач і забезпечує узгоджений підхід до проектування, виготовлення, контролю та оцінки точності зубчастих коліс. Стандарт охоплює параметри профілю, лінії зачеплення, кроку, биття та інших відхилень, які мають критичне значення для ефективного функціонування передачі.

Його дотримання дозволяє забезпечити високоточне зачеплення, завдяки чому мінімізуються локальні перевантаження, втрати потужності та ймовірність передчасного зношування. Це безпосередньо впливає на зниження шуму і вібрацій,

що особливо важливо для високошвидкісних або відповідальних механізмів (редуктори, приводи, верстати, аерокосмічна техніка).

Висока точність виготовлення зубчастих коліс, згідно з вимогами ДСТУ ISO 1328-1:2016, також сприяє підвищенню надійності та довговічності механізмів, що працюють у складних умовах навантаження. Дотримання допусків за цим стандартом знижує ризик виникнення контактної втоми, задирів, корозійно-механічного зносу, а також забезпечує стабільність експлуатаційних характеристик протягом усього ресурсу роботи.

Таким чином, застосування цього стандарту є необхідною умовою для досягнення високої якості зубчастих передач, ефективності роботи машин і механізмів, а також їх конкурентоспроможності на світовому ринку. Для підприємств, які прагнуть відповідати вимогам ISO-сертифікації та міжнародних ринків, дотримання положень ISO 1328-1 є обов'язковим елементом виробничої культури та технічного менеджменту.

4.2 Методи контролю точності виготовлення зубчастих коліс

Сертифікація зубчастих передач здійснюються з метою визначення їх якісних і кількісних характеристик: показників за критеріями працездатності та надійності, параметрів міцності, стійкості, довговічності та надійності матеріалів зубчастих коліс з врахуванням технологій виготовлення і умов експлуатації. Метою випробувань може бути також порівняльна оцінка і оптимізація зубчастих передач за зазначеними показниками, виявлення факторів впливу на ці показники, перевірка і удосконалення теоретичних залежностей, за якими відбувався розрахунок передач.

Покажемо традиційні метрологічні засоби контролю зубчастих вінців. Вимірювання майже кожного з вищезазначених параметрів вимагає спеціалізованих метрологічних засобів з метою контролю зубчастих вінців. На рисунку 4.1 представлені параметри вимірювання та контролю зубчастих вінців і деякі традиційні прилади з цих засобів.

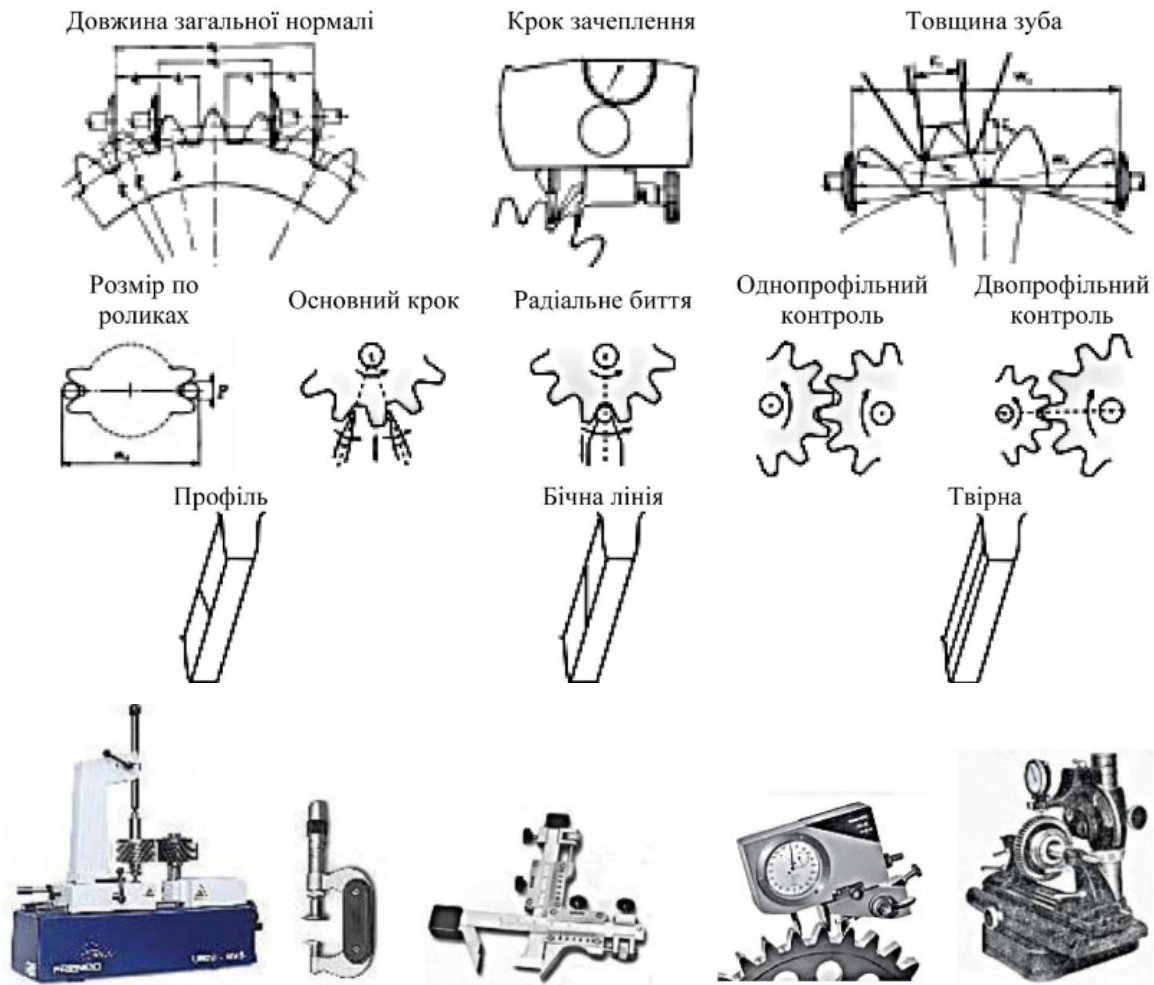


Рис. 4.1. Традиційні параметри вимірювання та контролю зубчастих вінців і деякі спеціалізовані метрологічні засоби їх контролю

Частіше всього в зубчастому колесі контролюють наступні параметри: товщину зуба по ділительному колу, основний і ділительний кроки зубчастого колеса, профіль зуба. При виборі засобів і методів вимірювання орієнтуються на граничну погрішність, яка може бути допущена під час вимірювання, і яка не повинна перевищувати 20% допуску.

Сучасним засобом дуже високої точності аналітичного контролю відхилень зубчастих вінців є зубовимірювальні машини та комплекси (рис. 4.2).

Принцип роботи електронних зубовимірювальних комплексів полягає в інтеграції комп'ютерної обробки даних та вимірювань за координатами. До складу комплексу входять: гранітна станина, одно-або трьохкоординатна вимірювальна

голівка із захистом від зіткнень, прецизійні напрямні та ходові гвинти. Завдяки застосуванню замкненого циклу контролю переміщень, прецизійній вимірювальній системі та ЧПУ результати вимірювань мають дуже високу ступінь точності.



Зубовимірювальна машина
фірми Mahr



Вимірювальна голівка



Зубовимірювальний
комплекс фірми OSG

Рис. 4.2. Зубовимірювальні машини

У процесі вимірювання щуп вимірювальної машини сканує бокову поверхню зуба по профілю (рис. 4.3, 1), по лінії зуба (рис. 4.3, 2) і послідовно дотикається всіх бокових сторін зубців (рис. 4.3, 3). Отримані результати дають повну інформацію про причини виникнення погрішностей і можливість використати цю інформацію для відповідного коректування технології виготовлення зубчастих коліс. Застосування цього засобу контролю забезпечує оптимальну його якість і представлення результатів перевірки параметрів зубчастого вінця.

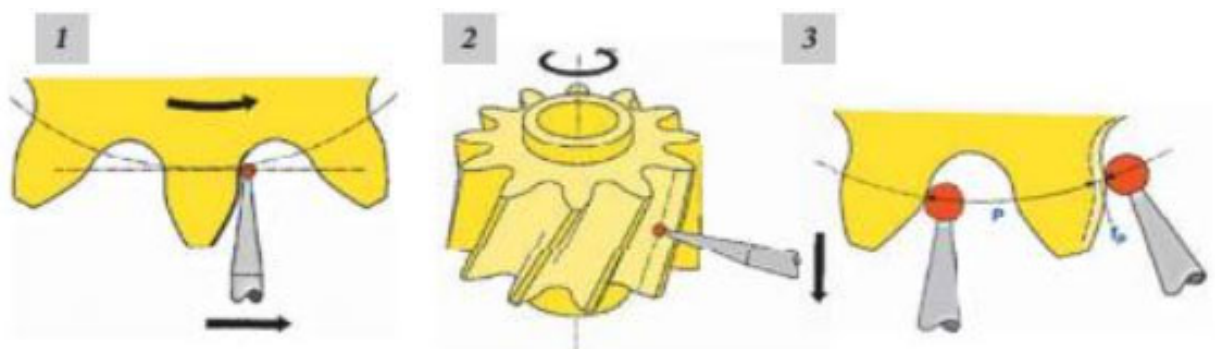


Рис. 4.3. Вимірювання профіля, лінії зуба і кроку

В процесі сканування поверхні зуба відхилення зуба реєструються і обробляються системою управління машини. Отриманий результат є аналогом вимірювання на евольвентомірі.

Якщо задана потрібна точність вимірюваного вінця, то програмне забезпечення порівнює задані для даного ступеня точності допуски на вимірювані параметри і відображає ті відхилення, які виходять за поле допуску. Одночасно аналізується і показується істинна ступінь точності вимірюваного колеса. Аналогічні протоколи виводяться за результатами аналізу інших параметрів зубчастого вінця.

Випробування зубчастих передач здійснюється в залежності від обраного критерію, що диктується їх метою та можливістю обрати той або інший метод. Також, одним із методів контролю виготовлених зубчастих коліс редукторів, це вимірювання твердості їх поверхні. Що необхідно для перевірки і удосконалення теоретичних залежностей, за якими відбувався розрахунок циліндричної зубчастої передачі.

До сучасних методів контролю якості виготовлення зубчастих коліс редукторів відноситься – координато-вимірювальна машина (КВМ) – пристрій для вимірювання геометричних розмірів об'єкта (рис. 4.4).

Машина може керуватися вручну оператором або автоматизованим комп'ютером. Вимірювання координат поверхні об'єкта проводять за допомогою датчика (зонда), укріпленого на рухомій частині машини.

Вимірювальні датчики відрізняються за принципом дії (електроконтактні, індукційні, оптичні, ємнісні, п'єзOMETричні, тензOMETричні), вихідного сигналу (аналогові, дискретні), способу вимірювання (контактні, безконтактні), типу вимірювання (скануючі, тригерні) та інші.



Рис. 3.4. Координато-вимірювальна машина

Як правило, точність вимірів координатної машини до десятків мікронів.

Застосування:

- контроль заготівельно-штампувальної лінії.
- контроль процесів виготовлення та обробки деталей.
- перевірка розмірів деталі.
- перевірка якості збирання порівняно з необхідним дизайном.
- точний контроль ексклюзивно дрібних деталей із унікальною геометрією.

КВМ можуть не тільки вимірювати типові поверхні, а й визначати систему координат положення спеціальних поверхонь щодо базових. КВМ дозволяють контролювати параметри корпусних деталей, валів, важелів, втулок, болванок, пуансонів, поршневих елементів, витратних частин та інших виробів, поверхні яких утворюють площини, циліндри, конуси, сфери, лінії перетину різних поверхонь. У складних технологічних процесах застосування координатно-вимірювальних машин виправдовує себе, наприклад, як спосіб поєднання кількох етапів виробництва. Наприклад, контрольний вузол може виступати центром збору інформації про всі частини і деталі конструкції або готового технічного засобу, що мінімізує ризик помилки.

Результати вимірювань подаються у вигляді надрукованих протоколів або оперативних повідомлень, що відображають необхідну інформацію.

Переваги:

- Скорочення часу, трудомісткості та помилок вимірювань.
- Можливість комплексного контролю якості та автоматизація отримання результатів вимірів.
- Підвищення експлуатаційної гнучкості системи.
- Робота у режимі обмеженого обслуговування тощо.
- Застосування КВМ забезпечує більш високу гнучкість вимірювань та надає більший обсяг вимірювальної інформації, порівняно з традиційними методами вимірювань.

На КВМ можливий контроль геометрії окремих елементів, перевірка їх взаємного розташування, контроль точності виготовлення заданої форми поверхні і т. д. При цьому контролюватись можуть як прості вироби, так і вироби зі складною просторовою геометрією.

Традиційний «мостовий» КВМ є тривісним з осями X , Y та Z . Осі ортогональні один одному і утворюють звичайну тривимірну систему координат. Кожна вісь має свій масштаб, який визначає місцезнаходження цієї осі. Пристрій зчитує дані із сенсорного датчика за вказівкою оператора чи комп'ютера. Потім машина використовує координати X , Y , Z кожної з цих точок, щоб визначити розмір та місцезнаходження. Як правило, точність вимірювань координатної машини становить близько мікронів або мікрометрів, що становить одну мільйонну частину метра.

Перший тип 3-координатних вимірювальних приладів становить приблизно три центральні осі, а саме: X -; Y -; Z віссю вони зазвичай оснащені зондом. Схематичне розташування є прикладом цього. При розробці трьох координатних вимірювальних приладів це важливий елемент датчика-збудника. У той час вимоги до метрологічного потенціалу для нових координатних датчиків, необхідних для їх роботи і повної реалізації, були чітко визначені. Насправді пристрої вимірювання координат зазвичай мають ортогональні (90°) осі, які зазвичай конфігуруються у

тривимірній системі координат. Кожна з цих лінійних стрілок має відповідну систему лінійного масштабування та визначає точне положення головки зонда.

Для роботи з трьома координатними вимірювальними приладами кваліфікований інспектор використовує повністю автоматизовану комп'ютерну програму числового управління з ручним або внутрішнім управлінням.

КВМ, як правило, використовується у виробничому та складальному процесі для перевірки розмірів деталей або перевірки якості складання у порівнянні з необхідним дизайном. Після збору X , Y , Z положень безлічі точок деталі отримані масиви даних аналізуються за допомогою різних регресійних алгоритмів. Ці дані про точки збираються за допомогою зонда, який позиціонується оператором або автоматично за допомогою прямого керування комп'ютером. КВМ може бути запрограмована на конвеєрний потоковий аналіз, що дозволяє вважати КВМ спеціалізованою формою промислового робота.

Система координат багато в чому схожа на карту рельєфу місцевості, де по одному краю карти розташовані літери, а по-іншому – цифри; висотні позначки, що показуються повсюдно, однозначно описують кожну точку на карті. Це поєднання "літера/число/висотна позначка" називається координатою, воно показує певне положення елемента щодо інших.

Координатно-вимірювальна машина включають три основні модулі:

- Основна структура, у трьохосьових КВМ гранітний стіл для забезпечення платформи для трьох осей руху; у шестиосьових КВМ дві незалежні один від одного рами (силова та вимірювальна).
- Система зондування.
- Система збору даних та управління, як правило, складається з контролера, комп'ютера та прикладного програмного забезпечення.

Координатно-вимірювальна машина часто використовується для:

- вимірювання габаритів та розмірів деталей;
- вимірювання профілю деталей;
- виміру кутів або орієнтації;

- будови карт рельєфу;
- оцифрування зображень;
- вимірювання зрушень.

Координатно-вимірювальні машини виробляються у широкому діапазоні розмірів та конструкцій з різними технологіями зондів. Ними можна керувати вручну або автоматично через пряме керування комп'ютером. Вони пропонуються в різних конфігураціях, таких як настільний, кишеньковий та портативний.

КВМ зазвичай отримують дані вимірювання шляхом торкання деталі щупом (твердим або електронним), прикріпленим до вимірювальної осі машини. Хоча наконечник щупа має досить малу похибку, після того як щуп встановлений на КВМ, необхідно, перш ніж почати вимірювання, визначити положення наконечника щодо системи координат машини. Оскільки щуп стосується деталі наконечником, що має округлу форму, центр і радіус щупа визначаються шляхом вимірювання прецизійної сфери.

Таким чином, для сертифікації та забезпечення якості зубчастих коліс редукторів редукторів пропонується використати сучасний метод проведення вимірювань за допомогою координатно-вимірювальної машина Mora Primus (рис. 4.6).

Машини координатні вимірювальні PRIMUS призначені для вимірювання геометричних розмірів деталей складної форми, відхилення форми та розташування поверхонь елементів деталей.

Переміщення вимірювальної головки по напрямних вздовж осей забезпечується електродвигунами постійного струму, що живляться від трьох підсилювачів потужності двигуна сервомотору. Всі електродвигуни, що зчитують головки, вимірювальні шкали, приводні механізми та напрямні по осях закриті панелями зі скловолокна, які захищають їх від забруднень. Машини координатні вимірювальні оснащені нерухомим гранітним вимірювальним столом, встановленим на сталевій рамі на антивібраційних опорах.

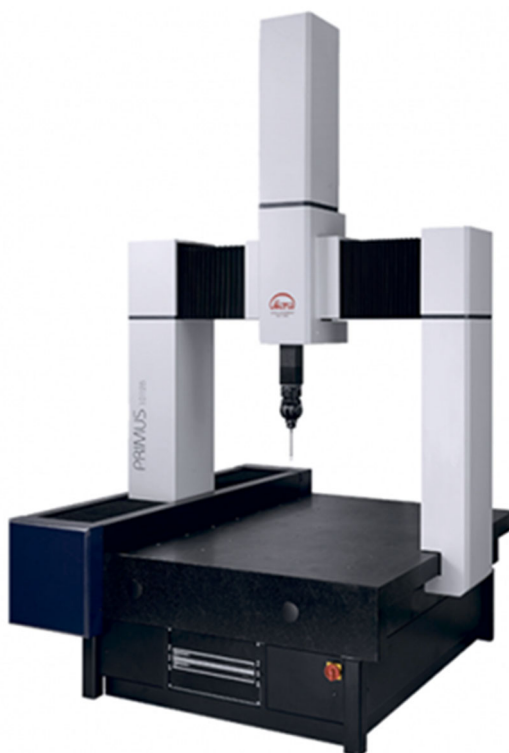


Рис. 4.6. Координато-вимірювальна машина Mora Primus

Переміщення вимірювальної головки по напрямних вздовж осей забезпечується електродвигунами постійного струму, що живляться від трьох підсилювачів потужності сервомотора двигуна. Всі електродвигуни, що зчитують головки, вимірювальні шкали, приводні механізми та направляючі по осях, закриті панелями зі скловолокна, які захищають їх від забруднень. КВМ оснащені нерухомим гранітним вимірювальним столом, встановленим на сталевій рамі на антивібраційних опорах. КВМ забезпечені вбудованою системою компенсації температурних похибок.

Вимірювання виконуються в ручному та автоматичному режимах. Ручний режим управління рухом головки здійснюється за допомогою пульта управління. Автоматичний режим реалізується від комп'ютерної станції, за заздалегідь складеною програмою.

Машини координатні вимірювальні PRIMUS працюють із програмним забезпеченням INCA 3D та/або MODUS. Ці пакети ПЗ застосовуються для контактних та безконтактних вимірювань геометричних елементів та сканування криволінійних поверхонь профілів деталей. Завдяки додатковому модулю можна

проводити вимірювання зубчастих коліс, кулачків, турбінних лопаток і параметрів шорсткості. ПЗ дозволяє вимірювати, сканувати, аналізувати та отримувати звіт про геометричні розміри деталі.

Обчислювальні алгоритми INCA3D і MODUS розташовані в заздалегідь скомпільованих бінарних файлах і не можуть бути модифіковані, вони блокують редагування для користувачів і не дозволяють видаляти, створювати нові елементи або редагувати звіти.

Застосування контрольно-вимірювальної машини дозволяє підвищити продуктивність та точність контролю деталей.

Вивчена технологія контактного методу вимірювання деталей на координатно-вимірювальній машині показала, що контактний метод є найточнішим серед координатних методів вимірювання деталей. Межа абсолютної похибки вимірювальної головки, що допускається, становить 1,7 мкм.

4.3 Контроль твердості зубчастих коліс

Контроль твердості азотованого шару є важливим етапом оцінки якості термохімічної обробки, оскільки саме цей шар забезпечує зносостійкість, контактну витривалість і корозійну стійкість деталі.

Найточніший метод контролю твердості азотованого шару — мікротвердометрія за Віккерсом із побудовою профілю твердості. Для цехового контролю зручно використовувати HV5 або HV10 на поверхні. При тонких шарах або дослідженнях — застосовують метод Кнуопа або нанотвердометрію.

Твердість - це властивість матеріалу, яка дозволяє йому протистояти постійній деформації, проникненню, вм'ятинам і подряпинам. Тому твердість важлива з інженерної точки зору, оскільки стійкість до зношування внаслідок тертя або ерозії від пари, масла та води зазвичай зростає зі збільшенням твердості. Твердість матеріалу означає його здатність протистояти зносу, розриву, подряпинам і стиранню.

Випробування на твердість – це процес перевірки твердості поверхні шляхом додавання визначеної відомої сили до випробувальної поверхні, що дозволяє нам дізнатися міцність металу. Випробування на твердість дозволяє дізнатися, який тиск може витримати матеріал, перш ніж він змінить свою форму.

Для здійснення сертифікації зубчастого колеса пропонуємо твердомір NOVOTEST T-УД2.

У комплекті комбінованого твердоміра T-УД2 два датчика - ультразвуковий і динамічний. Ми отримуємо всі переваги одного з способів управління, підключивши необхідний датчик. Таким чином, ми можемо використовувати динамічний датчик, там де він найкраще працює (крупнозернисті матеріали, наприклад, чавун або нержавіюча сталь), а у разі необхідності виміряти твердість невеликих виробів (наприклад, листового металу товщиною 2 мм) або твердість поверхневого азотованого шару – просто підключити ультразвуковий датчик і без проблем вирішити ці завдання.

Твердомір NOVOTEST T-УД2 являє собою портативний прилад, виконаний в ударостійкому корпусі (зі спеціальним захисним силіконовим бампером-чохлам для складних умов експлуатації) всередині якого розміщено плату з електронними компонентами та акумулятори. Основні характеристики пристрою наведені в таблиці 4.1. В таблиці. 4.2 наведено діапазони вимірювань, а в таблиці 4.3 - характеристики перетворювачів.

Таблиця 4.1 – Основні характеристики твердоміра T-УД2

Габаритні розміри, мм	22x65x23
Живлення від двох NiMH акумуляторних батарей або елементів живлення типу AA	по 1,2 В
Сила струму живлення, не більше, мА	100
Час безперервної роботи, не менше, год	20
Маса електронного блока з батареєю, не більше, г	250
Робочий діапазон температур, °С	від -20 до + 40
Вологість повітря, не більше	98 %, при 35 °С

Таблиця 4.2 - Діапазон вимірювань і межі основної допустимої похибки

Шкала твердості	Діапазон вимірювання	Похибка	
		У1	Д1
Роквелл, HRC	від 20 до 70	±2	±2
Брінелль, HB	від 90 до 150	±10	±10
Брінелль, HB	від 150 до 450		±15
Віккерс, HV	від 240 до 500	±15	±15
Віккерс, HV	від 500 до 940		±20
Межа міцності σ_B (довідкова) ГОСТ 22761-77, Мпа	від 370 до 1500	Нормується під час градуювання	

Таблиця 4.3 - Показники перетворювачів

Тип перетворювача	У1 (98 Н)	У1 (50 Н)	У1 (10 Н)	Д1
габаритні розміри	Ø30x140	Ø30x140	Ø30x140	Ø25x95
Маса, г, не більше	250	250	250	130
Шорсткість вимірюваної поверхні, Ra	3,2	2,5	1,5	3,2
Радіус кривизни вимірюваної поверхні, мм	5	5	5	10
Маса контрольованого виробу, не менше, кг	0,1*	0,1*	0,1*	5*
Товщина контрольованого виробу, не менше, мм	1,5*	1*	0,8*	12*
Навантаження, кгс	10	5	1	-

* і менше при використанні рекомендацій щодо проведення вимірювань твердості легких та тонких зразків.

На рисунку 4.7 зображено конструкцію приладу, типи перетворювачів показано на рисунку 4.8.



1 – перетворювач; 2 – захисний чохол; 3 – електронний блок; 4 – графічний індикатор; 5 – кнопки управління; 6 – відсік для батарей; 7 – маркування моделі твердоміра; 8 – роз'єм mini USB; 9 – роз'єм Lemo для підключення перетворювачів; 10 – пломба; 11 – кришка; 12 – акумулятор типу NiMH.

Рисунок 4.7 – Склад твердоміра NOVOTEST T-УД2



Рисунок 4.8 – Типи перетворювачів

Перетворювач Д1 використовується для вимірів твердості динамічним методом (метод Ліба). Призначений для виміру твердості великогабаритних об'єктів. Перетворювач У1 використовується для вимірювання твердості контактнo-резонансним методом. Призначений для вимірювання твердості виробів зі складною геометрією, невеликою масою та товщиною стінки у місці виміру [16].

Перед початком випробування підготуйте зону вимірюваної поверхні виробу, видаливши з неї вологу, забруднення (масло, пил і т.д.), мастило, окалину,

окисну плівку, іржу. Зачистіть шліфувальною машинкою або шкіркою і протріть ганчіркою поверхню в зоні вимірювання.

Підготувавши поверхню матеріалу потрібно під'єднати динамічний перетворювач Д1 до твердоміра, далі звести пружину перетворювача штовхачем, що поставляється разом із перетворювачем, плавно завантажити ударник із торцевої частини перетворювача (через отвір для взводу пружини) до замикання. Ввімкнути пристрій та обрати шкалу твердості за якою буде проводитися дослід. Налаштувати на пристрої кут, під яким проводитиметься вимір. Встановлений кут відображається у верхній середній частині дисплея. Кут 0 градусів відповідає вертикальному положенню перетворювача. Встановлюємо перетворювач до зони вимірювання поверхні виробу, що контролюється. Однією рукою утримуємо нижню частину корпусу перетворювача, а іншою рукою – верхню частину корпусу. Плавно натискаємо пальцем на кнопку спуску у верхній частині корпусу перетворювача. Слідкуємо, щоб перетворювач не коливався і був надійно притиснутий до зони вимірювання. Після натискання кнопки спуску і удару бойка в зону вимірювання прозвучить звуковий сигнал та на дисплеї електронного блоку з'явиться вимірне значення твердості.

4.4 Висновки з 4 розділу

Досліджено методи контролю якості та сертифікації зубчастого колеса приводу відцентрового секційного насосу.

ДСТУ ISO 1328-1:2016 є ключовим нормативним документом, що регламентує геометричні допуски циліндричних зубчастих передач і забезпечує узгоджений підхід до проектування, виготовлення, контролю та оцінки точності зубчастих коліс. Стандарт охоплює параметри профілю, лінії зачеплення, кроку, биття та інших відхилень, які мають критичне значення для ефективного функціонування передачі.

Запропоновано для контролю якості виготовлення зубчастих коліс використовувати координатно-вимірювальну машину Mora Primus, а для контролю

твердості поверхні зубчастого колеса – портативний твердомір NOVOTEST T-УД2. Особливість даного твердоміра в тому, що він має можливість виконувати тести на твердість за Роквеллом, Брінеллем та Віккерсом.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведено функціонально-вартісний аналіз та аналіз напружено-деформованого відцентрового секційного насосу за допомогою методу скінченних елементів, які довели необхідність модернізації через завищену вартість виробу.

Отримані в результаті інженерного і теоретичного розрахунків значення параметрів контактної взаємодії, а також на складеній 3-D моделі та МКЕ моделі зубчастого колеса приводу відцентрового секційного насосу свідчать про коректність вибору характеристик матеріалів елементів зачеплення зубчастих коліс.

Матеріал 38ХМЮА є доцільним вибором для виготовлення зубчастих коліс, оскільки поєднує високу прокалість, здатність до термообробки, зносостійкість і стійкість до азотування. Його хімічний склад (Cr, Mo, Al) забезпечує утворення міцного азотованого шару, що суттєво продовжує ресурс деталі.

Для забезпечення якості зубчастого колеса необхідне дотримання вимог ДСТУ ISO 1328-1:2016 щодо точності профілю, кроку, лінії зачеплення, а також застосування сучасних методів контролю твердості зміцненого шару.

Досліджено методи сертифікації та контролю якості тримача ковша. Запропоновано для контролю контролю якості виготовлення зубчастих коліс використовувати координатно-вимірювальну машину Mora Primus, а для контролю твердості поверхні зубчастого колеса – портативний твердомір NOVOTEST T-УД2.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. DIN ISO 6336 — Calculation of load capacity of spur and helical gears.
2. Duflou J. R., Verbert J., Dewulf W. Material selection for machine elements: balancing mechanical properties and manufacturability. // *Journal of Materials Processing Technology*, 2016, Vol. 238, pp. 98–105.
3. Funktionskosten-Analyse – [Електронний ресурс] – Режим доступу: http://meport.net/index.php?content=/.lo_met_mngt/method_body_short_info.php&methodId=a8decbfbfdeb007ed552d5143c947dcd&versionId=ae196ca4f4a36406db9f3beb2c852ba7&displayMode=show (Дата звернення 15.05.2023)
4. Fusion 360: Tutorial: Shape optimization analysis – [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://help.autodesk.com/view/fusion360/ENU/?guid=SIM-SHAPE-OPTIMIZATION> (Дата звернення 15.05.2023)
5. Houser D. R., Harianto J. Failure modes of gear systems: case studies and analysis. // *Gear Technology Magazine*, 2018.
6. ISO 6336-5:2016 — Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 5: Strength and quality of materials.
7. Karassik I. J., Messina J. P., Cooper P., Heald C. C. *Pump Handbook*. 4th Edition. — McGraw-Hill, 2008. — 1760 p.
8. Архіпова Т. Ф. Прикладне матеріалознавство / Т. Ф. Архіпова, А. Ю. Осадчук. — Вінниця: ВНТУ, 2017. - 59 с
9. Гарнець В. М. Конструкційне матеріалознавство / В. М. Гарнець, В. М. Коваленко. – К.: Либідь, 2007. – 384 с
10. Джонсон, К. Механіка контактної взаємодії / Пер. з англ. // К. Джонсон. - М.: Світ, 1989. - 510 с.
11. Допуски, посадки та технічні вимірювання. Практикум. Частина 1 [Текст]: навч. посібн. / Ю.І. Адаменко, О.М. Герасимчук, В.А. Пасічник, Н.В. Мініцька, С.В. Майданюк, О.А. Плівак . – Іванофранківськ : Симфонія форте, 2016. – 164 с. ISBN 978-966-286-096-2

12. ДСТУ EN 10204:2019 Вимоги до сертифікатів випробування металевих виробів.
13. ДСТУ ISO 1328-1:2016 Передачі зубчасті циліндричні. Геометричні допуски. Частина 1: Допуски для зубців із прямими, косими й шевронними зубами.
14. Матеріалознавство та технологія матеріалів. Конспект лекцій / Уклад. Т.М. Курська, Г.О. Чернобай, С.Б. Єрмоєнко. – Х.: УЦЗУ, 2008. – 136 с.
15. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС [Текст]: навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб - Д.: Національний гірничий університет, 2011. - 178 с.
16. Твердомір комбінований Т-УД2 – [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://novotest.ua/ua/katalog-priborov/tverdomer-kombinirovannyj-t-ud2.html> (Дата звернення 06.06.2025)