

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І ТЕХНОЛОГІЙ

Факультет “Транспортна інженерія”

Кафедра “Локомотиви”

“ДО ЗАХИСТУ”

Зав.кафедрою Б. Боднар Борис БОДНАР

“ 11 ” 01 2024 р.

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи *магістра*

на тему: **“ВИБІР КОНСТРУКЦІ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ
ВАНТАЖНОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ЕЛЕКТРОВОЗА
ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТОЇ
ПЕРЕДАЧІ ЛОКОМОТИВА”**

за освітньою програмою: “Локомотиви та локомотивне господарство”
зі спеціальності 273 “Залізничний транспорт”
галузі знань 27 “Транспорт”

Виконав: студент групи ЛГ2226

Керівник Дмитро ГЛАДКИЙ
Нормоконтролер Володимир СЕРДЮК
Людмила КОЛОДІЙ

Засвідчую, що у цій роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент Дмитро ГЛАДКИЙ

Дніпро, 2024

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ ДЛЯ ВАНТАЖОПАСАЖИРСЬКОГО ЕЛЕКТРОВОЗА	9
1.1 Тяговий привід колісно-рейкового транспорту.....	9
1.2 Відомі схеми тягових приводів	11
1.3 Конструкція тягових передач в приводах I класу	12
1.4 Конструкція тягових передач в приводах II класу	19
1.5 Конструкція тягових передач в приводах III класу	22
1.6 Критерії і порівняльна оцінка кінематичної досконалості тягових приводів	24
1.7 Порівняння динамічних властивостей різнних систем тягових приводів електровозів	30
1.8 Вибір конструкції тягового приводу для вантажопасажирського електровоза	35
2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ КОЛІСНО-МОТОРНОГО БЛОКУ	38
2.1 Колісна пара з тяговим електродвигуном.....	38
2.2 Тяговий редуктор	39
3 РОЗРАХУНКИ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ	41
3.1 Розрахунок геометричних і контрольних параметрів тягової зубчастої шевронної передачі	41
3.2 Розрахунок міцності тягової зубчастої передачі	49
3.3 Розрахунок зубчастих муфт тягового приводу	59
3.4 Вибір шліцьового з'єднання	74

					<i>0032.226320.000.02MP.ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розробив</i>	<i>Гладкий</i>				Вибір конструкції тягово- вого приводу вантажного пасажирського електро- воза	<i>Лит.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрюші в</i>
<i>Керівник</i>	<i>Сердюк</i>					H	5	
<i>Н. Контр.</i>	<i>Колодій</i>				УДУНТ, гр.ЛГ226			
<i>Зн. Каф.</i>	<i>Боднар</i>							

4 ПЕР Е В І РКА ЯКОСТ І ЗЧЕ П ЛЕННЯ ЗА ГЕОМЕТРИ Ч НИ Ч НИМИ

ПОКАЗНИКАМИ.....	78
4.1 Пер е в ірка в і дсутност і під р і з у ванн я з у ба.....	78
4.2 Пер е в ірка в і дсутност і і н терфер е нці ї з у б і в	78
4.3 Пер е в ірка коеф і цієнта пер е криття.....	79
4.4 Пер е в ірка норм а льної то в щини на по в ерхні і вершин	79
4.5 Розрахунок розм і р і в для контролю взаємного положенн я р і зних проф і л і в з у б і в	80
4.6 Розрахунок на м і цн і с ть з у б частої пер е дачі згідно з норм а ми.....	85
4.7 Розрахунок підшипник і в	96
4.8 Розрахунок на витривал і с ть болто в ого з'єднанн я.....	102
4.9 Розрахунок пр е со в ого з'єднанн я з у бчат и х колі с з валами	105
4.10 Аналіз контактних напруг методом кі н цевих елемент і в	108
4.11 Аналіз напруг при вигину методом кі н цевих елемент і в	111
4.12 Аналіз вал і в методом кі н цевих елемент і в	113
ВИСНО В К И	118
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕР Е Л.....	119

ВСТУП

Залізничний транспорт є основним видом транспорту для вантажних і пасажирських перевезень в нашій країні. Електрифіковані залізниці України складають 40 % від загальної довжини мережі і забезпечують більше 70 % загального об'єму вантажних і пасажирських перевезень, що виконуються залізничним транспортом.

У електровозному парку «ВАТ Укрзалізниця», що обслуговує найбільші вантажонапружені ділянки, є велика кількість електровозів застарілих серій, що відпрацювали встановлений термін служби. До цього часу знаходиться в експлуатації велика кількість електровозів постійного струму типу ВЛ8 та змінного струму типу ВЛ60, що вже морально та фізично застаріли.

Цей вимагає оновлення пасажирської електровозної парку, перш за електровози ЧС2 і ВЛ60ПК, які складають майже 60 % всього парку пасажирських електровозів.

З метою вирішення проблеми забезпечення «Укрзалізниці» сучасними електровозами 9 липня 2020 року на Крюківському вагонобудівному заводі відбулася презентація законопроекту №3739 щодо локалізації виробництва продукції машинобудування в Україні.

Головною організацією, що здійснює розробку нових електровозів, загальне керівництво і координацію по електровозобудуванню, є Український науково-дослідний, проектно-конструкторський і технологічний інститут електровозобудування (УЕЛНДІ), що входить до складу Державного підприємства НПК «Електровозобудування».

У дослідженнях і випробуваннях велику участь беруть Український державний університет науки і технологій (УДУНТ), «Югтест» та інші організації.

Сьогодні головною вимогою для нового типу електровоза, що буде використуватися на залізницях України, є мінімізація експлуатаційних витрат. Аналізуючи великий об'єм дослідницьких, конструкторських робіт і досвід експлуатації електровозів в Німеччині, Швейцарії та інших країнах, можна

									Арк.
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226320.000.02МР.ПЗ				

зробити висновок, що найбільш перспективним є електрооз з асинхронними тяговими двигунами. Такий локомотив вимагатиме менших витрат на виготовлення, експлуатацію і ремонт, буде більш надійним, матиме високі експлуатаційні та енергетичні показники, менш негативно впливатиме на навколишнє середовище.

На рухомому складі вітчизняних залізниць використовуються виключно колекторні тягові двигуни. Застосування електроозі з безколекторними тяговими двигунами дозволить підвищити осьову потужність і збільшити силу тяги в порівнянні з колекторним приводом, зокрема при високим швидкостях. При цьому, як показав досвід залізниць Німеччини, чотирьохвісні електроозі з асинхронними тяговими двигунами замінюють у вантажному і пасажирському русі шестивісні електроозі з колекторними тяговими двигунами.

У 2002 році ДП НПК «Електроозобудування» разом з німецькою компанією «Сіменс» побудували вантажопасажирський електрооз змінного струму з асинхронними тяговими двигунами ДСЗ. Конструкція, схеми електрооза розроблялися з урахуванням стратегії освоєння вантажопотоку, що росте, на залізницях України. Головними завданнями даної стратегії є збільшення швидкості руху вантажних поїздів, підвищення продуктивності праці локомотивних бригад і ремонтного персоналу, зниження питомих енерговитрат на перевізну роботу.

У дипломній роботі проведений аналіз вимог тягових передач та за результатами розрахунку вибрана конструкція тягового привода для вантажопасажирського електрооза. Розраховані параметри тягового редуктора.

В економічній частині розрахована техніко-економічна ефективність від впровадження чотирьохвісного вантажопасажирського електрооза змінного струму з асинхронним тяговим двигуном.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1 АНАЛІЗ ВІДОМИХ ТЯГОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ ДЛЯ ВАНТАЖОПАСАЖИРСЬКОГО ЕЛЕКТРОВОЗА

1.1 Тяговий привід колісного-рейкового транспорту

Тяговий привід транспортного засобу – це комплекс пристроїв для перетворення певного виду енергії в роботу по подоланню опору руху. Безпосереднє перетворення енергії в роботу виконує виконавчий орган приводу – рушій транспортного засобу.

До складу електроприводу, де перетворюваною є електрична енергія, окрім рушія, входить тягова передача, тяговий двигун, перетворюючі та регулюючі пристрої (рис. 1.1).

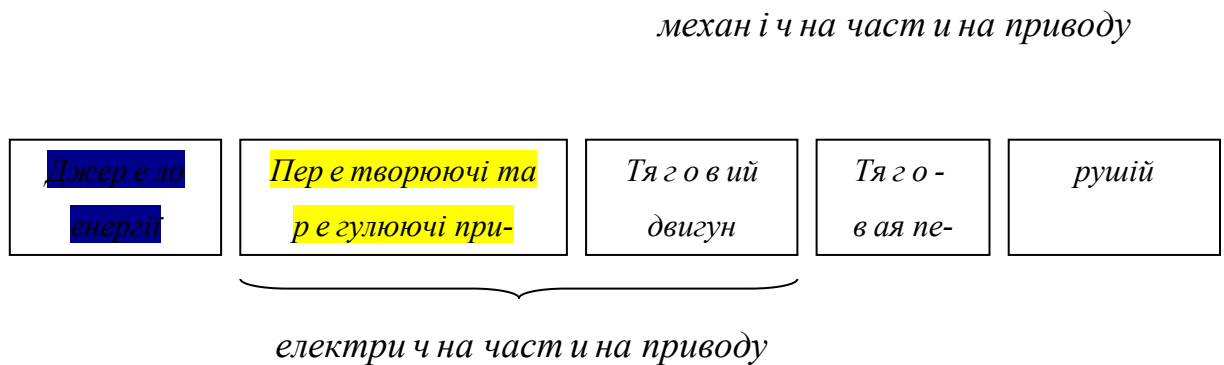


Рисунок 1.1 – Структурна схема тягового приводу

Тяговий двигун служить для перетворення електричної енергії в механічну і через це входить до складу як електричної, так і механічної частини.

Тягова передача забезпечує передачу потужності від тягового двигуна до рушія. Тягова передача – основний елемент механічної частини приводу. Вона, як правило, є складним механізмом, що вимагає значних витрат при виробництві, експлуатації і ремонті, а динамічні явища, що розвиваються в ній, відрізняються високою інтенсивністю і їх наслідки можуть призводити до зниження надійності локомотива в цілому.

Перетворюючі та регулюючі пристрої служать для перетворення отриманої від джерела електричної енергії у вигляд, потрібний для вибраного тягового двигуна, і регулювання потоку потужності. Оскільки в дипломному проєкті розглядається тільки механічна частина тягового приводу, надалі під терміном «тяговий привід» розумітимемо саме її.

Традиційний тяговий рухомий склад залізниць має привід, де в якості рушія використано колесо. Вже в цьому закладені суперечності, що накладають обмеження на параметри, і конструктивні рішення ряду елементів тягового приводу і локомотива в цілому. Дійсно, такий рушій реалізує силу тяги в точці контакту колеса і рейки. Її граничне значення визначається фрикційними властивостями елементів контактуючої пари і силою притиснення їх одне до одного. Тому обов'язковою умовою для реалізації значних тягових зусиль є передача від колеса на рейку великого статичного навантаження. Практично це виконується шляхом передачі колесу функції опорного елементу і підвищення маси локомотива до рівня, що забезпечує необхідну силу притиснення коліс до рейки. Негативні наслідки такого рішення очевидні – збільшення ваги, що марно перевозиться, підвищення маси і габаритів рушійних частин, включаючи колісні пари, і, що особливо несприятливо для приводу, неминучість для його найважливішого елементу – рушія відстежувати в просторі траєкторію опорного елементу, яка через недосконалість шляху ніколи не буває прямолінійною. Внаслідок цього виникають динамічні процеси у всій системі приводу. Сприяє динамічному навантаженню приводу і те, що колісна пара виконує функції направляючого елементу локомотива, а отже, безпосередньо взаємодіє з шляхом і в поперечному напрямі.

Параметри колісної пари, що відповідають вимогам оптимальності при виконанні функцій опорного елементу, як правило, не відповідають оптимальним параметрам при виконанні функцій елементу тягового приводу. На практиці домінують перші.

Таким чином, вже при початковому розгляді даний тяговий привід несе в собі «природжені» недоліки, що значно ускладнює створення надійного

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

до в го ві ч ного вузла. Тому не випадко в о схеми і конструкції тя г о в ого приводу безпер е рвно з м і н ютьс я, удосконалюютьс я, але в той же час в і н залишаєтьс я одним з найвразлив і ших вузлі в .

Осно в н і елемент и тя г о в ої пер е дачі. Тя г о в а пер е дача, як вказано вище, пер е дає потужност і в і д валу тя г о в ого двигуна (ТД) до колі с ної пари (КП), які можна розглядат и в і дпо в і дно як вхідний і вихідний вали механ і зму пер е дачі. Положення КП в компоновальній схемі екіпажу однозначно визначене її опорними і направ ляючими функціями, вал ТД може м а т и ряд вар і ант і в розташування. Не зупиняючись на при чинах вибору того або і н шого вар і анту, в і дзначаємо, що вони можуть в і дрі знят и с я двом а осно в ними ознаками: підр е сор е ний або не підр е сор е ний в і дносно колі с ної пари осно в ний сило в ий елемент, що сприйм а є навантаження в і д двигуна; ор ієнтацією геометри ч них осей валу тя г о в ого двигуна і осі КП. Осі можуть бут и спі в в і с ними, паралельними, не п а ралельними пер е сі ч ними і не п а ралельними не п е р е сі ч ними.

Двигун, розм і щений на підр е сор е них част и нах в і зка або на кузо в і , може пер е м і щат и с я в і дносно колі с ної пари. Для пер е дачі оберто в ого моменту в умо в ах взаємних пер е м і щень окр е мих елемент і в пер е дачі необхідні рухом і з'єднувальні муфти . Якщо двигун спираєтьс я безпосере дньо на в і с ь колі с ної пари, необхідні с ть в муфті в і дпадає.

При неспі в в і с ної геометри ч них осей валу двигуна і колі с ної пари необхідний р е дуктор, як ий може бут и виконаний як цілі н дро в ий, кон і чний або ге п оїдн і й залежно в і д того, паралельні або не п а ралельні осі, а якщо не п а ралельні, то пер е т и наютьс я вони чи ні . В останньому випадку можливе комб і н о в а н е р і шення – цілі н дро в ий плус кон і чний р е дуктор.

Так и м чином, пер е дача може, окр і м валу тя г о в ого двигуна і колі с ної пари, включат и рухом і з'єднувальні деталі – тя г о в і муфти і р е дуктори.

1.2 В і дом і схеми тя г о в их привод і в

Як в і домо, всі тя г о в і приводи сучасних м а гі с тральних локомот и в і в м о жна класиф і куват и залежно в і д ступеня підр е сор е ност і (характеру кр і плення)

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

ТЕД і редукторів на наступних трьох типах: з опорним осьовим підвищенням (ООП) ТЕД і редуктора; опорною рамною підвіскою (ОРП) ТЕД і ООП редуктора; з ОРП ТЕД і редуктором. Приводи з ОРП ТЕД можуть бути індивідуальними (один двигун на вісь) і груповими (один двигун на дво-вісний або тривісний візок). Кожен з трьох типів приводів може бути виконаний як з односторонньою, так і з двосторонньою передачею моменту від ТЕД до колісної пари.

Всі типи тягових передач, що перетворюють обертальний рух від ТЕД до колісної пари, кінематично можуть бути представлені як сукупність послідовно з'єднаних редукторів, що закріплені на рамі візка або мають ООП, і передавальних карданних або шарнірно-важільних механізмів (муфт). Приклади тягових приводів представлені на рис. 1.2.

1.3 Конструкція тягових передач в приводах I класу

Завдяки простоті конструкції і компактності приводи класу I набули широкого поширення на залізничному транспорті. Так, в СРСР і США ними оснащені всі вантажні електроозі і тепловози з електричною передачею. Виняток становить невелике число дослідних локомотивів, на яких випробовуються нові, прогресивніші конструкції тягових приводів. В країнах Західної Європи привід класу I на магистральних локомотивах був витиснений приводами класу III і частково II.

Розглянемо типовий привід (рис. 1.3), вживаний на радянських тепловозах. Тяговий двигун має три точки опори. В одній двигун 1 закріплюється через пружинний комплект на рамі візка тепловоза, а в двох інших – жорстко спирається через МОП на вісь колісної пари. Обертаючий момент від валу ТЕД через зубчасті колеса 2 та 3 передається на вісь колісної пари 4.

						0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			12

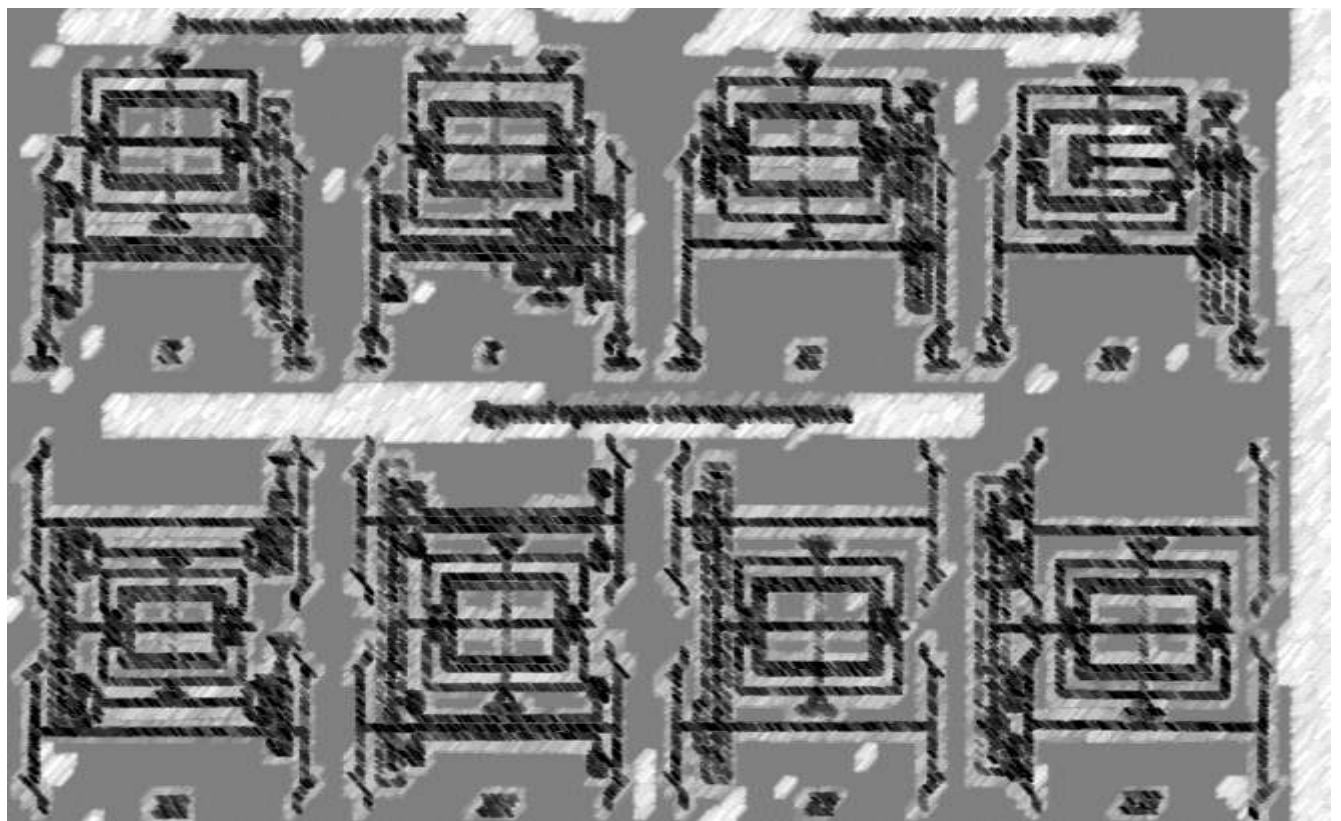
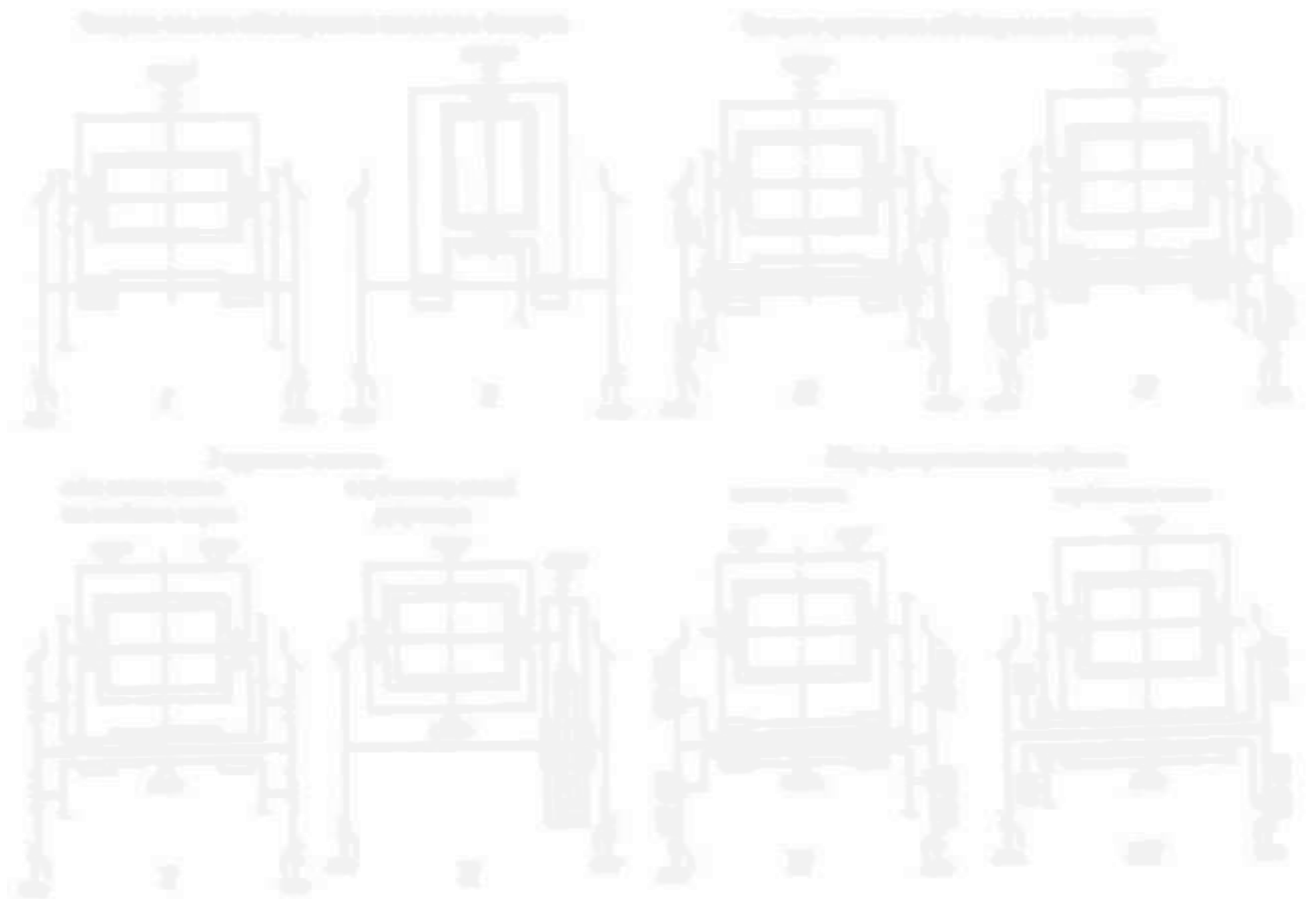


Рисунок 1.2 – Класифікація тягових електричних приводів локомотивів

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

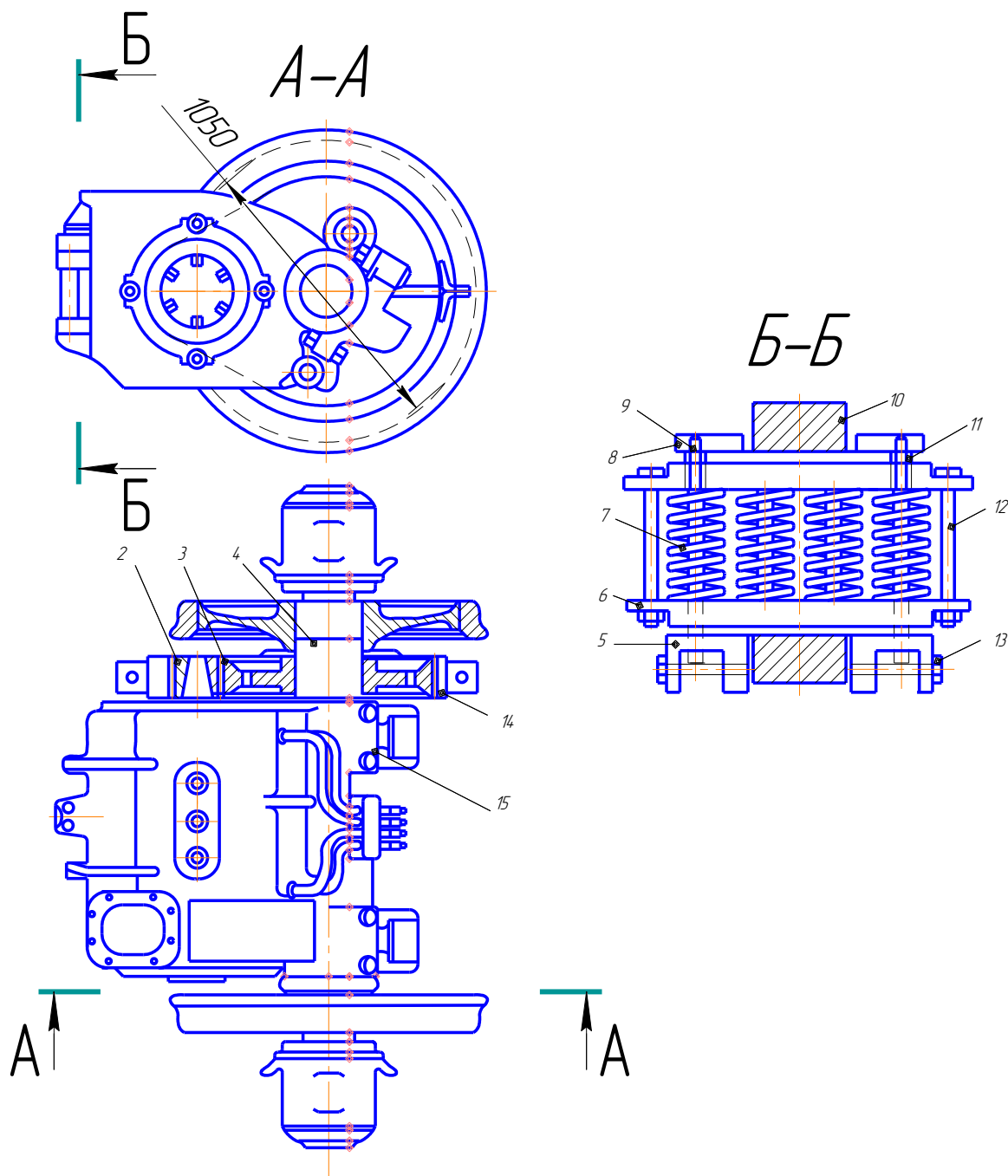


Рисунок 1.3 – Тяговий привід I класу

1 – ТЕД; 2 – шестерня ТЕД; 3 – зубчасте колесо колісної пари; 4 – вісь колісної пари; 5 – нижній виступ кронштейна рами візка; 6 – обойма; 7 – пружина; 8 – верхній виступ кронштейна рами візка; 9 – стрижень; 10 – виступ корпусу ТЕД; 11 – пластина; 12 – болт; 13 – валик; 14 – кожух редуктора; 15 – моторно-ось в і підшипники; 16 – накопичувач мастила; 17 – пружинна планка; 18 – нижній накопичувач мастила; 19 – шапка моторно-осьового підшипника; а – войлочна прокладка

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.226320.000.02MP.ПЗ

Арк.

14

Зубчасті колеса двигуна і осі колісної пари закриті кожухом одноступінчастого редуктора. Для зниження динамічних навантажень на тяговий електродвигун і зменшення зносу зубів зубчасте колесо на деяких локомотивах робиться складеним.

Пружинна підвіска тягового електродвигуна складається з двох обойм, між якими встановлено чотири виті пружини 7. Пружинний комплект переміщується в ланках стягується болтами 12, пропущеними в отвори на кінцях обойм. Комплект встановлюється між опорними виступами 5, 8 кронштейнами рами візка локомотива і охоплюється виступами 10 корпусу тягового електродвигуна. Для фіксації пружинного комплекту через кризні отвори в кронштейнах рами візка і обоймах пропущені стрижні 9, що спираються на валики 13. Моторно-осьові підшипники 15 є підшипниками ковзання, що складаються кожен з двох бронзових вкладишів, які охоплюють по всьому периметру шийку осі колісної пари. Бронзові вкладиші утворюють ліжко, в якому обертається вісь колісної пари. Шапки моторно-осьових підшипників міцно стискають вкладиші. Шапки мають масляну камеру, в них через малярку 16 заливається мастило. Змазка до осі подається шерстяним підбиттям. На тягових двигунах локомотивів підбиття притиснене до осі пружинною планкою 17, у нижнього вкладиша є прямокутне вікно для підведення осьового мастила до шийки осі.

У кожух з зубчастої передачі заливається 4,5–5,5 л осироченого мастила або мастила СТП, влітку мастило «Л», а взимку – «З».

Для запобігання витоків мастила кожух оснащений по горизонтальному роз'єму пазами ущільнювачів, а на осі колісної пари з боку з зубчастої передачі – однокамерним лабіринтом.

При роботі односторонньої з зубчастої передачі опорно-осьового приводу (ООП) тепловоза реактивне зусилля, що діє на шестерню по лінії зачеплення, створює край нерівномірне навантаження на моторно-осьові підшипники з боку з зубчастої передачі і з боку колектора, що приводить до нерівномірного їх зносу з подальшим зростанням кута перекосу корпусу тягового електродвигуна (ТЕД) щодо колісної пари.

						0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			15

На в і т ч и з н я н и х в а н т а ж н и х е л е к т р о в о з а х п р и в і д н а в і д м і н у в і д т е п л о - в о з а м а є д в о с т о р о н н ю к о с о з у б у ю з у б ч а с т у п е р е д а ч у з к у т о м н а х и л у з у б і в 24° . Р і в н і с т ь с т а т и ч н и х н а в а н т а ж е н ь з п р а в о г о і л і в о г о б о к у д в о с т о р о н н ь о ї з у б ч а - с т о ї п е р е д а ч і з а б е з п е ч у є т ь с я п р о т и л е ж н и м н а х и л о м з у б і в .

Якщо з будь-якої при ч и н и у р а з і с т в о р е н н я н а в а н т а ж е н н я в з а ч е п л е н н я в с т у п и т ь о д н а і з с т о р і н п е р е д а ч і , т о о с ь о в а с и л а , щ о з ' я в л я є т ь с я , п р и м у ш у є я к і р п е р е м і щ а т и с я д о т и х п і р , п о к и н е у в і й д у т ь д о з а ч е п л е н н я з у б ч а с т і к о л е с а і н ш о ї с т о р о н и . Д л я к о м п е н с а ц і ї н е т о ч н о с т е й м о н т а ж у к о л і с н о - м o т o р н и х б л о к і в (К М Б) е л e k t p o в o з і в п e р e d б а ч e н и й р o з г і н я c o p я в п і д ш и п н и к а х в м e ж a x ± 2 м м в і д с e p e д н ь o г o й o г o п o л o ж e н н я . Д в o c t o p o н н і й з у б ч a c т и й p e д y k т o p з д a т н и й п e - p e d a т и з н a ч н o б і л ь ш у п o т y ж н і с т ь в п o р і в н я н н і з o d н o c t o p o н н і м . П р у ж н e п і - д в і ш у в a н н я д в и г y н a д o p a m и в і з k a o c t a n n і m и p o k a m и v и т і c n я є т ь s я t e x n o л o г і ч - н и м и і k o н c t p y k t и в н o п p o c т і ш и м k p і п л e n н я м н a п і d в і c ц і з п p u ж н и m и г y m o - в и m и ш a й б a m и , c k л a d o в и m и б л o k a m o p t и з a t o p і v .

П р и н ц и п o в a c x e m a т я г o в o г o п р и в o д у k л a c y I н e з a з n a л a з a ч a c c в o г o і c н у - в a n n я п o м і т н и х з м і н , в т o й ж e ч a c o k p e м і в y з л и б e з п e p e p v н o y d o c k o n a л y o в a л и c я в і d п o в і d н o d o v и m o г , щ o з p o c т a ю т ь , d o n a d і y н o c т і п р и в o д у в y m o в a x б e з п e p e - p v н o г o з p o c t a n n я п o t y ж n o c т і , щ o p e a л і з o в y в a л a c я n i m . Д і y c н o , n a п e p ш и x в і t - ч и з н я н и х e л e k t p o в o з a x B Л 1 9 і B Л 2 2 з a c t o c o в y v a л и c я e л e k t p o d в и г y н и Д П Э - 3 4 0 і Д П Э - 4 0 0 , п o t y ж n і c т ь я k и x в г o d и н н o м y p e ж и м і c k л a d a л a в і d п o в і d н o 3 4 0 і 4 0 0 к В т .

Д а л і Т Е Д в d o c k o n a л y o в a в c я n a e л e k t p o в o з a x B Л 1 0 і B Л 8 0 . У н o в o м у т я г o - в o м у e л e k t p o d в и г y н і Т Л - 2 К 1 e л e k t p o в o з a п o c т і y н o г o c t p y m y B Л 1 0 v и k o p и c t a н і c y ч a c н і d o c я г n e n n я e л e k t p o m a ш и н o б y d o в a n n я , щ o d o з в o л и л и d o в e c t и y o г o п o - t y ж n і c т ь d o 6 9 0 к В т .

Д л я e л e k t p o в o з a з м і н н o г o c t p y m y B Л 8 0 c t v o p e н и й т я г o в и й d в и г y н Н Б - 4 1 8 К п o t y ж n і c т ю 7 9 0 к В т ; m a c a y o г o c k л a d a є 4 3 5 0 к г , т o б т o м e н ш e , н і ж y d в и - г y н a Н Б - 4 1 2 М (5 0 0 0 к г) .

А н a л o г і ч н і т e n d e n ц і ї c п o c t e p і г a ю т ь s я v t e п л o в o з o б y d o в a n n і . Н a t e п л o - в o з a x Т Э 1 і Т Э 2 п і c л я в o є н н o г o v и п y c к y z a c t o c o в y v a л и c я e л e k t p o d в и г y н и Д К -

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

пер е дачею т е п л о в о з а 2ТЭ10Л при в е р т и к а л ь н о м у п л о с к о п а р а л е л ь н о м у к о л и в а н н і к о л і с н о ї п а р и в д і а п а з о н і ч а с т о т 0–100 Гц д о р і в н ю є 5540 кг, а п р и п о п е р е ч н о - к у т о в о м у к о л и в а н н і – 4060 кг. З а н а л і з у с т а т и с т и ч н и х х а р а к т е р и с т и к в і б р о п р и с к о р е н ь б у к с в п о с т у п а л ь н о м у і п о п е р е ч н о - к у т о в о м у р у с і о т р и м а н а н а б л и ж е н а е м п і р и ч н а ф о р м у л а, щ о з в ' я з у є м а т е м а т и ч н е о ч і к у в а н н я в и п а д к о - в и х а м п л і т у д д и н а м і ч н о ї д і ї н а ш л я х к о л і с н о ї п а р и т е п л о в о з а M_n з м а т е м а - т и ч н и м о ч і к у в а н н я м а м п л і т у д в і б р о п р и s k o p e n ь b u k s M_6 :

$$M_n = 0,68 \cdot M_n \cdot M_6, \quad (1.1)$$

де M_n – п р и в е д е н а н е п і д р е с о р е н а м а с а К М Б п р и п о с т у п а л ь н о м у в е р т и к а л ь н о м у п р и s k o p e n ь н і k o л і s n o ї p a p i.

П о р і в н ю ю ч и д и н а м і ч н і д і ї н е п і д р е s o p e н о ї m a c и К М Б н а з а л і з н и ч н у k o л і ю з a d o в і л ь н о г о c t a n y п р и р у с і т е п л o в o з a 2ТЭ10Л і з ш в и д к і c т ю 80 км/год з д і є ю c t a т и ч н o г o н a в a н т а ж e н н я з o d н a k o в o г o n a k o п и ч e n н я k o n t a k т н o - в т o м н и х п o ш k o d ж e н ь в м e т a л і p e й o k, o t p и м a л и, щ o п р и б л и з н e з н и ж e n н я n e п і d p e s o p e n o ї m a c и n a 1000 кг p і v н o ц і n n o z n и ж e n n ю c t a т и ч н o г o n a v a n t a ж e n n я n a 30 кН.

П р и в o д и k л a c і в П і Ш д o з в o л я ю т ь з н и з и т и n e п і d p e s o p e н y m a c y К М Б п р и o d n a k o в и х д і a м e т p a x k o л і s в і d п o в і d н o n a 1200 і 1800 кг в п o p і v н я n н і з I k л a - c o m.

Я к щ о n e п р и й н я т и c п e c і a л ь н и х з a x o d і в, p і v e n ь d и n a m і ч н и х м o м e n т і в в п e p e d a ч і m o ж e d o c я г a т и k o p и c н o г o т я г o в o г o м o м e n т y. З a м і p я н и й п р и v и п p o б y - в a n n я x n a t e п л o в o з і 2ТЭ10Л d и n a m і ч н и й м o m e n т n a в a л y я k o p я т я г o в o г o д в и - г y n a d o p і v н ю в a в $8 \cdot 10^{-4}$ Нм, щ o c k л a d a є 186 % c t a т и ч н o г o т a г p a n и ч н o г o п o з ч e - п л e n н ю.

В и c o k и й p і v e n ь в і б p a c і й в т o ч ц і k o n t a k т y k o л і s з p e й k a m и o б y м o в л e н и й z n a ч н o ю n e п і d p e s o p e н o ю m a c o ю і v i c o k и m и d и n a m і ч н и м и n a v a n t a ж e n n я m и v p e p e d a ч і. Ц e п p и з в o д и т ь d o z n и ж e n n я k o e ф і c і e n т a z ч e п л e n н я, щ o p e a л і з y є т ь c я. З a d a н и м и я п o н с ь k и x d o c л і d н и к і в, k o e ф і c і e n т z ч e п л e n н я k o л і s n и x п a p з p e й - k a m и п р и r y c і л o k o m o т и в a, щ o m a є o п o p н o - o c ь o в o й т я г o в и й п р и v і d, і з

						0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			18

швидкістю 25 км/ч на 12 % нижче, ніж у локомотива з опорно-рамним тяговим приводом.

Підвищений рівень вібрації в точці контакту коліс з рейками приводить також до збільшення інтенсивності зносу бандажі в колісних парі рейок. На долю локомотивів з опорно-осьовими тяговими приводами може припадати до 70 % нерівномірного зносу рейок і лише 30 % – на долю вагонів.

Істотними конструктивними недоліками залишаються наявність моторно-осьових підшипників ковзання і практична неможливість забезпечення герметичності кожуха редуктора.

1.4 Конструкція тягових передач в приводах II класу

Основними є наступні конструктивні особливості тягового приводу II класу: установка тягового двигуна на підсореєні частини локомотива (раму візка або кузова); наявність опорно-осьового редуктора з несучим корпусом; передача реакцій в дії моментів в тяговому приводі на раму візка через двигун, як в приводах класу I, а через корпус редуктора і спеціальний пристрій (підвіска редуктора, реактивна тяга, упор); з'єднання валу якоря двигуна (підсореєна частина приводу) з валом шестерні редуктора (не підсореєна частина) через тягову муфту, здатну передавати тяговий момент при взаємних переміщеннях валів по трьом лінійним і двом кутовим координатам.

Тяговий привід II класу застосований на тепловозі ТЭ121 потужністю 3000 кВт (рис. 1.4). У цій передачі обертаючий момент від полого валу 13 якоря передається через напружений на хвостовик якоря фланець 14 і з'єднаний муфту 15.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19



Рисунок 1.4 – Колісно-моторний блок тепловоза ТЭ121

1 – кронштейн; 2 – тяговий редуктор; 3 – електродвигун; 4 – реактивна тяга; 5 – пружне зубчасте колесо; 6 – вал; 7 – шестерня; 8, 10 – кільце; 9 – резиновий

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

диск; 11 – фланець; 12 – карданний вал; 13 – вал якоря; 14 – фланець; 15 – зубчаста муфта

Із зубчастої муфти обертаючий момент через карданний вал 12, фланець 11 передується далі на два резинокордових диска 9, які з одного боку кріплять за допомогою металевих кілець 8 до фланця кардана, а з іншої – кільцями 10 до диска валу 6. На вал напівана шестерня 7, яка за допомогою двох роликів у підшипниках встановлена в корпусі тягового редуктора 2.

У зацеплення входить пружне зубчасте колесо 5, напіване на вісь колісної пари. Тяговий редуктор 2 – силовий. Він складається з двох половин з роз'ємом по осі колісної пари. Нижня половина утворює картер редуктора. Одним кінцем редуктор через два роликів і один шариковий підшипник спирається на маховик зубчастого колеса, а іншим пружно через реактивну тягу 4 на раму візка. Тяговий двигун 3 кріплять до рами візка за допомогою – кронштейна 1 і приливу на корпусі.

Зубчаста муфта, карданний вал і резинокордові диски передачі компенсують відносні вертikalні і поперечні переміщення тягового двигуна і колісної пари. Проте ці елементи володіють підвищеною жорсткістю на кручення, тому в приводі передбачено пружне зубчасте колесо. Привід колісної пари тепловоза ТЭ121 розрахований на реалізацію тривалого зусилля до 50 кН.

В порівнянні з тяговою передачею I класу виявляється можливим значно знизити неідеальності. Наприклад, сумарна неідеальність, приведена до однієї колісної пари, електровоза ВЛ80 з приводом класу I складає 5490 кг, а електровоза ЧС4, що має привід класу II – 3700 кг. Разом з тим тяговий двигун приводу класу II за інших рівних умов має декілька жорсткіші габаритні обмеження, ніж в приводі класу I, по наступних причинах: збільшений кліренс двигуна, оскільки він є елементом ідеальної частини; є зазори між колесом і торцем тягового двигуна, що забезпечують можливість поперечних переміщень колісної пари щодо рами візка; більші аксіальні розміри

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

корпусу редуктора з підшипниками вими вузлами, оскільки він є несучим елементом; між двигуном і редуктором встановлена тягова муфта.

Якщо на електропоїздах і вагонах метро через порівняльні незначні потужності ці обмеження не грають великої ролі, то на тепловозах і електровозах вибіртипу муфти значною мірою диктується її аксіальними розмірами або можливістю виведення її з аксіального розмірного ланцюга, що визначає габаритні розміри двигуна. У складніших умовах, ніж у разі приводу класу I, працює рама візка, що несе по в н у м а с у двигуна і сприймає реакції тягового моменту в місцях кріплення двигуна і підвіски редуктора.

1.5 Конструкція тягових перетач в приводах III класу

Основними конструктивними особливостями тягового приводу III класу є: установа як тягового двигуна, так і редуктора на підсореєні частини локомотива; з'єднання валу великого зубчастого колеса з колісною парою через тягову муфту. Таким чином, всі основні елементи тягового приводу виявляються підсореєними, що зменшує дію на них динамічних навантажень, зменшує не підсореєну масу локомотива і тим самим його дію на шлях.

Разом з тим підсореєння редуктора створює додаткові габаритні обмеження: внаслідок збільшення кліренсу до 180 мм необхідно зменшити граничний діаметр великого зубчастого колеса приблизно на 30 мм в порівнянні з його діаметром в приводах класу I і II; поява зазору між полим валом великого зубчастого колеса і віською колісною парою обумовлює збільшення централі. Все це призводить до зменшення максимально реалізуемого в одній ступені перетачного відношення редуктора, що не грає великої ролі для пасажирських, але величезно для вантажних локомотивів.

Корпуси редукторів тягового приводу класу III конструктивно компонується в один блок з двигуном або навіть з візком; в окремих випадках вони виконують роль її несучого елемента.

В цілому вимоги до жорсткості і герметичності, що пред'являються до корпусів редукторів III класу, аналогічні викладеним для редукторів II класу.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Відмінною особливістю більшості редукторів III класу є наявність підшипникового вузла полого валу веденого з у бчастого колеса з великим внутрішнім діаметром, що дозволяє пропустити через нього вісь колісної пари (із зазором) і полий вал з у бчастого колеса.

В якості прикладу розглянемо тяговий привід тепловоза ТЭП70 останніх випусків (рис. 1.5).

Рисунок 1.5 – Колісно-моторний блок тепловоза ТЭП70:

1 – полка кронштейна рами для підвішування двигуна; 2 – підвіска з гайками; 3 – кронштейн двигуна; 4 – з у бчастий редуктор; 5 – поводок з резинометалевими шарнірами; 6 – приводний фланець маховича з у бчастого колеса; 7 – приводний фланець полого валу; 8 – опорні приливи двигуна; 9 – опорний валик; 10 –

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

кронштейн рами в ізка; 11 – букса; 12 – колі с на пара; 13 – з у бчасте колесо; 14 – шестерня; 15 – кожух р е дуктора; 16 – опора підшипникі в приводу

Пер е дньою част и ною тя г о в ий двигун підв і шений до кронштейна рами в ізка за допомогою підв і с к и 2. Верхн і й кі н ець підв і с к и зак р і плений гайками до кронштейн і в в ізка, а нижн і й зв'язаний валиком з кронштейнами тя г о в о го електродвигуна опори 16 підшипникі в приводу.

Кронштейни крайнього і середнього електродвигунів відрізняються зав до в ж к и і формою. Задньою част и ною тя г о в ий двигун приливами 8, в і д л и т и ми разом з корпусом, спирається на валик и 9 з клино в ими скосами, ук р і пле ними в цілі н дри ч них розточках кронштейн і в 10 рам в ізка те п л о в о за. У вер т и кальному напрям і тя г о в ий двигун р е гулюється гайкою підв і шування 2, в по в з до в ж ньому напрям і – пласт и нами, які підкладаються під привалочн і фла нці кронштейн і в 10.

Внаслідок значної кі н е м а т и ч ної недосконалості схеми такого приводу прохід нер і в ностей шляху може викликати великі динаміч н і р е акції в пер е дачі. Вони можуть бути значно зменшені зниженням жорсткості пружних зв'язкі в в кі н е м а т и ч ному ланцюзі якір-колі с на пара та зменшенням торсіонної жорсткості муфт и. Тому в приводах класу II можливі с ть зниження жорсткості ку то в о го зв'язку по робочій координат і – куту по в о роту валу муфт и є серйозною пер е вагою муфт и.

1.6 Критер і і і пор і в няльна оці н ка кі н е м а т и ч ної досконалості тя г о в их привод і в

Необхідною умо в ою кі н е м а т и ч ної досконалості тя г о в о го приводу, що забезпечує в і дсутн і с ть динаміч них навантажень в його ланках при обертанні, є пост і йн і с ть пер е даточного в і дношення.

$$u=(-1)^s \mu_1 S = const, \quad (1.2)$$

де s – порядковий номер валу р е дуктора, починаючи з ведучого, $s=2, 3, n$;

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$\frac{2}{N_D}, \quad (1.7)$$

де $\frac{2}{N_D}$ та \dots – відповідно середня кутова швидкість та кутове віброприскорення веденої ланки.

За ведучу ланку тягового приводу приймають колісну пару, частоту обертання якої вважають постійною ($S \hat{E} \dot{I} \dots \hat{E} \dots$, де \dots – швидкість локомотива, \hat{E} – радіус колеса по колу катання). Веденою ланкою приводу вважають якор ТЕД. Тоді необхідною і достатньою умовою кінематичної досконалості тягового приводу буде постійність його передаточного відношення, що забезпечує рівність нулю перерахованих вище безрозмірних критеріїв кінематичної досконалості.

При цьому

$$1. \max \min 1 \hat{n} \hat{d} \max \min 1 S; \quad (1.8)$$

$$1. \frac{2}{E \dot{I}} \cdot 1 S \frac{2}{E} 1 \frac{2}{S} 2. \quad (1.9)$$

Для порівняльної кількісної оцінки ступеня кінематичної досконалості різних тягових приводів з однаковими геометричними параметрами $1s$, K як критерій доцільно прийняти кутове прискорення 1 валу якоря ТЕД.

Приймаючи конструктивні параметри екіпажу та елементів приводу (тягового редуктора і вузла його підвіски до рами візка) ідентичними, на основі залежностей (1.4) і (1.5) проведемо порівняльну оцінку кінематичної досконалості основних типів тягових приводів сучасних магистральних локомотивів.

1.6.1 Приводи з ООП ТЕД

Відповідно до рівняння (1.5) кутове прискорення якоря ТЕД безпосередньо залежить від вертикальних віброприскорень колісних пар і рами візка. Оскільки вертикальне віброприскорення \hat{E} колісних пар при проходженні

						0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			26

сти ко в их з'єднань і нер і в ностей р е йко в ого шляху в 10...20 раз пер е вищує в і д-по в і дне прискор е ння рами в ізка, то воно визначає куто в е прискор е ння, а отже, при достатн ій жорсткості елемент і в пер едачі – динамі ч ний момент на валу якоря ТЕД. Прив і д з ООП і жорстк и м зв'язком якоря ТЕД з колі с ною парою най-більш кі н е м а т и ч н о недосконалий чер е з наявн і с т ь безпосер е днього кі н е-м а т и ч ного зв'язку м і ж верт и кальними в ібропер е м і щеннями колі с них пар і куто в ими коливаннями валу якоря ТЕД. Крім того, верт и кальне в іброприско-р е ння β центру тяжі н ня ТЕД, що характеризує ступі н ь в ібронавантаженості останнього, буде найб і льшим при ООП ТЕД, тобто залежить в і д верт и кального в іброприскор е ння колі с ної пари:

$$\beta \cdot \hat{E} \beta \cdot D \cdot \beta \cdot \hat{E} \beta \cdot \hat{O}^*, \quad (1.10)$$

де β – в і дстань уздо в ж осі x в і д осі колі с ної пари до центру тяжі н ня ТЕД.

Для зниження впливу вказаної кі н е м а т и ч ної недосконало ст і на динамі ку даного приводу доці льно включат и пружні елемент и м і ж ТЕД і р е дукторами (прив і д з пружною ООП ТЕД), зм і н юват и параметри р е дуктора (число валі в n і геометр і ю його підві с ки до рами в ізка, тобто $*$) або пер е ходит и до і н ших досконаліших т и пі в приводі в .

1.6.2 Приводи з ОРП ТЕД і осьо в ими р е дукторами

Прив і д з ОРП дозволяє зав дяк и пер е несенню ТЕД на раму в ізка в пор і-в нянні з ООП в 6–9 разі в низит и верт и кальне в іброприскор е ння електродви-гуна і значно підвищит и його в іброзахист. З погляду кі н е м а т и ч ної досконало-ст і цей т и п приводу ні ч им не в ідр і зняється в і д ООП при однаков их геомет-ри ч них параметрах осьо в ого р е дуктора 1 і $*$. В і н може нав іть поступат и ся приводу з ООП ТЕД, якщо, наприклад, узагальнений геометри ч ний параметр $*$ його осьо в ого р е дуктора буде менше в і дпо в ідної вели ч ини при ООП, що м а є м і с це в і с нуючих конструкціях локомот и в і в [2].

Проте слід м а т и на увазі, що при оці нці кі н е м а т и ч ної досконало ст і при-вод і в (по куто в ому прискор е нню якоря ТЕД) пер е дбачається, що всі елемент и

						0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			27

куто в их коливань приводу, безпосередньо виходить з виразів (1.4), (1.5) і (1.8) і залежить від вибраних конструктивних параметрів тяговогo рeдуктора та екіпажу.

1.6.4 Розрахунок кінематичної досконалості тягових приводів з різними видами підвішування ТЕД

Ми провели розрахунок кінематичної досконалості тягових приводів з підвісками ТЕД різного типу відповідно до методик, викладених в [3].

Оцінили реальні можливі значення кутового прискорення і динамічного моменту M_D на валу якоря ТЕД приводу вантажопасажирського електровоза, які обумовлені тільки кінематичною недосконалістю системи приводу стосовно його основних типів: ООП, ОРП.

Початкові дані наступні: $J_{002} = 0,002 \text{ Т}\cdot\text{м}^2$; $r_{002} = 0,1 \text{ м}$; $r_{001} = 0,1306 \text{ м}$; $r_{003} = 0,1306 \text{ м}$. На підставі експериментальних даних приймаємо: $\hat{E}_{002} = 1$ для ООП; $\hat{E}_{001} = 0,5$.

Підставляючи початкові величини у вирази (1.4) і (1.7) і враховуючи, що динамічний момент на валу якоря ТЕД $\hat{A} = J_{001}$, отримуємо значення \hat{I}_1 і \hat{A} для приводу з базовим редуктором з числом валів \dots .

$$\hat{I}_1 = 2 \cdot \frac{J_{002} \cdot r_{002}^2}{r_{001}^2} \cdot c^{-2}.$$

$$\hat{E}_1 \hat{D}_1 = 2 \cdot \frac{J_{002} \cdot r_{002}^2}{r_{001}^2} \cdot c^{-2}.$$

$$\hat{A} = J_{001}; \tag{1.12}$$

$$\hat{I}_A = \hat{I}_1 \cdot \frac{r_{001}}{r_{003}} \cdot \text{кНм};$$

$$\hat{E}_A \hat{D}_A = \hat{E}_1 \hat{D}_1 \cdot \frac{r_{001}}{r_{003}} \cdot \text{кНм}.$$

Результати обчислень наведені у таблиці 1.1.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

Таблиця 1.1 – Результати обчислень кінематичної досконалості тягових приводів з різними видами підвішування ТЕД

Тип підвішування ТЕД	λ , с ⁻²	\ddot{A} , кНм
Опорно-осьове	112	2,47
Опорно-рамне	5,67	0,12

1.7 Порівняння динамічних властивостей різних систем тягових приводів електроозів

Початкові положення. Дослідження коливань тягових приводів були виконані по єдиній методиці і при однакових умовах, що визначаються реакціями від шляху, що дозволило порівняти приводи різних типів за основними динамічними показниками [3]. Були розглянуті наступні тягові приводи:

– індукційний з опорно-осьовим двигуном і редуктором, передача жорстка (наприклад електрооза ВЛ80); теж саме, але з пружним вінцем великого зубчастого колеса;

– індукційний з опорно-рамним двигуном та опорно-осьовим редуктором (наприклад електрооза ЧС3);

– груповий з опорно-рамним двигуном і редуктором (привід Жакмен).

1.7.1 Порівняння по динамічному моменту в передачі

Значення моменту приведені до великого зубчастого колеса. Найвищі динамічні моменти в передачі мають жорсткий привід І класу, прийнятий на серіях вітчизняних локомотивах. Різко поліпшити умови роботи передачі в цьому приводі можна, застосувавши пружний вінець у великому зубчастому колесі.

Наступний по даному показнику буде привід II класу в індивідуальному і груповому виконанні. При цьому великі навантаження в ідповідають приводу з великим пере даточним в ідношенням.

Знизити значення моментів в тому ж приводі в 2 рази можна, застосувавши горизонтальну реактивну тягу. При цьому забезпечуються найменші динамічні моменти в передачі для приводів всіх типів, що мають опорно-осьові редуктори. Нижчі динамічні моменти в передачі має тільки тяговий привід III класу, незалежно від того, виконаний він індивідуальним або груповим, і чи застосована в ньому муфта типу Жакмен або трьохповодкова шарнірна муфта.

Таким чином, за значенням динамічних моментів в передачі гіршими є приводи з опорно-осьовими редукторами, незалежно від того, чи використовуються при цьому опорно-осьові або опорно-рамні двигуни. Поліпшити динамічні властивості таких приводів можливо двома шляхами – забезпеченням зменшеної торсіонної жорсткості передачі (гнучкий торсіонний вал, пружний валець з зубчастого колеса) або застосуванням горизонтальної реактивної тяги (підвішування редуктора до рами візка).

Мінімальні динамічні моменти мають тягові передачі приводів III класу.

1.7.2 Порівняння по прискоренням остову тягового двигуна

Найбільші прискорення остову має двигун з опорно-осьовим підвішуванням; потрібне середнє квадратичне значення прискорення центру мас двигуна дорівнює 4,5g.

У всіх приводах, де використовуються двигуни з опорно-рамним підвішуванням, цей показник значно менший: 1,2g і нижче. Великі прискорення мають двигуни в приводах з опорно-осьовим підвішуванням редукторів, менші – з опорно-рамними. Це пояснюється практично відсутністю вертикальних сил, що передаються приводом з колісних пар на раму візка при опорно-рамному

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

підвішуваних редукторів. У групових приводах прискорення двигуна менше, ніж в індивідуальних того ж класу, оскільки двигун розташований в центрі вівка.

Таким чином по верт и кальних прискореннях, що сприймаються остовом тягового двигуна, найгіршим виявляється привід I класу з опорно-осьовим підвішуванням тягового двигуна, а кращим – привід III класу з опорно-рамним підвішуванням двигуна і редуктора.

1.7.3 Порівняння по верт и кальним прискоренням елементів обмотки якоря

Цей показник визначається величинами M_d і $\ddot{A}\hat{A}$. Перехід від приводу I класу з жорсткою передачею до приводів III класу особливо ефектний, що впливає значною мірою на довговічність обмотки якоря тягового двигуна: прискорення – його елементів зменшуються більш ніж на порядок.

Вельми істотно (у 4 рази) знижуються прискорення і при переході на привід II класу.

1.7.4 Порівняння по динамічних силах, переђаних на вівок

Всім тяговим приводам з опорно-осьовими редукторами властиві високі навантаження на вузол підвішування редуктора (двигуна). При опорно-осьовому підвішуванні двигуна значні навантаження виникають і в передачі з пружним вивцем великого зубчастого колеса. Якщо перенести двигун на раму вівка, зусилля в підвісці редуктора можуть стати значно більше, ніж вони були раніше.

Набагато менші навантаження передаються з колісної пари на раму вівка в приводах з опорно-рамним редуктором. Це пояснюється тим, що навантаження виникають внаслідок не динамічних реакцій в приводі, а верт и кальної деформації пружного зв'язку колісної пари з вівком через гнучку тягову муфту.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

1.7.5 Порівняння по куту деформації закручування шарніри в карданної муфти

Максимальні кути деформації мають шарніри в приводі з опорно-осьовими редукторами, де використана трьохповодкова муфта, а редуктор зв'язаний з рамою горизонтальною реактивною тягою. Це є наслідком невдалого поєднання великих величин розцентровок, властивих схемі з горизонтальною реактивною тягою, і порівняно малої довжини (435 мм) проміжного валу в муфтах.

1.7.6 Порівняння по вертikalних прискореннях корпусу редукторів

По цьому критерію всі приводи діляться на дві групи з приблизно ідентичними умовами: з опорно-осьовими редукторами, які мають прискорення колісної пари, і з опорно-рамними редукторами. Очевидна перевага останніх.

1.7.7 Порівняння по впливу приводів на вертikalні сили взаємодії локомотива і шляху

Найбільшу вертikalну дію на шлях створює локомотив, що має опорно-осьове підвішування двигунів, а найменшу – локомотив з опорно-рамним підвішуванням двигунів і редукторів незалежно від того, якого вигляду тягова муфта на ньому встановлена.

Проміжне положення займають приводи з опорно-осьовим підвішуванням редукторів. При цьому потужніший локомотив з груповим приводом, що має навантаження 230 кН від осі на рейку, створює більшу динамічну дію, ніж локомотив ЧСЗ.

Таким чином, і по цьому критерію кращими виявляються приводи III класу, а гіршими – I класу.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

1.7.8 Порівняння по додатковому проковзуванню колеса в ідносно рейки і контактним напруженням в ній.

Потрібні середні квадратичні значення сил в контактї колесо-рейка m_{ax} , швидкості проковзування колеса в ідносно рейки $\dot{\epsilon} m_{ax}$ і контактне напруження $\hat{\epsilon} m_{ax}$, що виникає в ній, приведені в таблиці 1.2. Вони відносяться до одного режиму руху – зі швидкістю 80 км/год з однако вими геометричними характеристиками (розрахунок виконаний для одних і тих же нерівностей шляху [3]).

Непіднесені маси приводів I, II і III класів дорівнюють відповідно – $\dot{\epsilon} I_{...}$ кг; $\dot{\epsilon} II_{...}$ кг; $\dot{\epsilon} III_{...}$ кг.

Як впливає з представлених в таблиці 1.2 даних, на додаткове проковзування колеса в ідносно рейки в першу чергу впливає рівень динамічних моментів в приводі, а на вертикальні сили в контактї – жорсткість шляху і непіднесена маса приводу. Контактне напруження залежить від всіх цих чинників.

Таблиця 1.2 – Значення динамічних показників в тягових приводах

Динамічний показник	Значення показника для приводу класу			
	I		II	III
	жорсткий вінець	пружний вінець		
m_{ax} з розрахунку на колесо, кН	100	100	100	100
$\dot{\epsilon} m_{ax}$, рад/с	100	100	100	100
$\hat{\epsilon} m_{ax}$, МПа	100	100	100	100

Примітка. У чисельнику приведені значення для літніх умов; у знаменнику – для зимових.

Переходячи від швидкості додаткового проковзування до коефіцієнта тяги, можна сказати, що в найгіршому випадку (привід I класу, зимові умови)

він може досягати 0,17. Це значення не можна порівнювати кількісно з пониженням коефіцієнта зчеплення, оскільки воно залежить від частотного складу швидкостей прокозуння.

У приводах III класу в порівнянні з I класом швидкості прокозуння нижче більш ніж на порядок. Контактне напруження відрізняється не настільки, оскільки в його формуванні основну роль грають вертikalні статичні сили. Проте, застосування пружного вінця в приводі I класу і перехід на приводи II і III класів дозволяє зменшити їх на 8–23 %.

Підводячи результати порівняння, можна сказати, що по динамічних навантаженнях всіх основних вузлів в приводу (двигуна, корпусу редуктора, зубчастої передачі, муфти), а також навантажень на шлях гіршим виявляється тяговий привід з опорно-осьовим підвішуванням двигуна і жорсткою передачею (I класу), а кращим – з опорно-рамним підвішуванням двигуна і редуктора (III класу). Приводи II класу займають проміжне положення.

1.8 Вибір конструкції тягового приводу для вантажопасажирського електровоза

Перед остаточним вибором варіанту приводу мною були розглянуті схемні рішення і конструкції приводів вітчизняних та зарубіжних локомотивів. Я проаналізував конструкцію тягової передачі в приводах I, II, III класу, виконав розрахунок геометричних і контрольних параметрів тягової передачі, розрахунок міцності тягової зубчастої передачі, розрахунок розцентровки зубчастих муфт, розрахунок шліцевої посадки зубчастих муфт і шестерні тягового приводу.

Проведений розрахунок і аналіз показали, що для локомотивів з конструкційною швидкістю до 160 км/ч, призначених для роботи як з вантажними, так і з пасажирськими поїздами, кращим по багатьом показникам є тяговий привід II класу.

Стосовно універсального електровоза, привід II класу з опорно-рамним підвішуванням двигуна і осьовим підвішуванням тягового редуктора

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

дозволить розвинути одиничну потужність двигуна 1300–1400 кВт при осьовій тязі 80 кН.

Не дивлячись на те, що привід не можна віднести до високошвидкісних, завдяки хорошому використанню діаметральних габаритних обмежень він забезпечує досить високі значення питомої потужності тягового двигуна. Завдяки більшій простоті у виготовленні і ремонті привід II класу в порівнянні з приводом III класу, відсутності серйозної додаткової підготовки ремонтних підприємств МПС (депо, заводів), його сьогодні можна вважати реальною альтернативою приводу I класу.

У зв'язку з цим мною було прийнято технічно цілком обгрунтоване рішення про застосування на універсальному (вантажопасажирському) електровозі приводу II класу.

Жорсткий корпус ікріплення зубчастих коліс і шестерень на двох підшипниках забезпечують паралельність осей обертання і постійність централі, що створює якнайкращі умови роботи зубчастої передачі. Розподіл сил зубчастої передачі на два паралельно працюючих підшипника забезпечує збільшення їх розрахункової довговічності в 13–15 разів в порівнянні з підшипником тягового приводу III класу. Жорсткий корпус і надійні лабіринтові ущільнення забезпечують збереження мастила і виключають його забруднення, що також підвищує термін служби зубчастих коліс та підшипників.

Тяговий двигун повністю прикріплений до рами візка, чим забезпечується зниження неідрієсорених мас у вертikalьній і горизонтальній площинах. Це зменшує навантаження колісних пар на колію. Крім того, скасовані такі складні в ремонті вузли, як моторно-осьові підшипники (МОП).

Даний привід, прийнятий для вантажопасажирського електровоза дозволяє на 12–13 % більше реалізувати силу тяги, має мінімальне значення динамічних моментів, що викликаються коливаннями рами візка відносно колісних пар, завдяки зниженню неідрієсорених мас електровоза мінімально впливає на залізничну колію.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Слід зазначити, що тяговий привід значно складніше за привід з осьовим підвішуванням тягового двигуна. У нього введені підшипникові вузли на основі елементів кочення, що вимагають високого ступеня точності деталей, що виготовляються. У новій конструкції використані високонавантажені деталі, наприклад, торсіонний вал, вал блоку шестерні, корпуси підшипників і лабіринтні кільця, що забезпечують надійну роботу підшипників і хороше ущільнення мастильних ван. Застосований також жорсткий зварний корпус редуктора, що забезпечує постійність центральності, введена шевронна зубчаста передача із загартованими і шліфованими зубами не тільки шестерні, але і з зубчастого колеса, що істотно підвищує термін їх служби.

Дороге виробництво електрооза з опорно-рамним підвішуванням тягових двигунів компенсується зниженням витрат в експлуатації. Так, зменшується витрата мастила редуктора приблизно на 400–500 кг в рік. Плановий огляд і ремонт приводу з розбиранням редукторів виконують не частіше, ніж на ремонтах ПРЗ. Зменшується об'єм деповських ремонтів, оскільки він тепер обумовлений тільки промивкою вузлів і заправкою свіжого мастила.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

2 ОПИС КОНСТРУКЦІЇ КОЛІСНО-МОТОРНОГО БЛОКУ

2.1 Колісна пара з тяговим електродвигуном

Колісно-моторний блок, призначений для створення сили тяги, безпосередньо взаємодіє з рейковою колією, передаючи вагу електрооза, тягові і гальмівні зусилля, а також направляючи рух екіпажу по рейковій колії.

Обертаючий момент від тягового двигуна передається до редуктора через торсіонний вал, що проходить через полий вал тягового електродвигуна. ТЕД з'єднується з торсіонним валом, який у свою чергу з редуктором за допомогою з'єднаних муфт, що кріпляться на валу шліцевим з'єднанням. Поперечний варіант з'єднання – гідропресова конічна посадка мала багато недоліків і була мною замінена на шліцеве з'єднання, яке не потребує спеціального обладнання, швидше ремонтується та більш надійне. З'єднана муфта виготовлена із сталі 40ХН ГОСТ 4543-71, має 56 сферичних зубів, нарізаних з модулем 6 мм, їх робочі поверхні термостійкі (азотовані зуби $h 0,3 \dots 0,5$ мм, HRCE 60).

Редуктор одноступінчастий з шевронними шестернями і колесом. Передавальне відношення 4,105. Змащування підшипників здійснюється з картера редуктора з утворенням спеціальних кишень. У редукторі і буксах колісних пар застосовані підшипники фірми SKF.

Тяговий редуктор однією стороною спирається на колісну пару, а інший підвішений до рами візка за допомогою підвіски з резинометалевими втулками.

Діаметр нових бандажів по кругу катання 1250 мм, товщина бандажа 90 мм. Через різьбові отвори, призначені для заглушок, проводять заправку порожнини з'єднаних муфт мастилом СТП.3 ТУ38-УССР 201232-80 з добавкою порошку дисульфиду молібдену (MoS_2) в кількості $5,8 \pm 0,3$ кг мастила і $0,2 \pm 0,01$ кг MoS_2 для з'єднаної муфти у редуктора; $7,2 \pm 0,4$ кг мастила і $0,25 \pm 0,01$ кг MoS_2 для з'єднаної муфти з боку колеса.

Зібраний вузол випробовують на стенді при статичному навантаженні на кожну буксу не менше 90 кН в течію не менше 40 хв на кожному напрямі

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

обертання колісної пари. Випробування починають з навантаженням на буксу 20 кН, поступово збільшуючи протягом 5 хв навантаження на буксу до 90 кН.

Частота обертання колісної пари 400–500 об/хв.

Положення вузла в ідповідає положенню його на електроозі. При випробуванні температура підшипників вузлів не повинна перевищувати температуру навколишнього середовища більш ніж на 25°C.

Подальшу обкатку вузла без навантаження проводять при частоті обертання колісної пари 650–700 об/хв протягом 40 хв. Витікання мастилязредуктора, постійні шуми і вібрація не допускаються.

2.2 Тяговий редуктор

Тяговий редуктор – одноступінчастий з шевронними шестернями і зубчастим колесом, загальним змашуванням опорних підшипників ведучого і веденого валів і зубчастих коліс.

Редуктор складається з блоку зубчастого колеса, змонтованого на осі колісної пари, блоку шестерні, верхнього і нижнього корпусів 1.

Блок шестерні включає вал, дві шестерні із зустрічними кутами нахилу зубів, складові в зборі шевронну шестерню, опори підшипників, два підшипники, лабиринтові кільця і кришки.

Вал блоку шестерні виконаний з легіваної сталі. Фланець блоку шестерні цільний і складається з маточини і диска. Вал шестерні спирається на два роликові підшипники.

Блок шестерень, розміщений у верхньому корпусі редуктора, має загальний розгін між буртами внутрішніх кілець підшипників. Він забезпечує складання редуктора і виключає навантаження підшипників і шестерні осью вими силами.

Блок зубчастого колеса складається з центру зубчастого колеса, двох зубчастих вінців, корпусів підшипників, підшипників; лабиринтових кришок і монтажних деталей. Встановлені на центрі, два зубчасті вінці утворюють шевронне колесо. Вінці кріплять до центру призонними болтами.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

На центрі зубчастого колеса вмонтовують два роликові підшипники, внутрішні кільця яких насаджують з натягом, перед посадкою нагрівають до температури 80...100°C і садять до упору на центр зубчастого колеса. Зовнішні кільця підшипників встановлені в опори підшипників і в осьовому напрямі підігнані лабіринтовими кришками. Перед збіркою підшипникових вузлів простір між лабіринтовими ущільненнями заповнюють мастилом. У нижній корпус редуктора заливають мастило.

Поверхні роз'єму корпусу редуктора, поверхні прилягання до корпусу редуктора корпусів підшипників ущільнюють герметиком LOCTITE 5900.

Болти встановлюють із застосуванням фіксатора різбових з'єднань LOCTITE 243. Момент затягування болтів 18–48 Н·м; 20–95 Н·м.

Бічний зазор між верхніми зубів колеса і шестерні повинен бути в межах 0,440...0,787 мм.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

3 РОЗРАХУНОК ІЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ТЯГОВОГО ПРИВОДУ

3.1 Розрахунок геометричних і контрольних параметрів тягової зубчастої шевронної передачі

Завданням розрахунку є визначення геометричних і контрольних параметрів тягової зубчастої циліндричної передачі магистрального вантажопасажирського електровоза змінного струму.

Терміни і позначення, застосовані в розрахунку, в ідповідно в і дають [4] і [5].

Розрахунок виконаний по методиці, викладеній [6], і зведений в наступній таблиці 3.1–3.21.

Таблиця 3.1 – Дані для розрахунку

Найменування параметра		Позначення	Величина
Число зубів	шестерні	z_1	19
	колеса	z_2	78
Модуль, мм		m	10
Кут нахилу, град		α	34
Нормальний вихідний контур	Кут профілю, град	α_n	20
	Коефіцієнт висоти головки	η_h	1,0
	Коефіцієнт граничної висоти	η_e^*	2,0
	Коефіцієнт радіального зазора	η_c^*	0,25
Міжосьова відстань, мм		a_w	585
Коефіцієнт зсуву колеса		X_2	0,200

3.1.1 Розрахунок основних геометричних параметрів

Розрахунок основних геометричних параметрів зведено у таблиці 3.2–3.5.

Таблиця 3.2 – Розрахунок коефіцієнтів зсуву 1 і 2 при заданій міжосьовій відстані

Найменування параметра	Позначення	Розрахунок в а формула	Результат
Ділильна міжосьова відстань, мм	a	$\frac{12}{100}$	585
Кут профілю	t	$t_{\text{в}}, \text{рад}$	0,437
		град.	24°
Кут зачеплення	tw	$tw \frac{t}{w}, \text{рад}$	0,364
		град.	25°
Коефіцієнт суми зсувів	Σ	$\frac{12}{100} tw \alpha t$	0,304
Коефіцієнт зсуву шестерні	X_1	$\Sigma 2$	0,104

Таблиця 3.3 – Розрахунок діаметрів зубчастих коліс

Найменування параметра		Позначення	Розрахунок в а формула	Результат
1	2	3	4	5
Ділильний діаметр, мм	шестерні	d_1	$\frac{1}{100}$	228
	колеса	d_2	$\frac{2}{100}$	936
Передачне число		u	$\frac{2}{1}$	4,11
Початковий діаметр, мм	шестерні	dw_1	$\frac{w}{100}$	229
	колеса	dw_2	$\frac{w}{100}$	941

Продовження табл. 3.3

1	2	3	4	5
Коефіцієнт зсуву	сприймаючого	y	$\frac{w}{100}$	0,300

Коефіцієнт зрівнюючого зсуву		μ	Σ	0,004
Діаметр вершин зубів, мм	шестерні	\emptyset	$1 \cdot a^* 1$	250
	колеса	\hat{e}	$2 \cdot a^* 2$	960
Діаметр западин, мм	шестерні	$\zeta \emptyset$	$1 \cdot a^{*c} 1$	200
	колеса	$\zeta \hat{e}$	$2 \cdot a^{*c} 2$	915

Таблиця 3.4 – Розрахунок розмірів для контролю взаємного положення однойменних профілів і контактної лінії по верхонь зубів

Найменування параметра		Позначення	Розрахункова формула	Результат
Крок зачеплення, мм		P	\dots	29,5
Осьовий крок, мм		$\tilde{\emptyset}$	\dots	56,8
Хід зуба, мм	шестерні	P_z	$1x$	1080
	колеса	P_z	$2x$	4433
Основний кут нахилу		\hat{a}	\hat{a}_{\dots} , рад	0,519
			град.	31°
Торцевий модуль, мм		t	\dots	12

Таблиця 3.7 – Перевірка відсутності інтерференції зубів

Найменування параметра		Позначення	Розрахункова формула	Результат	Примітка
Радіус кривини в графічній точці профіля, мм	шестерні	$\rho t1$	$\frac{1 \cdot t \cdot a}{t}$	23,2	Умови $t1 < p1$, $t2 < p2$ виконуються
	колеса	$\rho t2$	$\frac{2 \cdot t \cdot a}{t}$	167	

Таблиця 3.8 – Перевірка нормальної товщини на по верхні вершин

Найменування параметра		Позначення	Розрахункова формула	Результат	Примітка
Кут нахилу лінії вершини зуба	шестерні	$a1$	$\frac{a1 \cdot a1}{1}$	0,727	
			-	36,029°	
	колеса	$a2$	$\frac{a2 \cdot a2}{2}$	0,680	
			-	34,226°	
Нормальна товщина на по верхні вершини зубів, мм	шестерні	$na1$	$a1 \cdot \frac{1}{t \cdot a1}$	7,26	$na1 > 4,0$
	колеса	$na2$	$a2 \cdot \frac{2}{t \cdot a2}$	8,05	$na2 > 4,0$

Таблиця 3.9 – Перевірка відсутності підрізання зуба

Найменування параметра		Позначення	Розрахунок в а формула	Результат	Примітка
Коефіцієнт найменшого зсуву	шестерні	1min	$\frac{**}{i \cdot a} \frac{12t}{\dots}$	-0,827	Умови $X_1 > X_{1min}$ $X_2 > X_{2min}$ виконуються
	колеса	2min	$\frac{**}{i \cdot a} \frac{22t}{\dots}$	-6,50	

3.1.3 Розрахунок розмірів для контролю взаємного положення різнойменних профілів зубів

Розрахунок розмірів для контролю взаємного положення різнойменних профілів зуба зводимо у таблиці 3.10–3.11, а основні геометричні і контрольні параметри – у таблицю 3.12

Таблиця 3.10 – Розрахунок постійної хорди і висоти до постійної хорди

Найменування параметра		Позначення	Розрахунок в а формула	Результат
1		2	3	4
Постійна хорда, мм	шестерні	c1	$\left \frac{2.1}{\dots} \right $	14,5
	колеса	c2	$\left \frac{2.1}{\dots} \right $	15,2
Радіуси кривизни різнойменних профілів зуба в точках, що визначають постійну хорду, мм	шестерні	ρ_{s1}	$\left \frac{\hat{a}_1 \cdot \hat{r}_1}{\dots} \right $	52,2
	колеса	ρ_{s2}	$\left \frac{\hat{a}_2 \cdot \hat{r}_2}{\dots} \right $	194

Продовження табл. 3.10

1		2	3	4
Висота до постійної хорди, мм	шестерні	r_{c1}	$a_{11} \cdot n_1$	8,35
	коліса	r_{c2}	$a_{22} \cdot n_2$	9,20
Радіуси кривизни різномісних профілів зубів в точках, що визначають постійну хорду, мм	шестерні	ρ_{s1}	$\frac{a_{11} \cdot n_1}{\cos \alpha}$	52,2
	коліса	ρ_{s2}	$\frac{a_{22} \cdot n_2}{\cos \alpha}$	194
Висота до постійної хорди, мм	шестерні	r_{c1}	$a_{11} \cdot n_1$	8,35
	коліса	r_{c2}	$a_{22} \cdot n_2$	9,20
Примітка – Умова $t_1 < p_1, t_2 < p_2$ виконується				

Таблиця 3.11 – Розрахунок довшин загальної нормалі

Найменування параметра		Позиція	Розрахунок в а формула	Результат
1		2	3	4
Кут профілю на концентричному колі діаметром $d=d+2xm$	шестерні	x_1		0,908
	коліса	x_2		0,910
Розрахунок в число зубів по довжині загальної нормалі	шестерні	z_{n1}	$\frac{z_1 \cdot x_1}{\cos \alpha} - \frac{z_1 \cdot \sin \alpha}{z_1} \cdot t_{+0,5}$	4
	коліса	n_2	$\frac{z_2 \cdot x_2}{\cos \alpha} - \frac{z_2 \cdot \sin \alpha}{z_2} \cdot t_{+0,5}$	14

Довжина загальної нормалі, мм	шестерні	1	$\left[\begin{array}{c} n_2 \\ -0,5 + 2X_{tga} + \\ + Z_{inv} t \end{array} \right]_{\text{маса}}$	109
	колеса	2	$\left[\begin{array}{c} n_1 \\ -0,5 + 2X_{tga} + \\ + Z_{inv} t \end{array} \right]_{\text{маса}}$	448

Продовження табл. 3.11

1	2	3	4	5
Радіус кривизни різноменних профілей зубів у точках, що визначають довжину загальної нормалі, мм	шестерні	ρ_{W1}		46,3
	колеса	ρ_{W2}	$\frac{2}{a}$	191
Радіус кривизни профілю зуба в точці на колі вершини, мм	шестерні	ρ_{a1}	$\frac{a_1}{\sin \alpha_1}$	68,6
	колеса	ρ_{a2}	$\frac{a_2}{\sin \alpha_2}$	215

Примітка: умови $t_1 < p_1$, $t_2 < p_2$ виконуються

Таблиця 3.12 – Основні геометричні і контрольні параметри

Найменування	Позначення	Значення	
		Шестерня	Колесо
1	2	3	4
Степінь точності по ГОСТ1643-81	-	6-A	6-A
Міжосьова відстань, мм	w	585	
Число зубів	Z	19	78
Передавальне число	U	4,105	
Модуль, мм	m	10	
Торцевий модуль, мм	t	12	

Кут нахилу, град	.	34	
Діагональний діаметр, мм	d	228	936
Початковий діаметр, мм	w	229,175	208,940
Основний діаметр, мм	d_6	208,940	857,755
Діаметр вершин зубів, мм	d_a	252,000	957,920
Діаметр задин зубів, мм	d_f	207,080	913,000

Продовження табл. 3.12

1	2	3	4
Нормальна товщина на поверхні вершин зубів, мм	S_{na}	7,260	8,050
Висота до постійної хорди, мм	c	18,35	9,202
Коефіцієнт зсуву	X	0,104	0,200
Коефіцієнт перекриття	ϵv	2,38	
Довжина загальної нормалі, мм	W	-0,200	-0,400
		108,494	447,730
		-0,320	-0,580

3.2 Розрахунок міцності тягової зубчастої передачі

Метою даного розрахунку є оцінка міцності та безпека виникнення заїдання тягової шевронної зубчастої передачі опорно-рамного тягового приводу магистрального вантажопасажирського електровоза змінного струму.

3.2.1 Розрахунок на вигин і контактну витривалість

Використовуючи залежності і коефіцієнти, приведені в ГОСТ 21354-87, з урахуванням рекомендації по проектуванню тягових передач електрорухомого складу залізниць проведено розрахунок на вигин і контактну витривалість [9]. З умови міцності $\sigma_{i\delta}$, σ_{f-fp} , розрахункові контактне напруження та напруження вигину зуба, не повинні перевищувати відповідні допустимі значення.

Даний розрахунок зведемо у таблиці 3.13–3.20.

										Арк.
										49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226320.000.02MP.ПЗ					

Таблиця 3.13 – Початкові дані для розрахунку

Найменування показника	Позначення	Значення
1	2	3
Необхідний ресурс, км	S	2100000
Параметр шорсткості по верхній, мкм	Ra	<1,25
Ступінь точності по нормах плавності	-	6

Продовження табл. 3.13

1	2	3
Вид сполучення з убчастих коліс	-	A
Марка сталі	20X2H4AШ	
Середня твердість по верхній зубів, – шестерні – колеса	HRC	60 57
Вид заготовки	поковка	
Діаметр бандажі в середньої зношеності, м	$d_{\text{нц}}$	1,205
Спосіб термічної і хіміко-термічної обробки зубів	цементация	-
Ознака модифікації головки	не модифікована	-

Таблиця 3.14 – Геометричні параметри зубчастої переди

Найменування параметра	Позначення	Значення	
		шестерня	колесо
1	2	3	4
Модуль нормальний (торцевий), мм	$m (mt)$	10 (12)	
Міжосьова відстань, мм	a_w	585	
Кут нахилу зуба, град	β	33,557	
Дільний кут профілю, град	α_t	20	
Кут зачеплення, град	α_{tw}	24,2562	
Коефіцієнт торцевого перекриття	ε_α	1,267	

Коефіцієнт осьового перекриття	ε_β	1,085	
Передавальне число	u	4,105	
Число зубів, мм	z	19	78
Коефіцієнт зсуву	x	0,104	0,2
Ширина вінця напівшеврона, мм	b	63,0	63,0
Дільний діаметр, мм	d	228,08	936,0
Діаметр вершин зубів, мм	d_a	250,08	959,92

Продовження табл. 3.14

1	2	3	4
Основний діаметр, мм	d_b	208,94	857,75
Початковий діаметр, мм	d_w	229,17	950,82
Кут профілю зуба в точці на колі вершин, град	α_a	33,305	26,675

Таблиця 3.15 – Данні по режимах навантаження

Режими	Позначення	Момент на валу тягового двигуна, Н·м
Трогання з місця	Т0	12200
Тривалий вантажний	Т11	10610
Максимальна швидкість	Т12	4110

Контактне σ_H , напруження в полюсі зачеплення, визначається по формулі, МПа

$$\sigma_H = A \varepsilon \sqrt{\frac{K_H}{w_1} T} \quad (3.1)$$

Коефіцієнт навантаження K_H визначається по залежності

						0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			51

ί αί νί βί α .

(3.2)

					<i>0032.226320.000.02MP.Π3</i>	<i>Αρκ.</i>
<i>Эмн.</i>	<i>Αρκ.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Πίθης</i>	<i>Дата</i>		52

$$f_p \frac{\lim f}{f} N S R X, \quad (3.6)$$

$$f \lim_{F \lim}^o T Z d g A. \quad (3.7)$$

Таблиця 3.18 – Визначення розрахункового напруження при вигині

Найменування параметра	Позначення	Значення
1	2	3
Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами при: – максимальній швидкості – зрушення з місця – тривалому вантажному режимі	$K_{F\alpha}$ $K_{F\alpha}$ $K_{F\alpha}$	1,003 0,950 0,955
Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зацепленні до зони резонансу при: – максимальній швидкості – зрушення з місця – тривалому вантажному режимі	K_{FV} K_{FV} K_{FV}	1,233 1,000 1,035
Коефіцієнт навантаження при: – максимальній швидкості – зрушення з місця – тривалому вантажному режимі	$K_{F\beta}$ $K_{F\beta}$ $K_{F\beta}$	1,342 1,142 1,159
Коефіцієнти навантаження при: – максимальній швидкості – зрушення з місця – тривалому вантажному режимі	K_F K_F K_F	2,491 1,629 1,718
Коефіцієнт враховує форму зуба і концентрацію напруження при однопарному зацепленні, коли навантаження прикладене до верхньої граничної крапки для: – шестерні – колеса	Y_{FS1} Y_{FS2}	3,779 3,527
Коефіцієнт, що враховує нахил зуба	Y_β	0,995
Коефіцієнт, що враховує перекриття зубів	Y_ϵ	0,789

Таблиця 3.19 – Визначення напруг, що допускаються, при вигині

Найменування параметра	Позначення	Значення
1	2	3
Межа витривалості з убів при вигині, що відповідає базовому числу циклів напруги, МПа	σ_{Flimb}^o	950
Коефіцієнт, що враховує технологію виготовлення	Y_T	1
Коефіцієнт, що враховує спосіб отримання заготовки з зубчастого колеса	Y_Z	1
Коефіцієнт, що враховує вплив шліфування поверхні зуба	Y_q	1
Коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення або електрохімічної обробки поверхні	Y_a	1
Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладання навантаження	Y_A	0,75
Коефіцієнт запасу міцності при вигині	S_F	1,55
Коефіцієнт, що враховує градієнт напруги і чутливість матеріалу до концентрації напруги (опорний коефіцієнт)	Y_δ	0,910
Коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні	Y_R	1
Коефіцієнт довговічності при: а) максимальній швидкості трогання з місця для – шестерні – колеса б) тривалому вантажному режимі	Y_N Y_{NI} Y_{NI} Y_N	1 1,376 1,610 1
Коефіцієнт, що враховує розмір: – шестерні – колеса	Y_{X1} Y_{X2}	1,021 0,933
Коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення або електрохімічної обробки поверхні	Y_a	1

Таблиця 3.20 – Розрахункові напруги, що допускаються (5 ступінь точності, коефіцієнт динамічного навантаження – 1,7)

Найменування параметра	Позначення	Значення при наступних режимах		
		трогання з місця	тривалий вантажний	максимальна швидкість
Швидкість електровоза, км/год	V	0	62,7	160
Момент на валу тягового двигуна, Н·м	T	14688	10610	4110
Число оборотів за хвилину на ведучому валу	n_1	10	1080	2790
Необхідний ресурс, год	L_h	377	70000	27431
Напруга при розрахунку на контактну витривалість, МПа – розрахункова – допустима	σ_n σ_{np}	1135 2070	1003 1015	739 1064
Напруга при розрахунку на вигинисту витривалість, МПа а) шестерні: – розрахункова – допустима б) колеса: – розрахункова – допустима	σ_f σ_{fp} σ_f σ_{fp}	536 617 500 660	417 448 389 410	227 448 212 410
Примітка. Число годин для режиму трогання прийнято по статистичним даним [10] розподілення розтягуючих сил, що дорівнює 0,017 від загального ресурсу.				

3.2.2 Перевірка на заїдання

Перевірку тягової передачі на стійкість проти заїдання слід виконувати у випадку максимального навантаження (режим зрушення). Заїдання виникає при руйнуванні змашувального шару, тобто при мінімальному значенні в'язкості, що має місце в літній період. Критерій заїдання можна представити у наступному виді [2]:

$$\frac{0,60,50,60,4}{t_{rc} r_k r_c} \cdot \frac{0,20,8}{w} \quad (3.8)$$

Розрахунок виконаємо у вигляді таблиці 3.21

Таблиця 3.21 – Перевірка на заїдання

Найменування параметра	Позначення	Значення
1	2	3
Середня швидкість руху електрооза, км/год	m_v	57
Кутова швидкість, рад/с: – шестерні – колеса	w_1 w_2	26,28 107,88
Радіус кривизни в точці контакту з зубів, мм – шестерні – колеса	ρ_1 ρ_2	65,64 174,71
Приведений радіус кривизни, мм	ρ_r	47,71
Відстань від полюса зачеплення до точки контакту з зубів, мм	t_{rc}	18,56
Швидкість ковзання, що визначається в точці контакту з зубів, мм/с	V_{rc}	2491,01
Швидкість кочення, що визначається в точці контакту з зубів, мм/с	V_{rk}	4591,30
Динамічна в'язкість мастила Тап-15В при температурі 150 °С [10]	μ_n	$0,685 \cdot 10^{-2}$
П'єзоефіцієнт в'язкості, м ² /Н	a_e	$2,17 \cdot 10^{-2}$
Коефіцієнт заїдання	K_3	$3 \cdot 10^7$
Параметр шорсткості робочих поверхонь зубів	R_a	1,41
Коефіцієнт динаміки	K_d	2,50

Після підстановки отримано

$$\frac{7-90,6-20,50,60,4}{0,20,8}$$

Висно в ок: з таблиці 3.20 видно, що умо в а м і цност і при розрахунку з у б част ої пер е дачі на контактну та вигинисту витривалі с ть виконується у всіх розг лян ут и х експлуатаційних р е жим а х.

З таблиці 3.21 видно, що умо в а в і дсутност і заїдання виконується.

3.3 Розрахунок з у б част и х муфт тя г о в ого приводу

3.3.1 Розрахунок посадок з у б част и х муфт і шестерн і тя г о в ого приводу

Метою розрахунку є визначення необхідного натя г у для наступних посадок:

- м а точини з у б част ої муфт и на ротор і двигуна;
- полушеврон і в на валу-шестерн і ;
- в і н ця полумуфт и на м а точину.

В якост і техн і ч ного но в о в ведення мною запропоно в ано пер е робит и ко нусну напр е со в ку з у б част ої муфт и з торсіонним валом на шліцьо в е з'єднання. Таке р і шення виникло в р е з у л ь т а т і то го, що це з'єднання, по в і дношенню до і н ших, не сприйм а є так и х висок и х навантажень та м а є невеликі розм і ри. Шлі цьо в е з'єднання в пор і в нянн і з напр е со в кою м а є багато пер е ваг: воно доста тньо над і йне, м а є високу р е монтопридатн і с ть, набагато прост і ше в експлуата ції і т.п. Розрахунок шліцьо в ого з'єднання приведем у пункт і 3.4.

У розрахунку розглянут і елемент и тя г о в ого приводу електро в о за ДСЗ. Вихідні дан і наведемо у таблиці 3.22.

Розрахунок натя гу про водиться з умо в и в і дсутност і скручування з'єд нання під дією моменту. М а ксим ально можливий в з'єднанні момент скручу вання – це момент, що виникає при короткому замикання ротора двигуна. При цьому пер е вантаження зб і л ь шується в 5 разі в .

Розрахунок в ий момент , вибраний із запасом:

$$i_{\text{в}} \quad (3.9)$$

де $i_{\text{в}}$ – ном і н альний момент при тривалому вантажному русі. Прийм а ємо

$$i_{\text{в}} \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

Таблиця 3.22 – Початкові дані для посадок

Параметр	Значення		
	посадка м а точини з у бчастої муфти на ротор і двигуна	посадка полушеврона і в на валу-шестерні	посадка в і н ця полумуфти на м а точину
Посадка	к о н і ч н а	ц и л і н д р и ч н а	ц и л і н д р и ч н а
	г і д р о п р е с о в а з м а с т и л о м МС-20	т е п л о в а	т е п л о в а
Коеф і цієнт лі н і йного розширення α , 1/град	-	$11,5 \cdot 10^{-6}$	$11,5 \cdot 10^{-6}$
Обробка вала	-	оксидування	-
Внутрішній діаметр охоплюючої деталі 1, мм	140	0	350
Зовнішній діаметр охоплюючої деталі 2 мм	250	200	450
Максимальний діаметр охоплюваної деталі під посадку m_{ax} , мм	188	128	390
Довжина посадочної поверхні l , мм	55	130	55
Шорсткість поверхні $a_1 a_2$, мм	0,0016	0,0016	0,0016
Конусність, K	0,02	-	-
Матеріал охоплюючої деталі	Сталь 30ХМА ГОСТ 4543 71	Сталь 40ХН ГОСТ 4543 71	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71
Матеріал охоплюваної деталі	Сталь 40ХН ГОСТ 453-71	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71	Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71
Межа текучості, МПа	Охоплювана деталь, σ_b	735	800
	Охоплююча деталь, σ_a	800	800
Коеф і цієнт тертя μ	0,23	0,4	0,4
Коеф і цієнт тертя при складанні механічним способом [12, с.220] μ_0	0,25	-	-
Модуль пружності E , МПа	210000	210000	210000
Коеф і цієнт Пуассона ν	0,3	0,3	0,3

Н.м.

Розрахунковий діаметр валу під посадку d визначається за формулою:

– для конічних з'єднань:

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	0032.226320.000.02MP.ПЗ				

$$\max_{\dots} \quad (3.10)$$

– для цілих і дробних з'єднань:

$$\max_{\dots} \quad (3.11)$$

Контактний тиск p , необхідний для передачі крутячого моменту при відсутності проколювання в стик визначається співвідношенням:

$$\frac{p \cdot 2 \cdot W}{F \cdot \dots} \quad (3.12)$$

де n – запас міцності з'єднання, що приймається в загальному випадку 1,5...2,5.

Проте, враховуючи те, що тривалість дії пікового моменту при короткому замиканні не більше 0,02...0,06 с, а тимчасове збільшення навантаження, що викликає локальне проколювання в стик, ще не приводить до руйнування з'єднання, вважаємо $n = 1$.

З урахуванням викладеного, вираз для розрахунку контактної тиску прийме вигляд:

$$\frac{p \cdot 2 \cdot W}{F \cdot \dots} \quad (3.13)$$

Мінімальний необхідний натяг \dots розраховуємо по формулі [11]:

$$\dots \cdot 1,2, \quad (3.14)$$

де C_1, C_2 – коефіцієнти, що обчислюються за формулами:

$$1 \cdot \frac{2,2}{2,2} \quad (3.15)$$

$$2 \cdot \frac{2,2}{2,2} \quad (3.16)$$

Мінімальний натяг, що закладається в конструкторській документації, визначається співвідношеннями:

а) для кінцевих з'єднань, з урахуванням компенсації кутів погрешностей, погрешностей форми, осьового натягу і змінання мікронерівностей:

$$\min \left\{ \begin{array}{l} \delta \cdot \Sigma \end{array} \right. \quad (3.17)$$

де δ – коефіцієнт зниження розрахункового натягу унаслідок погрешностей в кутах нахилу конуса деталей, приймається по [11], розрахунок проводиться для максимального значення δ , яке складає δ_{\max} .

Σ – сумарна величина зниження натягу, що визначається при припущенні того, що погрешності форми, осьового натягу, а також від змінання мікронерівностей є незалежними випадковими величинами, її чисельне значення:

– при $d < 120$ мм

$$\Sigma_{\max} \text{ мм};$$

– при $d > 120$ мм

$$\Sigma_{\max} \text{ мм};$$

б) для циліндричних з'єднань:

$$\min \left\{ \begin{array}{l} \tilde{n} \end{array} \right. \quad (3.18)$$

де \tilde{n} – зниження натягу від змінання мікронерівностей на спряжених поверхнях з показниками шорсткості $z_1, z_2, (a_1, a_2)$, що визначається за формулою:

$$\tilde{n} = \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} \right) \quad (3.19)$$

Максимальний натяг, що визначається по співвідношенню:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} \gamma \quad (3.20)$$

де σ_{\min} – мінімальний допуск на діаметральний натяг, що приймається по [11], залежно від номінального діаметру d спряження.

По величині σ_{\max} розраховуємо наміцність деталі, що з'єднуються.

Максимальний тиск визначається співвідношенням:

$$p_{\max} = \frac{\sigma_{\max}}{1.2} \quad (3.21)$$

Осьова сила F , Н, що необхідна для складання з'єднань гідропресо-вим методом:

$$F = K \cdot p_{\max} \cdot \hat{n} \quad (3.22)$$

де K – конусність;

\hat{n} – коефіцієнт тертя при складанні.

При складанні конічних з'єднань гідропресо-вим способом (наявність мастила в з'єднанні) коефіцієнт тертя складає 0,14 коефіцієнта тертя при механічній запрессовці.

Дія p_{\max} приводить до виникнення в зоні контакту в деталях нормальних радіальних r_a , r_b та окружних t_a , t_b напружень, що визначаються співвідношенням (знак «+» – розтяг, знак «-» – стиснення):

$$r_a, r_b \leq p_{\max}; \quad (3.23)$$

$$t_{a \max} = \frac{2}{2} ; \quad (3.24)$$

$$t_{b \max} = \frac{2}{2} \quad (3.25)$$

При передачі обертаючого моменту на контактуючих поверхнях виникає контактне дотичне напруження. Дотичні напруження дорівнюють максимальним, їх величини для охоплюваної і охоплюючої деталі відповідно визначаються співвідношенням:

$$a_b \max = \frac{33}{1} \quad (3.26)$$

Еквівалентне напруження в зоні контакту деталей, що охоплюють і охоплюваної, по четвертій теорії міцності (теорії потенційної енергії формозмінення) визначаються виразами:

– від натягів у посадці:

$$\sigma_{a0} = \sqrt{t_a^2 r_a^2 + t_a r_a} \quad (3.27)$$

$$\sigma_{b0} = \sqrt{t_b^2 r_b^2 + t_b r_b} \quad (3.28)$$

– від переданого моменту

$$\sigma_{a1} = \sqrt{2 \sigma_{a0}^2} \quad (3.29)$$

$$\sigma_{\text{max}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + \sigma_{\text{max}}^2} \quad (3.30)$$

Тиск мастила p_m , що необхідний для демонтажу гідропресових посадок, рівний по абсолютній величині нормального радіального напруженню на поверхнях контакту деталей, що охоплюють і охоплюваних відповідно, і для авіамастила МС-20 визначається співвідношенням [11]:

$$\sigma_{\text{max}} = \dots \quad (3.31)$$

$$r_{\text{max}} r_{b \text{ max}} \dots \quad (3.32)$$

Нормальне тангенціальне напруження, що виникає від тиску мастила та нагнітається в гідропресовому з'єднанні на контактній поверхні деталі, охоплюючої в зоні розподільної канавки визначається співвідношенням:

$$t_{k \dots \text{max}} = \frac{\text{max}}{2} \quad (3.33)$$

де \dots – число канавок.

Найбільше значення нормальних тангенціальних напружень на внутрішній охоплюючій поверхні деталі, при нагнітанні мастила в гідропресовій посадці визначається співвідношенням:

$$t_{a \text{ max}} t_{a \text{ tk}} \quad (3.34)$$

Максимальне нормальне тангенціальне напруження на контактній поверхні охоплюваної деталі при нагнітанні мастила в гідропресове з'єднання, визначається співвідношенням:

$$t_{b \text{ max}} t_{a \text{ max}} \quad (3.35)$$

де \dots – коефіцієнт перерахунку напруги, що визначається з [11] за співвідношеннями діаметрів $d/d_2, d_1/d$.

Еквівалентні напруження при нагнітанні мастила в гідропресовому з'єднанні на контактних поверхнях охоплюючої та охоплюваної деталей відповідно складає:

$$\sigma_{\text{a}} = \sqrt{\frac{t_{\text{a max}}^2 r_{\text{a max}}^2}{t_{\text{a max}} r_{\text{a max}}}} \quad (3.36)$$

$$\sigma_{\text{b}} = \sqrt{\frac{t_{\text{b max}}^2 r_{\text{b max}}^2}{t_{\text{b max}} r_{\text{b max}}}} \quad (3.37)$$

Еквівалентні напруження (більше з розрахованих) перевіряється по умові міцності для кожної з деталей спряження. Умови міцності при цьому мають вигляд

$$T_{\text{a}} T_{\text{a}} \sigma_{\text{a}} L > 1,1; \quad (3.38)$$

$$T_{\text{b}} T_{\text{b}} \sigma_{\text{b}} L > 1,1, \quad (3.39)$$

де n_t , σ , σ_{L} – запаси міцності, межі текучості і лімітуючі еквівалентні напруження для охоплюючої та охоплюваної деталей.

Для теплових посадок, що визначають температурний перепад \max та \min , град:

$$\max \max \quad (3.40)$$

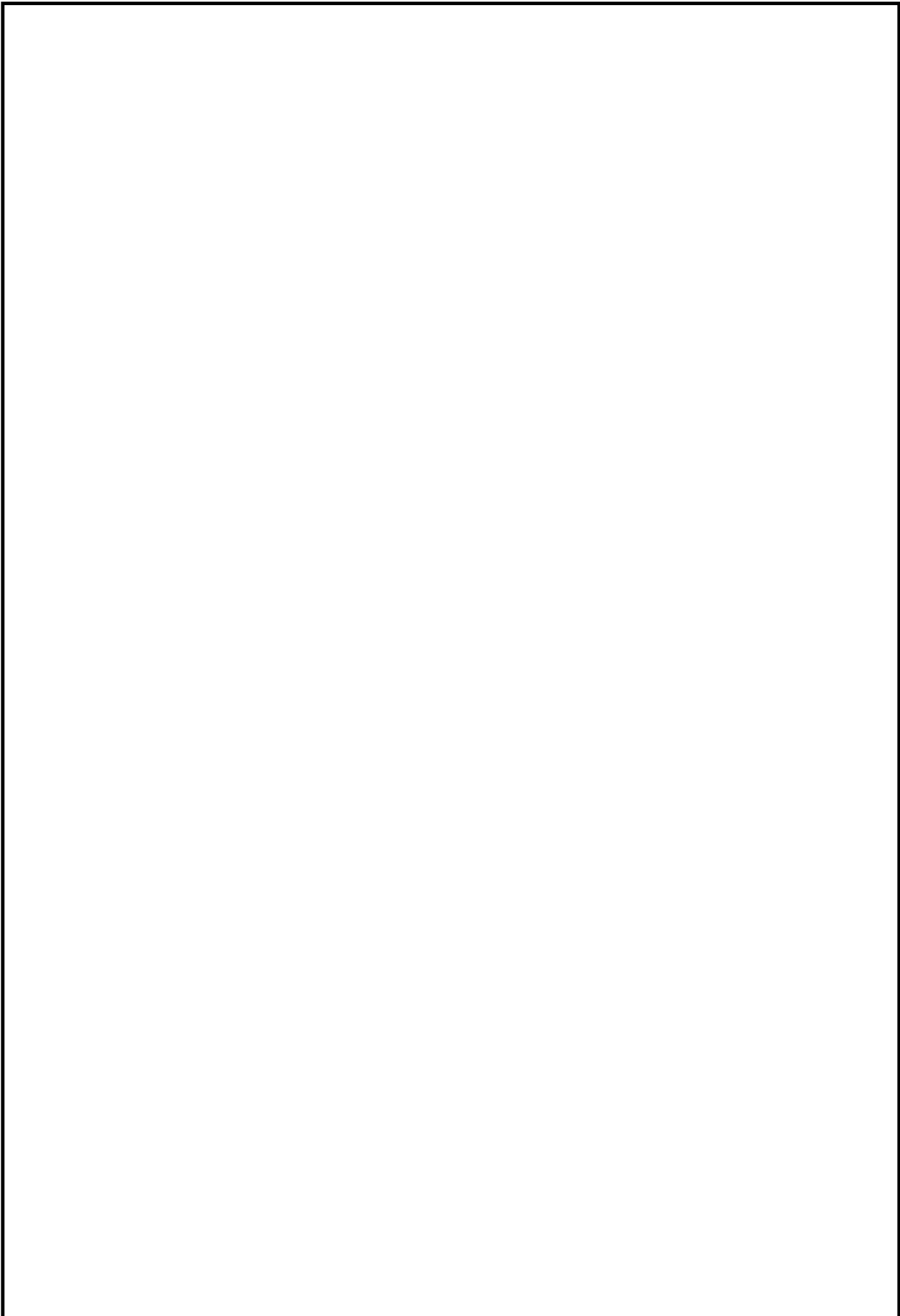
$$\min \min \quad (3.41)$$

Результати розрахунків по приведеним вище формулам зводимо у таблицю 3.23.

Для кінчних поверхонь допуски кутів нахилу конусів визначалися по [11], по величині L (мм; мкм) з урахуванням раніше прийнятих значень σ . Показники точності спряженнях деталей наведені в таблиці 3.23.

Таблиця 3.23 – Результати розрахунків

Параметр	Значення			
	посадка маточини з у частоті муфти на роторі двигуна	посадка полушевронів на валу-шестерні	посадка в і н -ця полу-муфти на маточину	
1	2	3	4	
Розрахунковий діаметр валу під посадку d , мм	187,45	128	390	
Контактний тиск P , МПа	88,8	46,4	11,8	
Мінімальний необхідний натяг δ , мм	0,562	0,096	0,358	
Коефіцієнти	C_1	3,52	0,7	8,9770
	C_2	3,568	2,687	7,3357
Коефіцієнт зниження розрахункового натягу внаслідок погрішностей кутів	0,9	-	-	
Сумарна величина зниження натягу у зв'язку з погрішністю форми, осьового натягу і змінанням нерівностей Σ , мм	0,003	-	-	
Зниження натягу від змінання мікро нерівностей $\tilde{\mu}$, мм	-	0,016	0,016	
Мінімальний натяг \min , мм	0,648	0,112	0,374	
Мінімальний допуск на діаметральний натяг δ_0 , мм	0,06	0,05	0,06	
Максимальний натяг \max , мм	0,7	0,16	0,43	
Максимальний тиск \max , МПа	111,86	78,3	14,3	
Коефіцієнт тертя при складанні $\hat{i} \tilde{n}$	0,035	-	-	
Осьова сила F , Н, що необхідна при складанні	213303	-	-	
Коефіцієнт \dots	0,9	-	-	
Тиск мастила \hat{i} , МПа	224	-	-	



					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Продовження табл. 3.23

1	2	3	4	
Напруження, МПа	<i>ra rb</i>	-111,86	-78,3	-14,3
	<i>tà</i>	399,16	187	100,7
	<i>tb</i>	394	187	132,66
	<i>ra max rb max</i>	-224	-	-
	<i>à b max</i>	82,2	150,6	19
Напруження, МПа	<i>tk</i>	1,67	-	-
	<i>tà max</i>	400,83	-	-
	<i>tb max</i>	-360,7	-	-
	<i>ýêâ a0</i>	465	236	108
	<i>ýêâ b0</i>	352	78,3	126
	<i>ýêâ aì</i>	486	351,8	113,4
	<i>ýêâ bì</i>	379	281,3	130,3
	<i>ýêâ aí</i>	548	-	-
	<i>ýêâ bí</i>	315,4	-	-
Запаси статичної міцності	<i>Tà</i>	1,45	2,27	7,1
	<i>Òb</i>	1,39	2,84	6,13
Температурний перепад на випадок складання з'єднання з нагрівом, град	<i>max</i>	-	152	152
	<i>min</i>	-	118	138

Висновок. При розрахованих показниках і дії максимального моменту, що становить $111,86$ (кН·м), посадки, що розглядаються задовольняють критеріям відсутності скручування з'єднань і міцності спряжених деталей.

3.3.2 Розрахунок розцентровки муфт

На вантажопасажирському електровозі ДСЗ застосований тяговий привід з опорно-осьовим підвішуванням редуктора і рамним підвішуванням тягового електродвигуна.

Розцентровка представляє собою відносне зміщення кінців валів шестерні і якоря тягового електродвигуна, що виникає при русі електровоза через

нерівності колії та коливань надресорної будови, та визначається для найбільш несприятливого поєднання переміщень вузлів тягового приводу (рами візка з тяговим електродвигуном і осі колісної пари з корпусом редуктора).

Початкові дані для розрахунку наведені в таблиці 3.24.

Таблиця 3.24 – Дані для розрахунку

Найменування	Позначення	Величина	Примітка	
База підвішування редуктора, мм	L_p	880		
Міжосьова відстань, мм	W	585		
Кут нахилу міжосьової відстані, град		15	-	
Довжина тяги підвішування редуктора, мм	r	620	-	
Довжини, мм	a	108±10		
	b	-84		
Коефіцієнт вертikalьної динаміки	K	0,35	[13] прийнято	
Статичний прогин I ступеня ресорного підвішування, мм	F	78,2		
Переміщення колісної пари в площині, мм	вертикальній	h	- 13	[14] прийнято
	горизонтальній	Δ	-0,5	

Вертикальне переміщення рами візка з тяговим електродвигуном

$$B \hat{A} \frac{1}{2} \quad (3.42)$$

$$B \text{ мм}$$

Координати точки K визначаються з вирішення системи двох рівнянь кіл з центрами в точках O і D радіусами r і r_0 відповідно

$$\begin{cases} (X - \Delta)^2 + (Y - h_0)^2 = L_p^2 + b^2; \\ [X - (L_p + a)] + [Y - (\sqrt{r^2 - a^2} + b + h_B)]^2 = r^2. \end{cases} \quad (3.43)$$

Розкриваючи дужки і віднімаючи з першого рівняння друге, після перетворень отримаємо рівняння для визначення ординат X_K

$$\left| \begin{array}{c} K \\ \dots \\ K \\ \dots \\ P \end{array} \right|^2 \left| \begin{array}{c} K \\ \dots \\ K \\ \dots \\ P \end{array} \right|^2 \quad (3.44)$$

де

$$\left| \begin{array}{c} P \\ \dots \\ P \end{array} \right| \quad (3.45)$$

$$\left| \begin{array}{c} \sqrt{22} \\ \dots \\ B \\ \dots \\ O \end{array} \right| \quad (3.46)$$

$$\left| \begin{array}{c} P \\ \dots \\ P \\ \dots \\ B \\ \dots \\ \sqrt{22} \\ \dots \\ B \\ \dots \\ O \end{array} \right| \quad (3.47)$$

Ордината \hat{e} визначається за формулою

$$K \dots K \quad (3.48)$$

Після підстановки чисельних значень і розв'язання рівняння, отримаємо значення \hat{e} мм, \hat{e} мм, які наведемо в таблицях 3.25 і 3.26.

Координати точки М визначаються з системи двох рівнянь кіл з центрами в точках О і К радіусами \hat{a}_w та $\hat{A}\hat{A}$

$$\begin{cases} (X - \Delta)^2 + (Y - h_0)^2 = \hat{a}_w^2; \\ (X - X_K)^2 + (Y - Y_K)^2 = (a_w \cdot \sin \gamma - b)^2 + (L_P - a_w \cdot \cos \gamma)^2 = \\ = \hat{a}_w^2 - 2 \cdot b \cdot a_w \cdot \sin \gamma + b^2 + L_P^2 - 2 \cdot L_P \cdot a_w \cdot \cos \gamma. \end{cases} \quad (3.49)$$

Таблиця 3.25 – Переміщення колісної пари ... мм; 0... мм

Параметр		Координати точки K	
		\hat{e}	\hat{e}
a , мм	98	882,404	- 57,010
	108	882,402	- 57,050
	118	882,400	- 57,090

Таблиця 3.26 – Переміщення колісної пари ... мм; 0...

Параметр		Координати точки K	
		\hat{e}	\hat{e}
a , мм	98	882,162	- 56,972
	108	882,160	- 57,008
	118	882,158	- 57,044

Розкриваючи дужки і віднімаючи з першого рівняння друге після перетворення, отримаємо рівняння для визначення ординат \hat{i}

$$\left(K \right)^2 - \left(K_0 \right)^2 = W^2 \quad (3.50)$$

де

$$\left(K \right); \quad (3.51)$$

$$\left(K_0 \right); \quad (3.52)$$

$$P = \frac{2}{K} \frac{2}{K} \frac{2}{P} \frac{2}{O} \frac{2}{W} \quad (3.53)$$

Ордината \hat{i} визначається за формулою

$$M = \hat{i} \quad (3.54)$$

Після підстановки чисельних значень і розв'язання рівняння, отримаємо значення \dot{I} мм, \dot{I} мм, які приведені в таблицях 3.27 і 3.28.

Таблиця 3.27 – Переміщення колісної пари ... мм; 0... мм

Параметр	Координати точки M		Координати точки A		d , мм	φ , град	
	\dot{I}	\dot{I}	\dot{A}	\dot{A}			
a , мм	98	557,120	163,876	565,067	151,409	14,78	0,927
	108	557,128	163,851	565,067	151,409	14,76	0,924
	118	557,136	163,826	565,067	151,409	14,73	0,920

Таблиця 3.28 – Переміщення колісної пари ... мм; 0... мм

Параметр	Координати точки M		Координати точки A		d , мм	φ , град	
	\dot{I}	\dot{I}	\dot{A}	\dot{A}			
a , мм	98	560,157	168,668	565,067	151,409	17,94	1,12
	108	560,164	163,645	565,067	151,409	17,92	1,12
	118	560,171	168,622	565,067	151,409	17,90	1,12

Координати точки A (X_A, Y_A)

$$\dot{A} \cdot w ; \quad (3.55)$$

$$\dot{A} \cdot \overset{\circ}{\text{мм}}.$$

$$\dot{A} \cdot w . \quad (3.56)$$

$$\dot{A} \cdot \overset{\circ}{\text{мм}}.$$

Відстань між точками M і A мм, визначається за формулою

$$\sqrt{(\dot{A} \cdot M)^2 + (\dot{A} \cdot \dot{I})^2}. \quad (3.57)$$

Кут перекосу торсійного валу

стан і профільними роликми по методу по в з до в жньої накатки . Пази отвору м а точини вигото в ляють протя г уванням.

Шліцьо в і з'єднання розр і зняють:

1) По характеру з'єднання:

- нерухом і – для закр і плення деталі на валу;
- рухом і – допускаючи пер е м і щення деталі вздо в ж вала.

2) За формою з у б і в :

- прямоб і ч н і ;
- евольвентн і ;
- трикутн і .

3) За способом центрування м а точини щодо валу:

- з центруванням по зо в н і шньому д і аметру D ;
- по внутр і шньому д і аметру d ;
- по боко в им по в ерхням з у б і в .

3.4.2 Виб і р шліцьо в ого з'єднання

Осно в ним критер і ем працездатност і шліцьо в их з'єднань є міцн і сть. Ці з'єднання вибирають по таблицям стандарт і в залежно в і д д і аметру валу, а пот і м пер е в і ряють розрахунком. Розм і ри в ГОСТах прийнят і з умо в и міцност і на змінання, тому осно в ним пер е в і рочним розрахунком шліцьо в их з'єднань є розрахунок на змінання.

Вихідн і дан і наведемо у таблиці 3.29.

Таблиця 3.29 – Вихідн і дан і

Найменування параметра	Позначення	Значення
Розрахунко в ий д і аметр валу, мм	.	105,5
Робоча до в жина м а точини, мм	δ	82
Обертаючий момент, що пер е дається з'єднанням, Н·м	.	12200
Д і аметр валу, мм	D	112,5

Вибираємо шліць в е з'єднання – прямоб і ч не як найб і л ь ш пошир е не. З у - бці з'єднання термооброблен і, отже прийм а ємо центрування по внутр і шньому діаметру.

Знаходимо розміри з'єднання по важкій сер ії, що р е комендується при великих діаметрах та навантаженнях. Для діаметра валу ... мм знаходимо ... мм, ... мм.

Для нерухомого з'єднання під навантаженням при тяжких умовах експлуатації приймаємо \tilde{r}_d МПа.

3.4.3 Перевірка на зминання шліць в ого з'єднання

Середній діаметр з'єднання

$$\tilde{r}_d = \frac{D + d}{2} \quad (3.61)$$

$$\tilde{r}_d \text{ мм.}$$

Площа зминання робочої поверхні одного зуба

$$\tilde{r}_d \left(\frac{D + d}{2} \right) p; \quad (3.62)$$

$$\tilde{r}_d \left(\frac{D + d}{2} \right) p \text{ мм}^2.$$

Прийняті розміри з'єднання перевіряємо на зминання:

$$\tilde{r}_d \frac{D + d}{2} p > \tilde{r}_d \tilde{r}_d \quad (3.63)$$

$$\tilde{r}_d \frac{D + d}{2} p > -3, -6 \text{ МПа.}$$

Умова $\tilde{r}_d > \tilde{r}_d$ виконується.

Висно в ок. На електро в озі ДСЗ прим і н яється конусна напр е со в ка з у б- частої муфти на торсіонний вал тя г о в ого приводу. Цей вид з'єднання застосо в у- ється на високонавантажених деталях та які с но в і др і зняється простотою конс- трукції. В той же час напр е со в ка деталей ма є ряд суттєвих недолікі в та к и х як: складн і с ть при збиранн і та, особливо, розбиранн і; розсіювання мі цност і з'єд- нання у зв'язку з коливаннями ді ючих посадочних розм і р і в в межах допуск і в .

В р е з у л ь т а т і про в е д е н и х нами розрахункі в ми до в е л и, що у даному ви- падку ці л ком підходить шліцьо в е з'єднання. Воно в і др і зняється набагато б і л ь- шою р е монтпридатн і с тю, та швидк и м збиранням і розбиранням деталей, яке не потр е бує спеціальних пристроїв та висококваліфі ко в аного персоналу. А також цей вид з'єднання є достатньо над і йним.

У зв'язком з цим нами було прийняте ці л ком обґрунто в ане р і шення про застосування на тя г о в ому привод і електро в оза ДСЗ шліцьо в ого з'єднання з у- бчастої муфти з торсіонним валом.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

4 ПЕР Е В І Р К А Я К О С Т І З Ч Е П Л Е Н Н Я З А Г Е О М Е Т Р И Ч Н И Ч Н И М И П О К А З Н И К А М И

При проектуванні зубчастої передачі слід перевірити геометричні показники, які можуть призвести до неправильної роботи передачі. Терміни та позначення в ідпо в і дають [4] і [5].

4.1 Пер е в і р к а в і д с у т н о с т і п і д р і з у в а н н я з у б а

Коефіцієнт найменшого зміщення шестерні:

$$X_{1\min} = h_t^* - h_a^* - \frac{Z_1 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta} \quad (4.1)$$

де t^* – коефіцієнт в і д р е г у л ь о в а н о ї в и с о т и з у б а.

$$1\min \frac{2}{1 - 1 - \frac{0,4002 - 0,4002}{2 \cdot 0,4002} - 0,4002}$$

Коефіцієнт найменшого зміщення колеса:

$$2\min \frac{2}{t a}$$

(4.2)

$$2\min \frac{2}{1 - 1 - \frac{0,4002 - 0,4002}{2 \cdot 0,4002} - 0,4002}$$

Умови 1.1min і 2.2min виконуються, підрізання відсутнє.

4.2 Пер е в і р к а в і д с у т н о с т і і н т е р ф е р е н ц і ї з у б і в

Радіус кривини у граничній точці профіля шестерні:

$$r_{t1} = t \cdot 1 \cdot t \frac{t^* a}{t} \quad (4.3)$$

$$r_{t1} = 0,5 \cdot 228 \cdot 0,4002 - \frac{2-1}{0,4002} \cdot 10 = 20,63 \text{ мм}$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

Радіус кривини у граничній точці профіля колеса:

$$r_{t1} = 0,5 \cdot 936 \cdot 0,4002 - \frac{2-1}{0,4002} \cdot 10 = 162,3 \text{ мм} \quad (4.4)$$

$$r_{t1} = 0,5 \cdot 936 \cdot 0,4002 - \frac{2-1}{0,4002} \cdot 10 = 162,3 \text{ мм}$$

Умови $t1.p1$ і $t2.p2$ виконуються, інтерференція зубів відсутня.

4.3 Перевірка коефіцієнта перекриття

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\alpha = \frac{a_1 \cdot a_2}{1,2 \cdot t_w} \quad (4.5)$$

$$\alpha = \frac{10 \cdot 0,4002}{1,2 \cdot 10} = 0,333$$

Коефіцієнт осьового перекриття:

$$\frac{b \cdot w}{x} \quad (4.6)$$

де w – ширина в'язя.

$$b = \frac{d}{2} = 10$$

Коефіцієнт перекриття:

$$\gamma \cdot \alpha \cdot \beta \quad (4.7)$$

$$\gamma = 1,12 \cdot 100 = 112$$

4.4 Перевірка нормальності товщини на поверхні вершин

Кут нахилу лінії вершин зубів шестерні:

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

$$a_1 \cdot a_1 \cdot \frac{a_1}{1} \quad (4.8)$$

$$a_1 \cdot a_1 \cdot \frac{a_1}{1}$$

Кут нахилу лінії вершин зубів колеса:

$$\beta_{a_2} = \tan \beta_{a_2} = \frac{d_{a_2}}{d_2} \tan \beta \quad (4.9)$$

$$a_2 \cdot a_2 \cdot \frac{a_2}{1}$$

Нормальна товщина на поверхні вершин зубів шестерні:

$$s_{na1} = \frac{1}{1} \cdot t_1 \cdot a_1 \quad (4.10)$$

$$S_{na} = 250 \cdot \left(\frac{\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,104 \cdot 0,3639}{19} + 0,024972 - 0,075683 \right) \cdot 0,8090 = 7,2 \text{ мм}$$

Нормальна товщина на поверхні вершин зубів колеса:

$$s_{na2} = \frac{2}{2} \cdot t_2 \cdot a_2 \quad (4.11)$$

$$S_{na2} = 960 \cdot \left(\frac{\frac{3,14}{2} + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3639}{78} + 0,024972 - 0,036856 \right) \cdot 0,8290 = 9,4 \text{ мм}$$

4.5 Розрахунок розмірів для контролю взаємного положення різних профілів зубів

Терміни та позначення у розрахунках в ідповідають [4] і [5].

4.5.1 Розрахунок постійної хорди і висоти до постійної хорди

Хорда постійна шестерні:

$$\bar{c}_1 = 2 \cdot 1 \quad (4.12)$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

$$\overline{S_{c1}} = \left(\frac{3,14}{2} \cdot 0,9396^2 + 0,104 \cdot 0,6427 \right) \cdot 10 = 14,52 \text{ мм}$$

Хорда пост і йна колеса:

$$\overline{S_{c2}} = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + X_2 \sin 2\alpha \right) \cdot m \quad (4.13)$$

$$\overline{S_{c2}} = \left(\frac{3,14}{2} \cdot 0,9396^2 + 0,2 \cdot 0,6427 \right) \cdot 10 = 15,14 \text{ мм}$$

Радіуси кривини різнойменних профілів зуба в точках, що визначають пост і йну хорду шестерні:

$$s1 \cdot b1 \cdot t \cdot \overline{c1} = \overline{b} \quad (4.14)$$

$$\rho_{s1} = 0,5 \cdot (208,93 \cdot 0,4367 + 14,52 \cdot \frac{0,8546}{0,9396}) = 52,22 \text{ мм}$$

Радіуси кривизни різнойменних профілів зуба в точках, що визначають пост і йну хорду колеса:

$$s2 \cdot b2 \cdot t \cdot \overline{c2} = \overline{b} \quad (4.15)$$

$$\rho_{s2} = 0,5 \cdot (857,75 \cdot 0,4367 + 15,14 \cdot \frac{0,8546}{0,9396}) = 194,17 \text{ мм}$$

Умови $\rho_{s1} \geq \rho_{p1}$ і $\rho_{s2} \geq \rho_{p1}$ виконуються згідно з ГОСТ 16532-70

Висота до пост і йної хорди шестерні:

$$\overline{h_{c1}} = 0,5 \cdot (d_{a1} - d_1 - \overline{S_{c1}} \tan \alpha) \quad (4.16)$$

$$\overline{h_{c1}} = 0,5 \cdot (250 - 228 - 14,52 \cdot 0,3639) = 8,35 \text{ мм}$$

Висота до пост і йної хорди колеса:

$$\overline{h_{c2}} = 0,5 \cdot (d_{a2} - d_2 - \overline{S_{c2}} \tan \alpha) \quad (4.17)$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

$$\overline{h}_{c2} = 0,5 \cdot (960 - 936 - 15,14 \cdot 0,3639) = 9,24 \text{ мм}$$

Кут профілю на концентричному колі діаметра шестерні:

$$\alpha_{x1} = \cos \alpha_{x1} = \frac{Z_1 \cos \alpha_f}{Z_1 + 2X_1 \cos \beta} \quad (4.18)$$

$$\alpha_{x1} = \cos \alpha_{x1} = \frac{19 \cdot 0,9164}{19 + 2 \cdot 0,104 \cdot 0,8333} = 0,9081 = 24,75^\circ$$

Кут профілю на концентричному колі діаметра колеса:

$$\alpha_{x2} = \cos \alpha_{x2} = \frac{Z_2 \cos \alpha_f}{Z_2 + 2X_2 \cos \beta} \quad (4.19)$$

$$\alpha_{x2} = \cos \alpha_{x2} = \frac{78 \cdot 0,9164}{78 + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,8333} = 0,9125 = 24,14^\circ$$

Розрахунок кількості зубів у довжині загальної нормалі шестерні, округлена до найближчого цілого числа:

$$Z_{вр1} = \frac{Z_1}{\pi} \left(\frac{\tan \alpha_{x1}}{\cos \beta_b} - \frac{2X_1 \tan \alpha}{Z_1} - inv \alpha_f \right) + 0,5 \quad (4.20)$$

$$Z_{вр1} = \frac{19}{3,14} \cdot \left(\frac{0,461}{0,8546} - \frac{2 \cdot 0,104 \cdot 0,3639}{19} - 0,024972 \right) + 0,5 = 3,58 \approx 4$$

Розрахунок в число зубів у довжині загальної нормалі колеса, округлене до найближчого цілого числа:

$$Z_{вр2} = \frac{Z_2}{\pi} \left(\frac{\tan \alpha_{x2}}{\cos \beta_b} - \frac{2X_2 \tan \alpha}{Z_2} - inv \alpha_f \right) + 0,5 \quad (4.21)$$

$$Z_{вр2} = \frac{78}{3,14} \cdot \left(\frac{0,4481}{0,8546} - \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 0,3639}{78} - 0,024972 \right) + 0,5 = 11,85 \approx 12$$

Довжина загальної нормалі шестерні:

$$W_1 = (\pi(Z_{вр1} - 0,5) + 2X_1 \tan \alpha + Z_1 inv \alpha_f) \cdot m \cos \alpha \quad (4.22)$$

					0032.226320.000.02MP.P3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

$$W_1 = (3,14 \cdot (4 - 0,5) + 2 \cdot 0,104 \cdot 0,3639 + 19 \cdot 0,024972) \cdot 10 \cdot 0,9396 = 108,4 \text{ мм}$$

Довжина загальної нормалі колеса:

$$W_2 = (\pi(Z_{вр2} - 0,5) + 2X_2 \tan \alpha + Z_2 \text{inv} \alpha) \cdot m \cos \alpha \quad (4.23)$$

$$W_2 = (3,14 \cdot (12 - 0,5) + 2 \cdot 0,2 \cdot 0,3639 + 78 \cdot 0,024972) \cdot 10 \cdot 0,9396 = 215,52 \text{ мм}$$

Радіус кривини різнойменних профілів зубів у точках, що визначають довжину загальної нормалі шестерні:

$$\rho_{вр1} = \frac{0,5W_1}{\cos \beta_b} \quad (4.24)$$

$$\rho_{вр1} = \frac{0,5 \cdot 108,4}{0,8546} = 63,42 \text{ мм}$$

Радіус кривини різнойменних профілів зубів у точках, що визначають довжину загальної нормалі колеса:

$$\rho_{вр2} = \frac{0,5W_2}{\cos \beta_b} \quad (4.25)$$

$$\rho_{вр2} = \frac{0,5 \cdot 215,52}{0,8546} = 209,4 \text{ мм}$$

Радіус кривини профілю зуба в точці на колі вершин шестерні:

$$\rho_{a1} = 0,5 \cdot d_{a1} \sin \alpha_{a1} \quad (4.26)$$

$$\rho_{a1} = 0,5 \cdot 250 \cdot 0,5491 = 68,6 \text{ мм}$$

Радіус кривини профілю зуба в точці на колі вершин колеса:

$$\rho_{a2} = 0,5 \cdot d_{a2} \sin \alpha_{a2} \quad (4.27)$$

$$\rho_{a2} = 0,5 \cdot 960 \cdot 0,4490 = 215,5 \text{ мм}$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

Умови $\rho_{p1} \leq \rho_{w1} \leq \rho_{a1}$ і $\rho_{p2} \leq \rho_{w2} \leq \rho_{a2}$ виконуються згідно з ГОСТ 16532-70.

Таблиця 4.1 – Головні геометричні та контрольні параметри зубчастої передачі

Назва параметра	Позначення	Ведуче колесо	Ведене колесо
1	2	3	4
Ступінь точності згідно з ГОСТ1643-81	-	6-A	6-A
Міжосьова відстань [мм]	w	585	
Кількість зубів	.	19	78
Передачне відношення [мм]	.	4,105	
Модуль [мм]	.	10	

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4
Торцевий модуль [мм]	t	12	
Кут нахилу зубів	.	.	
Дільний діаметр [мм]	.	228	936
Початковий діаметр [мм]	w	229	940
Діаметр вершин зубів [мм]	a	250	960
Діаметр впадин [мм]	f	205	915
Основний діаметр [мм]	b	208	857
Нормальна товщина на поверхні вершин зубів [мм]	na	7,2	9,4
Товщина зуба по постійній хорді [мм]	\bar{c}	14,52	15,14

Висота до пост і йної хорди	\bar{c}	8,35	9,24
Коеф і цієнт пер е м і щень	.	0,1	0,2
Коеф і цієнт пер е криття	γ	2,37	
Коеф і цієнт осьо в ого пер е к-риття	b	1,108	
Коеф і цієнт торцевого пер е к-риття	α	1,27	

4.6 Розрахунок на м і цн і с т ь з у б част ої пер е дач і згідно з норм а ми

Початко в і дан і для розрахунку на м і цн і с т ь з у б част ої пер е дач і навед ені у таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Початко в і дан і для розрахунку на м і цн і с т ь з у б част ої пер е дач і

Назва параметра	Позначення	Вели ч ина
Необхідна витривалі с т ь з у б част ої пер е дач і [км]
Необхідна витривалі с т ь при м а кси-м а льному навантаженні [год]	h	377
Параметр шорсткост і по верхні	a
М а рка сталі для з у б част и х колі с	20X2H4A	-
Сер е дня тверді с т ь по верхні з у б-ці в HRC для шестерні	-	60
Сер е дня тверді с т ь по верхні з у б-ці в HRC для колеса	-	57
Спосіб обробк и з у б і в	Азотування	-
Момент м а ксим а льний на валу дви-гуна []	H	12200
Ширина в і н ця [мм]	w	63
Частота обертання при м а кси-м а льному навантаженні [хв ⁻¹]	.	10

Ма ксим а льна частота обертання [хв ⁻¹]	1	1138
--	---	------

Метою цього розрахунку є оцінка витривалості та оцінка виникнення заклинювання з у бчастої пер е дачі. Оцінка контактної витривалості акти вних по - верхонь та витривалості на згинання здійснюється згідно з [6]. Терміни та позначення, що використовуються в розрахунках, в і дпов і дають [4].

4.6.1 Розрахунок контактної витривалості

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості сполучених з у бчастих коліс для сталі: $Z_E = 190$.

Коефіцієнт, що враховує механічні властивості сполучених з у бчастих коліс для сталі:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_r} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\tan \alpha_{nr}}}; \quad (4.28)$$

$$Z_H = \frac{1}{0,9164} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,8546}{0,4504}} = 2,125.$$

Коефіцієнт, що враховує сумарну довшину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}; \quad (4.29)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,27}} = 0,88.$$

Коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження: $K_A = 1$.

Окружна сила на дільному циліндрі:

$$F_H = \frac{2000 \cdot T_H}{d_1}, \quad (4.30)$$

де T_H – ма ксим а льний момент на валу двигуна.

$$F_{Hr} = \frac{2000 \cdot 12200}{228} = 107000 \text{ Н}$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, що виникає в зацепленні до зони резонансу:

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} b_w}{F_{tH} K_A}, \quad (4.31)$$

де ω_{HV} – питома окружна динамічна сила;

b_w – ширина вільця, $b_w = 63$ мм.

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot V \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (4.32)$$

де δ_H – коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі та модифікації профілю головки зубів, $\delta_H = 0,16$;

g_0 – коефіцієнт, що враховує вплив різниці кроків зацеплення зубів шестерні та колеса, $g_0 = 4,8$;

V – окружна швидкість.

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}, \quad (4.33)$$

де n_1 – швидкість обертання шестерні, $n_1 = 1138$ хв⁻¹.

$$V = \frac{3,14 \cdot 228 \cdot 1138}{60000} = 13,5 \text{ м/с};$$

$$\omega_{HV} = 0,16 \cdot 4,8 \cdot 13,5 \cdot \sqrt{\frac{585}{4,105}} = 123,77 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{123,77 \cdot 63}{107000 \cdot 1} = 1,073.$$

Коефіцієнт, що враховує припрацювання зубів:

$$K_{H\omega} = \frac{20}{(0,01 H_{H\omega} + 2)^2 (V + 4)^{0,25}}, \quad (4.34)$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

де $H_{H\omega}$ – менша міцність зубчастих коліс.

$$K_{H\omega} = \frac{20}{(0,01 \cdot 57 + 2)^2 \cdot (13,5 + 4)^{0,25}} = 1,48.$$

Коефіцієнт, що враховує допущення похибки у напрямку зуба, згідно з ГОСТ 1643-81 для 5-го класу точності та з нормами контакту при ширині $b_W = 63$ мм: $F_\beta = 10$.

Відхилення положення контактних ліній внаслідок похибок виготовлення:

$$f_{kZ} = 0,5 \cdot F_\beta, \quad (4.35)$$

$$f_{kZ} = 0,5 \cdot 10 = 5.$$

Фактичне відхилення положення контактних ліній у початковий період роботи:

$$f_{kY}^0 = f_{kE} + f_{kZ}, \quad (4.36)$$

де f_{kE} – відхилення положення контактних ліній у результаті пружної деформації та зазору у підшипниках; у періоді початкової роботи $f_{kE} = 0$.

$$f_{kY}^0 = 0 + 5 = 5.$$

Еквівалентні числа зубів:

$$z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta}; \quad (4.37)$$

$$z_{v1} = \frac{19}{0,8333^3} = 32,83;$$

$$z_{v2} = \frac{78}{0,8333^3} = 134,8.$$

Питомая нормальна жорсткість пари зубів:

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

$$c' = \frac{1}{c'} = 0,05139 + \frac{0,1425}{z_{v1}} + \frac{0,1860}{z_{v2}} - 0,01X_1 - \frac{0,1027X_1}{z_{v1}} +$$

$$+ 0,00455X_2 + \frac{0,3762X_2}{z_{v2}} + 0,00734V^2 - 0,00054X_2^2 \quad (4.38)$$

$$c' = \frac{1}{c'} = 0,05139 + \frac{0,1425}{32,83} + \frac{0,1860}{134,8} - 0,01 \cdot 0,104 - \frac{0,1027 \cdot 0,104}{32,83} +$$

$$+ 0,00455 \cdot 0,2 + \frac{0,3762 \cdot 0,2}{134,8} + 0,00734 \cdot 13,5^2 - 0,00054 \cdot 0,2^2 =$$

$$= \frac{1}{1,395} = 0,71[\text{Н}/(\text{мм} \cdot \mu\text{м})].$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактних ліній у початковий період роботи:

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 f_{kY}^0 b_w c' \cos \alpha_t}{F_H Z_\varepsilon^2 K_A K_{HV}}; \quad (4.39)$$

$$K_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 \cdot 5 \cdot 63 \cdot 0,69 \cdot 0,9164}{107000 \cdot 0,88^2 \cdot 1 \cdot 1,049} = 1,001.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактних ліній:

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{H\omega}; \quad (4.40)$$

$$K_{H\beta} = 1 + (1,001 - 1) \cdot 1,48 = 1,001.$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами: $K_{H\alpha} = 1$.

Коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (4.41)$$

$$K_H = 1 \cdot 1,073 \cdot 1,001 \cdot 1 = 1,074.$$

Розрахунок ва контактна напруга:

										0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							89

(4.42)

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{Ht}}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot \sqrt{K_H};$$

$$\sigma_H = 2,125 \cdot 1,90 \cdot 0,00 \cdot \sqrt{\frac{63 \cdot 228}{4,105}} \cdot \sqrt{1,014} = 1121 \text{ МПа.}$$

Границя контактної міцності шестерні та колеса: приклад для розрахунку граничної контактної міцності ми вибираємо згідно ГОСТ 21354 – 87, табл. 12, для зубчастих коліс з азотуванням:

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 23 H_{HRC}, \quad (4.43)$$

де H_{HRC} – міцність по верхні зубів.

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim1}} = 23 \cdot 57 = 1311 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності: для зубчастих коліс з поверхневим зміцненням вибираємо $S_H = 1,2$.

Базова кількість змін циклів напруги, відповідно до межі міцності:

$$N_{H \text{ lim}} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4}, \quad (4.44)$$

де H_{HB} – міцність, яка виражена згідно з шкалою Брінелля.

$$N_{H \text{ lim1}} = 30 \cdot 600^{2,4} = 139 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \text{ lim2}} = 30 \cdot 550^{2,4} = 113 \cdot 10^6.$$

Оскільки $N_{H \text{ lim1}} < N_{H \text{ limmax}}$, приймаємо $N_{H \text{ lim1}}$.

Сумарна кількість циклів напруг:

$$N_K = 60 n L_h, \quad (4.45)$$

де n – частота обертання при максимальному навантаженні, $n = 10 \text{ хв}^{-1}$;

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

L_h – потр і бна витривалі с ть при м а ксим а льному нав антаженн і .

$$N_K = 60 \cdot 15 \cdot 377 = 33 \cdot 10^5 .$$

Коеф і цієнт до в го в і ч ност і :

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_K}} ; \quad (4.46)$$

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{33 \cdot 10^5}} = 1,8 .$$

Коеф і цієнт, що врахо в ує шорсткі с ть сполучених по в ерхонь з у б і в : при шорсткост і по в ерхні a_{\dots}, R_{\dots} .

Коеф і цієнт, що врахо в ує окружну швидкі с ть:

$$Z_V = 0,925 \cdot V^{0,05} ; \quad (4.47)$$

$$Z_V = 0,925 \cdot 13,5^{0,05} = 1,05 .$$

Коеф і цієнт, що врахо в ує вплив м а ст и ла: $Z_L = 1$.

Коеф і цієнт вим і р і в з у б част и х колі с : оскі льки 1_{\dots} мм, R_{\dots} згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 11, пункт 7, а 2_{\dots} мм, у такому разі ми рахуємо згідно з прикладом:

$$Z_{X2} = \sqrt{1,07 \cdot 10^{-4} d} ; \quad (4.48)$$

$$Z_{X2} = \sqrt{1,07 \cdot 10^{-4} \cdot 936} = 0,98 .$$

Допуст и м а контактна напруга з у б част и х колі с :

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} Z_N}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X ; \quad (4.49)$$

$$\sigma_{HP1} = \frac{1380 \cdot 1,8}{1,2} \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 = 2174 \text{ мПа.}$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

$$\sigma_{HP2} = \frac{1311 \cdot 1,8}{1,2} \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 0,98 = 2024 \text{ мПа.}$$

Допустима контактна напруга пер е дачі:

$$\sigma_{HP} = 0,5 \cdot (2174 + 2024) = 2099 \text{ мПа.}$$

$$1,25\sigma_{HP2} = 1,25 \cdot 2024 = 2530 \text{ мПа.}$$

Як σ_{HP} приймаємо менше значення, $\sigma_{HP} = 2099$ мПа.

$\sigma_H = 1355 < \sigma_{HP} = 2099$, контактна витривалість забезпечена.

4.6.2 Розрахунок витривалості при згинанні

Динамічний коефіцієнт:

$$v_F = \frac{\omega_{HV} b_w d_1}{2000 \cdot T_{1H} \cdot K_A}; \quad (4.50)$$

$$v_F = \frac{123,77 \cdot 63 \cdot 228}{2000 \cdot 12200 \cdot 1} = 0,073.$$

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зацепленні:

$$K_{Fv} = 1 + v_F; \quad (4.51)$$

$$K_{Fv} = 1 + 0,073 = 1,073.$$

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактних ліній:

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F}, \quad (4.52)$$

де N_F – значення показника для розрахунку $K_{H\beta}$.

$$N_F = \frac{(b_w / h)^2}{(b_w / h)^2 + b_w / h + 1}. \quad (4.53)$$

					0032.226320.000.02MP.P3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

Формулу для розрахунку h вибираємо для прямих зубів згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 13, пункт 4.

$$h = \frac{2m}{\varepsilon_\alpha}; \quad (4.54)$$

$$h = \frac{2 \cdot 10}{1,27} = 15,7.$$

$$N_F = \frac{(63/15,7)^2}{(63/15,7)^2 + 63/15,7 + 1} = 0,76.$$

$$K_{F\beta} = (1,001)^{0,76} = 1,001.$$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами: F_α . приймаємо згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 13, пункт 5.

Коефіцієнт, що враховує форму зуба та концентрацію напружень:

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z_v} - 29,7 \frac{X}{z_v} + 0,092X^2; \quad (4.55)$$

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{32,83} - 29,7 \cdot \frac{0,104}{32,83} + 0,092 \cdot 0,104^2 = 3,7;$$

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{134,8} - 29,7 \cdot \frac{0,2}{134,8} + 0,092 \cdot 0,2^2 = 3,5.$$

Коефіцієнт, що враховує нахил зуба:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120}; \quad (4.56)$$

$$Y_\beta = 1 - 1,108 \cdot \frac{33,55}{120} = 0,69.$$

Коефіцієнт, що враховує перекриття зубів:

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

(4.57)

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} \cdot 1,27 \cdot 0,78.$$

Коефіцієнт перетворення вантаження:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha}; \quad (4.58)$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,073 \cdot 1,001 \cdot 1 = 1,61.$$

Розрахунок ваги напруження при згинанні:

$$\sigma_F = \frac{F_{Ht}}{b_w \cdot m} K_F Y_{FS1} Y_{\beta} Y_{\varepsilon}; \quad (4.59)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{107000}{63 \cdot 10} \cdot 1,61 \cdot 3,7 \cdot 0,69 \cdot 0,78 = 541 \text{ мПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}}; \quad (4.60)$$

$$\sigma_{F2} = 541 \cdot \frac{3,5}{3,7} = 511 \text{ мПа}.$$

Межі витривалості зубів, що відповідають базовому числу циклів напруження: для зубчастих коліс із азотуванням, зі сталі марки 20X2H4A σ_{Flimb} мПа згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 15.

Коефіцієнт, що враховує вплив шліфування поверхні зубів: для зубчастих коліс сталі марки 20X2H4A g згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 15.

Коефіцієнт, що враховує вплив деформаційного зміцнення: для зубчастих коліс сталі марки 20X2H4A d згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 15.

						0032.226320.000.02MP.P3	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			94

Коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього прикладення навантаження: при односторонньому навантаженні A згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 13 пункт 10.6.

Коефіцієнт, що враховує технологію виготовлення: оскільки у технології виготовлення шестерень немає жодних відступів від анотації, ми приймаємо T згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 13 пункт 10.2.

Межа витривалості зубів при згинанні:

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma_{F\lim b}^0 \cdot Y_g Y_d Y_A Y_T; \quad (4.61)$$

$$\sigma_{F\lim b} = 950 \cdot 0,75 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 855 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт, що враховує нестабільність властивостей матеріалу зубчастого колеса та відповідальність зубчастої передачі: для зубчастих коліс із азотуванням сталі марки 20X2H4A F згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 15.

Коефіцієнт, що враховує спосіб одержання заготовки зубчастого колеса: для поковки Z згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 13 пункт 10.3.

Коефіцієнт довічності:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \geq 1, \quad (4.62)$$

де $F\lim$ – базова кількість циклів змін напруги, $F\lim_{б}$.

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{33 \cdot 10^5}} = 1,022.$$

Коефіцієнт, що враховує градієнт напруги та чутливість матеріалу до концентрації напруги:

$$Y_\sigma = 1,08 - 0,15 \lg m; \quad (4.63)$$

$$Y_\sigma = 1,08 - 0,15 \cdot \lg 10 = 0,93.$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

Коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхні: при азотуванні з зубчастих коліс R_{\dots} згідно з ГОСТ 21354 – 87 табл. 13 пункт 13.

Коефіцієнт, що враховує розміри зубчастого колеса:

$$Y_X = 1,05 - 0,000125d ; \quad (4.64)$$

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 228 = 1,022 ;$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 936 = 0,93 .$$

Допустимі напруження:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\limb}}{S'_F} Y_N Y_\delta Y_R Y_X ; \quad (4.65)$$

$$\sigma_{FP1} = \frac{855}{1,55} \cdot 1,022 \cdot 0,93 \cdot 1,05 \cdot 1,022 = 562 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{855}{1,55} \cdot 1,022 \cdot 0,93 \cdot 1,05 \cdot 0,93 = 512 \text{ МПа}.$$

$F1_{FP2}$ і $F2_{FP2}$ витривалість зубів при згинанні гарантується.

4.7 Розрахунок підшипників

Підшипники підтримують осі та вали, що обертаються, сприймають від них радіальні та осьові напруження і зберігають задане положення валу. Виконують розрахунок підшипників на довговічність та на запобігання виникненню пластичної деформації.

Розрахунок підшипників проводять за еквівалентним динамічним навантаженням з урахуванням характеру та напрямку діючих сил. Приймають такі еквівалентні навантаження, у яких забезпечується така ж довговічність підшипників, що у реальних умовах навантаження.

З каталогу вибираємо тип і марку підшипників, їх динамічну $C(N)$ та статичну вантажопідйомність $C_0(N)$.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

Розміри та специфікації подшипників наведені у табл. 4.3–4.5.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

Таблиця 4.3 – Розміри та специфікація підшипника 32160

Рисунок	Назва параметра	Позначення	Величина
	Внутрішній діаметр підшипника [мм]		300
	Зовнішній діаметр підшипника [мм]		460
	Ширина підшипника		74
	Радіус фаски [мм]		5
	Вага підшипника [кг]		44
	Динамічна вантажопідйомність [Н]		858000
	Статична вантажопідйомність [Н]	0	750000
	Максимальна частота обертання [хв ⁻¹]		1500
	Кількість роликів у підшипнику		24
	Довжина ролика [мм]	<i>W</i>	40
	Діаметр ролика [мм]	<i>W</i>	40

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.226320.000.02MP.ПЗ

Арк.

98

Таблиця 4.4 – Розміри та специфікація підшипника 32324

Рисунок	Назва параметра	Позначення	Величина
	Внутрішній діаметр підшипника [мм]		120
	Зовнішній діаметр підшипника [мм]		260
	Ширина підшипника		55
	Радіус фаски [мм]		4
	Вага підшипника [кг]		13
	Динамічна вантажопідйомність [Н]		457000
	Статична вантажопідйомність [Н]	0	340000
	Максимальна частота обертання [хв ⁻¹]		2800
	Кількість роликів у підшипнику		14
	Довжина ролика [мм]	<i>W</i>	36
	Діаметр ролика [мм]	<i>W</i>	36

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

0032.226320.000.02MP.ПЗ

Арк.

99

Таблиця 4.5 – Розміри та специфікація підшипника 32326

Рисунок	Назва параметра	Позначення	Величина
	Внутрішній діаметр підшипника [мм]		120
	Зовнішній діаметр підшипника [мм]		260
	Ширина підшипника		55
	Радіус фаски [мм]		4
	Вага підшипника [кг]		13
	Динамічна вантажопідйомність [Н]		457000
	Статична вантажопідйомність [Н]	0	340000
	Максимальна частота обертання [хв ⁻¹]		2800
	Кількість роликів у підшипнику		14
	Довжина ролика [мм]	<i>W</i>	38
	Діаметр ролика [мм]	<i>W</i>	38

Радіальне навантаження:

$$F_T = \frac{\mu}{a/2}, \quad (4.66)$$

де μ – максимальний момент на валу двигуна, $\mu = 12200000$ Н·мм;

a – міжосьова відстань, $a = 582$ мм.

$$F_T = \frac{12200000}{582 / 2} 41924 \text{ Н.}$$

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = (X \cdot F_T \cdot V + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (4.67)$$

де X, Y – коефіцієнти осьового та радіального навантаження;

V – коефіцієнт обертання, при обертанні зовнішнього кільця, $V = 1$;

F_a – осьове навантаження;

K_δ – коефіцієнт швидкості для нормального навантаження, $K_\delta = 1$;

K_T – коефіцієнт температури, $K_T = 1$.

$$P = (1 \cdot 41924 \cdot 1 + 0) 1 \cdot 1 = 41924.$$

Розрахунок довговічності підшипників:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^\rho, \quad (4.68)$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипників;

ρ – показник на підставі експериментальних даних, $\rho = 3,33$.

$$L_1 = \left(\frac{858000}{41924} \right)^{3,33} = 23210 \text{ млн об.}$$

$$L_2 = \left(\frac{457000}{41924} \right)^{3,33} = 2849 \text{ млн об.}$$

$$L_3 = \left(\frac{539000}{41924} \right)^{3,33} = 4936 \text{ млн об.}$$

Довговічність підшипників у годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \quad (4.69)$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

де n – максимальна частота обертання, $n = 1138$ [хв⁻¹].

$$L_{h1} = \frac{23210 \cdot 10^6}{60 \cdot 1138} = 339900 \text{ год.}$$

$$L_{h2} = \frac{2849 \cdot 10^6}{60 \cdot 1138} = 41730 \text{ год.}$$

$$L_{h3} = \frac{4936 \cdot 10^6}{60 \cdot 1138} = 72290 \text{ год.}$$

Мінімальна допустима довговічність для підшипників – 30000 годин.
Найменша довговічність у підшипника №32324 $L_{h2} = 41730$ год, $L_{h2} > 30000$,
отже довговічність забезпечується.

4.8 Розрахунок на витривалість болтового з'єднання

Центральна частина зубчастого колеса з'єднана з вінцями за допомогою прецизійних болтів. Прецизійні болти встановлюються в отвори без зазору.

У таблиці 4.6 наведені початкові дані для розрахунку болтового з'єднання.

Таблиця 4.6 – Початкові дані для розрахунку болтового з'єднання

Назва параметра	Позначення	Величина
1	2	3
Осьове навантаження [Н]	W	18400
Кількість болтів	.	8
Клас міцності для болтів	-	5,8
Навантаження, що допускається при розтягуванні [МПа]	.	200
Навантаження, що допускається при перерізі [МПа]	.	100

Продовження табл. 4.6

1	2	3
Діаметр нарізі [мм]	.	24
Крок [мм]	.	3
Діаметр впадин [мм]	3	20,32
Коефіцієнт повноти нарізі болтів	.	0,75
Коефіцієнт повноти нарізі гайки	1	0,875
Коефіцієнт деформації болтів	<i>m</i>	0,6
Коефіцієнт мастила болтів	.	0,18
Коефіцієнт мастила гайки	1	0,37

Поверхня перерізу болта:

$$A_W = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (d_3^2 - d^2), \quad (4.70)$$

де d – діаметр отвору у болті; $d=0$.

$$A_W = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (20,32^2 - 0^2) = 324,1 \text{ мм}^2.$$

Поверхня перерізу болта:

$$A_D = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (D^2 - d^2). \quad (4.71)$$

$$A_D = \frac{1}{4} \cdot 3,14 \cdot (24^2 - 0^2) = 452,2 \text{ мм}^2.$$

Момент опору скручуванню:

$$W_W = \frac{1}{16} \cdot \pi \cdot d_3^3 \cdot \left(1 - \frac{d^3}{d_3^3}\right). \quad (4.72)$$

$$W_W = \frac{1}{16} \cdot 3,14 \cdot 20,32^3 \cdot \left(1 - \frac{0^3}{20,32^3}\right) = 1646,6 \text{ мм}^3.$$

Крутний момент при закручуванні:

(4.73)

$$M_K = \zeta F_W \frac{D}{Z}.$$

$$M_K = 0,18 \cdot 18400 \cdot \frac{24}{8} = 9936 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Момент на ключі F_W :

(4.74)

$$M_{KL} = \zeta_1 F_W \frac{D}{Z}.$$

$$M_{KL} = 0,37 \cdot 18400 \cdot \frac{24}{8} = 20424 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Нормальна напруга в болт і :

(4.75)

$$\sigma_W = \frac{F_W}{(A_W \cdot Z)}.$$

$$\sigma_W = \frac{18400}{(324,1 \cdot 8)} = 7,1 \text{ мПа}.$$

$\sigma_W = 7,1 < \sigma = 200$ – витривалі с ть болт і в при розтя г уванн і забезпечується.

Напруга на нар і зі болта при зр і занн і :

(4.76)

$$\tau_P = \frac{F_W}{(\pi d_3 D \cdot Z \cdot K_1 \cdot K_m)}.$$

$$\tau_P = \frac{18400}{(3,14 \cdot 20,32 \cdot 24 \cdot 8 \cdot 0,75 \cdot 0,6)} = 3,3 \text{ мПа}.$$

$T_P = 3,3 < T = 100$ – витривалі с ть при зр і занн і забезпечується.

Крутна напруга в болт і :

(4.77)

$$\tau_{SW} = \frac{M_K}{W_W}.$$

$$\tau_{SW} = \frac{9936}{1646,6} = 6 \text{ мПа}.$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

$T_{sw} = 6 < T = 100$ – витривалість при скручуванні забезпечується.

Напруга при зрізанні в гайці:

$$\tau_P = \frac{F_W}{(\pi DhZ \cdot K_1 \cdot K_m)}, \quad (4.78)$$

де h – висота гайки; $h = 24$ [мм].

$$\tau_P = \frac{18400}{(3,14 \cdot 24 \cdot 24 \cdot 8 \cdot 0,875 \cdot 0,6)} = 2,4 \text{ мПа.}$$

$\tau_P = 2,4 < T = 100$ – витривалість при зрізанні гайки забезпечується.

4.9 Розрахунок пресового з'єднання зубчатих коліс з валами

Пресові з'єднання прості у виконанні, забезпечують добре центрування деталей, можуть передавати значні статичні та динамічні навантаження. Головними вадами такого з'єднання є: труднощі демонтажу, можливість пошкодження поверхні з'єднання при демонтажі, обмежена вантажопідйомність, особливо при вібрації, концентрація напруг. У таблиці 4.7 наведені початкові дані для розрахунку.

Контактний тиск у з'єднанні валу з шестернею:

$$q_{m1} = \frac{2M_K k}{\mu \pi d_1^2 l_1}. \quad (4.79)$$

$$q_{m1} = \frac{2 \cdot 12200000 \cdot 1,5}{0,12 \cdot 3,14 \cdot 130^2 \cdot 62} = 93 \text{ мПа.}$$

Розрахунковий натяг у з'єднанні валу з шестернею:

$$\delta_1 = q_{m1} d_1 \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \quad (4.80)$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

Таблиця 4.7 – Початкові дані до розрахунку пресового з'єднання

Назва параметра	Позначення	Величина
Скручувальний момент [Н·мм]	<i>K</i>	12200000
Матеріал шестерні	сталь	18Х2Н4МА
Матеріал зубчастого колеса	сталь	40ХН2МА
Матеріал валів	сталь	18Х2Н4МА
Діаметр з'єднання шестерні [мм]	1	130
Довжина з'єднання шестерні [мм]	1	62
Діаметр з'єднання зубчастого колеса [мм]	2	230
Довжина з'єднання зубчастого колеса [мм]	2	245
Параметр шорсткості валів із зубчастих коліс [μм]	<i>Z1.Z2</i>	10
Коефіцієнт запасу витривалості	.	2
Коефіцієнт тертя	.	0,12

де c_1, c_2 – коефіцієнт для деталей виготовлених із сталі; $c_1 = 1,08, c_2 = 2,43$;

E_1, E_2 – модуль пружності; $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа.

$$\delta_1 = 93 \cdot 130 \cdot \left(\frac{1,08}{2 \cdot 10^5} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^5} \right) = 212 \text{ мкм.}$$

Розрахунок вийнтягу з'єднанні валу із зубчастим колесом:

$$\delta_2 = q_{m2} d_2 \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right). \quad (4.81)$$

$$\delta_2 = 10 \cdot 230 \cdot \left(\frac{1,08}{2 \cdot 10^5} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^5} \right) = 40 \text{ мкм.}$$

Мінімальний натягу з'єднанні валу з шестернею:

$$\delta_{pmin1} = \delta_1 + 1,2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2}). \quad (4.82)$$

$$\delta_{pmin1} = 212 + 1,2 \cdot (10 + 10) = 236 \text{ мкм.}$$

Мінімальний натягу з'єднанні валу із зубчастим колесом:

$$\delta_{pmin2} = \delta_2 + 1,2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2}). \quad (4.83)$$

$$\delta_{pmin2} = 40 + 1,2 \cdot (10 + 10) = 64 \text{ мкм.}$$

Найбільший натяг у з'єднанні валу з шестернею:

$$\delta_{max1} = 0,5 \sigma_T d_1 \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 \right), \quad (4.84)$$

де σ_T – межа витривалості; $\sigma_T = 980$ МПа.

$$\delta_{max1} = 0,5 \cdot 980 \cdot 130 \cdot \left(\frac{1,08}{2 \cdot 10^5} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^5} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{130}{164} \right)^2 \right) = 415 \text{ мкм.}$$

Найбільший натяг у з'єднанні валу із зубчастим колесом:

$$\delta_{pmax1} = \delta_{max1} + 1,2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2}). \quad (4.85)$$

$$\delta_{pmax1} = 415 + 1,2 \cdot (10 + 10) = 439 \text{ мкм.}$$

При порівнянні розрахункових даних та даних з ГОСТ 25347-82, вантажопідйомність буде забезпечена з пресою вим з'єднанням 60Н9/з8.

Найбільший натяг у з'єднанні валу із зубчастим колесом:

$$\delta_{max2} = 0,5 \sigma_T d_2 \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{d_2}{d} \right)^2 \right). \quad (4.86)$$

$$\delta_{max2} = 0,5 \cdot 980 \cdot 230 \cdot \left(\frac{1,08}{2 \cdot 10^5} + \frac{2,43}{2 \cdot 10^5} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{230}{300} \right)^2 \right) = 81 \text{ мкм.}$$

Натяг мінімальний у з'єднанні валу із зубчастим колесом:

$$\delta_{pmax2} = \delta_{max2} + 1,2 \cdot (R_{Z1} + R_{Z2}). \quad (4.87)$$

$$\delta_{pmax2} = 81 + 1,2 \cdot (10 + 10) = 105 \text{ мкм.}$$

При порівнянні розрахункових даних та даних із ГОСТ 25347-82, вантажопідйомність буде забезпечена з пресою вим з'єднанням 60Н7/у8.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

4.10 Аналіз контактних напруг методом кінцевих елементів

Метод кінцевих елементів – один з найефективніших методів розрахунку математичних завдань, що описує стан фізичних систем складної структури.

У науці та техніці постійно стикаються з проблемою розрахунку систем, що мають складну геометричну конфігурацію та нерегулярну фізичну структуру. Комп'ютери дозволяють виконувати такі обчислення за допомогою кінцевих елементів.

На рисунку 4.1 представлена модель зубців зубчастих коліс. Модель була проєктована з твердотільних елементів. Тип аналізу: «Static Structural». Тип контакту між зубами: «Frictional». Коефіцієнт тертя: $\mu = 0,2$.

На рисунку 4.2 представлена модель зубців зубчастих коліс. На шестірню (B) діє крутний момент $T_H = 12000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ навколо осі Y. Рух і обертання навколо інших осей заблоковано. Рух та обертання зубчастого колеса (A) заблоковано.

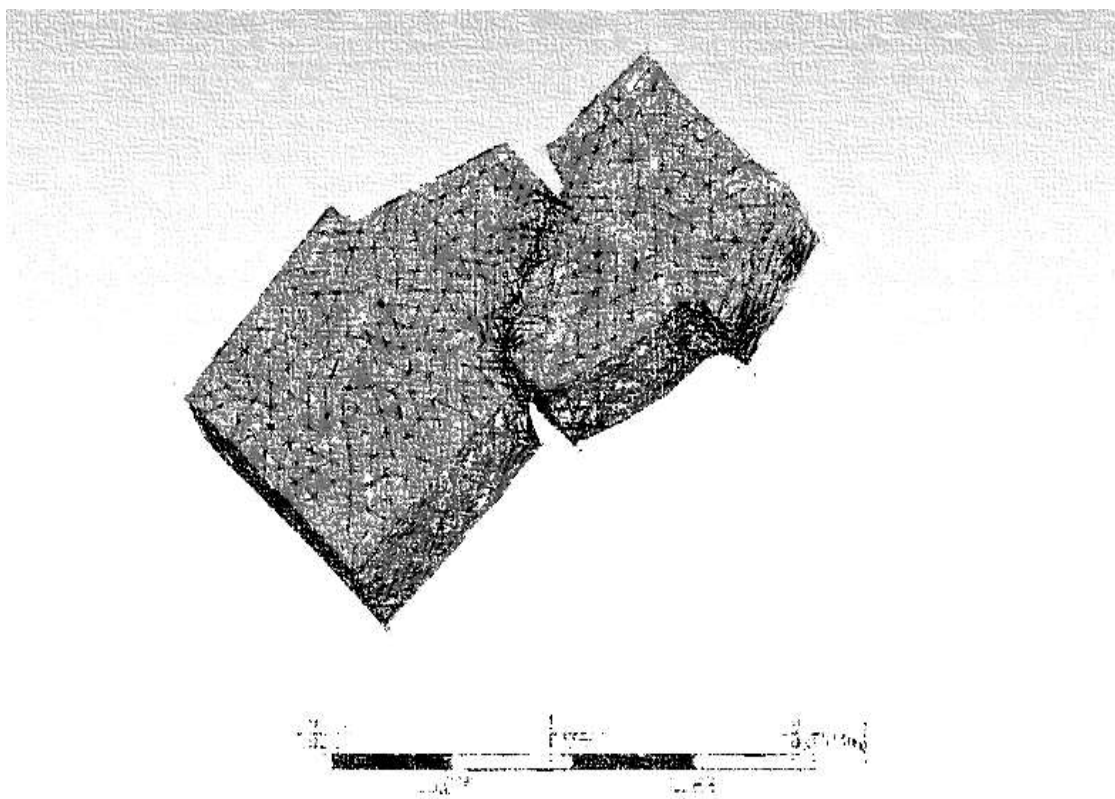


Рисунок 4.1 – Модель зубців з сіткою шестерні та зубчастого колеса

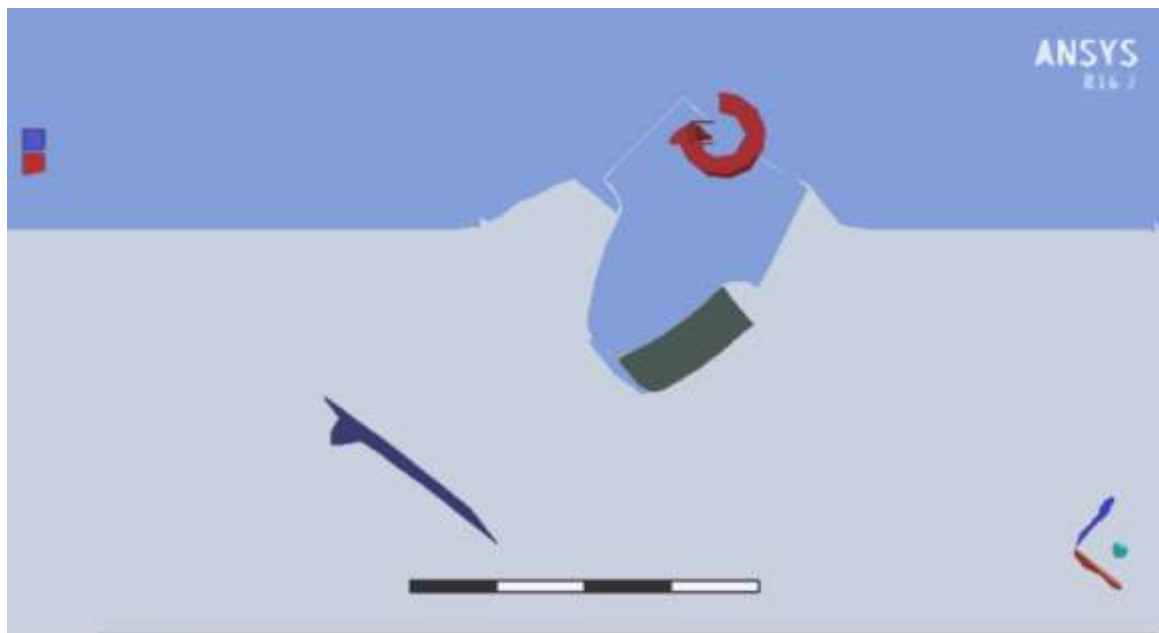


Рисунок 4.2 – Модель зубів з сіткою шестерні та зубчастого колеса

На рисунку 4.3 представлена модель переміщень, що виникають при дії обертального моменту.

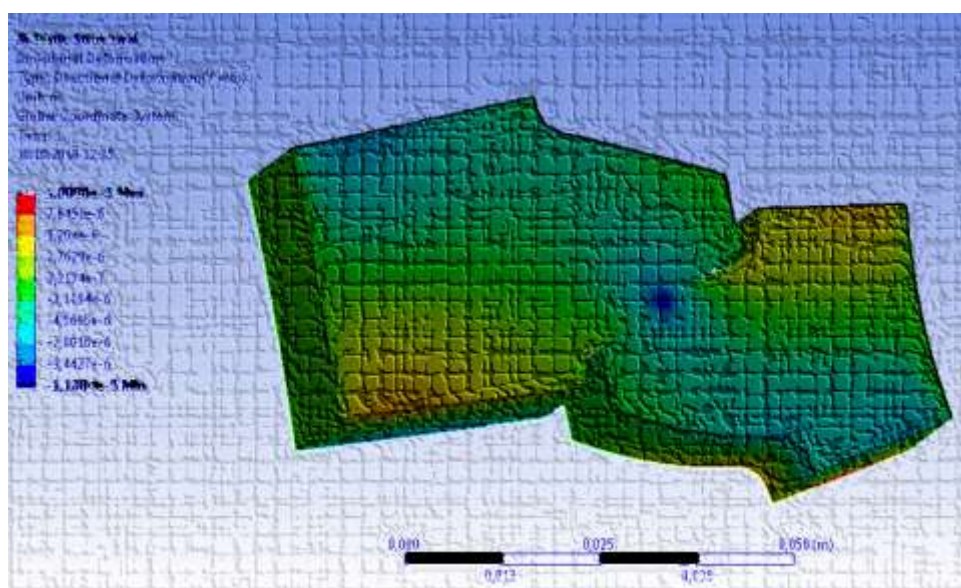


Рисунок 4.3 – Модель переміщень у зубах при навантаженні моментом $T_H = 12000 \text{ Н}\cdot\text{м}$

Максимальне значення переміщень не перевищує 2 мм, оскільки зубчасте колесо заблоковане.

На рисунку 4.4 пр е дстав лена модель напруги в точці контакту заче п лення, що виникає при ді ї моменту. М а ксим а льна напруга не пер е вищує розрахунко - в их значень і дор і в нює 1135 мПа.

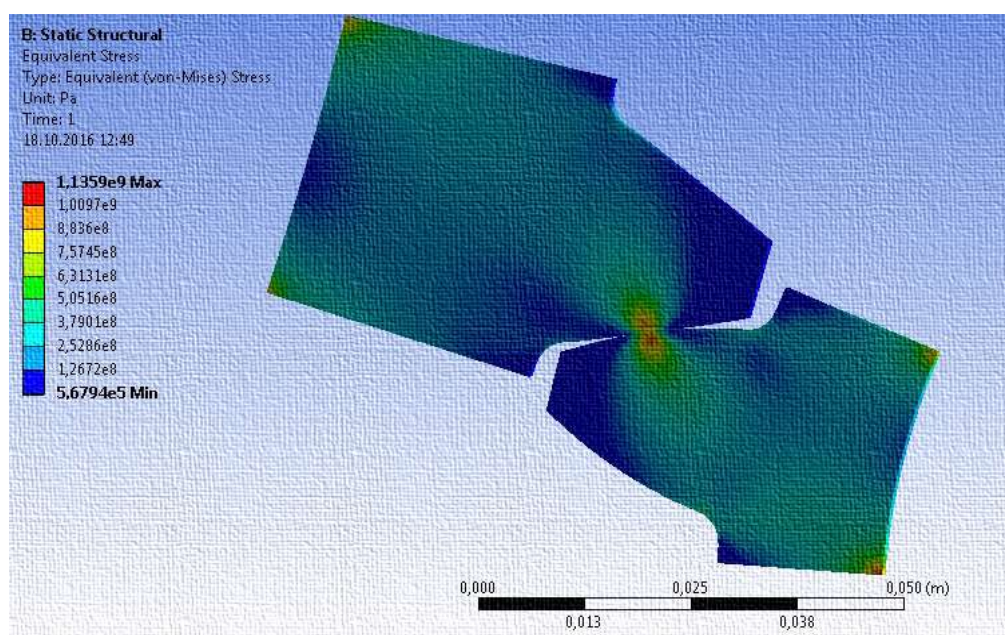


Рисунок 4.4 – Модель ді ючих напруг (мПа) при навантаженні моментом $T_H = 12000 \text{ Н}\cdot\text{м}$

На рисунку 4.5 пр е дстав лено р е з у льтат аналіз у на втомні напруги м а те - рі алу.

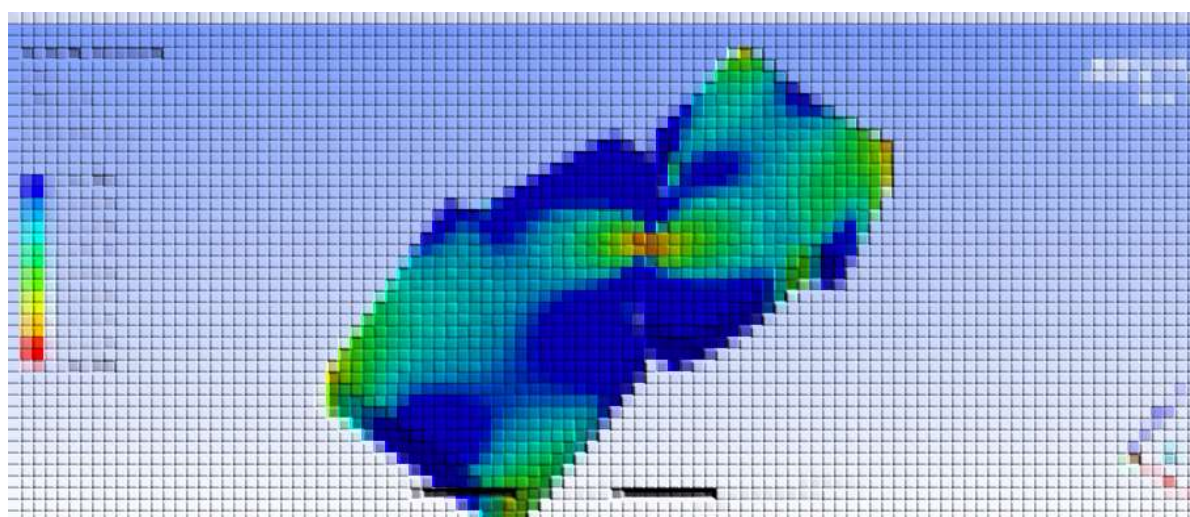


Рисунок 4.5 – Аналіз на втомні напруги м а те рі алу (Goodman)

При цьому аналізі на зуби діє момент $T_H = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Рух та обертання зубчастого колеса заблокований. При такому навантаженні матеріал витримає 1000000 циклів.

4.11 Аналіз напруг при вигину методом кінцевих елементів

Принцип дії зубчастої передачі спирається на зачеплення зубчастих коліс. Зубчаста передача служить передачею обертального руху з одного валу на інший. Під час роботи зубчастої передачі на зачеплення діє напруга на згинання, яку і потрібно змоделювати.

На рисунку 4.6 представлена модель зубців шестерні та зубчастого колеса. Зуби моделюються з твердотільних елементів. Тип аналізу: «Static Stress With Non Linear Material Model».

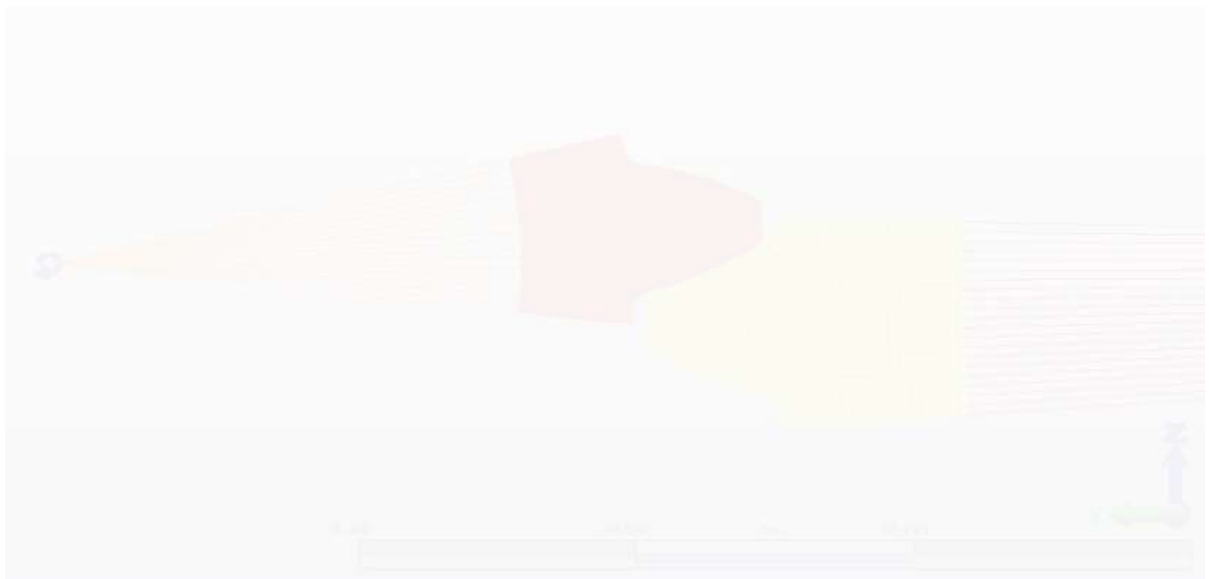


Рисунок 4.6 – Модель зубів для аналізу на вигин

Зуби зубчастого колеса та шестерні складаються з двох частин, між якими змодельовано з'єднання типу «Bonded».

Між зачепленням було змодельовано з'єднання типу «Surface Kontakt». На зуб шестерні діє момент навколо осі X. Рух та обертання навколо інших осей заблоковано. Зуб зубчастого колеса заблоковано.

Матеріал зубів 20Х2Н4А, ГОСТ 4543-71.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		111

На рисунку 4.7 представлена модель переміщень, що виникають при дії моменту на зуби. Максимальне значення переміщень не перевищує 10 мм, оскільки зуб зубчастого колеса заблоковано та обмежує рух.

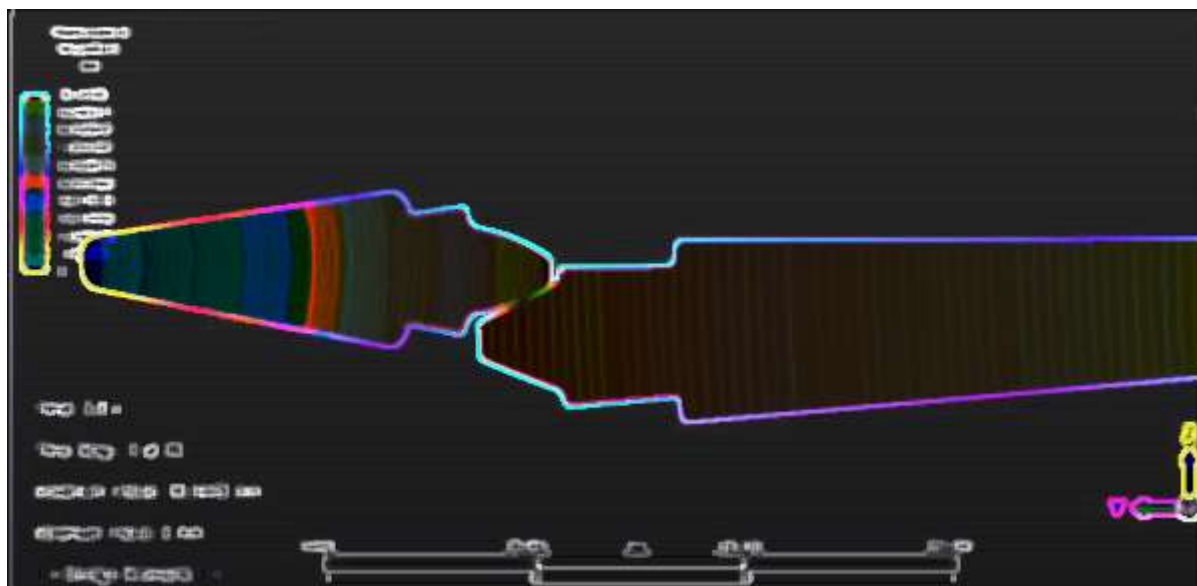


Рисунок 4.7 – Модель переміщень, $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$

На рисунку 4.8 представлена модель напруги при вигині, що виникає при дії моменту.



Рисунок 4.8 – Модель напруги, яка виникає при дії моменту $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$

З рисунку видно, як діє напруга в точці контакту в зацепленні. Максимальна напруга перевищує розрахункову і дорівнює 820 МПа, але вона не перевищує напруги межі пластичності матеріалу, що дорівнює 900 МПа.

4.12 Аналіз валів методом кінцевих елементів

Вали призначені для передачі обертального моменту від однієї деталі до іншої. Передача обертального моменту пов'язана з виникненням осьових і радіальних сил. Через ці сили на вали діє крутний момент і момент на згинання. Для забезпечення працездатності вали повинні задовольняти умови витривалості, при напругах, які на них діють.

На рисунку 4.9 представлено модель валу шестерні. Модель виконана із твердотільних елементів. Тип аналізу: «Static Stress With Linear Material Model». З одного боку вал заблокований, з іншого – на нього діє момент $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ навколо осі X.

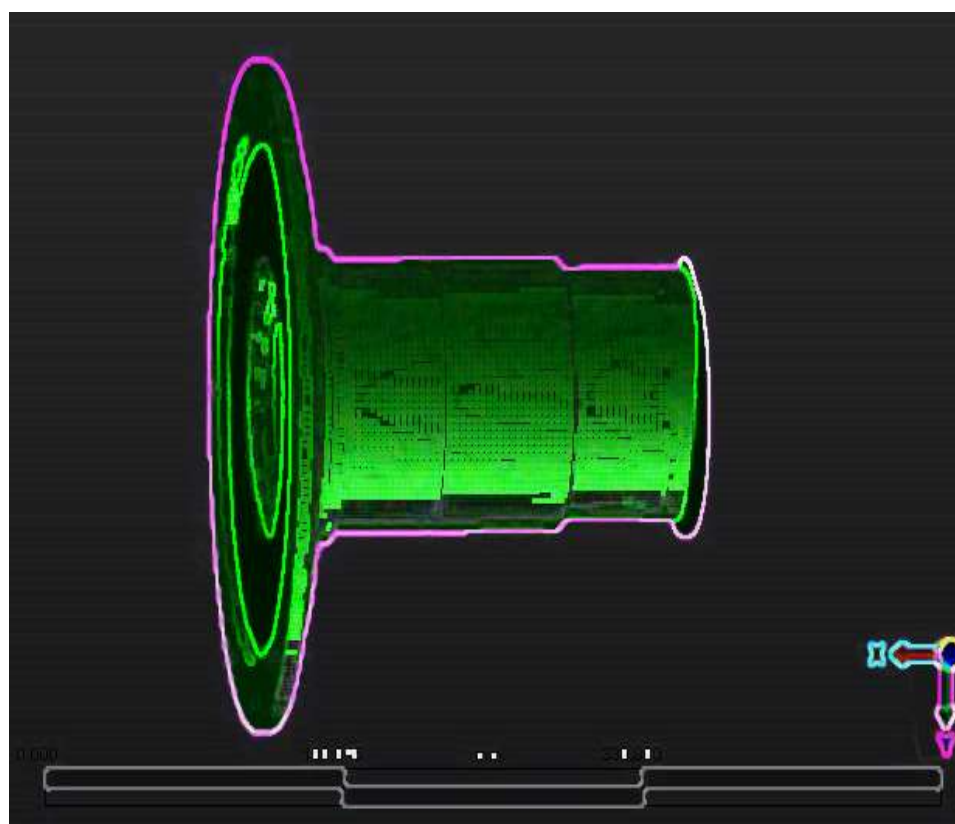


Рисунок 4.9 – Модель валу шестерні

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113

На рисунку 4.10 представлена модель переміщень, які виникають при дії моменту на вал. Максимальне значення переміщень не перевищує 0,08 мм.



Рисунок 4.10 – Модель переміщень, що виникають при дії моменту

$$T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Кут скручування:

$$\varphi = \frac{Tl}{J_0 G}, \quad (4.88)$$

де T – діючий момент;

l – довжина валу;

J_0 – момент інерції;

G – модуль Кірхгофа, $G = 80$ ГПа.

$$J_0 = \frac{\pi D^4}{32}, \quad (4.89)$$

де D – діаметр валу.

$$J_0 = \frac{3,14 \cdot 0,12^4}{32} = 0,00002 \text{ м}^4.$$

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		114

$$\varphi = \frac{12200 \cdot 0,27}{0,00002 \cdot 80000 \cdot 10^6} = 0,002 \text{ рад.}$$

$$\varphi' = \frac{\varphi}{l} = \frac{0,002}{0,27} = 0,007 \text{ рад/мм.}$$

На рисунку 4.11 показано, як діє напруга на вал при дії моменту. Максимальна напруга дорівнює 86 мПа, напруга не перевищує межу пластичності матеріалу, яка дорівнює 680 мПа.



Рисунок 4.11 – Модель напруги, що виникає при дії моменту $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$

На рисунку 4.12 представлено модель валу з убчастого колеса.

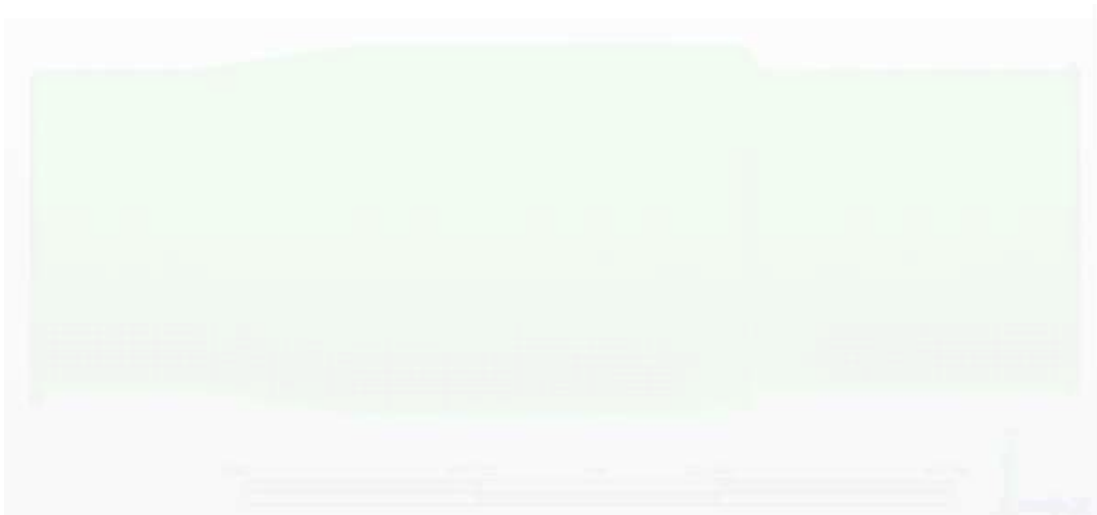


Рисунок 4.12 – Модель валу з убчастого колеса

Вал виконаний з твердотілих елементів. Тип аналізу: «Static Stress With Linear Material Model». З одного боку вал заблокований, з іншого – на нього діє момент $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ навколо осі Z.

На рисунку 4.13 представлена модель переміщень, які виникають при дії моменту на вал. Максимальне значення переміщень не перевищує 0,05 мм.

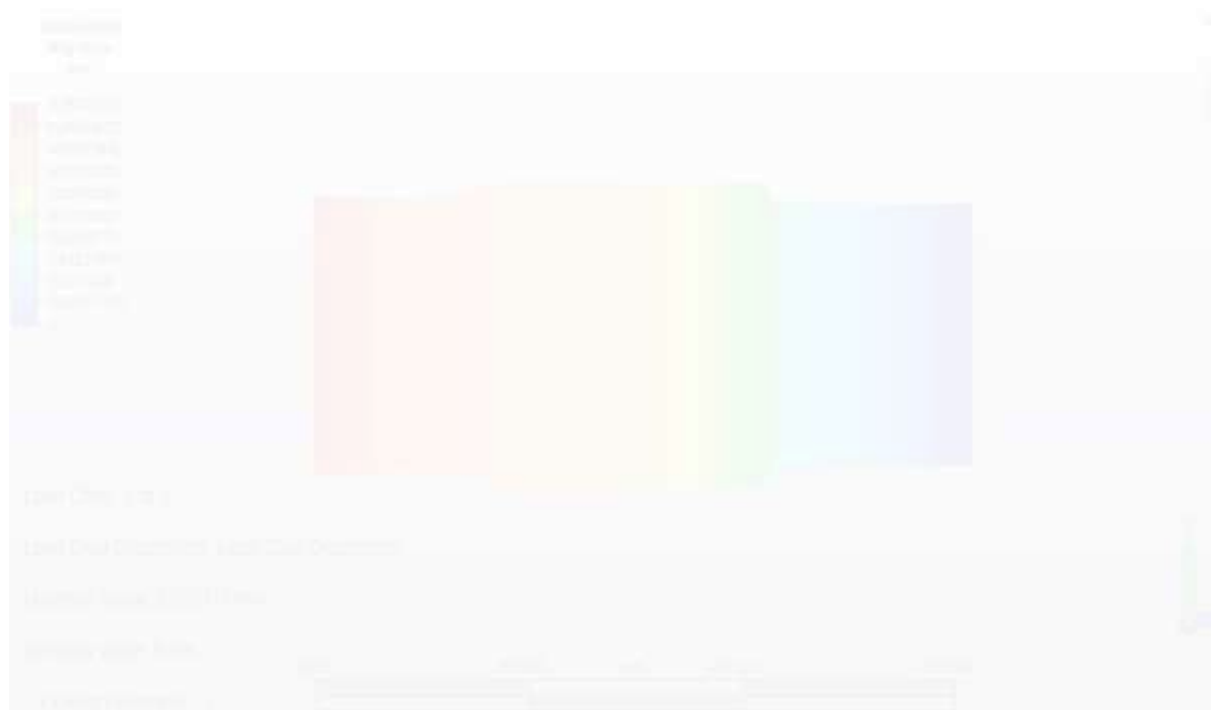


Рисунок 4.13 – Модель переміщень, що виникають під час дії моменту $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Кут скручування:

$$\varphi = \frac{Tl}{J_0 G} \quad (4.90)$$

$$J_0 = \frac{\pi D^4}{32} \quad (4.91)$$

$$J_0 = \frac{3,14 \cdot 0,2^4}{32} = 0,00015 \text{ м}^4.$$

$$\varphi = \frac{12200 \cdot 0,64}{0,00015 \cdot 80000 \cdot 10^6} = 0,0006 \text{ рад.}$$

$$\phi' = \frac{\phi}{l} = \frac{0,006}{0,64} = 0,0009 \text{ рад/мм.}$$

На рисунку 4.14 видно, як діє напруга на вал, при дії моменту. Максимальна напруга дорівнює 17 мПа, напруга не перевищує межі пластичності матеріалу, яка дорівнює 680 мПа.

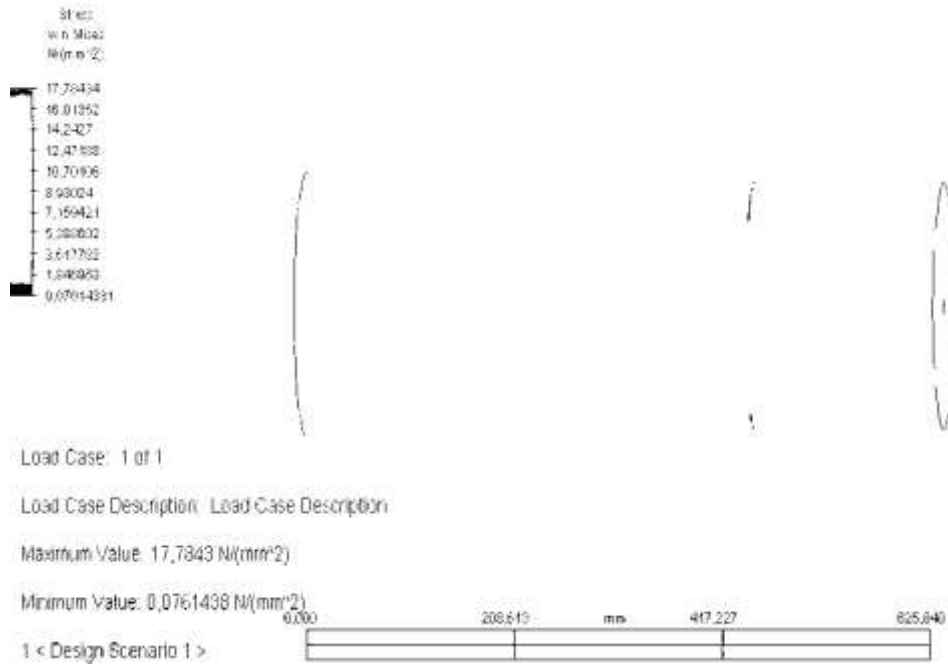


Рисунок 4.14 – Модель напруги, що виникає при дії моменту $T_H = 12200 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

ВИСНОВКИ

У м а г і с терській робот і було виконано такі розрахунки та аналізи:

- розрахунок геометричних та контрольних параметрів з у б частої пер е - дачі;
- розрахунок витривалост і з у б частої пер е дачі;
- розрахунок підшипників ;
- розрахунок болто в ого з'єднання;
- розрахунок пр е со в ого з'єднання;
- аналіз контактних напруг у заче п ленн і методом кі н цевих елемент і в ;
- аналіз напруг при згин і методом кі н цевих елемент і в ;
- аналіз валі в методом кі н цевих елемент і в .

Розрахунко в а контактна напруга та напруга при згинанн і не пер е вищують допуст имих значень. Умо в и витривалост і для розрахунку з у б частої пер е дачі забезпечуються.

Згідно з розрахунками, до в го в і ч н і с т ь підшипників вища від допуст и - мої. Умо в и до в го в і ч н о с т і забезпечуються.

Напруга при скручуванн і болта і при зрізанн і нарізу в болті нижчі від допуст имих. Умо в и витривалост і та до в го в і ч н о с т і забезпечуються.

Згідно з розрахунками, було обрано вид пр е со в ого з'єднання, при якому умо в и витривалост і та вантажопідйомност і забезпечуються.

У аналізі контактної напруги і напруги при згин і всі р е з у л ь т а т и з б і г а - ються з розрахунко в ими і не пер е вищують допуст имих.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		118

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боднар Б.Є., Нечаєв Є.Г., Бобирь Д.В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. Трансп./ Під ред. д-ра техн. наук, проф. Б.Є. Боднара. – Д.:ПП Ліра ЛТД, , 2010.-358 с.
2. Гетьман Г.К., Голик С.М., Тягові передачі електрорухомого складу :Навчальний посібник /Г.К. Гетьман, С.М. Голик –Дніпро ПФ «Стандарт-Сервіс», 2020.-260 с. -ISBN 978-617-7382-23-1
3. Динаміка тягових приводів магистральних локомотивів. – К.: Машинобудування, 2021.
4. ГОСТ 16530-83. Передачи зубчатые. Термины, определения и обозначения. К., 1971.
5. ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения.К.,1983.
6. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии, К., 1971.
7. Детали машин: Учебник для заочных техникумов / При участии О.Н. Росковой. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1979. – 311 с.
8. Общетехнический справочник / Под ред. Е.А. Скороходова – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1982. – 415 с.
9. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. К и ев., 1988.
10. ГОСТ 5006-83 Муфты зубчатые. Технические условия.
11. РТМ 24.149.07-81. Правила расчета и проектирования конических соединений с гарантированным натягом, применяемых в тепловозостроении и путевом машиностроении. – К.: Министерство тяжелого и транспортного машиностроения, 1982.

					0032.226320.000.02MP.ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		119