

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ВЕТЕРИНАРНОЇ
МЕДИЦИНИ ТА БІОТЕХНОЛОГІЙ ІМ. С. ГЖИЦЬКОГО
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АВТОМОБІЛІВ І ТРАКТОРІВ**

К В А Л І Ф І К А Ц І Й Н А Р О Б О Т А

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **“Покращення експлуатаційних властивостей автомобіля КрАЗ –
6510-052 завдяки удосконалення переднього моста”**

Виконав: студент групи Ат-43

Спеціальності 274 „Автомобільний транспорт”

(шифр і назва)

Руслан ХРЕБТАНЬ

(ім'я та прізвище)

Керівник: Ростислав ПАСЛАВСЬКИЙ

(ім'я та прізвище)

Дубляни 2025

УДК 631.358.1: 78

Хребтань Р. В. Покращення експлуатаційних властивостей автомобіля КрАЗ-6510-052 завдяки удосконалення переднього моста : Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет ветеринарної медицини та біотехнологій ім. С. Гжицького, 2025. 62 с.

Табл. 8; бібліогр. джерел 20.

Здійснено аналіз існуючих схем трансмісій автомобілів марки КрАЗ, їх недоліки і переваги перед іншими конструкціями. Проведений розрахунок і внесені зміни в конструкцію вузлів, які показують що властивості автомобіля відповідають аналоговим зарубіжним конструкціям і забезпечують автомобілю високі тягово-швидкісні властивості.

В ведучому мості заміна хрестовини на пальці підвищує довговічність вузла.

Нарізка шліцевих канавок на фланці карданного валу покращує умови з'єднання і збільшує його надійність в роботі.

Розглянуто стан охорони праці та запропоновано заходи з їх покращення.

Проведено розрахунок економічної доцільності впровадження запропонованого вдосконалення.

Зміст

Вступ.....	6
1. Техніко-економічне обґрунтування	7
1.1 Аналіз схеми трансмісії автомобіля	8
2. Розрахунок експлуатаційних показників автомобіля	13
2.1. Вибір параметрів двигуна	13
2.2. Вибір передавальних чисел головної передачі і коробки передач	14
2.3. Дослідження тягово-швидкісних властивостей	15
2.4. Аналіз графіків і діаграм	24
3. Розрахунок елементів трансмісії	26
3.1. Розрахунок карданного валу автомобіля	26
3.1.1 Розрахунок шліцевого з'єднання та кількості роликів у карданному валі.....	33
3.2. Розрахунок головної передачі.....	35
3.2.1. Визначення модуля і геометричних параметрів зубчастих коліс	36
3.2.2. Розрахунок зубчастих коліс на міцність	38
3.3. Вибір та розрахунок підшипників редуктора	45
4. Охорона праці	49
4.1 Характеристика ділянки з технічного обслуговування та ремонту трансмісії	49
4.2. Санітарно-побутові приміщення для персоналу ділянки	52
4.3. Розрахунок захисного заземлення	51
4.4. Пожежна профілактика	53
Висновок до розділу	54
5. Економічна частина	55
5.1. Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля	55
5.2. Розрахунок економічної ефективності удосконаленого автомобіля ..	58
Висновки	59

Загальні висновки	60
Список використаних літературних джерел	61

Вступ

Основним завданням працівників транспортної галузі є забезпечення своєчасного, якісного та повного задоволення потреб народного господарства та населення у перевезеннях, а також підвищення економічної ефективності роботи галузі. Задля подальшого розвитку визначено низку заходів, спрямованих на збільшення частки автотранспорту загального призначення. Планується зростання обсягу перевезень вантажів народного господарства в тоннах на 19,1%, вантажообігу на 21,6%, а пасажирообігу на 15%. Передбачено підвищення ефективності використання автотранспортних засобів, насамперед шляхом активного застосування причепів і напівпричепів, а також завдяки скороченню непродуктивних і нерациональних перевезень. Особливий акцент зроблено на розвиток та вдосконалення централізованих перевезень. У числі пріоритетів також реалізація заходів із збереження ресурсів, перш за все спрямованих на економію пального та зниження питомих паливно-економічних витрат у процесі транспортної діяльності. Планується створення більш економічних моделей рухомого складу, включаючи автомобілі з дизельними двигунами. До 60% вантажообігу має здійснюватися автомобілями, що працюють на дизельному паливі.

У автомобільній промисловості передбачено значні структурні зміни. Це стосується, насамперед, збільшення виробництва економічних дизельних автомобілів, що дозволяють суттєво скоротити витрати пального. Паралельно з цим планується розширення випуску автомобілів великої вантажопідйомності (40–60 т.), а також створення нових виробничих потужностей для виготовлення автомобілів малої вантажопідйомності (1,5 т.).

Значною мірою збільшиться випуск спеціалізованих автомобілів і причепів для транспортування різноманітних сільськогосподарських вантажів. Це сприятиме забезпеченню безперервності технологічних процесів у сфері аграрного виробництва.

1. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

Досягнення сучасного рівня світового автомобілебудування з урахуванням специфічних дорожніх умов України та транспортних потреб сільськогосподарського виробництва — завдання надзвичайно складне й багатогранне.

Кременчуцький автомобільний завод активно працює над випуском автомобілів підвищеної прохідності, які здатні відповідати таким викликам. При розробці конструкції автомобіля висувуються наступні вимоги:

- ефективна прохідність в умовах бездоріжжя; - досягнення високих економічних показників за середньою швидкістю руху, витратами палива та мастила;
- забезпечення гарної стійкості, прямолінійності руху та високої маневреності;
- наявність коробки відбору потужності для приводу допоміжних агрегатів;
- висока вантажопідйомність за умови дотримання обмежень основних навантажень, що дозволяє використовувати автомобіль на всій мережі доріг;
- широкий діапазон швидкостей для синхронної роботи з іншими машинами;
- відповідність міжнародним вимогам щодо шуму, димності, токсичності, безпеки руху і комфорту, а також придатність до масового виробництва.

Автомобіль КрАЗ–6510-052, який випускається у версії самоскида та базового шасі для встановлення додаткового обладнання, демонструє низку переваг над транспортними засобами аналогічного класу. Зокрема: - потужніший двигун; - поліпшена прохідність; - більша вантажопідйомність завдяки можливості буксировки причепа. Цей автомобіль здатний буксирувати причеп на всіх типах доріг і бездоріжжі з вантажопідйомністю до 10 тонн, а на дорогах з капітальним покриттям — до 30 тонн.

Оглядаючи сукупність характеристик, що включають відповідність конструктивним вимогам, здатність працювати в різноманітних кліматичних та дорожніх умовах, функціонування як автопоїзд із підвищеною прохідністю та мінімальними витратами палива, розробка і виробництво автомобіля КрАЗ–6510-052 виглядає цілком обґрунтованим рішенням для задоволення потреб аграрного сектору.

1.1. Аналіз схеми трансмісії автомобіля

Трансмісія виконує важливу функцію передачі крутного моменту від двигуна до ведучих коліс, одночасно дозволяючи регулювати його величину відповідно до умов руху транспортного засобу. Залежно від способу регулювання крутного моменту, трансмісії поділяються на ступеневі та безступеневі.

Безступеневі трансмісії забезпечують плавну та автоматичну зміну крутного моменту на ведучих колесах, пристосовуючись до зовнішніх опорів руху. Вони дозволяють досягати кращих експлуатаційних характеристик, хоча їхній коефіцієнт корисної дії (ККД) зазвичай нижчий у порівнянні зі ступеневими трансмісіями. Такі механізми значно зменшують навантаження на водія, покращують тягово-динамічні властивості автомобіля, сприяють збільшенню прохідності і підвищенню довговічності як двигуна, так і деталей трансмісії. Однак вони складніші за конструкцією, дорожчі у виробництві та потребують використання вдосконалених технологій виготовлення, а також більш ретельного технічного обслуговування й контролю.

Ступеневі трансмісії змінюють крутний момент на ведучих колесах шляхом ручного перемикавання зубчастих передач у коробці передач чи роздавальній коробці. Ця зміна здійснюється кратно передавальним числам передач, тобто не плавно, а ступінчато. Порівняно з безступеневими

варіантами, ступеневі трансмісії характеризуються вищим ККД, простотою виготовлення та експлуатації.

Проте такі системи мають певні недоліки: складність у керуванні та неповне використання потужності двигуна.

З огляду на обсяги виробництва автомобілів, складні умови їх експлуатації та обслуговування, для конкретного випадку більш доцільним вибором є саме ступенева трансмісія.

До складу силової передачі автомобіля підвищеної прохідності входять зчеплення, коробка передач, карданна передача, роздавальна коробка, головна передача, диференціал, півосі та колісні передачі.

Вибір кількості осей та їх схеми розташування залежить від таких факторів, як вага і вантажопідйомність автомобіля, допустиме навантаження на осі, а також вимоги до прохідності, керованості й плавності руху. Автомобілі з трьома ведучими осями класифікуються відповідно до кількості осей та їх просторового розташування:

- на тривісні з ближнім розташуванням середньої і задньої осі (1+2);

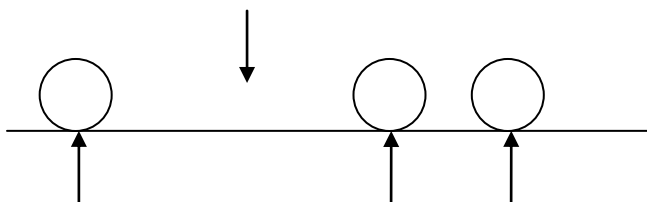


Рисунок 1.1 - Схема розташування осей за формулою 1+2

- на тривісні з ближнім розташуванням передньої і середньої осі (2+1);

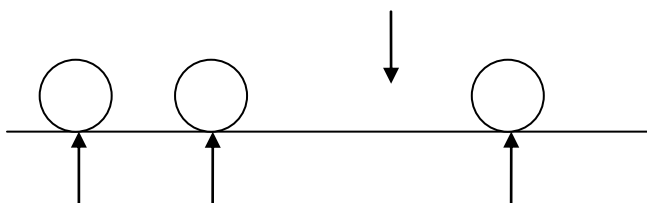


Рисунок 1.2 - Схема розташування осей за формулою 2+1

- на тривісні з рівномірним розташуванням осей (1+1+1);

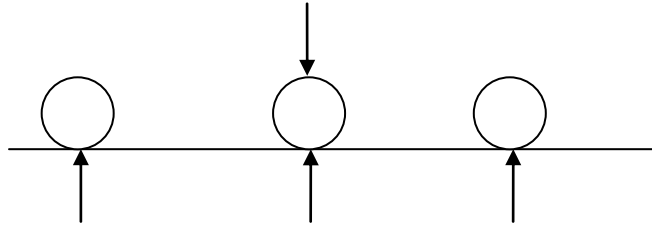


Рисунок 1.3 - Схема розташування осей за формулою 1+1+1

Схема розташування осей зі зближенням середньої і задньої осей (1+2) являється типовою для автомобілів загальнотранспортного і багатоцільового призначення середньої і великої вантажопідйомності.

Дводискове сухе фрикційне зчеплення оснащено циліндричними натискними пружинами. Ведені диски мають демпферний пристрій, а зчеплення активується через гідропневматичний привід.

Механічна коробка передач є дводіапазонною, восьмиступеневою, обладнаною синхронізаторами на всіх передачах, окрім задньої. Її конструкція включає чотириступеневу основну коробку та двоступеневу додаткову з гідропневматичним приводом. Таке рішення дає можливість краще використовувати потужності двигуна за різних умов руху.

Роздавальна коробка забезпечує передачу потужності на ведучі мости автомобіля. У моделі КрАЗ-6510-052 вона поєднана з додатковою коробкою, що дозволяє збільшити крутний момент завдяки можливості ввімкнення понижуючої передачі. Це трьохвальна механічна двоступенева коробка з міжосьовим диференціалом, який дає змогу валам переднього та заднього візків обертатися з різними кутовими швидкостями. Асиметричний міжосьовий диференціал дозволяє розподіляти крутний момент між переднім і заднім візками в співвідношенні 1:2, завдяки чому рівномірно розподіляється навантаження на силові агрегати і деталі трансмісії. Для продовження терміну служби вузлів і елементів роздавальної коробки передбачена примусова система змащення.

Карданна передача складається з чотирьох карданних валів. Карданні шарніри оснащені хрестовинами на голчастих підшипниках, а карданні вали мостів виготовлені трубчастими. Усі вони мають однакову конструкцію, проте відрізняються розмірами. Карданний вал приводу роздавальної коробки суцільний і шліцьований.

У всіх моделях сімейства КрАЗ застосовуються ведучі мости із центральними передачами. Конструкція мостів включає конічні шестерні з круговими зубами та циліндричні косозубі шестерні.

Диференціали конічного типу мають чотири сателіти, а система проміжного і заднього мостів доповнена примусовим блокуванням диференціала.

Півосі мостів повністю розвантажені, а півосі переднього ведучого мосту мають шарніри рівних кутових швидкостей. На новітніх моделях КрАЗ впроваджені мости прохідного типу, які отримали таку назву завдяки проходженню валу через редуктор. Цей вал передає потужність на проміжний та задній мости: частина потужності через редуктор і диференціал спрямовується на колеса проміжного мосту, а решта передається задньому мосту.

Застосування мостів прохідного типу на автомобілях КрАЗ підвищеної прохідності має низку переваг: - зменшення маси трансмісійних агрегатів на 360 кг; - усунення потреби в додаткових опорах і двох карданних валах; - підвищення ККД трансмісії на 4%; - спрощення обслуговування завдяки скороченню кількості агрегатів і точок змащення; - підвищення міцності мостів, збільшення вантажопідйомності до 16 тонн; - зростання середніх швидкостей руху завдяки встановленню більш потужного двигуна, що безпосередньо впливає на продуктивність експлуатації автомобілів.

2. РОЗРАХУНОК ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛЯ

У кваліфікаційній роботі розрахунок експлуатаційних показників автомобіля дає можливість визначення параметри двигуна та передавальні чисел головної передачі і коробки передач.

2.1. Вибір параметрів двигуна

Відповідно до показників автомобіля визначаю максимальну потужність двигуна, КВт за формулою:

$$N_{e \max} = \frac{M_g \cdot t_v \cdot V_{\max} + k F V_{\max}^3}{1000 \cdot \eta_T (\alpha_1 \beta_V + \alpha_2 \beta_V^2 - \alpha_3 \beta_V^3)} \quad (2.1)$$

де t_v – коефіцієнт опору кочення автомобіля;

k – коефіцієнт опору повітря $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$;

F – площа лобового опору, м^2 ;

η_m – ККД трансмісії;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ – коефіцієнти, які залежать від типу двигуна;

β_V – швидкісний коефіцієнт.

$$N_{e \max} = \frac{21425 \cdot 9,81 \cdot 0,018 \cdot 21,04 + 0,7 \cdot 8,663 \cdot 21,04^3}{1000 \cdot 0,764(0,53 \cdot 0,945 + 1,56 \cdot 0,945^2 - 1,09 \cdot 0,945^3)} = 220 \text{ KBm}$$

Максимальний крутний момент $\text{Н} \cdot \text{м}$ зобраховано з виразу:

$$T_{e \max} = 9550 \frac{N_{e \max} \cdot \Pi}{\eta_N} \quad (2.2)$$

де Π – коефіцієнт прискорення двигуна

$$\Pi = a_1 + \frac{a_2^2}{4a_3} = 0,53 + \frac{1,56^2}{4 \cdot 1,09} = 1,088$$

$$T_{e \max} = 9550 \frac{220 \cdot 1,088}{2100} = 1088 \cdot 52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

2.2. Вибір передавальних чисел головної передачі і коробки передач

Передавальне число головної передачі вибираємо з умови забезпечення максимальної швидкості і розрахунок проводимо за формулою:

$$U_0 = \frac{n_N \cdot \beta_V \cdot r_k}{9.55 \cdot V_{\max} \cdot U_b} = \frac{2100 \cdot 0.945 \cdot 0.6}{9.55 \cdot 21.04 \cdot 0.71} = 8.346$$

Передавальне число реальної головної передачі – 8,305, яке і приймаємо за основу.

Передавальне число першої передачі коробки передач вибираємо з умови подолання заданого максимального опору рухові автомобіля за формулою:

$$U_1 = \frac{\psi_{\max} \cdot M \cdot g \cdot r_g}{T_{e \max} \cdot U_0 \cdot r_m}; \quad (2.3)$$

де $\psi_{\max} = 0.5684$ – коефіцієнт максимального сумарного опору дороги;

r_g – динамічний радіус колеса, в розрахунках прирівнюємо до радіуса кочення колеса.

$$U_1 = \frac{0.5684 \cdot 21425 \cdot 9.81 \cdot 0.6}{1088.52 \cdot 8.346 \cdot 0.764} = 10.32.$$

Передавальні числа проміжних передач визначаються з таким розрахунком. Щоб вони утворювали геометричний ряд

$$U_k = {}^{m-2}\sqrt[m]{U_1^{m-k-1}}, \quad (2.4)$$

де m – число передач;

k – порядковий номер передачі.

$$U_2 = {}^6\sqrt[6]{10.32^5} = 7.0$$

$$U_3 = {}^6\sqrt[6]{7.0^4} = 3.66$$

$$U_4 = {}^6\sqrt[6]{3.66^3} = 1.913$$

$$U_5 = {}^6\sqrt[6]{1.913^2} = 1.241$$

$$U_6 = {}^6\sqrt[6]{1.241} = 1.031$$

$$U_7 = 1$$

$$U_8 = 0,71$$

Передавальні числа реальної коробки передач

$$U_1 = 9,95$$

$$U_5 = 2,9$$

$$U_2 = 5,23$$

$$U_6 = 1,52$$

$$U_3 = 3,44$$

$$U_7 = 1$$

$$U_4 = 2,44$$

$$U_8 = 0,71$$

Ці числа і приймають за основу.

Розрахункові передавальні числа коробки передач більші тому, що розрахунок проводимо при зовнішньо-швидкісній характеристиці, а також перемикання передач миттєво і без розриву силового потоку в трансмісії автомобіля. Ми не враховуємо час на перемикання передач, який складає біля 1 с.

В подальших розрахунках вибираємо реальні передавальні числа коробки передач і головної передачі.

2.3. Дослідження тягово-швидкісних властивостей

В цьому розділі, вибравши основні показники двигуна розраховую:

- зовнішньо-швидкісну характеристику;
- діаграму балансу потужностей;
- динамічну характеристику;
- діаграму прискорень;
- діаграму величин, обернених прискоренням;
- криві шляху і часу розгону.

1. Для розрахунку кривих зовнішньої швидкісної характеристики, залежностей $N_e(n)$ і $T_e(n)$ використовуємо формулу Лейдермана, КВт

$$N_e = N_{e \max} \left(a_1 \frac{n}{n_N} + a_2 \left(\frac{n}{n_N} \right)^2 - a_3 \left(\frac{n}{n_N} \right)^3 \right) \quad (2.5)$$

Значення крутного моменту двигуна визначається з формули, Н·м

$$T_e = 9550 \frac{N_e}{n} \quad (2.6)$$

Границя робочого діапазону частот обертання вала двигуна вираховується:

$$n_{\min}=0,1n_N; \quad n_{\max}=n_V=\beta_V \cdot n_N.$$

Вказаний діапазон розбиваємо на 7 частин, крок вираховується:

$$\Delta n = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{7}. \quad (2.7)$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1- Параметри тягово-швидкісних властивостей

Параметри	900	1100	1300	1500	1700	1900	2100
N_e , кВт	97,51	120,19	145,35	164,26	181,12	195,18	207,13
T_e , Н·м	1054	1076	1088	1066,2	1037,2	999,4	959,9
$u_{m1}=87,898 \quad \delta_1=7,801$	V , м/с	0,642	0,786	0,93	1,07	1,21	1,5
	P_K , Н	117970	120430	121770	119280	116060	107400
	P_W , Н	2,5	3,4	5,0	10	10	10
	P_a , Н	117967,5	120426,6	121765	119270	116050	107390
	D	0,5506	0,5621	0,5684	0,5567	0,5417	0,5012
	γ_a , м/с ²	0,670	0,684	0,692	0,677	0,658	0,545
	$1/\gamma_a$, с ² /м	1,493	1,462	1,445	1,477	1,520	1,835
	N_K , кВт	74,5	91,83	111,05	125,5	138,38	158,23
	N_W , кВт	0,001602	0,00295	0,00487	0,00747	0,01084	0,02046
	N_a , кВт	74,498	91,827	111,045	125,493	138,369	158,21
	i , %	53,26	54,41	55,04	53,87	52,37	48,32
	i_0	32°24'	33°10'	33°38'	32°48'	31°46'	29°04'
$u_{m2}=46,201$	V , м/с	1,225	1,5	1,77	2,04	2,31	2,85
	P_K , Н	62010	63300	64000	62710	61010	56450
	P_W , Н	10	10	20	30	30	50
	P_a , Н	6200	63290	63980	62680	60980	56400
	D	0,2994	0,2954	0,2985	0,2925	0,2846	0,2632

продовження таблиці 2.1.

	$\gamma_a, \text{м/с}^2$	0,925	0,945	0,956	0,935	0,908	0,873	0,835
	$1/\gamma_a, \text{с}^2/\text{м}$	1,081	1,058	1,046	1,070	1,101	1,145	1,198
	$N_{\text{к}}, \text{кВт}$	74,5	91,83	111,05	125,5	138,30	149,12	158,23
	$N_{\text{w}}, \text{кВт}$	0,01115	0,02048	0,03343	0,05139	0,07485	0,10454	0,14119
	$N_{\text{а}}, \text{кВт}$	74,489	91,809	111,016	125,448	138,305	149,015	158,086
	$i, \%$	27,14	27,74	27,06	27,45	26,66	25,03	24,52
	i_0	$15^\circ 49'$	$16^\circ 11'$	$16^\circ 22'$	$16^\circ 00'$	$15^\circ 31'$	$14^\circ 55'$	$14^\circ 16'$
$u_{\text{п}3}=30,398 \quad \delta_3=1,813$	$V, \text{м/с}$	1,83	2,275	2,68	3,1	3,51	3,93	4,34
	$P_{\text{к}}, \text{Н}$	44630	45560	46070	45140	43910	42320	40630
	$P_{\text{w}}, \text{Н}$	20	30	40	60	70	90	110
	$P_{\text{а}}, \text{Н}$	44610	45530	46030	45080	43840	42230	40520
	D	0,2082	0,2125	0,2148	0,2104	0,2046	0,1971	0,1891
	$\gamma_a, \text{м/с}^2$	1,027	1,052	1,065	1,041	1,010	0,969	0,926
	$1/\gamma_a, \text{с}^2/\text{м}$	0,972	0,951	0,939	0,961	0,990	1,032	1,080
	$N_{\text{к}}, \text{кВт}$	81,53	100,49	121,52	137,33	151,42	163,18	173,14
	$N_{\text{w}}, \text{кВт}$	0,03309	0,07139	0,11788	0,18113	0,26309	0,36743	0,49626
	$N_{\text{а}}, \text{кВт}$	81,491	100,418	121,402	137,148	151,157	162,812	172,644
	$i, \%$	19,02	19,45	19,68	19,24	18,66	17,91	17,11
	i_0	$11^\circ 00'$	$11^\circ 14'$	$11^\circ 22'$	$11^\circ 07'$	$10^\circ 41'$	$10^\circ 20'$	$9^\circ 52'$
$u_{\text{п}4}=21,555 \quad \delta_4=1,408$	$V, \text{м/с}$	2,62	3,2	3,79	4,37	4,95	5,54	6,12
	$P_{\text{к}}, \text{Н}$	31650	32330	32680	32020	31140	30180	28820
	$P_{\text{w}}, \text{Н}$	40	60	90	120	150	190	230
	$P_{\text{а}}, \text{Н}$	31610	32260	32590	31900	30990	29990	28590
	D	0,1475	0,1506	0,1521	0,1489	0,1446	0,14	0,1334
	$\gamma_a, \text{м/с}^2$	0,89	0,924	0,934	0,912	0,882	0,850	0,804
	$1/\gamma_a, \text{с}^2/\text{м}$	1,107	1,082	1,071	1,096	1,134	1,176	1,244
	$N_{\text{к}}, \text{кВт}$	74,5	91,83	111,05	125,50	138,38	149,12	158,23
	$N_{\text{w}}, \text{кВт}$	0,10933	0,19973	0,32982	0,50681	0,73793	1,03039	1,39144
	$N_{\text{а}}, \text{кВт}$	74,390	91,630	110,720	124,993	137,642	148,089	156,838
	$i, \%$	12,95	13,26	13,41	13,09	12,66	12,20	11,54
	i_0	$7^\circ 26'$	$7^\circ 37'$	$7^\circ 42'$	$7^\circ 32'$	$7^\circ 16'$	$7^\circ 00'$	$6^\circ 37'$

продовження таблиці 2.1.

$u_{m5}=26,618 \quad \delta_5=1,544$	V, м/с	2,125	2,6	3,07	3,54	4,01	4,49	4,96
	P_K , Н	39030	39910	40350	39540	38460	37070	3559
	P_W , Н	30	40	60	80	100	120	150
	P_a , Н	39000	39870	40290	39460	38360	36950	35440
	D	0,1803	0,1861	0,1881	0,1842	0,1790	0,1725	0,1654
	γ_a , м/с ²	1,031	1,068	1,081	1,056	1,023	0,980	0,936
	$1/\gamma_a$, с ² /м	0,913	0,936	0,925	0,947	0,978	1,020	1,068
	N_K , кВт	81,53	100,49	121,52	137,33	151,42	163,18	173,14
	N_W , кВт	0,05818	0,10623	0,17535	0,26938	0,39041	0,54746	0,73917
	N_a , кВт	81,471	100,183	121,344	137,061	151,029	162,632	172,4
	i, %	17,23	16,81	17,01	16,62	16,10	15,42	14,74
	i_0	9°21'	9°407'	9°48'	9°35'	9°16'	8°53'	8°28'
$u_{m6}=13,428 \quad \delta_6=1,159$	V, м/с	4,21	5,15	6,08	7,01	7,96	8,89	9,82
	P_K , Н	19720	20132	20360	19950	19400	18700	17953
	P_W , Н	110	150	220	300	380	480	580
	P_a , Н	19610	19970	20140	19650	19020	18220	17370
	D	0,0915	0,0932	0,094	0,0917	0,0888	0,085	0,0811
	γ_a , м/с ²	0,622	0,637	0,643	0,624	0,599	0,567	0,534
	$1/\gamma_a$, с ² /м	1,608	1,570	1,555	1,603	1,669	1,764	1,873
	N_K , кВт	81,53	100,49	121,52	137,33	151,42	163,18	173,14
	N_W , кВт	0,45282	0,82691	1,36509	2,09723	3,05316	4,26273	5,74603
	N_a , кВт	81,077	99,663	120,155	135,232	148,366	158,917	167,393
	i, %	7,35	7,52	7,6	7,37	7,08	6,7	6,3
	i_0	4°12'	4°18'	4°20'	4°12'	4°03'	3°50'	3°36'
$u_{m7}=8,834 \quad \delta_7=1,069$	V, м/с	6,4	7,825	9,25	10,67	12,09	13,51	14,94
	P_K , Н	1350	13783	13937	13655	13283	12803	12292
	P_W , Н	250	370	520	690	890	1110	1350
	P_a , Н	13250	13410	13420	12970	12390	11690	10940
	D	0,0618	0,0626	0,0626	0,0601	0,0578	0,0546	0,0511
	γ_a , м/с ²	0,402	0,409	0,409	0,386	0,365	0,336	0,304

продовження таблиці 2.1.

	$1/\gamma_a, \text{с}^2/\text{м}$	2,488	2,445	2,445	2,591	2,740	2,976	3,289
	$N_k, \text{кВт}$	84,84	104,57	126,46	142,91	157,58	169,81	180,18
	$N_w, \text{кВт}$	1,59163	2,90529	4,79482	7,36484	10,72	14,96507	20,2046
	$N_a, \text{кВт}$	83,248	101,664	121,665	135,545	146,84	154,849	159,975
	$i, \%$	4,38	4,46	4,46	4,12	3,98	3,66	3,31
	i_0	2°30'	2°33'	2°33'	2°24'	2°16'	2°06'	2°54'
$u_{m8}=6,272$ $\delta_8=1,069$	$V, \text{м/с}$	9,02	11,02	13,02	15,03	17,03	19,03	21,04
	$P_k, \text{Н}$	9212	9403	9508	9317	9050	8735	8387
	$P_w, \text{Н}$	490	740	1020	1370	1750	2200	2670
	$P_a, \text{Н}$	8720	8660	8490	7950	7300	6540	5720
	D	0,0407	0,0404	0,0396	0,0371	0,0341	0,0301	0,0267
	$\gamma_a, \text{м/с}^2$	0,215	0,212	0,205	0,181	0,153	0,115	0,083
	$1/\gamma_a, \text{с}^2/\text{м}$	4,615	4,717	4,878	5,525	6,536	8,696	12,048
	$N_k, \text{кВт}$	81,53	100,49	121,52	137,33	151,42	163,18	173,14
	$N_w, \text{кВт}$	4,44504	8,11365	13,40753	20,60172	29,95188	41,8102	56,46837
	$N_a, \text{кВт}$	77,085	92,376	108,112	116,728	121,468	121,369	116,671
	$i, \%$	2,27	2,24	2,16	1,91	1,61	1,21	0,87
	i_0	1°20'	1°18'	1°15'	1°06'	0°56'	0°43'	0°31'

Криві $N_a(V)$ діаграми балансу потужності розраховуються за формулою:

$$N_a = N_k - N_n, \quad (2.8)$$

де N_k – потужність, що підводиться до коліс

$$N_k = \eta_m \cdot N_e; \quad (2.9)$$

η_m – ККД трансмісії.

Коефіцієнт корисної дії пари шестерень встановлених на підшипниках кочення приймаєм:

$\eta_{ц.ш.} = 0,98$ – ККД циліндричної пари шестерень;

$\eta_{к.ш.} = 0,97$ – ККД конічної пари шестерень;

$\eta_{к.в.} = 0,975$ – ККД карданного вала і заносимо в таблицю.

Таблиця 2.2 - Значення ККД на різних передачах

Передачі Параметри	1	2	3	4	5	6	7	8
Кількість пар циліндричних шестерень	7	7	5	7	5	5	3	5
Кількість пар конічних шестерень	1	1	1	1	1	1	1	1
Кількість карданних валів	2	2	2	2	2	2	2	2
η	0,764	0,764	0,836	0,764	0,836	0,836	0,87	0,836

Загальний ККД

$$\eta_m = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,975^2 = 0,764.$$

N_w = потужність, яка затрачається на подолання опору повітря.

$$N_w = \frac{k \cdot F \cdot V^3}{1000} \quad (2.10)$$

Швидкість руху визначається:

$$V = \frac{r_k \cdot n}{9,55 \cdot i_m} \quad (2.11)$$

Динамічний фактор вираховується з виразу:

$$D = \frac{P_a}{M \cdot g} \quad (2.12)$$

де P_a – надлишкова тягова сила:

$$P_a = P_k - P_w \quad (2.13)$$

де P_k – тягове зусилля на колесах:

$$P_k = \frac{T_e \cdot U_o \cdot U_k \cdot U_{p.k.} \cdot \eta_m}{r_k}. \quad (2.14)$$

P_w – опір повітря

$$P_w = k F V^2 \quad (2.15)$$

Прискорення автомобіля на передачах визначається при русі на горизонтальній дорозі з мінімальним значенням коефіцієнту сумарного опору $\psi_0 = 0,018$.

$$\gamma_a = \frac{(D - \psi_0)g}{\delta}, \quad (2.16)$$

де δ – коефіцієнт, що враховує інерції оберткових мас

$$\delta = 1 + \sigma \cdot i_m^2 \quad (2.17)$$

$\sigma = 0,06$ – коефіцієнт, який залежить від тяг автомобіля.

$$\sigma_1 = 1 + 0,06(9,95 \cdot 1,07)^2 = 7,802$$

$$\sigma_2 = 1 + 0,06(5,23 \cdot 1,07)^2 = 2,878$$

$$\sigma_3 = 1 + 0,06(3,44 \cdot 1,07)^2 = 1,812$$

$$\sigma_4 = 1 + 0,06(2,44 \cdot 1,07)^2 = 1,407$$

$$\sigma_5 = 1 + 0,06(2,9 \cdot 1,07)^2 = 1,543$$

$$\sigma_6 = 1 + 0,06(1,52 \cdot 1,07)^2 = 1,158$$

$$\sigma_7 = 1 + 0,06(1 \cdot 1,07)^2 = 1,068$$

$$\sigma_8 = 1 + 0,06(0,71 \cdot 1,07)^2 = 1,034$$

результати розрахунку зведені в таблицю.

Для визначення часу розгону автомобіля необхідно площу між кривими $1/j_a$ і віссю абсцис розбити вертикалями на окремі площі F_i через 3...4 м/с починаючи від швидкості 1 м/с і закінчуючи $0,85V_{\max}$.

Час розгону в границях одержаних інтервалів зміни швидкості визначається з формули:

$$t_{pi} = \frac{F_i}{a \cdot b}. \quad (2.18)$$

де $a = 15$ мм – масштаб швидкості;

$b = 20$ мм – масштаб величин зворотніх прискорень.

Для визначення шляху розгону автомобіля необхідно тому. Що між кривою t_{pi} , віссю ординат, розбити горизонталями на окремі площі F_i . Шлях розгону при зміні швидкості в кожному з інтервалів

$$S_{pi} = \frac{F_i}{a \cdot c} \quad (2.19)$$

де $c = 4$ мм – масштаб часу.

Результати розрахунку зведено в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 - Час і шлях розгону

$V_{i-1}-V_i$ V_i	V_0-V_1	V_1-V_2	V_2-V_3	V_3-V_4	V_4-V_5	V_5-V_6	V_6-V_7	V_7-V_8	V_8-V_9	V_9-V_{10}	$V_{10}-V_{11}$
		V_0-V_2	V_0-V_3	V_0-V_4	V_0-V_5	V_0-V_6	V_0-V_7	V_0-V_8	V_0-V_9	V_0-V_{10}	V_0-V_{11}
F_i , мм^2	134	128	211	350	380	598	864	1015	2087	2340	5646
		398	607	956	1336	1932	2798	3813	5900	8240	13876
t_p , с	0,45	0,87	0,72	1,17	1,24	2,11	2,88	3,38	6,96	7,81	18,82
		1,31	2,04	3,18	4,45	6,45	9,33	12,72	19,66	27,96	46,28
F_i , мм^2	9	25	68	216	275	702	1045	1891	4693	6351	18657
		33	102	317	594	1295	2341	4232	8923	15273	33921
t_p , с	0,15	0,4	1,15	3,6	4,58	11,2	17,42	31,53	78,18	105,83	310,95
		0,55	1,7	5,3	9,88	21,58	39,24	70,53	148,72	254,55	565,52

На динамічну характеристику автомобіля наносимо горизонтальні прямі (значення коефіцієнта ψ). Кількість прямих співпадає із кількістю передач, причому мінімальне значення приймає ψ_0 , а максимальне $\psi_{\max}$. Проміжне значення ψ вибираємо так, щоб кожна із кривих $D(V)$, розташованих між кривими першої і вищої передач, перетинались окремою прямою ψ .

Розрахуємо і наносимо на динамічну характеристику криві зчпного фактору $D\varphi(V)$ – найбільшого динамічного фактору, який виконується по умові зчеплення ведучих коліс з дорогою. Вказані криві розрахуємо для $\varphi_1 = 0,2$ і $\varphi_2 = 0,5$ за формулою:

$$D\varphi = \frac{\varphi \cdot G_{\text{ш}} - P_w}{M \cdot g} \quad (2.20)$$

де $G_{\text{ш}}$ – реакція на ведучі колеса рухомого автомобіля.

$$G_{\text{ш}} = m_2 \cdot G_2$$

m_2 – коефіцієнт динамічної зміни навантаження на задню вісь;

G_2 – реакція на ведучих колесах нерухомого автомобіля.

$$m_{2\max} = \frac{L}{L - \varphi_n} \quad (2.21)$$

при $\varphi = 0,2$

$$m_{2\max} = \frac{6,0}{6,0 - 0,2 \cdot 1,54} = 1,0054111$$

$$G_{\text{ш1}} = 1,054111 \cdot 150534 = 156878,54 \text{ Н}$$

при $\varphi = 0,5$

$$m_{2\max} = \frac{6,0}{6,0 - 0,5 \cdot 1,54} = 1,1472275$$

$$G_{\text{ш2}} = 1,1472275 \cdot 150534 = 172696,74 \text{ Н}$$

Результати розрахунку зведені в таблицю 2.4.

Таблиця 2.4 - Зчіпний фактор

V, м/с	0,642	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	21.
P _н , Н	2,5	24	97	218	381	606	873	1188	1552	1964	2425	2684
$\varphi_1=0,2$	$\rho G_{\text{цп}} \cdot P$	31732	31711	31638	31517	31347	31129	30862	30547	30183	29771	29310
	D _φ	0,148	0,148	0,147	0,147	0,146	0,145	0,144	0,142	0,14	0,138	0,136
$\varphi_1=0,2$	$\rho G_{\text{цп}} \cdot P$	86345	863241	86251	86130	85962	85741	85471	85159	84795	84383	83922
	D _φ	0,403	0,4029	0,4025	0,4020	0,401	0,4001	0,3989	0,397	0,395	0,393	0,391

Для вибраних значень ψ розраховуємо і наносимо на діаграму балансу потужності залежності потужності $N\psi$ затраченої на подолання сумарного опору дороги.

$$N\psi = \frac{\psi \cdot M \cdot g \cdot V}{1000} \quad (2.22)$$

$$N\psi_8 = \frac{0,515 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 1,4}{1000} = 154,47 \text{ кВт}$$

$$N\psi_7 = \frac{0,28 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 2,4}{1000} = 143,976 \text{ кВт}$$

$$N\psi_6 = \frac{0,205 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 3,4}{1000} = 147,33 \text{ кВт}$$

$$N\psi_5 = \frac{0,15 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 4,4}{1000} = 124,93 \text{ кВт}$$

$$N\psi_4 = \frac{0,17 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 4,6}{1000} = 167,5 \text{ кВт}$$

$$N\psi_3 = \frac{0,09 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 7,65}{1000} = 145 \text{ кВт}$$

$$N\psi_2 = \frac{0,055 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 13,0}{1000} = 152,68 \text{ кВт}$$

$$N\psi_1 = \frac{0,03 \cdot 21425 \cdot 10 \cdot 18,0}{1000} = 121,89 \text{ кВт}$$

Розрахуємо і наносимо на діаграму балансу потужності і залежності $N_e(V)$ і $N_k(V)$.

2.4. Аналіз графіків і діаграм

1. Коефіцієнт пристосування двигуна

$$\Pi = \frac{T_{\max}}{T_N} = 1,088.$$

Цей коефіцієнт відображає тягові характеристики двигуна. З його зростанням поліпшується динаміка руху автомобіля, економія пального та здатність долати підйоми.

2. Ступінь використання потужності двигуна розраховується за формулою:

$$K_N = \frac{a+b+d}{a+b+c+d} \cdot 100\% \quad (2.23)$$

a – потужність, що витрачається в трансмісії;

b – потужність, що витрачається на розгін автомобіля до даної швидкості;

c – потужність, витрачена на сумарний опір дороги;

d – потужність на колесах при даній швидкості.

$$K_N = \frac{23+11+66,5}{23+11+5,5+66,5} \cdot 100\% = 94,76\%$$

При більших значеннях ступеня потужності зростає і паливна економічність, оскільки зростає продуктивність автомобіля.

3. Максимальний кут підйому автомобіля

Кут підйому автомобіля визначається

$$\sin \alpha = \frac{D - t\sqrt{1 - D^2 + 1^2}}{1 + t^2} \quad (2.24)$$

4. Використовуючи динамічну характеристику оцінюємо:

а) максимальну швидкість автомобіля

б) максимальні швидкості

- на 1-й передачі – 1,5 м/с;
- на 2-й передачі – 2,85 м/с;
- на 3-й передачі – 4,34 м/с;
- на 4-й передачі – 6,12 м/с;
- на 5-й передачі – 4,96 м/с;
- на 6-й передачі – 9,82 м/с;
- на 7-й передачі – 14,94 м/с;
- на 8-й передачі – 21,04 м/с;

в) критична швидкість на першій передачі $V_{кр1} = 1$ м/с.

3. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ

3.1. Розрахунок карданного валу автомобіля

Вихідні дані для розрахунку:

Максимальний крутний момент двигуна

$$T_{e \max} = 1088,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Передавальне число першої передачі коробки передач $u_1 = 9,95$.

Максимальне число обертів двигуна $n = 2100 \text{ об/хв.}$

Повна вага $G = 21425 \text{ кг}$

Передня осьова вага $G_{\Pi} = 6351 \text{ кг}$

Вага на візок $G_m = 15053,4 \text{ кг}$

Передавальне число головної передачі $u_0 = 8,305$

Передавальне число роздавної коробки $u_{p.k.} = 1,028$

ККД головної передачі $\eta_0 = 0,95$

ККД роздавної коробки $\eta_{p.k.} = 0,9604$

ККД трансмісії $\eta_T = \eta_{p.k.} \cdot \eta_0 = 0,9604 \cdot 0,95 = 0,902$

Радіус кочення колеса $r_k = 0,6 \text{ м.}$

Розрахунок крутних моментів на карданних валах здійснюється, виходячи з максимального крутного моменту двигуна. При цьому передбачається рівномірний розподіл моменту між мостами відповідно до схеми, наведеної на аркуші 2.

Крутний момент на вихідному валі коробки передач на I-й передачі.

$$T_{1 \text{ розр}} = T_{e \max} - u \cdot \eta_1 = 1088,51 \cdot 9,95 \cdot 0,763 = 9980 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (3.1)$$

Розрахунковий крутний момент на карданному валі переднього мосту.

$$T_{2 \text{ розр}} = \frac{1}{3} T_{1 \text{ розр}} - u_{p.k.} \cdot \eta_{p.k.} = \frac{1}{3} \cdot 9980 \cdot 1,028 \cdot 0,9604 = 3284 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (3.2)$$

Крутний момент по зчепленню на карданному валі переднього моста:

$$T_{\varphi} = \frac{G_n \cdot \varphi \cdot r_k}{u_0} = \frac{63510 \cdot 0,8 \cdot 0,6}{8,305} = 3671 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (3.3)$$

Крутний момент по щепленню, який передається карданним валом переднього мосту більший від розрахункового крутного моменту, внаслідок

цього при розрахунках на міцність враховуємо крутний момент по зчепленню.

Розрахунок на міцність проведено за методикою, приведеною в літературі [3]

Розрахунок хрестовини виконується з вибору основних розмірів, що відображені на рис. 3.1, та перевірки міцності, а саме:

$$\begin{array}{lll} D = 33,635 \text{ мм} & h = 30 \text{ мм} & h_2 = 45 \text{ мм} \\ D_1 = 40 \text{ мм} & h_1 = 38 \text{ мм} & d = 16 \text{ мм} \\ H = 147 \text{ мм} & l = 24 \text{ мм} & \end{array}$$

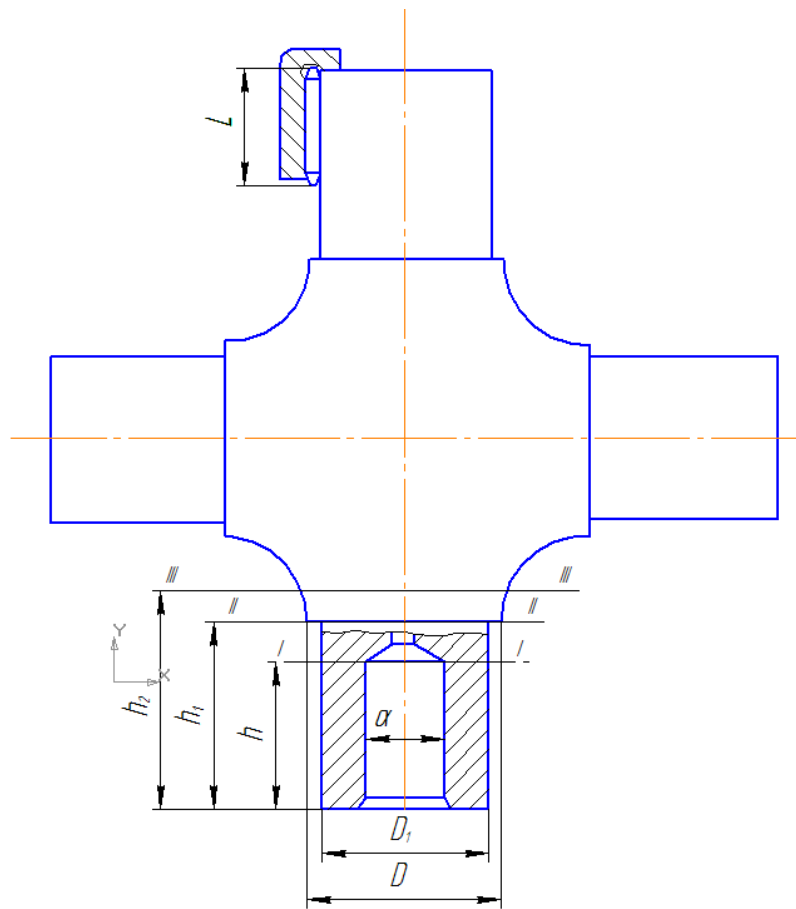


Рисунок 3.1. Схема хрестовини для розрахунку

Напруження на згин в хрестовині:

$$\sigma = \frac{32H \cdot (h - \frac{l}{2})}{(H - l)\pi D^3(j - \beta^4)} \quad (3.4)$$

В перерізі I - I

$$\sigma_3^I = \frac{32 \cdot 3671 \cdot \left(0,03 - \frac{0,024}{2}\right)}{(0,147 - 0,024) \cdot 3,14 \cdot 0,033635^3 (1 - 0,4754)} = 151,2 \text{ МПа}$$

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{0,016}{0,033635} = 0,475$$

В перерізі II - II

$$\sigma_3^{II} = \frac{32 \cdot 3671 \cdot \left(0,038 - \frac{0,024}{2}\right)}{(0,147 - 0,024) \cdot 3,14 \cdot 0,033635^3 \cdot 1} = 207,3 \text{ МПа}$$

В перерізі I - I

$$\sigma_3^I = \frac{32 \cdot 3671 \cdot \left(0,03 - \frac{0,024}{2}\right)}{(0,147 - 0,024) \cdot 3,14 \cdot 0,033635^3 (1 - 0,4754)} = 151,2 \text{ МПа}$$

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{0,016}{0,033635} = 0,475$$

В перерізі III - III

$$\sigma_3^{III} = \frac{32 \cdot 3671 \cdot \left(0,045 - \frac{0,024}{2}\right)}{(0,147 - 0,024) \cdot 3,14 \cdot 0,04^3} = 156,4 \text{ МПа}$$

Визначення питомого тиску на шипи хрестовини

$$T_{ек} = T_{е\max} \cdot a \quad (3.5)$$

де $T_{е\max} = 1088 \text{ Н}\cdot\text{м}$

a – коефіцієнт використання максимального крутного моменту двигуна

$$\alpha = \frac{G_a}{T_{е\max}} = \frac{21425}{10880} = 1,96 \quad (3.6)$$

$$a = 0,766$$

$$T_{ексл} = 1088 \cdot 0,766 = 835 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$T'_{ексл} = \frac{1}{3} \cdot T_{ексл} \cdot \eta_{кард} \cdot i \cdot p \cdot \kappa \cdot \eta_{п.к.} = \frac{1}{3} \cdot 835 \cdot 0,99 \cdot 1,028 \cdot 0,9604 = 272 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.7)$$

$$P_{ек} = \frac{T'_{ексл}}{(H-l)D \cdot l} = \frac{272}{(0,147 - 0,024) \cdot 0,033635 \cdot 0,024} = 2,7 \text{ МПа} \quad (3.8)$$

$$[P_{ек}] = 7,0 \text{ МПа}$$

Максимальний питомий тиск на шини хрестовини

$$\sigma_{3.м} = \frac{T_{\varphi}}{(H-l) \cdot D \cdot l} \cdot \sqrt{1 + \sin^2 \alpha \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma} \quad (3.9)$$

де α – кут повороту ведучого вала $\alpha = 90^\circ$

γ – кут нахилу валів $7^\circ 2'$

$$\sigma_{3.м} = \frac{3671}{(0,1477 - 0,024) \cdot 0,033635 \cdot 0,024} \cdot \sqrt{1 + 0,11222785^2} = 37,2 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_{3.м}] = 80 \text{ МПа}$$

Розрахунок вилки карданного валу розпочинається з визначення сил, що діють в шарнірних з'єднаннях приймаючи $\alpha=90^\circ$, $\gamma=7^\circ$ (рис. 3.2)

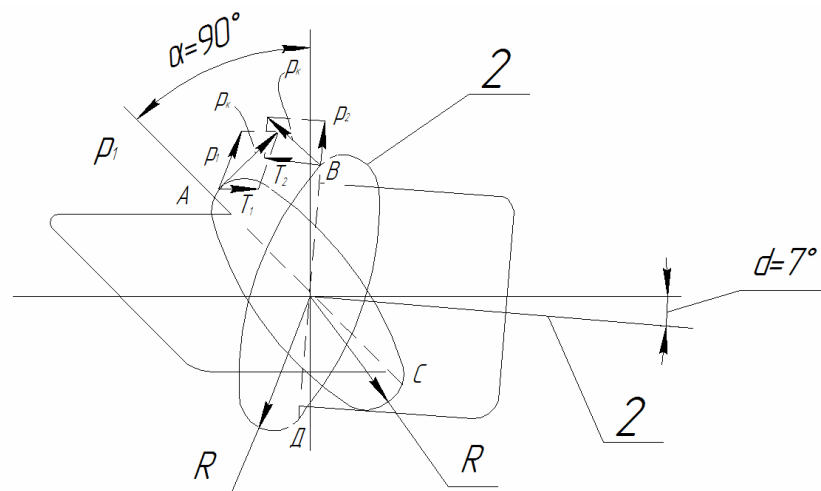


Рисунок 3.2. Схема сил в шарнірному з'єднанні

Під дією крутного моменту, прикладеного до валу 1, на шипах А і С виникає реактивна пара сил P_k , розміщена в площині кільця кардана. Розкладаємо силу P_k в двох взаємно перпендикулярних напрямках: по дотичній до кола обертання 2 і перпендикулярно до площі обертання. Максимальне значення сили P_k , P_2 , T_2 досягають при $d = 90^\circ$ і стають рівними:

$$P_k = P_2 = \frac{T_{\varphi}}{(H-l) \cos \gamma} = \frac{3671}{(0,147 - 0,024) \cdot 0,992546} = 30069,6 \text{ Н} \quad (3.10)$$

$$T_2 = \frac{T_{\varphi}}{H-l} \cdot \operatorname{tg} \gamma = \frac{3671}{0,147 - 0,024} \cdot 0,122785 = 3664,6 \text{ Н} \quad (3.11)$$

Для визначення найбільших напружень в вилці кардана взяті перерізи А-А і Б-Б (рис. 3.3)

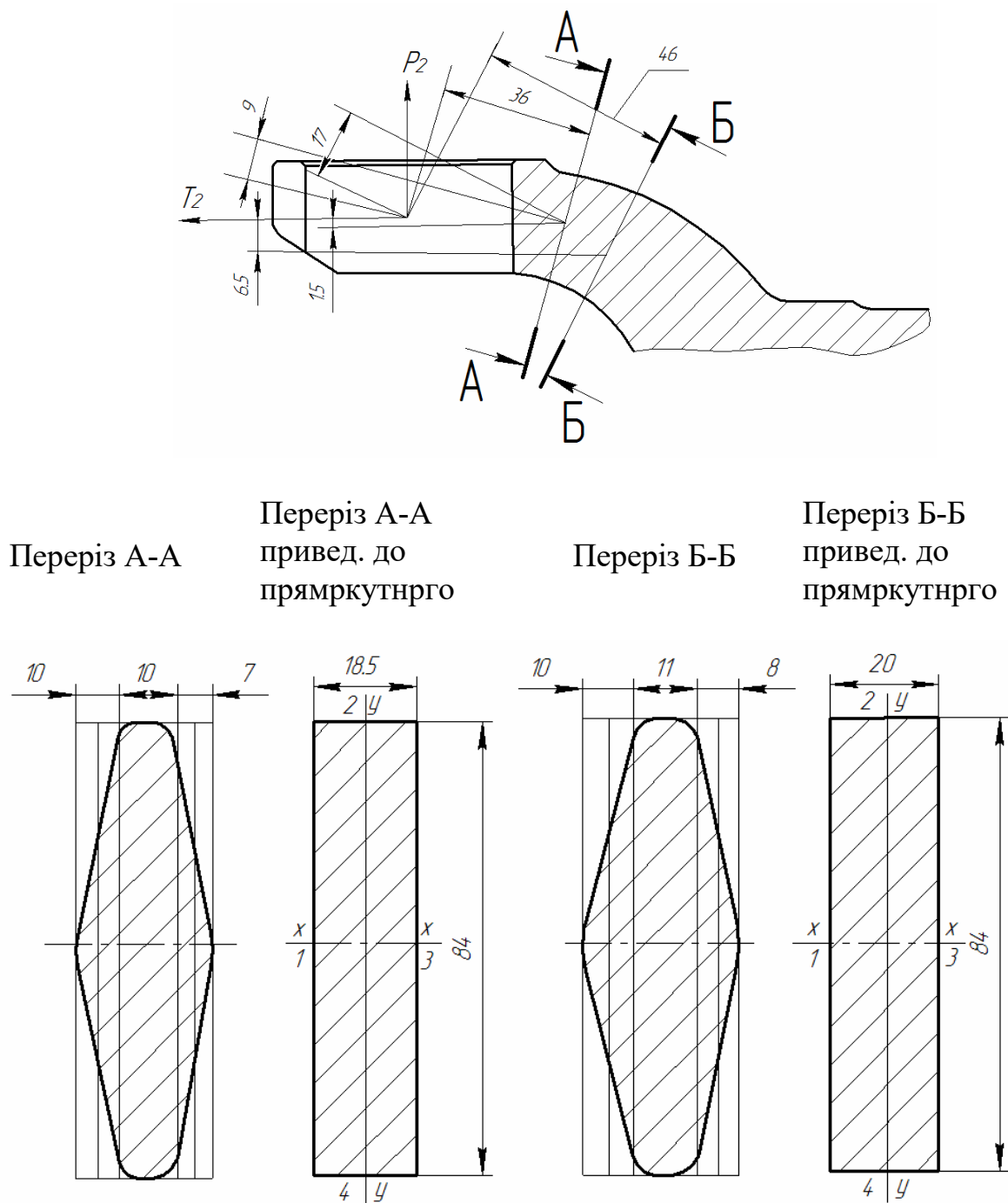


Рисунок 3.3. Вилка карданного валу

Для перерізу А-А

Згинний момент в площині обертання шипа

$$M'_{3.A.} = P_2 \cdot 0,036 = 30069,6 \cdot 0,036 = 1082,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Згинний момент в площині, що проходить через вісь вилки

$$M''_{3.A.} = T_2 \cdot 0,0015 = 3664,6 \cdot 0,0015 = 5,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Крутний момент

$$T_a = P_2 \cdot 0,009 = 30069,6 \cdot 0,009 = 270,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначення моментів опору

Для перерізу А - А

а) на згині відносно осі Х-Х

$$W_{X.A} = \frac{b^2 \cdot h}{6} = \frac{0,0185 \cdot 0,084^2}{6} = 2,1756 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \quad (3.12)$$

б) на згині відносно осі У-У

$$W_{Y.A} = \frac{b^2 \cdot h}{6} = \frac{0,0185^2 \cdot 0,084}{6} = 4,79115 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

в) на кручення для визначення напружень посередині більших сторін в точках 1-3

$$W_{кр1-3} = \alpha \cdot n \cdot B^2 \quad (3.13)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від сторін прямокутника

$$\alpha = 0,29 \frac{h}{b} = \frac{0,084}{0,0185} = 4,54 \quad (3.14)$$

$$W_{кр1-3} = 0,29 \cdot 0,084 \cdot 0,0185^2 = 8,33 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Визначаємо напруження згину в перерізі А-А

$$\sigma_{2-4} = \frac{M'_{з.А}}{W_{X.A}} = \frac{1082,5}{2,1756 \cdot 10^{-5}} = 49,7 \text{ МПа} \quad (3.15)$$

$$\sigma_{1-3} = \frac{M''_{з.А}}{W_{X.A}} = \frac{5,5}{4,7915 \cdot 10^{-5}} = 1,1 \text{ МПа} \quad (3.16)$$

Напруження кручення по середині довгих сторін

$$\tau_{1-3} = \frac{T_{кр.А}}{W_{кр1-3}} = \frac{270,6}{8,33 \cdot 10^{-6}} = 32,5 \text{ МПа} \quad (3.17)$$

Напруження кручення по середині коротких сторін

$$\tau_{2-4} = \mu \cdot \tau_{1-3} \quad (3.18)$$

де μ – коефіцієнт, який залежить від відношення сторін прямокутника

$$\frac{n}{b} = \frac{0,084}{0,0185} = 4,54$$

$$\mu = 0,7445$$

$$\tau_{2-4} = 0,7445 \cdot 32,5 = 24,2 \text{ МПа}$$

Приведені напруження:

а) по середині довгих сторін

$$\sigma_{1-3} = 1/2 \left[\sigma_{1-3} + \sqrt{\sigma_{1-3}^2 + 4\tau_{1-3}^2} \right] = 1/2 \left[1,1 + \sqrt{1,1^2 + 4 \cdot 32,5^2} \right] = 33,05 \text{ МПа} \quad (3.19)$$

б) по середині коротких сторін

$$\sigma_{2-4} = 1/2 \left[\sigma_{2-4} + \sqrt{\sigma_{2-4}^2 + 4\tau_{2,4}^2} \right] = 1/2 \left[49,7 + \sqrt{49,7^2 + 4 \cdot 24,2^2} \right] = 59,5 \text{ МПа}$$

Для перерізу Б – Б

згинний і крути момент в площині обертання шипів

$$M'_{ззБ} = P_2 \cdot 0,046 = 30069,6 \cdot 0,046 = 1383,2 \text{ МПа}$$

$$M''_{ззБ} = T_2 \cdot 0,0065 = 3664,8 \cdot 0,0065 = 23,8 \text{ МПа}$$

$$T_{крБ} = P_2 \cdot 0,017 = 30069,6 \cdot 0,017 = 511,2 \text{ МПа}$$

Момент опору в перерізі Б - Б

а) на згині відносно осі Х-Х

$$W_{Х.Б} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,02 \cdot 0,084^2}{6} = 2,352 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3 \quad (3.20)$$

б) на згині відносно осі У-У

$$W_{У.Б} = \frac{b^2 \cdot h}{6} = \frac{0,02^2 \cdot 0,084}{6} = 5,6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$$

в) на кручення для визначення напружень посередині великих сторін

$$W_{кр1-3} = \alpha \cdot n \cdot b^2 \quad (3.21)$$

де α – коефіцієнт, що залежить від відношення сторін прямокутника

$$\frac{h}{b} = \frac{0,084}{0,02} = 4,2$$

$$W_{кр1-3} = 0,286 \cdot 0,084 \cdot 0,02^2 = 9,61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Напруження згину

$$\sigma_{2-4} = \frac{M'_{ззБ}}{W_{Х.Б}} = \frac{1383,2}{2,352 \cdot 10^{-5}} = 58,8 \text{ МПа} \quad (3.22)$$

$$\sigma_{1-3} = \frac{M''_{ззБ}}{W_{У.Б}} = \frac{23,8}{5,6 \cdot 10^{-5}} = 4,3 \text{ МПа}$$

Напруження кручення

$$\tau_{1-3} = \frac{T_{кр.Б}}{W_{кр1-3}} = \frac{511,2}{9,61 \cdot 10^{-6}} = 53,2 \text{ МПа} \quad (3.23)$$

$$\tau_{2-4} = \mu \cdot \tau_{1-3} = 0,744 \cdot 53,2 = 39,6 \text{ МПа}$$

де $\mu = 0,744$

$$\frac{n}{b} = \frac{0,084}{0,02} = 4,2$$

Приведені напруження:

а) по середині довгих сторін перерізу

$$\sigma_{1-3} = 1/2 \left[\sigma_{1-3} + \sqrt{\sigma_{1-3}^2 + 4\tau_{1-3}^2} \right] = 1/24,3 \left[1,1 + \sqrt{4,3^2 + 4 \cdot 53,2^2} \right] = 55,4 \text{ МПа} \quad (3.24)$$

б) по середині коротких сторін

$$\sigma_{2-4} = 1/2 \left[\sigma_{2-4} + \sqrt{\sigma_{2-4}^2 + 4\tau_{2,4}^2} \right] = 1/2 \left[58,8 + \sqrt{58,8^2 + 4 \cdot 39,6^2} \right] = 78,7 \text{ МПа}$$

3.1.1. Розрахунок шліцевого з'єднання та кількості роликів у карданному валі

Напруження кручення на шліцевому кінці валу в перерізі А-А.

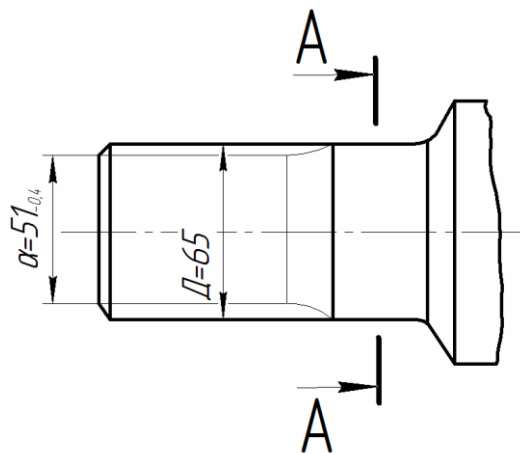


Рисунок 3.4. Шліцеве з'єднання карданного валу

$$\tau = \frac{16T_1}{\pi D^3 \cdot \cos \gamma} = \frac{16 \cdot 3671}{3,14 \cdot 0,065^3 \cdot 0,992546} = 68,6 \text{ МПа} \quad (3.25)$$

Максимальний питомий тиск на шліцах

$$\sigma_{3,м} = \frac{T_{\varphi}}{\left(\frac{D+d_0}{4}\right) \cdot \left(\frac{D_1-d_0}{2}\right) \cdot l_{ш} \cdot z_{ш}}, \quad (3.26)$$

де $l_{ш}$ – робоча довжина шліців

$$D_1 = 2 \left(\frac{D}{2} - 0,5 \cdot 45^\circ \right)$$

d_0 – внутрішній діаметр шліців ковзаючої вилки

$$\sigma_{3,м} = \frac{3671}{\left(\frac{0,065+0,056}{4}\right) \cdot \left(\frac{0,064-0,056}{2}\right) \cdot 0,016 \cdot 16 \cdot 10} = 11,8 \text{ МПа}$$

Експлуатаційний питомий тиск на шліцах

$$P_{ек} = \frac{T'_{ек}}{\left(\frac{D+d_0}{4}\right) \left(\frac{D_1-d_0}{2}\right) \cdot l_{ш} \cdot z_{ш}}; \quad (3.27)$$

$$P_{ек} = \frac{272}{\left(\frac{0,065+0,056}{4}\right) \left(\frac{0,064-0,0566}{2}\right) \cdot 0,16 \cdot 16} = 0,87 \text{ МПа}$$

Розрахунок кількості роликів в карданному валі проводимо в умовах забезпечення заданої контактної міцності за формулою Герца-Беляєва:

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{n \cdot b} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right)} \leq [\sigma] \quad (3.28)$$

де E – модуль пружності матеріалів

ρ_1 і ρ_2 – радіус кривизни

n – кількість роликів

Виходячи з конструктивних рішень приймаємо

$$n = 32 \text{ роликів}$$

$$P = \frac{T_0}{r} = \frac{3671}{0,026} = 141192,3 \text{ Н}$$

$$\sigma_{\kappa} = 0,418 \sqrt{\frac{14119,23 \cdot 2,1 \cdot 10^4}{32 \cdot 10} \left(\frac{1}{5} + \frac{1}{\infty} \right)} = 180 \text{ кгс / мм}^2$$

$$\sigma_{\kappa} = 180 \text{ кгс / мм}^2 \leq [\sigma] = 200 \text{ кгс / мм}^2$$

Вибрана конструктивна кількість роликів забезпечує контактну міцність.

3.2. Розрахунок головної передачі

При розрахунку головної передачі визначаємо міжцентрову і конусну віддаль, модуль зубчастих коліс і їх геометричні параметри: зусилля в зачепленні зубчастих коліс; розраховуємо зубчасті колеса на міцність реакції в опорах і розраховуємо підшипники.

Розрахунковий момент на первинному валу коробки передач по зчепленню

$$T_{\varphi} = \frac{G_a \cdot \varphi \cdot z_k}{u_0 \cdot u_{p.k.} \cdot u_1 \cdot \eta_T} = \frac{21425 \cdot 0,8 \cdot 0,6}{8,305 \cdot 1,028 \cdot 9,95 \cdot 0,825} = 1467 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.29)$$

Розрахунковий крутний момент по двигуну

$$T_{e \max} = 1088 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для подальших розрахунків приймаємо:

$$T_{e \max} = 1088 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Середню конусну віддаль шестерень головної передачі визначаємо за формулою:

$$R_m = R_e - 0,5b = 0,5\sqrt{u^2 + 1} \cdot \sqrt{\frac{2T_p \cdot z_H}{\Pi_{n \lim} \psi_{ba}} \cdot \frac{K_{HV}}{K_{HL}}} \quad (3.30)$$

Міжосьову віддаль визначаємо за формулою:

$$a_w = 0,5(u + 1) \cdot \sqrt{\frac{2T_p \cdot z_H}{\Pi_{n \lim} \psi_{bd}} \cdot \frac{K_{HV}}{K_{HL}}} \quad (3.31)$$

де R_e – зовнішня конусна віддаль;

b – ширина зубчатого вінця;

u – передавальне число пари.

для кінцевого зачеплення

$$u_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{25}{13} = 1,923$$

для циліндричного зачеплення

$$u_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{51}{12} = 4,25$$

Z_H - одиничне контактне напруження

для конічної передачі

$$Z_H = \frac{2\sqrt{u^2 + 1} \cdot \cos^2 \beta}{u_1 \cdot \sin 2\alpha} = \frac{2\sqrt{1,923^2 + 1} \cdot \cos^2 35^\circ 39'}{1,923 \cdot \sin 40^\circ} = 2,34 \quad (3.32)$$

для циліндричної передачі

$$Z_H = \frac{2(u+1) \cdot \cos^2 \beta}{u_1 \cdot \sin 2\alpha} = \frac{2(4,25+1) \cdot \cos^2 15^\circ}{4,25 \cdot \sin 40^\circ} = 3,56$$

$\Pi_{n \lim}$ – параметр границі контактної витривалості при базовому числі випробувань

Ψ_{bd} - коефіцієнт ширини зубчатого вінця

$$\Psi_{bd} = (0,09 \dots 0,122)(u + 1) \quad (3.33)$$

для конічної передачі $\Psi_{bd} = 0,3$,

для циліндричної передачі $\Psi_{bd} = 0,6$;

K_{HV} – коефіцієнт швидкості

$$K_{HV} = \sqrt{k_{y\Delta} \cdot k_{ve}}, \quad (3.34)$$

де $k_{y\Delta} \cdot k_{ve}$ - коефіцієнти, враховуючі, відповідно, внутрішні і зовнішні динамічні навантаження

$$K_{HV} = \sqrt{1,6 \cdot 1,3} = 1,44$$

K_{HL} – коефіцієнт довговічності

$$R_m = 0,5\sqrt{1,923^2 + 1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 1088 \cdot 2,34}{19 \cdot 10^6 \cdot 0,3} \cdot \frac{1,44}{1}} = 131,48 \text{ мм}$$

$$a_\omega = 0,5(4,25+1) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 10,88 \cdot 3,56}{19 \cdot 10^6 \cdot 0,6} \cdot \frac{1,44}{1}} = 230 \text{ мм}$$

3.2.1. Визначення модуля і геометричних параметрів зубчастих коліс

Зовнішній коловий модуль зубчастих коліс конічної передачі визначаємо за формулою

$$m_{te} = \sqrt[3]{\frac{2Tp \cdot \cos \beta \cdot V_F \cdot K_{FV}}{\sigma_{F \lim} \cdot z_u \cdot \psi_{bm} \cdot K_{FL}}} \quad (3.35)$$

Середній нормальний модуль зубчастих коліс конічної передачі визначаємо за формулою

$$m_{Hl} = m_{te} \cdot \cos \beta \frac{R_m}{R_e} \quad (3.36)$$

Модуль зубчастих коліс циліндричної передачі визначаємо за формулою

$$m_H = \sqrt{\frac{2Tp \cdot \cos \beta \cdot Y_{F1} \cdot K_{FV}}{\sigma_{F \lim} \cdot Z_u \cdot \psi_{bm} \cdot K_{FL}}} \quad (3.37)$$

Геометричні параметри зубчастих коліс конічної передачі визначаємо за формулами приведеними в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Формули для визначення геометричних розмірів зубчастих коліс

Параметри	Розрахункові формули
Зовнішній ділительний діаметр	$d_{ei} = m_{et} \cdot z_i$
Середній ділительний діаметр	$d_{mi} = m_{nm} \cdot z_i$
Зовнішній діаметр вершин зубів	$d_{aei} = d_{ei} + 2m_{et} \cdot \cos \delta_i$
Зовнішній діаметр впадин зубів	$d_{fei} = d_{ei} - 2,4m_{et} \cdot \cos \delta_i$
Ширина зубчастого вінця	$b = (0,18 \dots 0,22)A_m$

Геометричні параметри зубчастих коліс циліндричної передачі визначаємо за формулами приведеними у таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Формули для визначення геометричних розмірів циліндричних зубчастих коліс

Параметри	Розрахункові формули
Ділительний діаметр	$d_{oi} = m \cdot z_i / \cos \beta$
Діаметр вершин зубів	$d_{ai} = d_{oi} + 2m_H \cdot (h_a + x_i - \Delta y_i)$
Діаметр впадин зубів	$d_{fi} = d_{oi} - 2m_H \cdot (h_a + c - x_i)$
Товщина зуба	$s_{ni} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_i \tan \alpha \right) m_n$
Висота зуба	$h = m_H (2h_a + c - \Delta y_i)$

Результати розрахунків заносимо в таблиці 6.3, 6.4.

Таблиця 6.3 – Параметри конічних зубчатих коліс

	z	R _e	R _m	b	m _{te}	m _H	d _{ei}	d _{mi}
Ведуче	13	154,97	131,47	47	11	9,44	142	122,84
Ведене	25	154,97	131,47	47	11	9,44	274	236,24

z	d _{fei}	d _{aei}	α	β	δ	n
13	123,3	162,5	20°	35°39'	27°33'	20,767
25	364,66	285,2			62°27'	20,767

Таблиця 6.4 - Параметри циліндричних зубчатих коліс

	z	b	d _{ωi}	d _{ai}	d _{fi}	s _{ni}
Ведуче	12	98	86,962	108,885	77,471	13,802
Ведене	51	90	369,592	379,027	347,012	10,485

z	m _H	m _s	a _ω	n	α	β
12	7	7,246	230	15,707	20°	15°
51						

3.2.2. Розрахунок зубчатих коліс на міцність

Розрахунок на контактну витривалість активних поверхонь зубів виконується для запобігання втомного викривлення.

1. Визначаємо розрахункове контактне напруження Π_H і граничне контактне напруження Π_{HPO} на базі випробувань N_{HO} .

$$\Pi_H = \frac{F_{Ht}}{b\omega \cdot a\omega_1} \cdot z_H \cdot z_\varepsilon \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\mu} \cdot K_{HX} \quad (3.38)$$

де F_{Ht} – розрахункова колова сила
для конічної передачі

$$F_{Ht} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p}{\alpha_m} \quad (3.39)$$

для циліндричної передачі

$$F_{Ht} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_p}{\alpha_\omega}$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 6.5.

Таблиця 6.5 - Параметри колової сили, Н

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Конічне зубча- те зчеплення	50418	26546	18732	12383	15794	8304	5627	3878
Циліндричне зубча- те зчеплення	132490	69710	49230	32410	41404	21804	15604	10108

Z_ε – коефіцієнт, який враховує перекриття зубів

Для конічної передачі $Z_\varepsilon = 1$

Для циліндричної передачі $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$

де ε_α – коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \frac{b \omega \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_H} = \frac{90 \cdot \sin 15^\circ}{3,14 \cdot 7} = 1,06$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1/1,06} = 0,97$$

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубами

Для конічної передачі $K_{H\alpha} = 1,16$

Для циліндричної передачі $K_{H\alpha} = 1,3$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження по ширині вінця

$$K_{H\alpha} = 1 + (K^\circ \beta - 1) K_{H\omega} \quad (3.40)$$

де $K^\circ \beta$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині вінця в початковий період працювання передач

Для конічної передачі

$$K_{H\beta} = 1 + (1,2 - 1) \cdot 0,8 = 1,16$$

Для циліндричної передачі

$$K_{H\beta} = 1 + (1,2 - 1) \cdot 0,8 = 1,16$$

K_{HV} - коефіцієнт, який враховує динамічні навантаження між зубами

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_{HV} \cdot b}{F_{Ht} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (3.41)$$

де ω_{HV} – питомі колові сили, Н/мм

$$\omega_{HV} = \delta_H \cdot g_0 V \sqrt{a \omega / u} \quad (3.42)$$

де δ_H - коефіцієнт, який враховує вплив різних кроків шестерні і колеса

V – колова швидкість зубчатого колеса

Для конічної передачі

$$\omega_{HV} = 0,06 \cdot 53 \cdot 0,764 \cdot \sqrt{154,98 / 1,923} = 21,84 \text{ Н / мм}$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{21,84 \cdot 47}{17712,65 \cdot 1,16 \cdot 1,16} = 1,043$$

Для циліндричної передачі

$$\omega_{HV} = 0,02 \cdot 53 \cdot 0,302 \cdot \sqrt{230 / 4,25} = 2,33 \text{ Н / мм}$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{2,33 \cdot 90}{48119,49 \cdot 1,3 \cdot 1,16} = 1,003$$

$K_{H\mu} = 1$ - коефіцієнти, який враховують вплив тертя і змащування.

$K_{H\mu} = 1$.

Результати розрахунків контактного напруження Π_H для конічної і циліндричної передачі зводимо у таблицю 6.6.

Таблиця 6.6 - Параметри контактного напруження, Н

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Конічне зубча- те зчеплення	28,86	15,23	10,88	7,04	9,08	4,63	3,48	2,4
Циліндричне зубча- те зчеплення	89	47	34,7	23,5	27,43	15,5	10,8	6,8

$$\Pi_H > 0,9 \Pi_{HPO}$$

$$\Pi_{HPO} = 19 \cdot 0,9 = 17,1 \text{ МПа}$$

$$\Pi_{HLO} = 17,1 \cdot 0,6 = 10,2 \text{ МПа}$$

2. Розраховуємо ресурс зубчатого колеса по контактній витривалості, що забезпечує пробіг

$$R_{iH} = a n_s \sum \Pi_{Hi}^{mH} \cdot u_{з.к.i} \cdot \alpha_i \quad (3.43)$$

$\alpha = 1$ – для зубчатих коліс з одним зачепленням

$n_s = \frac{500}{\pi \cdot r_k}$ - кількість обертів ведучих коліс на шляху 1 км

$u_{з.к.i}$ – передавальне число від валу зубчатого колеса до ведучих коліс на розглядуваній передачі

α_i – відносний пробіг автомобіля на даній передачі

Загальний ресурс зубчатого колеса

$$R_{\kappa \lim} = \Pi_{про}^{mH} \cdot N_{HO} \quad (3.44)$$

Для конічної передачі

$$n_s = \frac{500}{3,14 \cdot 0,6} = 265,26 \text{ хв}^{-1}$$

$$R_{iH} = 265,26 (28,7^3 \cdot 8,305 \cdot 0,001 + 15,13^3 \cdot 8,305 \cdot 0,004 + 10,68^3 \cdot 8,305 \cdot 0,01) = 109435,1 \text{ МПа}$$

$$R_{\kappa \lim} = 17,1^3 \cdot 1,2 \cdot 10^8 = 6 \cdot 10^{11}$$

Для циліндричної передачі

$$R_{iH} = 1 \cdot 265,26 (88^3 \cdot 4,25 \cdot 0,001 + 46^3 \cdot 4,25 \cdot 0,004 + 3,7^3 \cdot 4,25 \cdot 0,01 + 21,5^3 \cdot 4,25 \cdot 0,03 + \\ + 27,53^3 \cdot 4,25 \cdot 0,01 + 14,5^3 \cdot 4,25 \cdot 0,15 + 10,4^3 \cdot 4,25 \cdot 0,2) = 50558881,1 \text{ МПа}$$

$$R_{\kappa \lim} = 17,1^3 \cdot 1,2 \cdot 10^8 = 6 \cdot 10^{11}$$

3. Визначаємо пробіг автомобіля в кілометрах до появи прогресуючого викришення активних поверхонь зубів L_H , допустиме контактне напруження

$$L_H = R_{H \lim} / R_{iH} \quad (3.45)$$

$$\sigma_{HP} = \sqrt{z_H \cdot \Pi_{HPO} \cdot K_{HL}} \quad (3.46)$$

$$K_{HL} = \sqrt[mH]{N_{HO} / N_{HE}} \quad (3.47)$$

$$N_{HE} = \frac{R_{iH} \cdot L_o}{\Pi_H^{mH}} \quad (3.48)$$

$$\Pi_{HP} = \Pi_{HPO} \cdot K_{HL} \quad (3.49)$$

Для конічної передачі

$$L_H = \frac{6 \cdot 10^{11}}{109435,1} = 5482931,8 \text{ мм}$$

$$N_{HE} = \frac{109435,1 \cdot 150000}{28,7^3} = 694388,1$$

$$K_{HL} = \sqrt[3]{1,2 \cdot 10^8 / 694388,1} = 5,37$$

$$\sigma_{HP} = 2,34 \cdot \sqrt{17,1 \cdot 5,57} = 22,8 \text{ МПа}$$

$$\Pi_{HP} = 17,1 \cdot 5,37 = 91,8827 \text{ МПа}$$

Для циліндричної передачі

$$L_H = \frac{6 \cdot 10^{11}}{5058881,1} = 118603 \text{ мм}$$

$$N_{HE} = \frac{505888,1 \cdot 150000}{88^3} = 111351,1$$

$$K_{HL} = \sqrt[3]{1,2 \cdot 10^8 / 111351,1} = 4,76$$

$$\sigma_{HP} = 3,56 \cdot \sqrt{17,1 \cdot 4,76} = 32 \text{ МПа}$$

$$\Pi_{HP} = 17,1 \cdot 4,76 = 81,396 \text{ МПа}$$

Розрахунок зубів на витривалість під дією згинання виконано відповідно до загальної методики [8]

1. Визначаємо розрахункове напруження згину σ_F і граничне напруження згину σ_{FPO} на базі випробувань N_{FO} циклів

$$\sigma_F = \frac{F_{Ft}}{b \cdot m_H} \cdot Y_F \cdot Y_k \cdot K_{Fa} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\mu} \cdot K_{Fx} \quad (3.50)$$

$$\sigma_{FPO} = \sigma_{Flim} \cdot Y_R \cdot Y_{Fc} \quad (3.51)$$

де Y_F – коефіцієнти, який враховує форму зуба, $Y_F = 4,26$

$Y_R = 1$ – коефіцієнти, який враховує шорсткість перехідної поверхні зуба

Y_{Fc} – коефіцієнти, який враховує вплив характеру прикладання навантаження, $Y_{Fc} = 1,2$.

$$\sigma_{FPO} = 420 \cdot 1 \cdot 1,2 = 504 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FPO} = 504 \cdot 0,9 = 453,6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{FPO} = 423,6 \cdot 0,6 = 302,4 \text{ МПа}$$

Результати розрахунків зводимо у таблицю 6.7.

Таблиця 6.7 - Параметри розрахункового напруження згину, МПа

	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Конічне зубча- те зчеплення	584,65	308,9	218,0	144,6	184,0	96,9	68,4	43,9
Циліндричне зубча- те зчеплення	1012,0	531,8	375,4	246,3	315,9	168,4	124,0	78,1

2. Розраховуємо ресурс зубчатого колеса по напруженнях згину, забезпечуючий 1 км пробігу автомобіля

$$R_{IF} = a n_1 \sum \sigma_{FC}^{m_F} u_{3,ki} \cdot \alpha_i \quad (3.52)$$

Загальний ресурс зубчатого колеса

$$R_{Flim} = \sigma_{FPO} \cdot N_{FO} \quad (3.53)$$

Для конічної передачі

$$R_{IF} = 1 \cdot 265,26 \cdot (585,65^9 \cdot 8,305 \cdot 0,001 + 307,9^9 \cdot 8,305 \cdot 0,004) = 1,807 \cdot 10^{25} \text{ МПа}$$

$$R_{Flim} = 504^9 \cdot 4 \cdot 10^6 = 8,39 \cdot 10^{30}$$

Для циліндричної передачі

$$R_{IF} = 1 \cdot 265,26 \cdot$$

$$(1011^9 \cdot 4,25 \cdot 0,001 + 531,9^9 \cdot 4,25 \cdot 0,004 + 375,6^9 \cdot 4,25 \cdot 0,01 + 315,9^9 \cdot 4,25 \cdot 0,1) =$$

$$= 1,261 \cdot 10^{25} \text{ МПа}$$

$$R_{Flim} = 504^9 \cdot 4 \cdot 10^6 = 8,39 \cdot 10^{30}$$

3. Визначаємо пробіг автомобіля в кілометрах до втомної поломки зуба L_F або допустиме напруження згину σ_{FP}

$$L_F = R_{Flim} / R_{IF} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{FP} = \sigma_{FPO} \cdot K_{FL} \quad (3.55)$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{FO} / N_{FE}} \quad (3.56)$$

$$N_{FE} = \frac{R_{IF} \cdot L_o}{\Pi_F^{m_F}} \quad (3.57)$$

Для конічної передачі

$$L_F = \frac{8,39 \cdot 10^{30}}{1,807 \cdot 10^{25}} = 464305,5 \text{ км}$$

$$N_{FE} = \frac{1,807 \cdot 10^{25} \cdot 150000}{507^7} = 1291741,5$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^9 / 1291741,5} = 2,4$$

$$\sigma_{FP} = 504 \cdot 2,4 = 1231 \text{ МПа}$$

Для циліндричної передачі

$$L_F = \frac{8,39 \cdot 10^{30}}{1,261 \cdot 10^{25}} = 665320 \text{ км}$$

$$N_{FE} = \frac{1,261 \cdot 10^{25} \cdot 150000}{504^9} = 901431$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^9 / 901431} = 2,54$$

$$\sigma_{FP} = 504 \cdot 2,54 = 1281,3 \text{ МПа}$$

Розрахунок зубчатих коліс на контактну міцність під дією максимального навантаження виконано за формулою:

$$\Pi_{n\max} = \frac{F_t}{b \cdot a_\omega} \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} \quad (3.58)$$

Для конічної передачі

$$\Pi_{n\max} = \frac{50468}{122,85 \cdot 47} \cdot 2,34 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,16 \cdot 1,0431 = 28,7 \text{ МПа}$$

Умова необхідної контактної міцності активних поверхонь зубів

$$\Pi_{H\max} \leq 0,9 \Pi_{H\lim \text{ м}}$$

$$\Pi_{H\max} = 28,7 \leq 0,9 \cdot 190 = 171 \text{ МПа}$$

Для циліндричної передачі

$$\Pi_{n\max} = \frac{132480}{90 \cdot 86,963} \cdot 3,56 \cdot 0,97 \cdot 1,3 \cdot 1,16 \cdot 1,003 = 88 \text{ МПа}$$

Умова необхідної контактної міцності активних поверхонь зубів

$$\Pi_{H\max} \leq 0,9 \Pi_{H\lim \text{ м}}$$

$$\Pi_{H\max} = 88 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 190 = 171 \text{ МПа}$$

Розрахунок зубів на міцність за умови згинання максимальним навантаженням здійснено за виразом:

$$\sigma_{F\max} = \frac{F_t}{b \cdot m} Y_F \cdot Y_E \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\mu} \cdot K_{FX} \quad (3.59)$$

Для конічної передачі

$$\sigma_{F \max} = \frac{50468}{47 \cdot 9,45} \cdot 4,26 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,043 \cdot 1 \cdot 1 = 585,65 \text{ МПа}$$

Умова необхідної міцності зубів при згині

$$\sigma_{F \max} \leq 0,99 \sigma_{F \lim M}$$

$$\sigma_{F \max} = 585,65 \text{ МПа} \leq 0,99 \cdot 1750 = 1575 \text{ МПа}$$

Для циліндричної передачі

$$\sigma_{F \max} = \frac{132480}{90 \cdot 7} \cdot 4,26 \cdot 0,97 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,003 \cdot 1 \cdot 1 = 1011 \text{ МПа}$$

Умова необхідної міцності зубів при згині

$$\sigma_{F \max} \leq 0,9 \sigma_{F \lim M}$$

$$\sigma_{F \max} = 1011 \text{ МПа} \leq 0,9 \cdot 1750 = 1575 \text{ МПа}$$

3.3. Вибір та розрахунок підшипників редуктора

Розрахунок зусиль на ведучих зубчатих колесах редуктора переднього мосту

а) ведуча конічна шестерня і напрям спіралі не співпадає з напрямом обертання

Колове зусилля

$$P = \frac{2Tp}{a_{m1}} = \frac{2 \cdot Tp}{0,12285} = 16,3Tp \quad (3.60)$$

Радіальне зусилля

$$\begin{aligned} T &= \frac{P}{\cos \beta} [-\sin \beta \cdot \sin \varphi + \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \cdot \cos \varphi] = \\ &= \frac{11,3Tp}{0,812} [-0,583 \cdot 0,4625 + 0,424 \cdot 0,886] = \\ &= 20,07Tp(-0,27 + 0,3756) = 2,12Tp \end{aligned} \quad (3.61)$$

Осьове зусилля

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{P}{\cos \beta} [\sin \beta \cdot \cos \varphi + \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \cdot \sin \varphi] = \\
 &= \frac{10,3Tp}{0,812} [0,553 \cdot 0,886 + 0,424 \cdot 0,4625] = \\
 &= 20,07Tp(0,5085 + 0,1961) = 14,13Tp
 \end{aligned} \quad (3.62)$$

Ведуча циліндрична шестерня

$$P = \frac{2 \cdot Tp \cdot 25}{13 \alpha \omega_1} = \frac{2 \cdot Tp \cdot 25}{13 \cdot 0,086963} = 44,23Tp \quad (3.63)$$

$$T = P \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} = 44,23Tp \frac{0,424}{0,966} = 19,41Tp \quad (3.64)$$

$$A = P \cdot \operatorname{tg} \beta = 44,23Tp \cdot 0,268 = 11,8Tp \quad (3.65)$$

Розрахунок реакцій на опорах валу ведучої конічної шестерні виконано відповідно до схеми рис. 3.5.

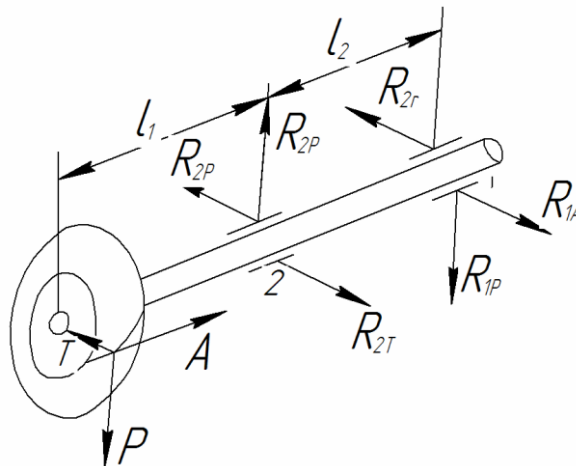


Рисунок 3.5. Схема валу ведучої конічної шестерні

$$R_{1A} = R_{2A} = \frac{A \cdot r_u}{l_2} = \frac{14,13Tp \cdot 122,85}{2 \cdot 145} = 6Tp \quad (3.66)$$

$$R_{2T} = \frac{T(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{2,12Tp(145 + 50)}{145} = 2,85Tp \quad (3.67)$$

$$R_{1T} = \frac{T \cdot l_1}{l_2} = \frac{2,12Tp \cdot 50}{145} = 0,73Tp \quad (3.68)$$

$$R_{2P} = \frac{P(l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{16,3Tp(145 + 50)}{145} = 21,9Tp \quad (3.69)$$

$$R_{1P} = \frac{P \cdot l_1}{l_2} = \frac{16,3Tp \cdot 50}{145} = 5,02Tp \quad (3.70)$$

Сумарні радіальні навантаження на опорах

$$R_1 = \sqrt{R_{1P}^2 + (R_{1T} - R_{1A})^2} = T_p \sqrt{5,62^2 + (0,73 - 6)^2} = 7,75T_p \quad (3.71)$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2P}^2 + (R_{2T} - R_{2A})^2} = T_p \sqrt{21,9^2 + (2,85 - 6)^2} = 22,13T_p \quad (3.72)$$

Розрахунок приведених радіальних навантажень

$$S_1 = 11,3R_1 \cdot \operatorname{tg} \beta = 11,3 \cdot 7,7T_p \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 2,68T_p \cdot \quad (3.73)$$

$$S_2 = 11,3R_2 \cdot \operatorname{tg} \beta = 11,3 \cdot 22,13T_p \cdot \operatorname{tg} 15^\circ = 7,7T_p \cdot \quad (3.74)$$

Осьове навантаження сприймається підшипником опори 2.

$$Q_1 = R_1 \cdot K_K \cdot K_T \cdot K_Y \quad (3.75)$$

$$Q_2 = \{R_2 \cdot K_K + m[A - (S_2 - S_1)]\} K_T \cdot K_\delta \quad (3.76)$$

де m – коефіцієнт приведення осьового навантаження до радіального

K_K – коефіцієнт, який характеризує довговічність підшипника залежно від того, яке кільце обертається – зовнішнє чи внутрішнє, $K_K = 1$

K_T – температурний коефіцієнт, $K_T = 1$

$K_\delta = 1,2$ – коефіцієнт, який враховує вплив характеру навантаження на довговічність підшипника

$$Q_1 = 7,7 \cdot 409,22 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 3781,2 \text{ Н}$$

$$\frac{R_2}{A} = \frac{22,13}{14,13} = 1,5$$

$$m = 1,5 \cdot 1,2 = 1,8$$

$$Q_2 = \{22,13 \cdot 1 + 1,8[14,13 - (7,7 - 2,68)]\} \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 409,22 = 18991,8$$

Підшипник вибираєм за динамічною вантажопідйомністю C , що визначається за навантаженням Q і частотою обертання $n_{\text{схв}}$.

$$C = Q \left(\frac{60}{10^6} \cdot n_{\text{схв}} \cdot h \right)^{1/p} \quad (3.77)$$

$$n = \frac{9,55 \cdot V_{\text{ср}} \cdot u_0}{r_k} = \frac{9,55 \cdot 12,624 \cdot 8,305}{0,6} = 1668,7 \text{ об/хв} \quad (3.78)$$

$$n = \frac{S}{3,6V_{\text{кр}}} = \frac{150000}{3,6 \cdot 12,624} = 3300,6 \quad (3.79)$$

$$Q_1 = 3781,2 \left(\frac{60}{10^6} \cdot 1668,7 \cdot 3300,6 \right)^{1/3} = 21540 \text{ Н}$$

$$Q_2 = 18991,8 \left(\frac{60}{10^6} \cdot 1668,7 \cdot 3300,6 \right)^{1/3} = 108218,9H$$

Вибираємо підшипники:

Для опори 1 – N 7312

Для опори 2 – N 7518

Розрахунок реакцій на опорах проміжного вала виконано у відповідності з рис. 3.6.

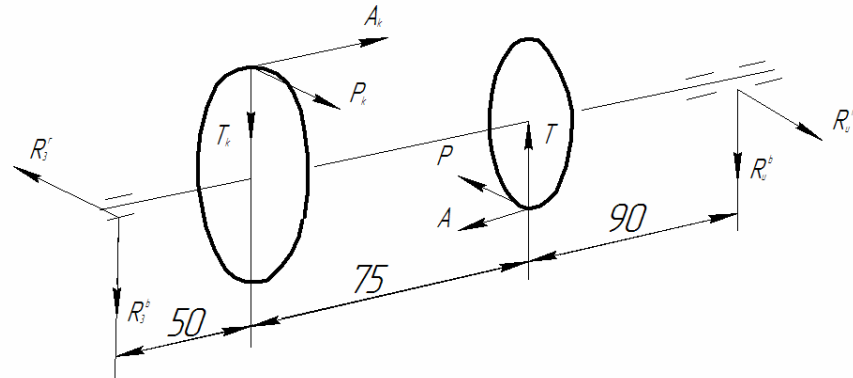


Рисунок 3.6. Схема дії сил на проміжному валі

Реакції у вертикальній площині

$$R_4^e = \frac{T_K \cdot 50 - T \cdot 125 + A_K \cdot 118,125 + A \cdot 43,48}{215} = \frac{2,12T_p \cdot 50 - 10,41T_p \cdot 125 + 14,33T_p \cdot 118,125 + 11,8T_p \cdot 43,48}{215} = -0,53T_p \quad (3.80)$$

$$R_3^e = -T_K + T + R_4^e = -2,12T_p + 10,41T_p - 0,53T_p = -16,76T_p \quad (3.81)$$

Реакції у горизонтальній площині

$$R_4^s = \frac{P_K \cdot 50 + P \cdot 125}{215} = \frac{16,3T_p \cdot 50 + 44,23T_p \cdot 125}{215} = 29,5T_p \quad (3.82)$$

$$R_3^s = -P_K + P - R_4^s = 16,3T_p + 44,23T_p - 29,5T_p = 1,58T_p \quad (3.83)$$

Сумарні радіальні навантаження на аопорах

$$R_3 = \sqrt{16,72^2 T_p + 1,58^2 T_p} = 16,83T_p \quad (3.84)$$

$$R_4 = \sqrt{0,53^2 T_p + 29,5^2 T_p} = 29,5T_p \quad (3.84)$$

$$Q_3 = R_3 \cdot K_K \cdot K_T \cdot K_\delta = 16,83 \cdot 785,7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,2 = 15868 H \quad (3.85)$$

$$Q_4 = \{R_4 \cdot K_K + m(A_K - A)\} \cdot K_T \cdot K_\delta = \{29,5 \cdot 1 + 1,8(14,33 - 11,8)\} \cdot 1,2 \cdot 785,7 = 32107,5H \quad (3.86)$$

$$C = Q \left(\frac{60}{10^6} \cdot n_{екб} \cdot h \right)^{1/p} \quad (3.87)$$

$$n = \frac{9,55 \cdot V_{cp} \cdot u}{Z_k} = \frac{9,55 \cdot 12,024 \cdot 4,25}{0,6} = 854,06 / xв \quad (3.89)$$

$$C_3 = 15868 \left(\frac{60}{10^6} \cdot 854 \cdot 3300,6 \right)^{1/3} = 73057,6H$$

$$C_4 = 32107,5 \left(\frac{60}{10^6} \cdot 854 \cdot 3300,6 \right)^{1/3} = 149646,6H$$

Вибираємо підшипники:

Для опори 3 – N 102316

Для опори 4 – N 27313

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Характеристика дільниці з технічного обслуговування та ремонту трансмісії

Робота з охорони праці на дільниці організована відповідно до правил і норм з техніки безпеки і охорони праці. На дільниці встановлені такі види обладнання: стенди для складання, регулювання і випробування вузлів і агрегатів трансмісії, токарні, свердлильні, шліфувальні верстати.

На токарних верстатах обробка виконується в автоматичному циклі і відповідають вимогам ДСТУ 12.2.009-2000

Оптимальний мікроклімат в приміщенні забезпечує підтримування теплової рівноваги між організмом людини і навколишнього середовища. Для підтримування параметрів, які визначають мікроклімат – температуру, вологість, швидкість потоків повітря необхідно в дільниці зробити кондиціонування, а також загально обмінну приточно-витяжну вентиляцію і місцеву вентиляцію.

Параметром гігієнічної оцінки пилу, виділення якого проходить на дільниці, являється дисперсність, тривалість перебування взвіщеної пилової частинки в повітряному середовищі, глибина і проникнення в дихальні органи. Концентрація отруйних речовин у повітрі робочої зони виробничих приміщень регламентується ДСТУ 12.1.014:2004.

Для запобігання шкірних захворювань від робризмування охолоджуючої рідини необхідно застосовувати спецодяг, змащувати руки захисною пастою.

Велике значення для здоров'я людей має світло. При недостатньому освітленні людина напружує зір і в неї починається больове відчуття в очах, головні болі, людина втомлюється, продуктивність праці падає, рухомість зменшується, стає неврахованою. Для ліквідування цих недоліків в приміщенні необхідне природне і штучне освітлення – робоче, аварійне і евакуаційне, яке повинно відповідати СНІП II – 4 – 79. Необхідно підбирати

кольорове фарбування стін, стелі, виробничого обладнання, яке буде сприяти рівномірному розподілу яркостей в полі зору.

Джерелом шуму і вібрації на дільниці являється технологічне обладнання, в процесі роботи якого і виникає шум і вібрація. Для ліквідування шуму передбачаю застосування наступних заходів:

а) звукоізоляцію огорожуючи конструкцій, ущільнення по периметру рам вікон, дверей: звукоізоляцію містить пересічення огорожуючи конструкцій інженерних комунікацій, створення звукоізованих кабін спостереження і дистанційного управління.

б) звукопоглинаючих конструкцій і екранів.

в) глушителей шуму, звукопоглинаючих облицьовок в газоповітряних каналах вентиляційних систем з механічним збудженням і систем кондиціонування повітря.

г) заміна металевих деталей деталями з пластмаси, балансування усіх рухомих деталей.

Для ліквідування вібрації передбачено застосування наступних заходів:

а) на деталі, виготовлені із сталюого листа – застосувати вібропоглиначі – нанесення на віброуючу поверхню гуми, пластику, вібропоглинаючих мастил, які розсіюють енергію коливання.

б) застосовувати віброізоляцію, яка розміщується між вібраційною машиною і основою.

Для індивідуального захисту від вібрації пропоную носити взуття на грубій гумі.

4.2. Санітарно-побутові приміщення для персоналу дільниці

До складу санітарно-побутових приміщень входять: роздягальня, душева, умивальник, туалет, місце для куріння, будова питного водо забезпечення.

В роздягальні кількість відділень в шафах для домашнього одягу і спеціального одягу дорівнює списковій кількості працюючих, вуличного одягу – кількості в двох суміжних змінах. При роздягальні є кладова спецодягу, туалет, приміщення для чергового персоналу з місцем для притирального інвентаря, місце для чистки взуття. Приміщення обладнується трьома душовими кабінами, одна з яких закритого типу, п'ятьма умивальниками.

У виробничих приміщеннях розміщений туалет. Відстань від робочих місць до туалету, курилки, будов питтєвого водо забезпечення 75 м. Стіни і перегородки роздягальні спецодягу, душевих, умивальників, туалетів виконані на висоту 2 м із матеріалів, які опускають їх миття гарячою водою з миючими засобами.

4.3. Розрахунок захисного заземлення

Захисне заземлення – це передбачене з'єднання з землею металевих частин електроустановок, які не знаходяться під напругою в нормальних умовах, але можуть бути під напругою в результаті порушення ізоляції електроустановок.

Опір одиничного трубчатого заземлення, вертикально встановленого в землю на деяку глибину, визначається за формулою [17]:

$$R_n = \frac{0,366 \cdot \rho}{l} \left(\lg \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t+l}{4t-l} \right), \quad \text{Ом} \quad (4.1)$$

де ρ – питомий опір, $\frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}$;

l – довжина труби, см;

d – діаметр труби, см;

t – глибина заземлення труби від поверхні землі до середини труби, см.

Приймаємо трубу заземлення $l = 250$ см, $d = 6$ см. Розташування верхнього кінця труби до рівня землі 70 см.

$$t = 70 + 125 = 195 \text{ см.}$$

При вказаних розмірах величина опору

$$\rho = 6 \cdot 10^3 \frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}$$

Віддаль між трубами $l = 2,5 \dots 5 \text{ м.}$

Кількість заземлень визначаємо за формулою:

$$n = \frac{R_n}{R_z \cdot \eta_{mp}} \quad (4.2)$$

де R_n – опір одинарного заземлювача;

R_z – опір заземлюючого пристрою;

$\eta_{тр}$ – коефіцієнт використання труби

$\eta_{тр} = 0,66$ при віддалі між трубами $l = 500 \text{ см,}$

$$n = \frac{18,02}{4 \cdot 0,66} = 7 \text{ труб}$$

Паралельне з'єднання заземлювачів здійснюється сталевими полосами прямокутного перерізу, які знаходяться в землі, і в той же час являється заземлювачем.

Опір з'єднаних полос визначається за формулою

$$r_n = \frac{0,366 \cdot \rho}{l_\Sigma} \cdot \lg \frac{2 \cdot l_\Sigma^2}{t \cdot b}, \text{ Ом} \quad (4.3)$$

де l_Σ – сумарна довжина усіх полос, см

$$l_\Sigma = 3500 \text{ см}$$

b – ширина полос, $b = 0,5 \text{ см}$

$$r_n = \frac{0,366 \cdot 6 \cdot 10^3}{3500} \cdot \lg \frac{2 \cdot 3500^2}{195 \cdot 0,5} = 3,34 \text{ Ом}$$

Опір прямокутного контуру R_k , який складається з труби і з'єднувальних полос визначається за формулою:

$$R_k = \frac{R_n \cdot r_n}{R_n \cdot \eta_{mp} + r_n \cdot \eta_m \cdot n}, \text{ Ом} \quad (4.4)$$

де R_n – опір заземлення однієї труби;

r_n – опір заземлюючих полос;

$\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт взаємного опору трубчатого контура

$\eta_{\text{т}}$ – коефіцієнт взаємного екранування полоси і труби контура

$$R_k = \frac{18,02 \cdot 3,34}{18,02 \cdot 0,4 + 3,34 \cdot 0,71 \cdot 7} = 2,5 \text{ Ом}$$

$R_k < R_3$ ($2,4 < 4$) Ом – безпека від напруги забезпечена.

4.4. Пожежна профілактика

Основним завданням виробничої естетики являється досягнення такого стану, який сприйняв безпечності і зменшенню втомлюваності робітників і збільшенню продуктивності праці.

Важливу роль відіграє раціональне кольорове оформлення обладнання і приміщення. Обладнання малюють в світлозелений колір, обертаючі частини обладнання – в червоний, як активно сприймаючий і заставляючий робітника бути обережним. На кожухах і дверцях електрообладнання нанести попереджувальні знаки у відповідності з ДСТУ 15548-2040. Технологічне обладнання повинно бути встановлене відповідно з діючими нормами і правилами.

Виникаюча пожежа може розповсюджуватися і створювати нові небезпечні зони. Для запобігання розповсюдження пожежі передбачаю встановити протипожежні бар'єри до яких відносяться:

- незгоряючі стіни (для розділення приміщень, розміщених в одній будові, але які мають різну пожежну небезпеку);
- захисти отворів (дверні і віконні рами захистити від пожежі незгораємими або важкозгораємими дверима і вікнами);
- протипожежні розриви – для запобігання розповсюдження пожежі на сусідні будови.

Найменша віддаль між будовами залежно від ступеня вогнестійкості вказані в СНиП-2-80. Неправильне експлуатування вентиляційних систем

може бути причиною пожежі. Для запобігання пожежі необхідно виготовити повітропроводи, камери і інші елементи вентиляційних систем з важкогорючих або негорючих матеріалів.

Для попередження пожежі при експлуатації електроустановок необхідно зменшити навантаження на електроустановки.

Для тушіння пожежі на ділянці протипожежного водо забезпечення необхідно застосовувати пінні і вуглекислотні вогнегасники і пісок. В цехах і на території підприємства обладнати пожежні пункти з протипожежним інвентарем.

Висновок до розділу

Вибрані санітарно-побутові приміщення, а також проведені заходи пов'язані з оздоровленням мікроклімату ділянки, зменшенням пилу, вібрацій, шуму, розрахунок заземлення обладнання, а також кольорових спектрів приміщень і обладнання приведуть до покращення умов праці, зменшення втоми робітників, створення сприятливих умов для збільшення продуктивності та підвищення якості праці.

5. Економічна частина

В кваліфікаційній роботі розглянуті питання проектування і розрахунку трансмісії автомобіля КрАЗ – 6510-052 з розробкою приводу передніх коліс. В диференціалі переднього ведучого мосту замінюють хрестовину диференціалу на пальці.

В економічній частині приведені розрахунки техніко-економічного обґрунтування проекту чого вибору.

Переваги проектуемого диференціала з нововведенням по відношенню до диференціала, який застосовується на автомобілі КрАЗ– 6510-052

- менша маса вузла, а отже і трансмісії;
- збільшення довговічності вузла;
- зменшення затрат часу на ТО і ремонт;
- кращі експлуатаційні властивості.

Економічна ефективність удосконаленого автомобіля визначається в порівнянні із серійним. Ціни на технічні засоби, паливно-мастильні матеріали, с.-г. продукцію, а також нормативи на заробітну плату відповідають реальним умовам експлуатації удосконаленого автомобіля. Економічна оцінка здійснюється за методикою [20], стандартизованою для аграрного виробництва.

5.1. Методика визначення економічних показників удосконаленого автомобіля

Зведені затрати Π на одиницю напрацювання (грн) визначаються за формулою:

$$\Pi = I + K \cdot E, \quad (5.1)$$

де I, K – прямі експлуатаційні затрати і капітальні вкладення на одиницю напрацювання, грн/ткм.

Прямі експлуатаційні затрати дорівнюють:

$$И = З + \Gamma + P + A + З_з, \quad (5.2)$$

у праву частину рівняння входять затрати відповідно на:

$З$ – оплату праці обслуговуючого персоналу;

Γ – паливно-мастильні матеріали;

P – технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

A – реновацію;

$З_з$ – зберігання.

Затрати на оплату праці водія становлять:

$$З = \frac{Л_г \tau_г k_д}{W_{зм}}, \quad (5.3)$$

де $W_{зм}$ – продуктивність автомобіля за одну годину змінного часу, ткм/год;

$Л_г$ – чисельність виробничого персоналу, чол;

$\tau_г$ – годинна тарифна ставка оплати праці виробничого персоналу, грн/люд.-год;

$k_д$ – коефіцієнт, що враховує доплати за класність та стаж роботи, кваліфікацію.

Затрати на паливно-мастильні матеріали

$$\Gamma = qЦ, \quad (5.4)$$

де q – витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/ткм.;

$Ц$ – комплексна ціна 1 кг даних матеріалів, грн/кг.

Затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт за нормативами відрахувань

$$P = \frac{B(r_m + r_k)}{W_{зм} T_p}, \quad (5.5)$$

де B – балансова вартість автомобіля, грн;

r_m, r_k – коефіцієнти відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування, капітальний ремонт;

T_p – річне завантаження автомобіля.

$$T_p = D t, \quad (5.6)$$

де D – число днів роботи автомобіля за агротехнічний строк;

t – експлуатаційний час.

Затрати на реновацію

$$A = \frac{B a}{W_{зм} T_p}, \quad (5.7)$$

де a – коефіцієнт відрахувань на реновацію.

Затрати на зберігання

$$З_з = \frac{З_{зб}}{W_{зм}}, \quad (5.8)$$

де $З_{зб}$ –затрати на зберігання автомобіля, що припадають на 1 год експлуатаційного часу, грн/год.

Капітальні вкладення K на ткм становлять:

$$K = \frac{B}{W_{зм} T_p}. \quad (5.9)$$

Затрати праці $З_n$ (люд.-год/ткм) на транспортних роботах

$$З_n = \frac{Л_е}{W_{зм}}. \quad (5.10)$$

Річне напруження автомобіля

$$B_з = W_{зм} T_p. \quad (5.11)$$

Річний економічний ефект від експлуатації удосконаленого автомобіля

$$E_p = (П_б - П_н) B_з, \quad (5.12)$$

де $П_б, П_н$ –зведені затрати для базового та удосконаленого транспортних засобів, грн/ткм.

Річна економія праці $З_p$ (люд.-год):

$$З_p = (З_{нб} - З_{нн}) B_з, \quad (5.13)$$

де $З_{нб}, З_{нн}$ – затрати праці для базового і удосконаленого автомобілів,

люд.-год/од. напр.

Ступінь зміни затрат C становить:

$$C = \frac{(Z'_{pb} - Z'_{pn}) \cdot 100}{Z'_{pb}}, \quad (5.14)$$

де Z'_{pb} , Z'_{pn} – річні затрати (затрати праці, прямі експлуатаційні затрати та зведені затрати, капітальні вкладення) відповідно для базової і удосконаленої машин, люд.-год.

5.2. Розрахунок економічної ефективності удосконаленого автомобіля

На основі експлуатаційних показників роботи нового і удосконаленого автомобілів, нормативно-довідкових матеріалів, цін на технічні засоби і паливно-мастильні матеріали заповнюється таблиця 5.1 вихідних даних, де враховані тільки показники, що впливають на економічну ефективність.

Таблиця 5.1 - Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності удосконаленого автомобіля

Показник	Автомобіль	
	КрАЗ– 6510-052 (серійний)	КрАЗ– 6510-052 (удосконалений)
1	2	3
Продуктивність, ткм/год	17,99	20,6
Балансова вартість, тис. грн	949,4	981,8
Річне завантаження, год	1830	1830
Годинна тарифна ставка водія, грн	140	140
Коефіцієнт, що враховує доплати водію	1,05	1,05
Коефіцієнт відрахувань на реновацію	0,14	0,14
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування	0,092	0,092
Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт	0,053	0,053
Витрата паливно-мастильних матеріалів, кг/ткм	0,164	0,143

Продовження табл.5.1.

1	2	3
Комплексна ціна 1 кг палива, грн	58,65	58,65
Затрати на зберігання, грн/год	0,96	0,96
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,15	0,15

Аналіз економічної ефективності проводиться на ПЕОМ, згідно розробленої програми [20]. Отримані результати розрахунку (Аркуш 6) свідчать про доцільність використання удосконаленого автомобіля КраЗ – 6510-052 порівняно із серійним, зокрема, прямі затрати зменшуються на 0,081 грн/ткм, а зведені – на 0,099 грн/ткм. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становить 133,7 тис. грн.

Висновки

1. Використання удосконаленого автомобіля практично значиме, його річне напруцювання досягає 37,7 тис. ткм.
2. Конструктивна розробка проекту дозволить зменшити прямі затрати на 10,4%; зведені затрати – на 9,88%.
3. Річний економічний ефект від використання удосконаленого автомобіля становитиме 3,72 тис. грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі проведений розрахунок та внесені зміни в конструкцію вузлів:

1. В диференціалі ведучого мосту замінена хрестовина на пальці.
2. На фланці карданного валу нарізана шліцева канавка.
3. Заміна конструкції карданного валу.

Проведений розрахунок показує, що властивості автомобіля відповідають аналоговим зарубіжним конструкціям і забезпечують автомобілю високі тягово-швидкісні властивості.

В ведучому мості заміна хрестовини на пальці підвищує довговічність вузла.

Нарізка шліцевих канавок на фланці карданного валу покращує умови з'єднання і збільшує його надійність в роботі.

Заміна конструкції карданного валу покращує його працездатність. Ролики у карданному валі зменшують тертя, осьові зусилля, збільшують довговічність вузла, покращують умови роботи.

Таким чином, проведені розрахунки і розробки елементів конструкції дозволили на базі автомобіля КрАЗ – 6510-052 створити високоефективний автомобіль для перевезення різних вантажів вагою 10 т, який відповідає потребам господарства.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Безкортовайний М. І. Будова й експлуатація автомобілів: Підручник. 6-те вид. Київ: Либідь, 2006. 400 с.
2. Шевчук Р.С. Експлуатаційні показники автомобілів: практикум з розрахунку показників. Львів: Львівський національний аграрний університет, 2019. 171 с.
3. Ільченко В.Ю. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві. Київ: Урожай, 2003. 288 с.
4. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів. Навчальний посібник для вузів. Київ: Арістей, 2005. 280 с.
5. Шевчук Р.С., Паславський Р.І., Миронюк О.С. Автомобілі (Теорія руху транспортних засобів). Методичні рекомендації для написання курсової роботи студентами з напрямку підготовки 6.0701061 – “Автомобільний транспорт”. Львів: Видавничий центр ЛНАУ, 2016. 28 с.
6. [Булгаков В.М.](#), [Черниш О.М.](#), [Адамчук В.В.](#), [Березовий М.Г.](#), [Яременко В.В.](#) Теорія механізмів і машин. Київ Центр учбової літератури, 2019 608 с.
7. Малащенко В. О., Янків В.В., Деталі машин. Курсове проектування. Львів: Новий світ, 2007. 252 с.
8. Сирота В. І. Основи конструкції автомобілів. Навчальний посібник для вузів. Київ: Арістей, 2005. 280 с.
9. Підгородецький Я.І., Сичевський М.І., Домінік А.М. Автомобільні транспортні засоби. Основи конструювання. Львів: Вид-во ЛДУБЖД, 2013. 316 с.
10. Кошерний М.Ф. Основи механіки та енергетики автомобіля. Київ: Вища школа, 1992. 200 с.
11. Гришкевич А. І. Проектування трансмісії автомобіля. Кам'янець-Подільський: ПП "Медобори-2006", 2013. 360 с.

12. Марголис С. Я. Відмінності конструкції автомобільних мостів. Кам'янець-Подільський: ПП Зволейко Д.Г., 2007. 145 с.
13. Гаспарянц Г. А. Гловна передача автомобіля. Київ: Видавничий дім "Кондор", 2018. 88 с.
14. Житецький В.Д. Основи охорони праці: підручник Львів: Афіша, 2002. 320 с.
15. Гряник А.П. Охорона праці. Київ: Урожай. 2014. 187 с.
16. Каталог автомобілів КрАЗ та їх модифікації. Київ: ТОВ "Комплекс Віта", 2018. 297 с.
17. Кудрявцев В.Н. Деталі машин. Луцьк: ЛНТУ, 2018. 464 с.
18. Радіонова В.Ф. Проектування зубчатих, конічних і гіпоїдних передач. Київ: Урожай, 1985. 380 с.
19. Сахно В.П., Безбородова Г.Б., Маяк М. М. Автомобілі: Тягово-швидкісні властивості та паливна економічність. Київ: Вид-во КВІЦ, 2004. 174 с.
20. Солтус А.П. Експлуатаційні властивості автомобіля. Київ: Арістей, 2006. 178 с.