

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ ВАНТАЖНОГО
АВТОМОБІЛЯ У СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS

ЗМІСТ

	стор
ВСТУП	3
1. ЛІТЕРАТУРНО-ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ КАРДАННИХ ПЕРЕДАЧ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЇХ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ	5
1.1. Патентний огляд карданних передач	5
1.2. Огляд існуючих методів дослідження трансмісій	9
Висновки до першого розділу	12
2. КОНСТРУЮВАННЯ ШАРНІРА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ	13
2.1. Визначення основних параметрів карданної передачі	13
2.2. Розрахунок хрестовини карданного шарніра	17
2.3. Розрахунок вилки карданного шарніра	20
Висновки до другого розділу	20
3. ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ЧИННИКІВ НА ККД ТА НАГРІВ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ	21
3.1. Дослідження зміни ККД карданної передачі при зміні кута γ між осями валів	21
3.2. Дослідження нагріву карданної передачі при зміні кута γ між осями валів	22
Висновки до третього розділу	23
4. СКЛАДАННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ТРАНСМІСІЇ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ	24
4.1. Загальні положення щодо імітаційної моделі трансмісії	24
4.2. Результати тестування імітаційної моделі	25
Висновки до четвертого розділу	26
ВИСНОВКИ	27
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	28

ВСТУП

Будь-яка карданна передача складається з валів, їх опор і карданних шарнірів. За кінематикою карданні шарніри діляться на шарніри нерівних і рівних кутових швидкостей (асинхронні і синхронні). Звичайно у всіх автомобільних приводах, крім приводу до ведучих керованих коліс, застосовують шарніри нерівних кутових швидкостей.

Розвиток конструкцій карданних шарнірів нерівних кутових швидкостей пов'язане з безперервним поліпшенням їхніх експлуатаційних властивостей: надійності, можливості передачі обертання при підвищеному куті між валами, підвищення к.к.д., що залежить від кута γ між з'єднуючими валами. К.к.д. карданної передачі являється похідною к.к.д. її складових механізмів, зчленованих деталей карданів і проміжної опори. К.к.д. карданної передачі залежить від багатьох чинників: умов роботи, конструктивного виконання і схеми шарнірного механізму, типу кінематичних пар, змащування і т.д. Зі збільшенням кута γ к.к.д. різко знижується.

Питаннями дослідження коефіцієнта корисної дії карданної передачі та одинарного асинхронного карданного шарніру займалися автори: Кожевников С. Н., Перфильев П. Д., Чудаков Е. А., Вахламов В. К. та інші. Авторами виведені формули для розрахунку коефіцієнта корисної дії одинарного асинхронного карданного шарніру, наведені математичні залежності параметрів поступальної кінематичної пари в шліцьовому з'єднанні карданної передачі, однак не наводяться графічні розрахунки залежностей к.к.д. карданної передачі від величини навантаження, не враховується при визначенні к.к.д. карданної передачі елементарна робота сил тертя кінематичних пар карданного шарніру

Актуальність теми. Коефіцієнт корисної дії карданного шарніру являється одним із основних параметрів, що характеризують працездатність всієї карданної передачі. При найбільшому значенні к.к.д. карданного шарніру втрати на тертя являються мінімальними, наслідком чого являється мінімальне зношення його поверхонь тертя, а, отже, відбувається найбільша віддача потужності, що

передається карданною передачею і, відповідно, досягається найбільша продуктивність роботи вузла. Тому для карданного шарніру к.к.д. являється одним з основних параметрів, що характеризує його працездатність. Таким чином дослідження к.к.д. карданного шарніру являється актуальним під час проектування і експлуатації карданної передачі.

Мета роботи. Дослідити вплив конструктивних параметрів карданної передачі на нагрів її елементів та загальний к.к.д. передачі.

Завдання роботи:

- на основі літературно-патентного огляду карданної передачі проаналізувати конструктивні рішення щодо окремих її елементів;
- шляхом теоретичних досліджень карданної передачі дослідити доцільність застосування підшипників з пластмасовими втулками на шипах хрестовини карданних шарнірів;
- запропонувати імітаційну та твердотільну моделі карданної передачі для трансмісії вантажного автомобіля

Об'єкт дослідження. Робочі процеси, що відбуваються в механічній трансмісії вантажного автомобіля.

Предмет дослідження. Параметри робочого процесу в карданній передачі вантажного автомобіля.

Новизна роботи. Набула подальшого розвитку імітаційна модель трансмісії вантажного автомобіля, яка відрізняється від відомих здатністю дослідження будь-якого вузла технічної системи «муфта зчеплення – коробка зміни передач – карданна передача – головна передача».

РОЗДІЛ 1

ЛІТЕРАТУРНО-ПАТЕНТНИЙ ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ КАРДАННИХ ПЕРЕДАЧ ТА МЕТОДІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ЇХ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ

1.1 Патентний огляд карданних передач

Карданні шарніри нерівних кутових швидкостей на голчастих підшипниках, які використовуються в карданних передачах сучасних автомобілів задовольняють поставленим вимогам за умови, якщо шарнір має раціональну конструкцію, технологія виробництва суворо дотримується, а голчасті підшипники надійно змащуються.

І все ж таки потрібно мати на увазі, що при конструюванні будь-якого механізму автомобіля звичайно не вдається повністю задовольнити всім вимогам і уникнути усіх недоліків.

До недоліків карданного шарніру що містить хрестовину відноситься:

1. Недостатня здатність, демпфування еластичної втулки, низька контактна й втомна міцність лімітує навантажувальну здатність та довговічність вузла.
2. Зменшення терміну служби за рахунок негарантованої подачі змащення до голчастого підшипника.

Цих недоліків можна уникнути слідуючи пропозиціям за винаходом 1 [2] авторів: Н. Г. Інтяков, А. Є. Гальбурт, Л. І. Зільберман (рис. 1.1), та винаходом 2 [3] авторів: О. Я. Заславский, Ф. Ф. Шиленко, Б. Н. Шкирич, Б. Л. Шапошник (рис. 1.2).

Винахід 1.

Метою винаходу є зниження динамічних навантажень і підвищення працездатності.

Для цього еластична втулка виконана у вигляді пустотілої спіралі з капрону, а також те, що пустотіла спіраль має прямокутний профіль перетину витка, а також те, що пустотіла спіраль має трапецієвидний профіль перетину, а

також те, що пустотіла спіраль – герметизована, а порожнина її заповнена елементом, що демпфірує.

На рис. 1.1 зображений загальний вид даного шарніра; на рис. 1.1, *а* – прямокутний профіль перетину витка пустотілої спіралі на рис. 1.1, *б* – трапецієвидний профіль перетину витка порожнеч спиралі; на рис. 1.1, *в* – спіраль трапецієвидної форми з елементом, що демпфірує. Карданний шарнір складається з голчастого підшипника 1, між зовнішньою обоймою 2 якого й отвором 3 у вушку вилки 4 карданні вали (на кресленні не показане) установлена еластична втулка 5, утворена пустотілою спіраллю 5, виконаної із пружного-еластичного матеріалу, наприклад капрону, заповнена елементом, що демпфірує, 7. Завдяки подібній конструкції шарніра шип 8 хрестовини 9 виконаний з можливістю переміщення в радіальному, осьовому й тангенціальному напрямках, забезпечуючи тим самим гасіння ударів і вібрацій, що виникають при нерівномірній передачі крутного моменту.

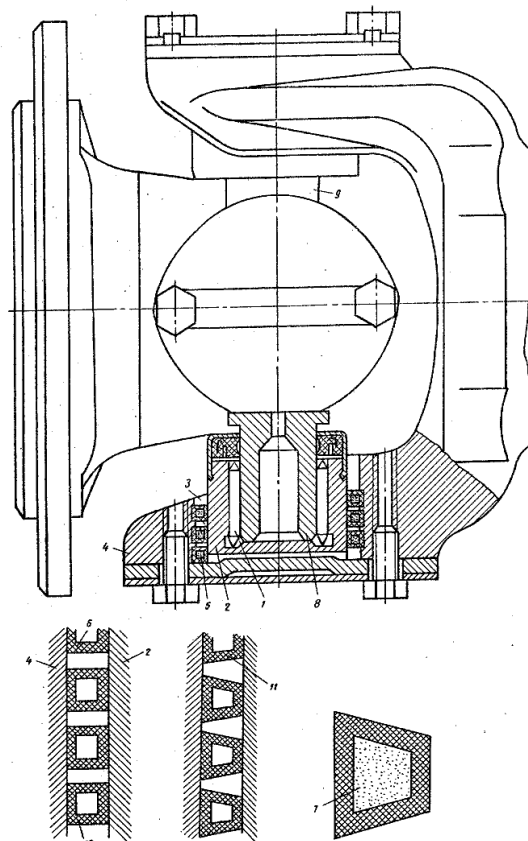


Рис. 1.1 Карданний шарнір за а. с. SU 695858

Спіраль 6 може бути виконана у вигляді прямокутного профілю 10 або трапецієвидного профілю 11.

Карданний шарнір працює в такий спосіб. Коли шип 8 хрестовини 9 у процесі експлуатації, роблячи складний комбінаційний рух щодо вилки 4 карданного, вала (на кресленні не показаний), своїм початком або кінцем впливає на спіраль 6, що демпфірує елемент 7 деформується й завдяки тертю об стінки спірала 6 передає тиск на всю спіраль 6, у такий спосіб автоматично розподіляючи прикладений тиск не на вузьку ділянку еластичної втулки 5, а на всю втулку 5, при цьому збільшуючи час впливу.

Винахід 2.

Відома хрестовина карданного шарніра, що містить шипи для установки на них підшипників 5 (рис. 1.2), вхідний і вихідний канали, з'єднані за допомогою порожнини змащення підшипників і розміщені в площині, паралельній поздовжньої площини хрестовини, при цьому канали з'єднані між собою послідовно, створюючи єдину гідромагістраль.

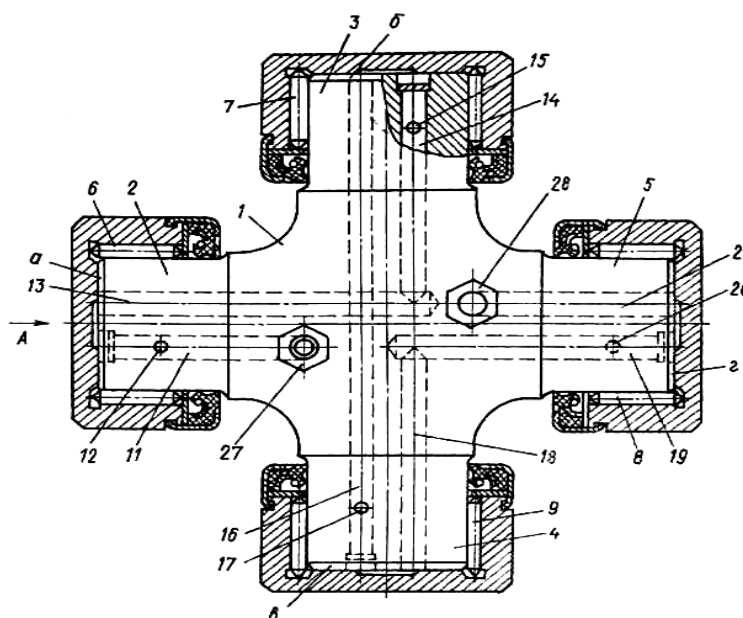


Рис. 1.2 Хрестовина за а. с. SU 525567

Мета винаходу – збільшення терміну служби за рахунок забезпечення гарантованої подачі змащення.

Це досягається тим, що в кожному шипі виконаний додатковий канал, що зв'язує вхідний канал з порожниною змащення підшипників, при цьому вісь додаткового каналу перпендикулярна поздовжньої площини хрестовини, а в кожному вхідному каналі встановлена заглушка 20 з торцевої сторони шипа.

На рис. 1.2. показана хрестовина карданного шарніра, загальний вид на рис. 1.3, а – вид по стрілці А (підшипники не показані); на рис. 1.3, б – розріз Б-Б на рис. 1.3, в – розріз В-В .

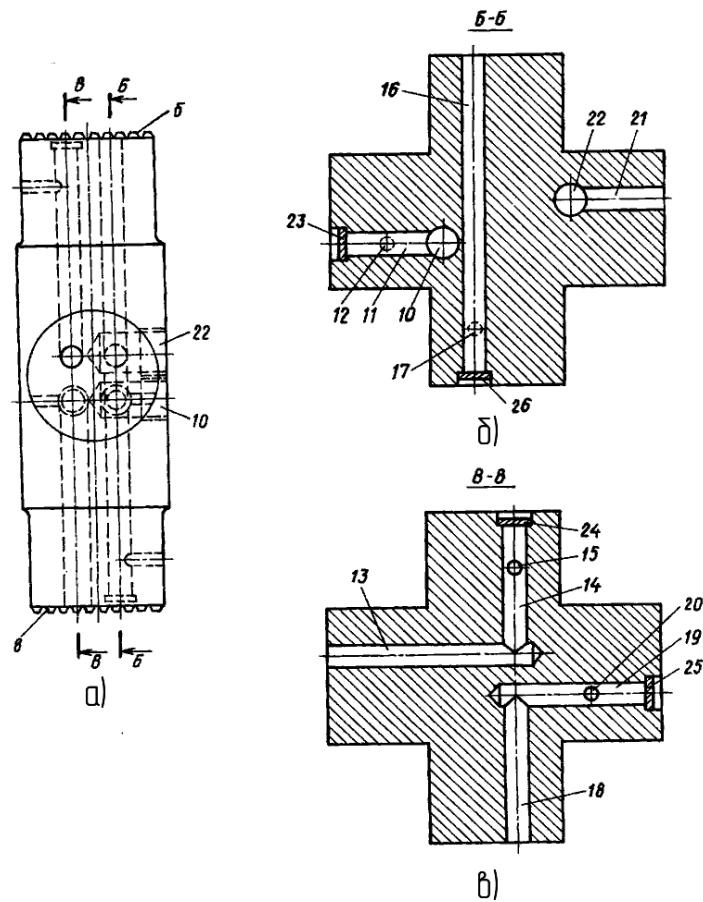


Рис. 1.3 Змащувальні канали хрестовини за а. с. SU 525567

Хрестовина 1 містить шипи 2-5, на яких установлені підшипники 6-9, а на торцевій поверхні шипів виконані канавки а, б, в, г. У кожному шипі 2, 3, 4, 5 хрестовини виконані канали відповідно 10-22, розміщені в площині, паралельної поздовжньої площини хрестовини. Для забезпечення надійної подачі змащення в

порожнині підшипників 6-9 у кожному вхідному каналі 11, 14, 16 і 19 відповідного шипа 2-5 установлені заглушки 23-26. В каналі 10 установлена маслянка 27, а в каналі 22 – запобіжний клапан 28.

Мастило, що нагнітається, за допомогою шприц-преса через маслянку 27 проходить канал 10, вхідний канал 11, додатковий канал 12 і, витісняючи повітря, попадає в порожнину змащення підшипника 6. Потім через канавки *a* в торці шипа 2 хрестовини 1 змащення попадає у вихідний канал 13, що з'єднаний із вхідним каналом 14 наступного шипа 3 хрестовини. Змащення через додатковий канал 15 попадають у порожнину змащення підшипника 7, потім через канавки *C* у торці шипа 3 хрестовини попадає у вхідний канал 16, що виконаний заодно із вхідним каналом шипа 4, на якому встановлений підшипник 9. Змащення через додатковий канал 17, робочу порожнину підшипника 9, канавки *b* попадає у вихідний канал 18, що з'єднаний із вхідним каналом 19. Через вхідний канал 19, додатковий канал 20, порожнина змащення підшипника 8, канавки *z* у торці шипа 5 змащення проходить у вихідні канали 21 і 22 та фіксуються запобіжним клапаном 28.

Таким чином, завдяки наявності заглушок, установлених у відповідних вхідних каналах, і додаткових каналів здійснюється примусово послідовне змащення підшипників.

До недоліків шлицьового з'єднання карданної передачі відноситься:

1. Неврівноваженість мас тіла вала, що приводить до підвищення вібрацій.
2. Малий термін довговічності карданного вала за рахунок недостатнього змащення поверхонь деталей, які труться.

1.2 Огляд існуючих методів дослідження трансмісії

Трансмісія є складовою частиною автомобіля і знаходиться у взаємозв'язку з усіма його елементами. Її навантаженість визначається збуреннями, що діють на автомобіль в процесі руху, і параметрами динамічної системи автомобіля.

Динамічні системи бувають з розподіленими параметрами і дискретними [8]. У системах з розподіленими параметрами кожен елемент (наприклад вал) характеризується двома властивостями - інерційністю і пружністю.

Усі реальні системи є розподіленими, але при аналізі кожен систему прагнуть привести до дискретного виду, нехтуючи менш суттєвими властивостями кожного елемента.

Автомобіль в цілому і трансмісія як його складова частина є системами з розподіленими параметрами. Вони зазвичай при схематизації представляються у вигляді коливальних систем дискретного виду. Підставою для дискретизації є те, що крутильні коливання в трансмісії мають виражений дискретний спектр власних частот у діапазоні до 300 Гц. Відповідно дискретні системи можна застосовувати для розрахунку коливальних процесів у цьому діапазоні частот.

У системах, приведених до дискретного виду, маси зосереджені і володіють тільки інерційністю. Ділянки системи, що зв'язують маси, мають вигляд пружних елементів, які характеризуються певною жорсткістю. При аналізі крутильних коливань до зосереджених мас зазвичай відносять маси, розмір яких уздовж осі обертання не перевищує подвійного діаметра маси. Розподілені маси, якщо вони малі в порівнянні з зосередженими, наближено враховуються шляхом віднесення їх до зосереджених. Дискретизація системи трансмісії проводиться шляхом вивчення креслень агрегатів і виділення елементів, що відносяться до зосереджених мас, і елементів, що володіють тільки податливістю.

До зосереджених мас зазвичай відносять маховик, диски зчеплення, зубчасті колеса, фланці, деталі підшипників, корпуси агрегатів.

Елементи, які мають тільки жорсткість (податливістю), в першу чергу це вали, спеціально введені в трансмісію пружні деталі, пружні елементи підвісок агрегатів. Правильне визначення жорсткості перерахованих елементів має визначальне значення при складанні розрахункових схем еквівалентних трансмісії. Зубчасті зачеплення, опори, мають порівняно малу податливість.

Шини, пружні муфти, мають велику масу і мають високу податливість. При дискретизації вони замінюються зосередженою масою з приєднаною

податливістю. Автомобіль представляється у вигляді механічної коливальної системи, що складається з безлічі зосереджених мас, з'єднаних безінерційними пружними ланками. У цій системі відображені всі кінематичні зв'язки між валами, агрегатами, здійснювані зубчастими передачами, важільними механізмами; показуються сили і моменти, що діють на елементи системи, у тому числі і сили тертя, що розсіюють енергію коливань. Складання розрахункової моделі проводять в такій послідовності: вивчаються креслення агрегатів і трансмісії в цілому і на цій основі складається механічна модель; визначаються параметри механічної моделі; по механічній моделі знаходяться параметри відповідної динамічної системи; проводиться спрощення динамічної системи до розрахункової динамічної схеми.

Механічна модель – це кінематична схема із зображенням на ній маси – у вигляді прямокутників і валів – у вигляді прямих ліній (рис. 1.4). При складанні механічних моделей враховують так звані реактивні масу і пружність. Під реактивної масою розуміється маса картера агрегату, що має пружні зв'язку з рамою автомобілів і бере участь в крутильних коливаннях трансмісії.

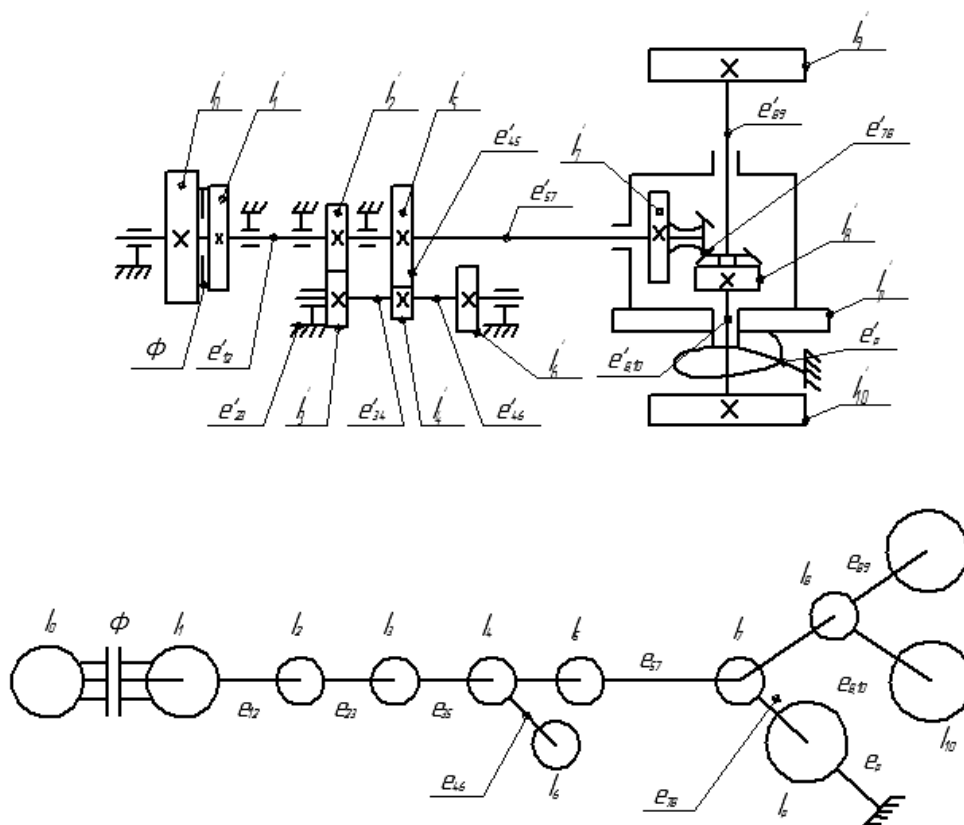


Рис. 1.4 Механічна модель і відповідна їй динамічна система

Реактивні пружності можна зображати у вигляді витка спіральної пружини, одним кінцем прикріпленою до картера, а іншим до рами автомобіля (нерухокої точки). Основними параметрами механічної моделі є моменти інерції мас щодо їх осей обертання I_i і податливості пружних елементів $e_{i,i+1}$.

Динамічні моменти інерції і податливості знаходять експериментальним шляхом або за кресленнями деталей.

Висновки до першого розділу

Літературно-патентний огляд існуючих конструктивних рішень щодо покращення роботи карданної передачі для вантажних автомобілів, а також методів дослідження робочих процесів, що відбуваються в трансмісії дозволив сформулювати наступні висновки:

1. При роботі карданної передачі втрата енергії, що передається через її елементи, здійснюється за рахунок тертя в зоні шипів хрестовини та в зоні пристрою для компенсації змін лінійних розмірів. Тому за оціночний параметр якості конструювання карданної передачі прийнято саме коефіцієнт корисної дії.

2. Існуючі методи дослідження робочих процесів в трансмісії автомобіля є актуальними але не достатньо пристосованими до сучасних розрахункових методів, заснованих на положеннях імітаційного моделювання.

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУЮВАННЯ ШАРНІРА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

2.1 Визначення основних параметрів карданної передачі

Під довжиною L_k карданного вала розуміють відстань між центрами шипів хрестовин карданних шарнірів, встановлених на кінцях даного вала. Під критичною частотою обертання розуміють частоту, при якій відбувається втрата стійкості прямолінійної форми осі обертового вала.

Критична частота обертання карданного вала автомобіля ГАЗ-3302 визначається за формулою:

$$n_{кр} = \frac{1.185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_k^2} \quad (2.1)$$

де D і d - відповідно зовнішній та внутрішній діаметр карданного вала, см.

Відповідно до ОСТ 37.001. 053 – 74 «Вали карданні. Технічні вимоги до установки. Норми дисбалансу» припустимою є довжина, при якій максимальна частота обертання карданного вала, що відповідає максимальній швидкості руху автомобіля, не перевищує 70% розрахункової критичної частоти обертання вала. Виходячи з цього, припустиму довжину вала розраховують у наступному порядку:

1) Визначаємо максимальну частоту обертання карданного вала

$$n_{k \max} = 2.65 v_{a \max} i_{zl} / r_{ко} = \frac{2.65 \cdot 100 \cdot 5.411}{0.319} = 4495 \text{ хв}^{-1}, \quad (2.2)$$

де $i_{zl} = 5.411$ – передаточне число від карданного вала до ведучих коліс;

$v_{a \max} = 100$ км/год – максимальна швидкість руху автомобіля.

2) Знаходимо розрахунковий крутний момент на карданному валу на нижчій передачі в коробці передач:

$$M = M_1 i_{кн1} = 182.4 \cdot 5.75 = 1049 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.3)$$

де M_1 – крутний момент на ведучому валу коробки передач, Н·м,

для механічних трансмісій $M_1 = M_e \max = 182.4 \text{ Н} \cdot \text{м};$

$i_{кн1} = 5.75$ – передаточне число коробки передач на нижчій передачі.

3) Вибираємо розміри зовнішнього і внутрішнього діаметрів карданного вала. Для цього використаємо дані таблиці 10.1 [9], у якій наведені розміри перетинів труб за ГОСТ 5005 – 82 і значення крутних моментів, що відповідають статистичним рівням напруг кручення в карданних валах вантажних автомобілів ($\tau_k = 100 \div 120$ МПа), або дані таблиці 10.2 [9], у якій зазначені основні розміри елементів карданних передач.

Відповідно до табл. 10.1 і 10.2 вибираємо наступні розміри карданного вала:

- внутрішній діаметр $d = 63$ мм,
- товщина стінки $\delta = 3.5$ мм,
- зовнішній діаметр $D = 70$ мм,

4) Визначаємо допустиму довжину карданного вала (у см)

$$L_{k \max} = \sqrt{\frac{0.83 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{n_{k \max}}} = \sqrt{\frac{0.83 \cdot 10^7 \cdot \sqrt{7.0^2 + 6.3^2}}{4495}} = 131.9 \text{ см.} \quad (2.4)$$

Значення D і d у формулу підставляються в сантиметрах.

5) Визначаємо критичну частоту обертання карданних валів 1-го та 2-го за формулою:

$$n_{кр}^{1вал} = \frac{1.185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_k^2} = \frac{1.185 \cdot 10^7 \sqrt{7.0^2 + 6.3^2}}{65^2} = 26413.7 \text{ хв}^{-1}. \quad (2.5)$$

$$n_{кр}^{2вал} = \frac{1.185 \cdot 10^7 \sqrt{D^2 + d^2}}{L_k^2} = \frac{1.185 \cdot 10^7 \sqrt{7.0^2 + 6.3^2}}{120^2} = 7973.8 \text{ хв}^{-1}. \quad (2.6)$$

Кути установки карданних валів впливають на напруженість роботи карданної передачі, а отже, і на термін її служби. Кути установки валів, що з'єднуються шарніром нерівних кутових швидкостей, не повинні бути менше одного градуса через небезпеку бринелювання й при номінальному навантаженні в статичному положенні автомобіля не повинні бути більше 4 градуси для вантажних автомобілів [9].

Зазначені обмеження прийняті для забезпечення високих значень ККД карданної передачі, зазначеного терміну служби шарнірів і зменшення ступеня нерівномірності обертання карданного вала.

Синхронне обертання ведучого 1 і веденого 4 валів карданної передачі (рис. 2.1) залежно від розташування вилок на кінцях карданних валів 2 і 3 забезпечується при дотриманні умов, зазначених у таблиці 10.3 [9].

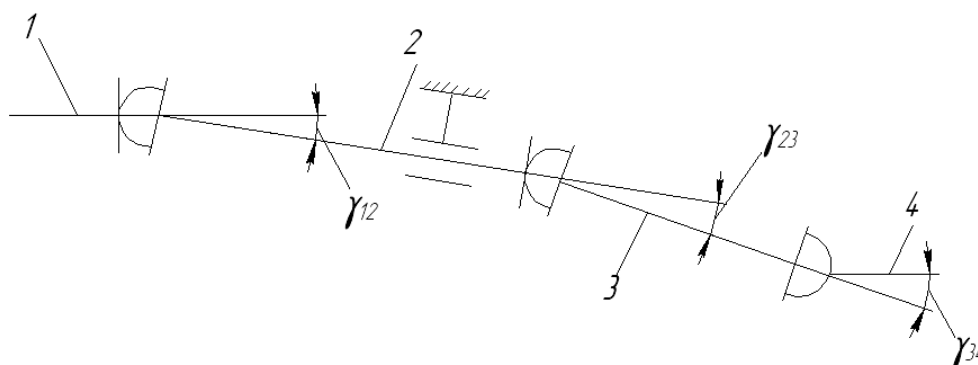


Рис. 2.1 Схема розташування валів карданної передачі

Під час руху автомобіля кути γ_2 й γ_3 можуть змінюватися, у той час як $\gamma_1 = const$. Отже, повну компенсацію нерівномірності обертання в тришарнірній передачі одержати неможливо. Необхідно встановити перший вал з деяким кутом, що зменшує можливість бринелювання в голчастих підшипниках.

Таким чином, для розрахунків приймаємо кут $\gamma_1 = 2^\circ$, $\gamma_3 = 3^\circ$. З умови дотримання синхронності обертання одержимо кут $\gamma_2 = 3^\circ$

Основні розміри хрестовин (рис. 2.2, а) і вилок (рис. 2.2, б) карданного шарніра стандартизовані й повинні вибиратися із числа зазначених у галузевому стандарті ОСТ 37.001. 068 - 76 «Шарніри карданні нерівних кутових швидкостей. Основні розміри й технічні вимоги» (табл. 10.4) [9].

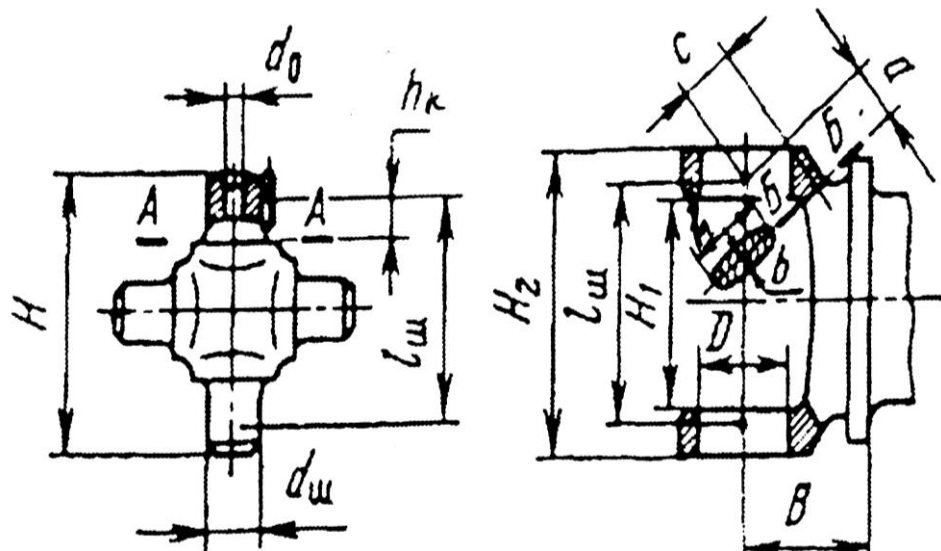


Рис. 2.2 Основні розміри карданного шарніра

Як визначальний розмір карданного шарніра можна прийняти розмір H між торцями хрестовин (рис. 2.2, а). Значення H повинне дорівнювати або бути більше меншої з величин:

$$H = K_n \sqrt[3]{M} = 7 \cdot \sqrt[3]{1049} = 71 \text{ мм}, \quad (2.7)$$

$$\text{або} \quad H = K_n \sqrt[3]{\frac{m_{a\varphi} g r_k \varphi}{i_{21}}} = 7 \cdot \sqrt[3]{\frac{2814 \cdot 9.81 \cdot 0.319 \cdot 0.85}{5.411}} = 78 \text{ мм}, \quad (2.8)$$

де M – максимальне значення крутного моменту на карданному валі;

$m_{a\varphi}$ – маса на міст до якого підводиться момент через карданну передачу, що розраховується, при повнім навантаженні автомобіля;

$\varphi = 0.85$ – коефіцієнт зчеплення шин з дорогою;

$i_{21} = 5.411$ – передаточне число головної передачі.

Розрахований у такий спосіб розмір H відповідає карданним шарнірам автомобілів з карбюраторними двигунами. Знаючи розмір H , по табл. 10.4 [9] вибираємо відповідний типорозмір карданного шарніра.

Попередній вибір типорозміру шарніра можна також робити, орієнтуючись на вже наявні конструкції (див. табл. 10.2) [9].

Вибираємо IV типорозмір карданного шарніра.

Основні розміри й показники обраного шарніра: $H = 90$ мм; $d = 22$ мм; $H_1 = 98$ мм; $B = 50$ мм; $D = 35$ мм; підшипник 804704; кількість голок – 26; діаметр голки – 3 мм; довжина голки – 18 мм.

2.2 Розрахунок хрестовини карданного шарніра

Хрестовина виготовляється зі сталі 18ХГТ, з наступною цементацією (HRC 58 - 65).

При розрахунку хрестовини карданного шарніра визначаємо наступні параметри.

1) Розрахунковий крутний момент M на карданному валу. При розрахунку карданних передач автомобілів з колісною формулою 4x2 у якості розрахункового приймають менший із двох моментів на карданному валу: визначеного по двигуну $M_{к.д.}$ і по зчепленню ведучих коліс $M_{к.ф.}$.

$$M_{к.д.} = M_1 i_{кн1} = 182.4 \cdot 5.75 = 1049 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2.9)$$

$$M_{к.ф.} = \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_{\delta}}{i_{зл} \cdot \eta_{мп}} = \frac{27605 \cdot 0.8 \cdot 0.319}{5.411 \cdot 0.95} = 1370 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (2.10)$$

2) Визначаємо умовно зосереджену нормальну силу, що діє в середині шипа,

$$P_u = \frac{M \cdot 10^3}{l_k \cdot \cos \gamma} = \frac{1049 \cdot 10^3}{61.7 \cdot \cos 2^\circ} = 17012 \text{ Н}, \quad (2.11)$$

де $l_k = 86$ мм – відстань між серединами голчастих роликів протилежно розташованих карданних підшипників;

$\gamma = 2^\circ$ – кут установки карданного вала.

3) Визначення напруги вигину шипа в перетині $A - A$ (рис. 2.2):

$$\sigma_u = \frac{P_u h}{W_\sigma} = \frac{17012 \cdot 6.25}{349} = 304 \text{ МПа}, \quad (2.12)$$

де $h = 6.25$ мм – плече сили P_u , мм (визначається виходячи з того, що сила прикладена в середині голчастого ролика карданного підшипника);

W_σ – момент опору перетину шипа, мм³, для шипа з отвором d_0 для змазування (приймаємо виходячи з існуючих конструкцій):

$$W_\sigma = 0.1d_u^3 \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_u} \right)^4 \right] = 0.1 \cdot 15.23^3 \left[1 - \left(\frac{5}{15.23} \right)^4 \right] = 349 \text{ мм}^3. \quad (2.13)$$

Оцінку напруженого стану шипа при вигині роблять, зіставляючи значення σ_u із середнім статистичним рівнем напружень вигину у існуючих конструкціях ($\sigma_u = 200 \div 300$ МПа).

Отримане значення напруження вигину на 4% більше від допустимого значення.

4) Напряга зрізу шипа в перетині $A-A$ (рис. 2.2, a):

$$\tau_s = \frac{4 \cdot P_u}{\pi(d_u^2 - d_0^2)} = \frac{4 \cdot 17012}{3.14 \cdot (15.23^2 - 5^2)} = 104 \text{ МПа}. \quad (2.14)$$

Напруження зрізу шипа в існуючих конструкціях перебуває в межах $\tau_s = 60 \div 100$ МПа.

Отримане значення напруження зрізу незначно перевищує допустимі значення.

Для моделювання геометрії та складальних креслень елементів карданної передачі використали відповідні CAD-модулі інтегрованих до системи автоматизованого моделювання SolidWorks 2017.

Аналіз пружно-деформованого стану елементів карданної передачі здійснювалось в CAE-модулях SolidWorks Simulation (рис. 2.3), де реалізовано метод кінцевих елементів.

Динамічний аналіз карданної передачі дозволив виявити найбільш небезпечні ділянки в конструкції – шарнірний вузол (хрестовина). Цей вузол визначає параметри експлуатаційної надійності карданних передач вантажних автомобілів.

Проведені віртуальні випробування моделі хрестовини карданної передачі, за допомогою статичного аналізу напружень за критерієм Мізеса в середовищі SolidWorks Simulation (рис. 2.4). Критерій Мізеса визначає момент втрати несучої здібності шляхом порівняння величини еквівалентного напруження із межею

текучості матеріалу. Рішення задачі (напруження) виводили на екран у вигляді контурних графіків, на яких розподіл параметрів представлено різним кольором (рис. 2.3). Місця з максимальним напруженням («слабкі» місця) зазначили стрілками.

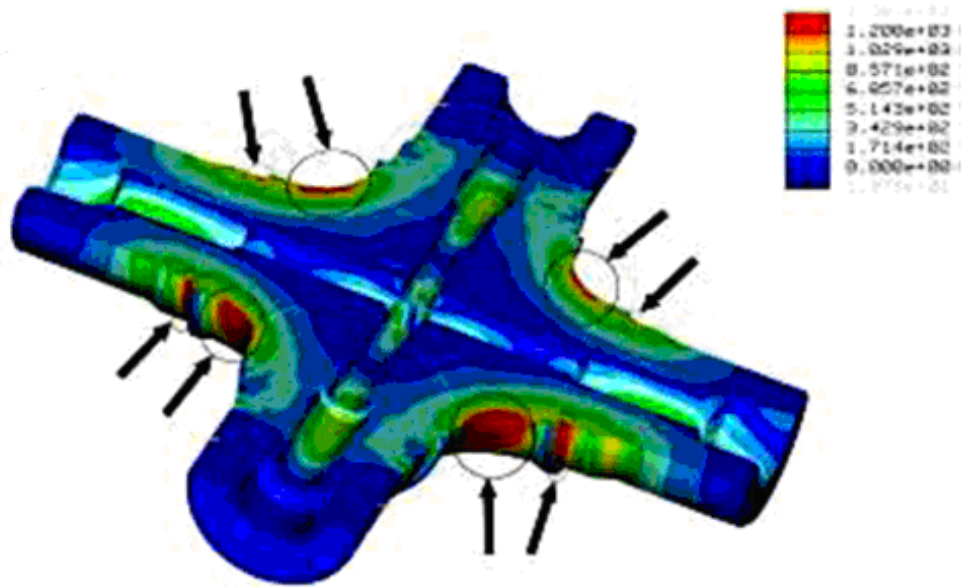


Рис. 2.3 Віртуальні випробування хрестовини в середовищі SolidWorks Simulation

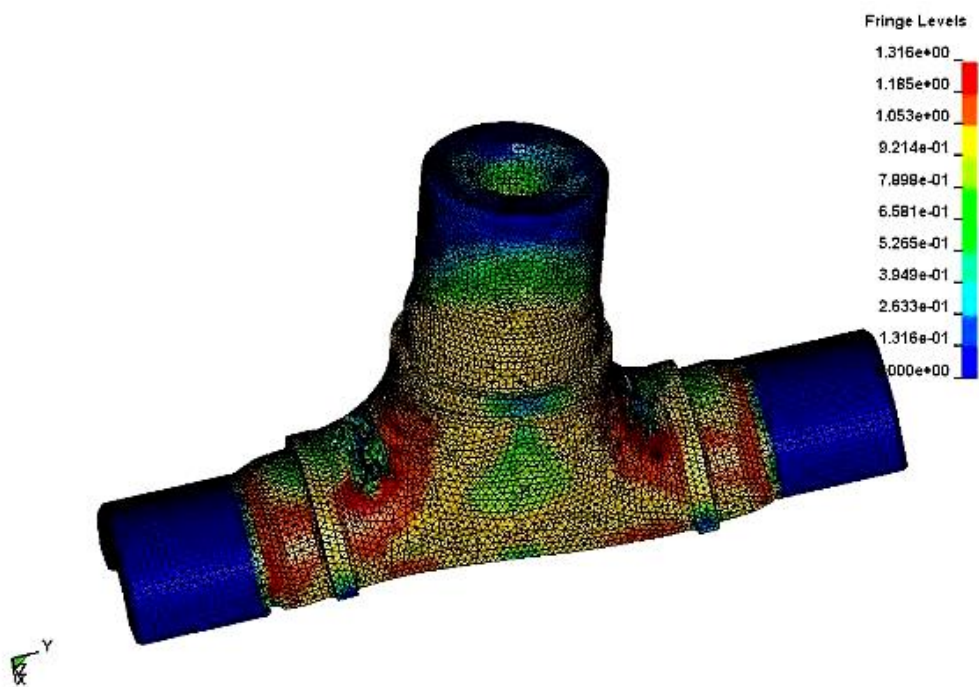


Рис. 2.4 Розподіл еквівалентних (за Мізесом) напружень хрестовини

2.3 Розрахунок вилки карданного шарніра

Вилки карданних шарнірів виготовляють зі сталей, в яких вміст вуглецю не перевищує 5%.

У вилці шарніра виникають напруження вигину й кручення. Під дією сили P_u , прикладеної на плечі $a = 10$ мм (рис. 2.2), напруження вигину:

$$\sigma_u = \frac{P_u \cdot a}{W_\sigma} = \frac{17012 \cdot 10}{6075} = 28 \text{ МПа.} \quad (2.15)$$

Напруга крутіння в небезпечному перерізі $B-B$ (рис. 2.5, б), що виникає під дією сили P_u , прикладеної на плечі $c = 17.5$ мм:

$$\tau_\kappa = \frac{P_u \cdot c}{W_\tau} = \frac{17012 \cdot 17.5}{3762} = 80 \text{ МПа.} \quad (2.16)$$

Моменти опору залежать від форми небезпечного перерізу $B - B$. У багатьох випадках воно може бути замінено прямокутником з розмірами b і l (приймаємо орієнтуючись на існуючі конструкції) (рис. 2.2, б). У цьому випадку:

$$W_\sigma = \frac{b \cdot l^2}{6} = \frac{18 \cdot 45^2}{6} = 6075 \text{ мм}^3, \quad (2.17)$$

$$\text{і } W_\tau = k \cdot l \cdot b^2 = 0.258 \cdot 45 \cdot 18^2 = 3762 \text{ мм}^3. \quad (2.18)$$

Для відношення l/b , рівних 1; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 4; 10, значення коефіцієнта k відповідно рівні: 0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,282; 0,312.

Напруження в існуючих конструкціях перебувають у наступних межах:

$$\sigma_u = 50 \div 80 \text{ МПа;}$$

$$\tau_\kappa = 80 \div 160 \text{ МПа.}$$

Отримані значення напружень не виходять за межі припустимих значень.

Висновки до другого розділу

Параметри елементів спроектованої карданної передачі для вантажного автомобіля ГАЗ-3302 по відношенню до параметрів базового варіанту менші на 11 %, Але типорозмір карданного шарніру лишився незмінним (IV).

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНИХ ЧИННИКІВ НА ККД ТА НАГРІВ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

3.1 Дослідження зміни ККД карданної передачі при зміні кута γ між осями валів

1) ККД шарніра визначаємо за формулою:

$$\eta_{\kappa} = 1 - \frac{\mu d_1}{\pi R} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right], \quad (3.1)$$

де μ – коефіцієнт тертя між шипом івилкою ($\mu = 0.04$ - для голчастих підшипників зі змащенням [9]);

d_1 – діаметр шипа хрестовини;

R – радіус від осі обертаннявилки до точки прикладання сили;

γ – кут положення вала.

2) ККД карданної передачі визначається за формулою:

$$\eta_{\kappa\lambda} = \eta^{\lambda} \cdot \eta^{\gamma = \beta - \lambda} \cdot \eta^{\beta}, \quad (3.2)$$

де λ – кут нахилу 1 карданного вала біля коробки передач;

β – кут нахилу 2 карданного вала біля головної передачі.

Результати розрахунків занесемо до табл. 3.1, 3.2.

Таблиця 3.1.

Порівняльна таблиця ККД карданного шарніра

γ	2°	6°	10°	14°	18°	22°
$\eta_{(з}$ голчастим підшипником)	0.9995	0.9987	0.9978	0.9969	0.9960	0.9950
$\eta_{(з}$ пластмас- овими втулками)	0.9989	0.9967	0.9964	0.9922	0.9899	0.9874

Порівняльна таблиця ККД карданної передачі

β	2°	6°	10°	14°	18°	22°
η _(з голчатими підшипниками)	0.9985	0.9973	0.9955	0.9937	0.9919	0.99
η _(з пластмасовими втулками)	0.9966	0.9934	0.9889	0.9844	0.9799	0.9751

3.2 Дослідження нагріву карданної передачі при зміні кута γ між осями валів

1) Температуру шипа визначаємо за формулою:

$$\tau = \frac{Q}{F''k} \left(1 - e^{-\frac{t}{A_1}} \right), \quad (3.3)$$

де $Q = \frac{2 \cdot M \cdot \mu \cdot d}{R} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]$ – кількість тепла, яке утворилося за рахунок

роботи тертя в карданному шарнірі (Дж) [9];

R – радіус від осі обертання вилки до точки прикладання сили;

μ – коефіцієнт тертя між шипом і вилкою ($\mu = 0.02$ - для голчастих підшипників зі змащенням [9]);

d – діаметр шипа хрестовини;

F'' – поверхня охолодження нагріваємих деталей;

k – коефіцієнт тепловіддачі поверхні нагріваємої деталі в повітрі (9-18 дж/м² сек град) [9] ;

$A_1 = m_0 c / (F''k)$ – проміжний параметр;

c – теплоємність метала (500 дж/кг град).

Результати розрахунків занесемо до табл. 3.3- 3.5.

Таблиця 3.3.

Порівняльна таблиця нагріву карданного шарніра при $\gamma = 2^\circ$

t , хв.	15	30	45	60	75
τ (с голчастим підшипником)	15.9	20.9	22.6	23	23.2
τ (с пластмасовими втулками)	63.5	83.6	90	92	92.6

Таблиця 3.4.

Порівняльна таблиця нагріву карданного шарніра при $\gamma = 3^\circ$

t , хв.	15	30	45	60	75
τ (с голчастим підшипником)	17.7	23.3	25.1	25.7	25.8
τ (с пластмасовими втулками)	70.3	92.5	99.7	101.8	102.5

Таблиця 3.5.

Порівняльна таблиця нагріву карданного шарніра при $\gamma = 7^\circ$

t , хв.	15	30	45	60	75
τ (с голчастим підшипником)	55	73.6	79.2	80.9	81.5
τ (с пластмасовими втулками)	251.7	331.2	356.7	364.4	367

Висновки до третього розділу

При зміні кута між валами карданної передачі від 2° до 7° нагрів карданного шарніра збільшується на 70 %. До того ж, за рівних умов роботи карданної передачі карданний шарнір з пластмасовими втулками нагрівається більше на 25 % у порівнянні з карданним шарніром з голчастими підшипниками.

РОЗДІЛ 4

СКЛАДАННЯ ІМІТАЦІЙНОЇ МОДЕЛІ ТРАНСМІСІЇ ВАНТАЖНОГО АВТОМОБІЛЯ

4.1 Загальні положення щодо імітаційної моделі трансмісії

На рис. 4.1 представлена структурна схема Simscare-моделі трансмісії вантажного автомобіля.

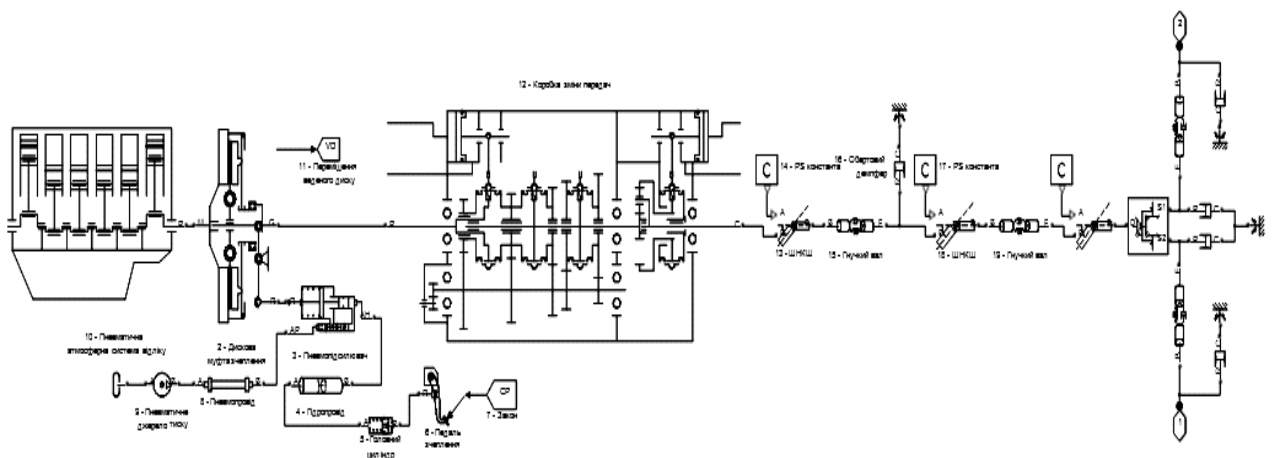


Рис. 4.1 Структурна схема Simscare-моделі трансмісії вантажного автомобіля

Зазначена модель складається з наступних елементів. Джерелом механічної енергії є двигун 1, блок 2 уособлює параметричну модель дискового фрикційного зчеплення з діафрагмовою пружиною витягування пелюсткового типу. Вимикання зчеплення здійснюється штоком пневмопідсилювача 3, що має гідравлічну лінію керування (педаль зчеплення 6, головний циліндр 5, гідропривід 4) та пневматичну силову лінію (пневмопривід 8, джерело тиску 9, атмосферна система відліку 10). Початкові умови керування блоком педалі муфти зчеплення – 6 формуються блоком 7. Блок 11 формує дані про переміщення веденого диску.

Через механічний порт **G**, передається сигнал до блоку 12, що уособлює параметричну модель коробки зміни передач з дільником та демультіплікатором планетарного типу.

Через механічний порт **C** виходить сигнал до блоків карданної передачі (13 – Шарнір Нерівних Кутових Швидкостей; 15 – Гнучкий вал, 14, 17, 18, 19, 20, 21)

Проміжна опора карданної передачі представлена блоками обертового демпфера – 16, що імітує втрати у підшипнику та механічної обертової системи відліку – 32, яка являє собою кронштейн кріплення проміжної опори до рами автомобіля.

Головна передача разом з диференціалом представлена блоком – 22, що через механічні порти пов'язана з напіввісями, які представлені блоками – 25, 26 – гнучкий вал. Втрати у підшипниках напіввісей імітуються блоками обертових демпферів – 23, 24, 27, 31. Блоки механічних обертових систем відліку – 28, 29, 30, імітують картер заднього моста.

4.2 Результати тестування імітаційної моделі

В якості оціночного параметру тестування прийнятий кут закручування відповідних валів карданної передачі в процесі включення однієї з чотирьох передач коробки передач.

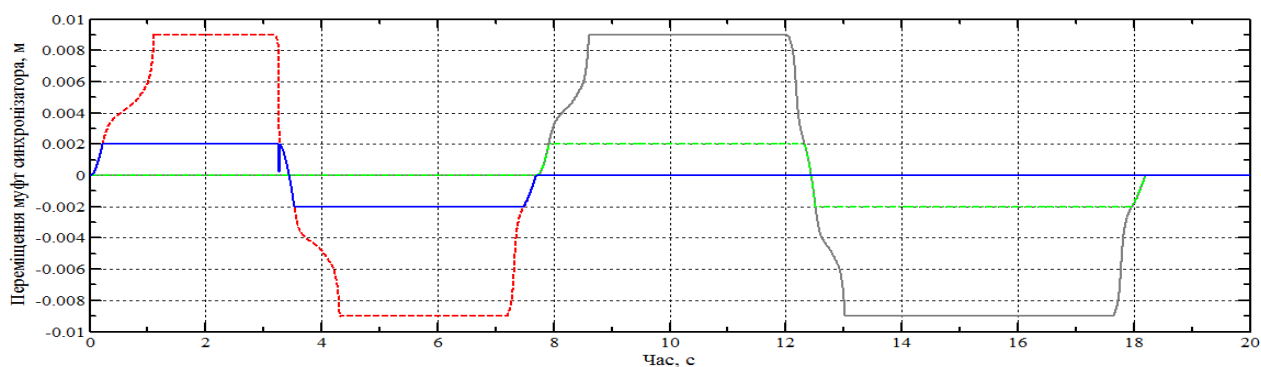


Рис. 4.2 Графік переміщення муфт синхронізаторів коробки передач.

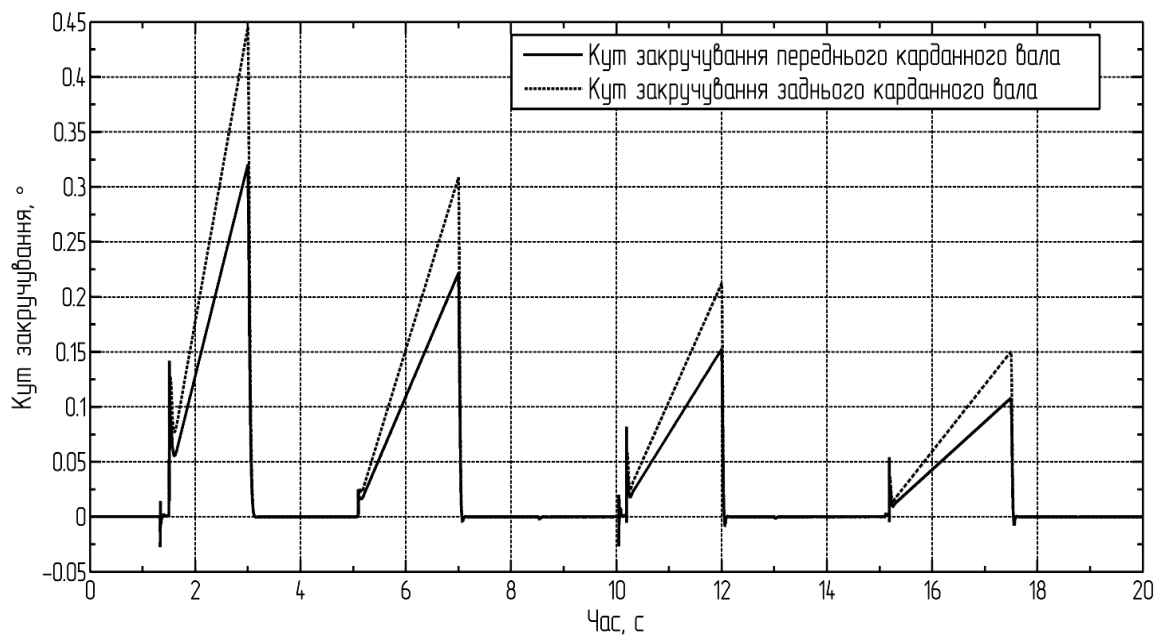


Рис. 4.3 Графік кутів закручування відповідних валів карданної передачі.

Висновки до четвертого розділу

1. Згідно з результатами тестування можна указати на виконання певного етапу при моделюванні трансмісії вантажного автомобіля, а саме складена загальна модель роботи карданної передачі, яка функціонально пов'язана з імітаційними моделями коробки передач та головної передачі.

2. Кути закручування валів при включенні відповідних передач в коробки передач не перевищують $0,45^\circ$, що за вимогами [2, 4] є допустимим.

ВИСНОВКИ

За аналог взята конструкція карданної передачі вантажного автомобіля ГАЗ-3302. Основні результати, що отримані в процесі теоретичних досліджень, полягають у наступному.

1. Літературно-патентний огляд конструктивних рішень щодо покращення показників робочого процесу карданної передачі, якими є к.к.д. передачі та ступінь нагріву її елементів при роботі, визначив наступні варіанти вдосконалення конструкції карданної передачі за рахунок: підшипникова вузла карданного шарніру, пристрою для компенсації осьових розмірів та розробки мехатронних систем для динамічної зміни кутів між осями валів.

2. Доведена доцільність використання карданної передачі з меншими розмірами валів (на 11 %) для вантажного автомобіля ГАЗ-3302.

3. Шляхом теоретичних досліджень доведено недоцільність застосування підшипників з пластмасовими втулками для карданного шарніра нерівних кутових швидкостей, так як це призводить до збільшення теплового режиму на 25 % за тепловий режим при використанні голчастих підшипників.

4. Запропонована імітаційна модель карданної передачі враховує втрати у шарнірах нерівних кутових швидкостей, пристрої що компенсує лінійні зміни карданної передачі, також, враховується жорсткість валів карданної передачі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Осепчугов В. В., Фрумкин А. К. Автомобили. Анализ конструкции, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
2. А. с. SU 695858, М. кл. В 60К 17/22. Карданный шарнир / Н. Г. Интяков, А. Е. Гальбурт, Л. И. Зибельман, Е. А. Златкевич и др.; заявл. 02.03.76 ; опубл. 05.11.79, Бюл. № 41.
3. А. с. SU 525567, М. кл. В 60К 17/22. Крестовина карданного шарнира / О. Я. Заславский, Ф. Ф. Шиленко, Б. Н. Шкирич, Б. Л. Шапошник; заявл. 13.12.74 ; опубл. 25.08.76, Бюл. № 31.
4. А. с. SU 766913, М. кл. В 60К 17/22. Карданная передача транспортного средства / В. П. Богаенко, Н. В. Богаенко; заявл. 09.11.76 ; опубл. 30.09.80, Бюл. № 36.
5. А. с. SU 1229083, М. кл. В 60К 17/24. Устройство для снижения потерь на трение в карданных передачах транспортных средств / М. М. Больбас, В. В. Будько, И. В. Павловский и Е. Л. Савич; заявл. 02.01.85 ; опубл. 07.05.86, Бюл. № 17.
6. Автомобили: Конструкция и элементы расчета / В. К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.
7. Методичні вказівки до виконання курсової роботи з дисципліни «Автомобілі» за темою «Загальний розрахунок автомобілів» для студентів напряму підготовки 6.070106 – «Автомобільний транспорт» / Укладачі: Литвиненко М. П., Дячук М. В., Лиходій О. С. – Дніпропетровськ: ДВНЗ ПДАБА, 2012. – 38 с.
8. Справочник автомобильных шин /Литвиненко Н. П., Дячук М. В., Лиходей А. С./, Днепрпетровск, ПГАСА, 2006 г. – 54 с.
9. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник под общ. ред. А. И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
10. Лукин П. П. Конструирование и расчет автомобиля. – М.: Машиностроение, 1984. – 376 с.

11. Бухарин Н. А., Прозоров И. С., Щукин М. М., Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобиля Л.: Машиностроение, 1965. – 484 с.

12. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – СПб: БХВ-Петербург, 2012, – 448 с. – ISBN 978-5-9775-0763-9.