

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання контрольної роботи № 2 з дисципліни

«Робочі процеси автомобілів»

для студентів спеціальності 133

«Галузеве машинобудування»

(«Колісні та гусеничні транспортні засоби»),

заочної форми навчання

2020

Методичні вказівки для виконання контрольної роботи № 2 з дисципліни «Робочі процеси автомобілів», для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» («Колісні та гусеничні транспортні засоби»), заочної форми навчання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2020. 34 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 8
від « 30 » червня 2020.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 88
від « 31 » серпня 2020.

ЗМІСТ

	Стор.
1 Вимоги до конструкції шарнірних передач. Класифікація.....	4
2 Конструкції шарнірних передач та їх аналіз.....	4
3 Кінематика і динаміка карданних передач з шарнірами нерівномірної кутової швидкості.....	9
3.1 Кінематика карданних передач.....	9
3.2 Динаміка карданної передачі.....	12
4 Вибір і визначення основних параметрів та розмірів карданної передачі.....	14
4.1 Довжина і перетин карданного валу.....	14
4.2 Розрахунок деталей шарніра.....	26
4.2.1 Розрахунок хрестовини.....	27
4.2.2 Розрахунок вилки.....	29
4.2.3 Розрахунок голчатих підшипників хрестовини карданного шарніра.....	31
5 Визначення коефіцієнта корисної дії шарніра карданної передачі.....	33
Рекомендована література.....	34

1 ВИМОГИ ДО КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРНИХ ПЕРЕДАЧ. КЛАСИФІКАЦІЯ

Шарнірна передача служить для передачі крутного моменту між валами, осі яких перетинаються під деяким кутом γ , величина якого при русі автомобіля не є постійною.

Шарнірна передача включає три основні елементи: шарніри (нерівних і рівних кутових швидкостей), вали і їх опори. Вона повинна задовольняти наступним основним вимогам: передавати крутний момент між валами сполучених агрегатів рівномірно (синхронно) у всьому діапазоні експлуатаційних режимів; мати високий ККД навіть при значних кутах γ ; вібраційні навантаження і шум при роботі повинні бути мінімальними; повинні бути відсутніми резонансні явища в зоні експлуатаційних швидкостей; бути довговічною.

Шарнірні передачі можуть бути класифіковані по наступних ознаках:

- за призначенням: для передачі моменту від коробки передач або роздавальної коробки до провідних мостів ($\gamma_{max}=15...20^\circ$); для передачі моменту до провідних коліс з незалежними підвісками ($\gamma_{max}=20^\circ$) і до провідних керованих коліс ($\gamma_{max}=30...40^\circ$); для передачі моменту до агрегатів, встановлених на рамі ($\gamma_{max}=3...5^\circ$); для передачі моменту до допоміжних механізмів ($\gamma_{max}=15...20^\circ$);

- по числу шарнірів: одношарнірні, двохшарнірні, багатошарнірні;

- по конструкції: шарніри з нерівною кутовою швидкістю (жорсткі, м'які), шарніри рівних кутових швидкостей (здвоєні прості карданні, кулачкові дискові, кулькові).

2 КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРНИХ ПЕРЕДАЧ ТА ЇХ АНАЛІЗ

У трансмісіях сучасних автомобілів переважають шарнірні передачі нерівних і рівних кутових швидкостей. Шарніри нерівної кутової швидкості застосовуються для передачі моменту на провідні мости.

По конструкції шарнірні передачі нерівних кутових швидкостей, далі карданні передачі, можуть бути встановлені в трансмісіях транспортних машин згідно наступних основних схем (рис. 2.1).

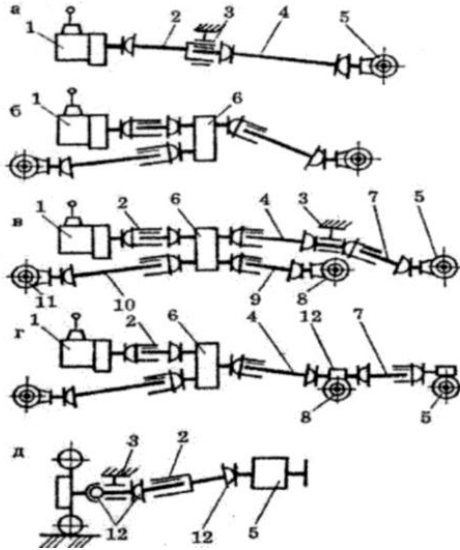


Рисунок 2.1 - Схеми установки карданних передач

На рис. 2.1, *а* показана схема карданної передачі, що набула поширення на автомобілях з одним заднім провідним мостом. Потужність від коробки передач 1 до моста 5 передається через два карданні вали 2 і 4 та три шарніри. Вал 2 має проміжну опору 3.

Конструкція проміжного карданного валу вантажного автомобіля з двома одинарними шарнірами нерівних кутових швидкостей представлена на рис. 2.2.

Значний діаметр як трубчастої 1, так і шліцьової 2 телескопічної частини валу сприяє підвищенню критичного числа оборотів. Проміжною опорою зазвичай є кульковий підшипник 3, розміщений в гумовому блоці 4. Сальник 5 захищає телескопічне з'єднання від пилу і грязі. Таким чином, весь карданний вал, враховуючи від коробки передач до головної передачі провідного моста, має три карданні шарніри.

Три двохшарнірні передачі мають повнопривідні автомобілі з двома провідними мостами (рис. 2.1, *б*). Тут між карданними передачами встановлена роздавальна коробка 6.

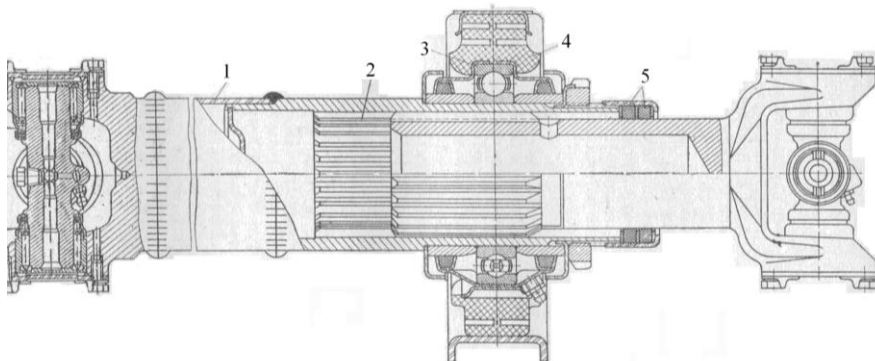


Рисунок 2.2 – Проміжний карданний вал з опорою між шарнірами

На рис. 2.1, в показана схема трансмісії автомобіля з індивідуальними приводами мостів. При цьому карданна передача заднього моста 5 має два карданних вала 4 і 7, чотири шарніри і проміжну опору 3. Карданні вали 2, 9 і 10 забезпечують привід відповідно до роздавальної коробки 6, середньому 8 і передньому 11 мостам.

У сучасних великовантажних автомобілях застосовується схема з середнім прохідним мостом (рис. 2.1, з). В цьому випадку карданний вал 4 забезпечує привід додаткового редуктора 12, від якого потужність передається до мостів: до середнього 8 – безпосередньо, а до заднього – через карданний вал 7.

Для приводу провідного керованого колеса використовується схема, зображена на рис. 2.1, д, де встановлюється декілька шарнірів 12, з проміжною опорою 3 і шліцьовим з'єднанням на валу 2.

При компоновці автомобіля велику увагу приділяють вибору кутів, що встановлюються в карданних шарнірах, оскільки ці кути багато в чому визначають напруженість роботи карданної передачі, а отже, і термін її служби.

Для проектування карданної передачі необхідно знати статичні кути для спорядженого автомобіля, для автомобіля з повним навантаженням і динамічні кути, що змінюються при русі автомобіля унаслідок наявності пружних елементів підвіски.

В ОСТі 37.001.053-74 «Вали карданні» у розділі «Технічні вимоги до установки» вказано, що кути установки карданних валів

вантажних автомобілів і автобусів не повинні мати нульових значень, а при номінальному навантаженні в статичному стані автомобіля не повинні мати більш 4° .

Довговічність карданних шарнірів автомобілів в значній мірі залежить від кута нахилу карданного валу.

Мінський автозавод спільно з Білоруським політехнічним інститутом провів дослідження за визначенням довговічності карданних шарнірів автомобілів МАЗ і КРАЗ при різних кутах нахилу валу від 4° до 16° при постійному крутному моменті $M_{кр}=310 \text{ кгс}\cdot\text{м}$ і частоті обертання $n=245 \text{ хв.}^{-1}$ (для виключення впливу дисбалансу) довговічність голчастого підшипника зменшується приблизно в 4 рази.

Зміна кута установки карданного валу на автомобілях МАЗ-503Б (у спорядженому стані) з $10-12^\circ$ до $5-6^\circ$ за рахунок збільшення нахилу силового агрегату і заднього моста збільшило пробіг до першої відмови, за даними автогосподарств, майже в 2 рази.

Допустимі кути установки карданного валу в трансмісії в статичному стані автомобіля повної маси повинні бути (ДОСТ Р52430-2005, національний стандарт Російської федерації) не більш:

- 3° – для легкових АТС;
- 5° – для вантажних АТС і автобусів;
- 8° – для повнопривідних АТС.

Мінімальні кути установки карданного валу з шарнірами на голчатих підшипниках повинні бути не менше $0,5^\circ$.

Для карданних валів, встановлених між мостами візка, допускається кут установки, рівний 0° .

Шарніри рівних кутових швидкостей (синхронні шарніри) застосовуються переважно при передачі моменту на провідні і керовані колеса.

По конструкції шарніри рівних кутових швидкостей можуть бути:

- здвоєний карданний шарнір (рис. 2.3)
- шарнір кулачкового типу (рис. 2.4, а);
- шарнір кулачково-дискового типу (рис. 2.4, б), передавального крутного моменту до $8000-30000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ($800-3000 \text{ кгс}\cdot\text{м}$);
- шарнір кулькового типу з ділильними канавками (типу «Вейс», передавального крутного моменту від $1,34$ до $7,60 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ($134-760 \text{ кгс}\cdot\text{м}$) при $\gamma=30-32^\circ$ (рис. 2.4, в);

- кульковий карданний шарнір з ділильним важелем (типу «Рцепп»), передавального крутного моменту від 7,8 до 29,5 кН·м (800-3000 кгс·м) при $\gamma=35-38^\circ$ (рис. 2.5).

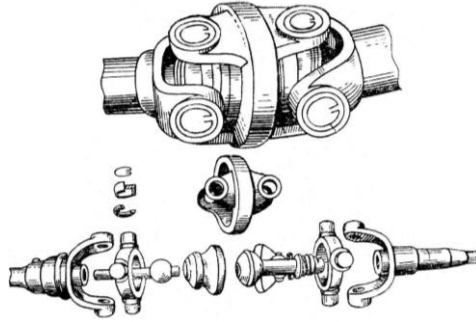
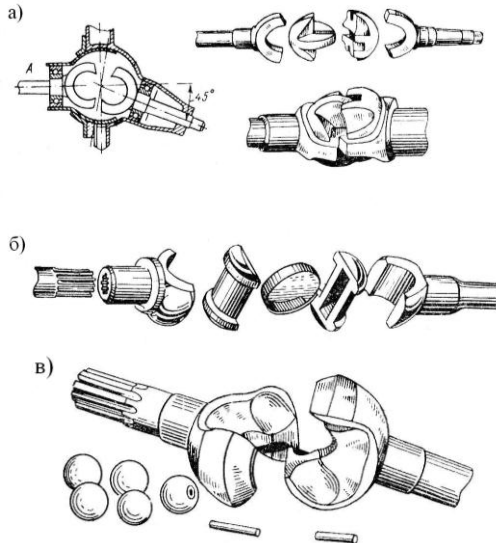


Рисунок 2.3 – Карданний шарнір рівних кутових швидкостей, що складається з двох однакових карданів



a - карданний шарнір рівних кутових швидкостей кулачкового типу (фірма «Тракта»);
б - то ж автомобіля «Урал-375»; *в* - карданний шарнір рівних кутових швидкостей кулькового типу з ділильними канавками

Рисунок 2.4 – Карданні шарніри рівних кутових швидкостей

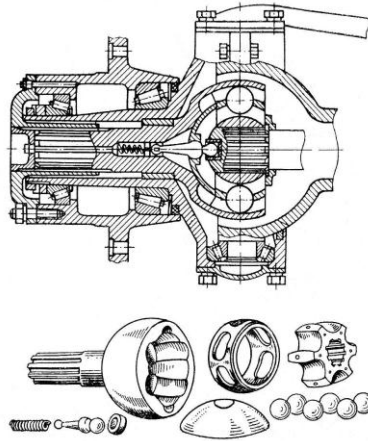


Рисунок 2.5 – Карданний шарнір рівних кутових швидкостей кулькового типу з ділільним важелем

Основні розміри і розрахункові крутні моменти, що передаються шарнірами рівних кутових швидкостей, вживаних на сучасних повнопривідних автомобілях, приведені в нормативній технічній документації.

3 КІНЕМАТИКА І ДИНАМІКА КАРДАННИХ ПЕРЕДАЧ З ШАРНІРАМИ НЕРІВНОМІРНОЇ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ

3.1 Кінематика карданних шарнірів

Розглянемо кінематику карданного шарніра нерівної кутової швидкості (рис. 3.1).

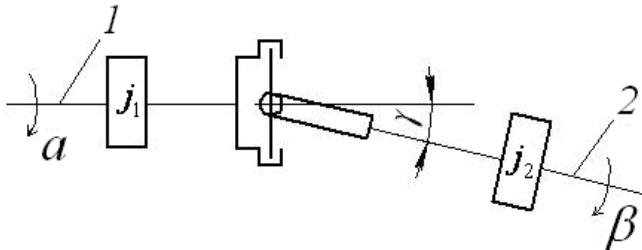


Рисунок 3.1 - Кінематика карданного шарніра нерівної кутової швидкості

Як відомо з теорії механізмів і машин співвідношення між кутами повороту α для валу 1 і β для валу 2 для одиночного шарніра визначають з виразу

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma .$$

Диференціюючи даний вираз за часом отримаємо

$$\frac{\omega_1}{\cos^2 \alpha} = \frac{\omega_2}{\cos^2 \beta} \cdot \cos \gamma \text{ де } \omega_1 = \frac{d\alpha}{dt} \text{ і } \omega_2 = \frac{d\beta}{dt} .$$

Звідки
$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cdot \cos \gamma} .$$

Виключимо з отриманого рівняння кут β скориставшись виразом $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma$

$$\cos^2 \beta = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \beta + 1} = \frac{1}{\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma} \right)^2 + 1} = \frac{\cos^2 \gamma}{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma} .$$

Тоді

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \gamma} .$$

При $\alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$ і так далі $(\omega_2 / \omega_1)_{\max} = \frac{1}{\cos \gamma}$;

при $\alpha = 90^\circ, 270^\circ$ і так далі $(\omega_2 / \omega_1)_{\min} = \cos \gamma$.

Як видно із співвідношень (ω_2 / ω_1) при рівномірній швидкості обертання валу 1 вал 2 обертається нерівномірно, причому ступінь нерівномірності залежить від величини кута γ між валами. При $\gamma = 0$ $\omega_2 = \omega_1$.

Коливання кутової швидкості валу 2 при малих кутах γ незначні (0,5% при $\gamma=4^\circ$). Із збільшенням кута γ коливання кутової швидкості валу 2 зростають (особливо сильно від 16° і вище). Нижче представлені кутові швидкості валів з одним шарніром.

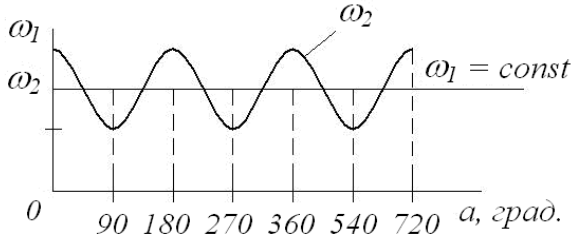


Рисунок 3.2 – Кутові швидкості обертання валів з одним шарніром

$$\text{При } \alpha = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ \text{ і так далі } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\max} = \frac{1}{\cos \gamma};$$

$$\text{при } \alpha = 90^\circ, 270^\circ \text{ і так далі } \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)_{\min} = \cos \gamma.$$

Розглянемо кінематику подвійного шарніра (рис. 3.3).

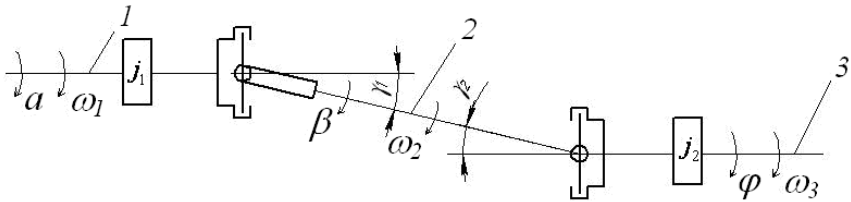


Рисунок 3.3 – Кінематика подвійного карданного шарніру

Для першого і другого шарнірів співвідношення між кутами повороту валів буде

$$\text{tg } \alpha = \text{tg } \beta \cdot \cos \gamma_1 \quad \text{і} \quad \text{tg } \varphi = \text{tg } \beta \cdot \cos \gamma_2.$$

$$\text{Тоді } \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2}, \text{ тобто } \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2}.$$

Якщо $\gamma_1 = \gamma_2$ то завжди $\varphi = \alpha$ і ведений і ведучий вали обертаються з однаковою кутовою швидкістю. В цьому випадку, з причини малого моменту інерції вала шарніра карданного валу 2, динамічне навантаження інерційним моментом викликане нерівномірністю обертання цього валу, буде невеликим.

3.2 Динаміка карданної передачі

В процесі руху автомобіля карданний вал і деталі шарнірів піддаються дії сумарного моменту M , додатками якого є передаваний валом крутний момент M_κ та інерційний момент M_ε , тобто $M = M_\kappa \pm M_\varepsilon$.

Величина M_κ при будь-якому положенні вилка шарніра по куту їх повороту і для будь-якого моменту часу визначається по виразу

$$M_\kappa = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

де: M_1 – величина крутного моменту, підведеного до провідного валу;
 ω_1 і ω_2 – кутові швидкості обертання ведучого і карданного валів.

В результаті нерівномірності обертання карданного валу, що володіє моментом інерції J_ε , виникає інерційний момент M_ε , величина якого рівна

$$M_\varepsilon = J_\varepsilon \cdot \varepsilon_2,$$

де: ε_2 – кутове прискорення (уповільнення) карданного валу, 1/с.

Тоді можемо записати

$$M_\kappa = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_2} \pm J_\varepsilon \cdot \varepsilon_2.$$

Із співвідношення між кутами повороту α для ведучого валу і β для карданного валу $\operatorname{tg}\alpha = \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\gamma_1$ визначимо кут повороту β

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\gamma}.$$

Розклавши отримане рівняння в ступеневий ряд по γ і обмежуючись членами при γ^2 (для кутів γ до 15°) з погрішністю не більше 1% отримаємо

$$\beta = \alpha + \frac{\gamma_1^2}{4} \sin 2\alpha.$$

При використанні навантаження в елементах карданної передачі зазвичай роблять допущення, що кут нахилу карданного валу залишається постійним. Насправді кут нахилу карданного валу є таким, що безперервно змінюється величиною. Отже, змінюватимуться і параметри кінематики карданної передачі, що у свою чергу приведе до динамічної навантаженості її деталей.

Диференціюючи рівняння $\beta = \alpha + \frac{\gamma_1^2}{4} \sin 2\alpha$ за часом отримаємо кутову швидкість і кутове прискорення карданного валу з урахуванням зміни кута його нахилу.

Вираз для кутової швидкості матиме вигляд

$$\omega_2 = \omega_1 + \frac{1}{2} \gamma_1^2 \cdot \omega_1 \cos 2\alpha + \frac{1}{2} \gamma_1 \omega_{\gamma_1} \cdot \sin 2\alpha,$$

а для кутового прискорення

$$\varepsilon_2 = 2\gamma_1 \omega_1 \cdot \omega_{\gamma_1} \cos 2\alpha - \left(\gamma_1^2 \omega_1^2 - \frac{\omega_{\gamma_1}^2}{2} - \frac{\gamma_1}{2} \varepsilon_{\gamma_1} \right) \sin 2\alpha,$$

де: $\omega_{\gamma_1} = \frac{d\gamma_1}{dt}$ - швидкість зміни кута нахилу карданного валу;

$\varepsilon_{\gamma_1} = \frac{d^2\gamma_1}{dt^2}$ - кутове прискорення коливань осі карданного валу.

Підставивши в рівняння для визначення моменту M замість ω_2 і ε_2 їх значення, отримаємо вираз для визначення величини сумарного крутного моменту, що навантажує карданну передачу

$$M = \frac{M_1}{1 + \frac{1}{2}\gamma_1^2 \cdot \cos 2\alpha + \frac{1}{2}\gamma_1 \frac{\omega_{\gamma_1}}{\omega_1} \cdot \sin 2\alpha} \pm \pm J_6 \left[2\gamma_1 \omega_1 \omega_{\gamma_1} \cos 2\alpha - \left(\gamma_1^2 \omega_1^2 - \frac{\omega_{\gamma_1}^2}{2} - \frac{\gamma_1}{2} \varepsilon_{\gamma_1} \right) \cdot \sin 2\alpha \right].$$

Оскільки насправді карданні вали не є абсолютно жорсткими, то нерівномірність, що створюється карданним шарніром, може бути усунена зменшенням їх діаметру або збільшенням довжини.

Зниження динамічного навантаження забезпечується застосуванням двох шарнірів при розташуванні вилок в одній площині і при однаковій величині кутів γ_1 і γ_2 .

4 ВИБІР І ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ТА РОЗМІРІВ КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

4.1 Довжина і перетин карданного валу

В процесі розробки ескізного проекту автомобіля заздалегідь визначають необхідну довжину карданного валу. По величині максимального крутного моменту, що навантажує карданну передачу, заздалегідь визначають перетин карданного валу

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр\ max}}{W_{кр}} \leq [\tau] = 100...300 \text{ МПа};$$

$\tau_{кр} = 100...120 \text{ МПа}$ - для вантажних автомобілів;

$\tau_{кр} = 25...55 \text{ МПа}$ - для легкових автомобілів,

звідки

$$W_{кр} = \frac{M_{кр \max}}{[\tau]},$$

де: $W_{кр} = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{16}$ - момент опору валу при крученні

(D – зовнішній діаметр, d - внутрішній діаметр труби).

Величина розрахункового моменту може бути визначена:
- від двигуна

$$M_{КР \max} = k_{\partial} \cdot M_{\partial \max} \cdot U_{\partial-к.в.} \cdot \eta_{\partial-к.в.} \cdot \lambda \cdot \theta;$$

- від зчеплення провідних коліс з дорогою

$$M_{кр \max} = \frac{G_{сц.} \cdot \varphi_{\max} \cdot r_{к.}}{U_{к.в.-к} \cdot \eta_{к.в.-к}},$$

де: $k_{\partial} = 2,5 - 3,5$ - коефіцієнт динамічності;

$M_{\partial \max}$ - максимальний момент двигуна, Н·м;

$U_{\partial-к.в.}$ - передавальне число трансмісії від двигуна до даного карданного валу;

$\eta_{\partial-к.в.}$ - ККД трансмісії від двигуна до даного карданного валу;

λ - коефіцієнт, що показує, яка частина потужності двигуна передається даним карданним валом;

θ - коефіцієнт, що враховує циркуляцію паразитної потужності:

$\theta=1,0$ - в диференціальному приводі,

$\theta=1,1$ - в бездиференціальному приводі на нижчих передачах,

$\theta=1,2$ - в бездиференціальному приводі на вищих передачах;

$G_{зч}$ - зчіпна вага автомобіля, що доводиться на провідний міст, кН;

φ_{max} - максимальний коефіцієнт зчеплення;

r_k - радіус кочення провідного колеса;

$U_{к.в.-к}$ - передавальне число трансмісії від даної карданної передачі до провідних коліс;

$\eta_{к.в.-к}$ - ККД трансмісії від даної карданної передачі до провідних коліс.

Розміри перетину труб регламентовані ДОСТ 5005-82.

Трубу карданного валу виготовляють електрозварюванням з тонкої холоднокатаної і гарячекатаної стрічки з маловуглецевої сталі 15, 20, 30, а фланцевий наконечник і вилку - із сталей 40 або 45, які гартують і відпускають.

При виготовленні карданних валів практично завжди центр тяжіння валу зміщений на величину ексцентриситету (e) щодо осі обертання.

Виникаючі поперечні коливання, що викликаються дією відцентрових сил, які виникають унаслідок неспівпадіння осі обертання валу з його центром тяжіння і залежать від частоти обертання карданного валу і його довжини (відстані між центрами карданних шарнірів), можуть при вибраних перетинах карданного валу привести до його поломки. Особливо небезпечне наближення частоти обертання до критичної (при якій відбувається втрата стійкості прямолінійної форми осі валу, що обертається), коли виникає явище резонансу і амплітуда поперечних коливань валу значно зростає. Отже, щоб не було втрати стійкості, максимально можлива частота обертання карданного валу при експлуатації повинна бути нижче за критичну частоту обертання.

При обертанні валу з кутовою швидкістю ω виникає відцентрова сила, яка викликає прогин y (рис. 4.1).

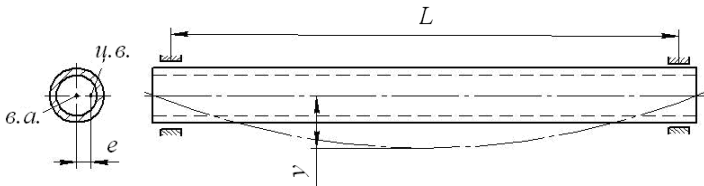


Рисунок 4.1 - Схема карданного валу для визначення критичної частоти обертання

$$P_u = m(e + y)\omega^2,$$

де: m - маса валу.

Вал буде знаходитися в положенні стійкої рівноваги під дією сили пружності

$$P_n = cy \cdot \frac{E \cdot J}{L^3},$$

де: E - модуль пружності при розтягуванні ($2,1 \cdot 10^6$ кгс/см² або $2,1 \cdot 10^5$ МПа);

L - довжина валу (відстань між центрами шарнірів карданного валу, см);

$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$ - полярний момент інерції, см⁴.

Тоді

$$m(e + y)\omega^2 = cy \cdot \frac{E \cdot J}{L^3},$$

звідки

$$y = \frac{m \cdot e \cdot \omega^2}{c \frac{E \cdot J}{L^3} - m \cdot \omega^2}.$$

При $c \cdot \frac{E \cdot J}{L^3} - m \cdot \omega^2 = 0$, $y \rightarrow \infty$ тобто вал руйнується.

Тоді $\omega = \omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m} \cdot \frac{E \cdot J}{L^3}}$, а $n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m} \cdot \frac{E \cdot J}{L^3}}$.

Для вільно лежачого в опорах валу $c = \frac{384}{5}$, а для затисненого

$c=384$.

Підставивши замість E , J , m і L їх значення остаточно отримаємо:

$n_{кр} \approx 1,185 \cdot 10^7 \frac{D}{L^2}$ - для суцільного валу, вільно лежачого в опорах;

$n_{кр} \approx 2,5 \cdot 10^7 \frac{D}{L^2}$ - для суцільного валу, затисненого в опорах;

$n_{кр} \approx 1,185 \cdot 10^7 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}$ - для порожнистого валу, вільно лежачого в опорах;

$n_{кр} \approx 2,5 \cdot 10^7 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}$ - для порожнистого валу, затисненого в опорах,

де: D – зовнішній діаметр труби, см;

d – внутрішній діаметр труби, см;

Для виконаних конструкцій $n_{кр}$ повинно задовольняти наступній умові

$$n_{кр} \geq 1,4 n_{v \max},$$

де: $n_{v \max}$ - частота обертання карданного валу в трансмісії, хв.⁻¹.

Максимальна частота обертання карданного валу визначається

$$n_{v \max} = 2,65 v_{a \max} U_{в-к} / r_k,$$

де: $U_{в-к}$ - передавальне число від карданного валу до ведучих коліс;

$v_{a \max}$ - максимальна швидкість руху автомобіля, км/год.

Критичну частоту обертання валу, виконаного у вигляді стержня між карданными шарнірами, розраховують при $d = 0$.

Для карданних передач з проміжною опорою значення L приймають рівним відстані від осі підшипника проміжної опори.

Критичну частоту обертання карданного валу, що складається з труби і стержня, розраховують виходячи з приведеного значення довжини труби $L_{np.}$, см, по формулі

$$L_{np.} = L_{тр.} + l_{ст.},$$

де: $L_{тр.}$ – довжина труби валу, см;

$l_{ст.}$ – довжина труби, яку замінює стержень валу, см.

Довжину труби $l_{ст.}$, яку замінює стержень валу, розраховують по формулі

$$l_{ст.} = \sqrt[4]{\frac{l_{ст.}^4 (D^2 + d^2)}{d_{ст.}^2}},$$

де: $l_{ст.}$ – довжина стержня валу, см;

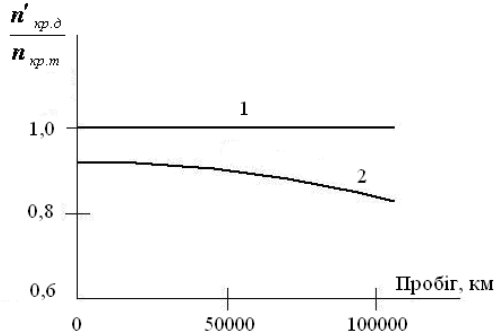
$d_{ст.}$ – діаметр стержня валу, см.

Частота обертання карданного валу в трансмісії, відповідна максимально можливій швидкості руху АТЗ, повинна складати не більше 80% критичної частоти з урахуванням пружності опор.

Із-за наявності зазорів в карданних шарнірах, биття фланців коробки передач і провідної шестерні головної передачі, зносу елементів карданної передачі критична частота обертання насправді виявляється декілька нижче теоретичною (рис. 4.2).

Тому при виборі розмірів карданного валу передбачають запас по критичній частоті обертання

$$\delta = \frac{n_{кр}}{n_{vmax}} = 1,3 \dots 2,0,$$



1 – Теоретичне значення, 2 – фактичне значення
Рисунок 4.2 – Залежність дійсної критичної частоти обертання вала від пробігу

При значній базі автомобіля застосовують не суцільний (по довжині) карданний вал, а розрізний, такий, що складається з декількох валів, кожен з яких підвішений (встановлений) на проміжних опорах. Це дає можливість підвищити $n_{кр}$.

Термін служби елементів карданної передачі в значній мірі залежить від дисбалансу карданного валу. Дисбаланс карданного валу залежить від його маси і зазорів в шарнірах і механізмі зміни довжини.

Дисбаланс D (г·см) в перетині опори карданної передачі розраховують по формулах:

$$D = m \cdot e_1 - \text{для валу без механізму зміни довжини};$$

$$D = m(e_1 + e_2) - \text{для валу з механізмом зміни довжини},$$

де m – маса карданного валу, що доводиться на опору, г;

e_1 – сумарний зсув осі валу, обумовлений осьовими зазорами в ширині між торцями хрестовини і денцями підшипників і радіальними зазорами в з'єднанні «цапфа хрестовини – підшипник хрестовини», см;

e_2 – зсув осі валу, обумовлений зазорами в механізмі зміни довжини, см.

Сумарний зсув осі валу e_1 , розраховують по формулі

$$e_1 = \frac{\sqrt{2}}{2} (H + D_n - D_k),$$

де: H – осьовий зазор в шарнірі між торцями хрестовини і денцями підшипників, см;

D_n – внутрішній діаметр в підшипнику по голках, см;

D_k – діаметр цапфи хрестовини, см;

Зсув осі валу e_2 , см, визначають з урахуванням конструкції механізму зміни довжини. Наприклад, для рухомого шліцьового з'єднання з centruванням по зовнішньому або внутрішньому діаметру e_2 визначають по формулі

$$e_2 = \frac{D_e - D_{ш}}{2},$$

де: D_e – діаметр шліцьового отвору у втулці, см;

$D_{ш}$ – діаметр шліцьового валу, см.

Для карданного валу без механізму зміни довжини $e_2 = 0$.

Мінімальний і максимальний дисбаланс D розраховують з урахуванням поля допуску елементів карданної передачі або карданного валу, що сполучаються.

Дійсний дисбаланс карданного валу, що визначається точністю виготовлення посадочних і приєднувальних поверхонь устаткування балансування, а також посадочних поверхонь агрегатів трансмісії, більше розрахункового значення (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Допустимі відхили форми приєднувальних поверхонь фланців

Максимальна частота обертання карданного валу в трансмісії, хв. ⁻¹	Допуск площинної, мм (не більш)	Допуск торцевого биття, мм (не більш)	Допуск радіального биття посадочного поясочка, мм (не більш)
До 500 включно	0,08	0,08	0,08
Більш 500 до 3500 включно	0,05	0,05	0,05
Більш 3500 до 5000 включно	0,04	0,04	0,04
Більш 5000	0,03	0,03	0,03

Масу m визначають зважуванням на вагах, що розміщуються під кожною опорою горизонтально розташованого валу.

Карданний вал при виготовленні піддається динамічному балансуванню. Максимально допустима норма питомого залишкового дисбалансу карданних валів на кожному кінці валу і у проміжній опори для трьохшарнірних карданних передач при будь-якому їх положенні на верстаті балансування не повинна бути більш $10 \frac{g \cdot cm}{kg}$ (ОСТ 37.001.053-74).

Допустимий дисбаланс карданного валу, віднесений до кожної з опор, не повинен перевищувати суми його маси, що доводиться на ці опори, вказаного в таблиці питомого дисбалансу (ГОСТ Р 52430-2005).

Таблиця 4.2 – Норми питомого дисбалансу карданного валу

Максимальна частота обертання карданного валу в трансмісії, хв. ⁻¹	Питомий дисбаланс, віднесений до опори карданного валу, г·см/кг не більш
До 500 включно	25
Більш 500 ... 1500 включно	15
Більш 1500 ... 2500 включно	10
Більш 2500 ... 4000 включно	6
Більш 4000 включно	4

Жорсткі вимоги до дисбалансу можуть бути реалізовані лише застосуванням жорсткої системи допусків і ретельним балансуванням окремих деталей карданних передач, в першу чергу вилок і фланців.

Карданні передачі, що складаються з двох карданних валів, балансуються спільно.

Величина радіального биття карданного валу в зборі не повинна перевищувати 0,5...0,8 мм.

Величина кута закручування карданного валу повинна складати на нижчій передачі від 3 до 9° на 1м довжини (залежно від перетину валу) і визначається по виразу

$$\theta = \frac{M_{розр} \cdot L}{G \cdot J_{кр}} \cdot \frac{180}{\pi} \leq 3...9^\circ \text{ на } 1\text{м довжини,}$$

де: $M_{розр.}$ – розрахунковий крутний момент;
 G – модуль пружності при крученні;
 $J_{кр}$ – момент інерції перетину валу при крученні;
 L – довжина валу.

Відносний кут зсуву труби карданного валу, відповідний межі текучості

$$\psi = \frac{2\gamma L}{100D},$$

де: γ – допустимий для межі текучості залишкове зрушення (0,3%);
 D – діаметр валу.

Величина осьової сили Q , що діє на карданний вал, при коливаннях ведучого моста автомобіля буде

$$Q = \frac{4M_{к.в.} \cdot \mu}{D_{ш} + d_{ш}},$$

де: $M_{к.в.}$ - момент на карданному валу;
 $D_{ш}$, $d_{ш}$ - діаметри шліців даної частини валу по виступах і западинах.

Коефіцієнт тертя μ сталі по сталі в телескопічному з'єднанні карданного валу істотно залежить від якості змащування шліцьового з'єднання і складає при хорошому змащуванні 0,06...0,10.

У разі недостатнього змащуванні μ значно зростає, досягаючи 0,35...0,40, при цьому величина осьової сили досягає великих значень. Так для автомобіля КрАЗ-255Б сили, що діють уподовж осі валів карданної передачі, склали табл. 4.3

Істотне зниження осьового навантаження матиме місце за наявності з'єднання, в якому тертя ковзання при осьовому переміщенні замінене тертям кочення (шліці з кульками, роликами або нейлоновим покриттям).

Таблиця 4.3 - Силі, які діють уподовж осі валів карданної передачі

Характер руху автомобіля	Силі, що діють уподовж осі валів карданної передачі, Н		
	вал передньої ведучої осі	вал середньої ведучої осі	вал задньої ведучої осі
	Q_{max}	Q_{max}	Q_{max}
Рух з місця і подальший рух автомобіля з частковим буксуванням ведучих коліс	13600	8850	10900
Повне буксування ведучих коліс автомобіля	23200	13000	14300

Конструкція карданного валу з роликами I , що знижують величину осьової сили, представлена на рис. 4.3.

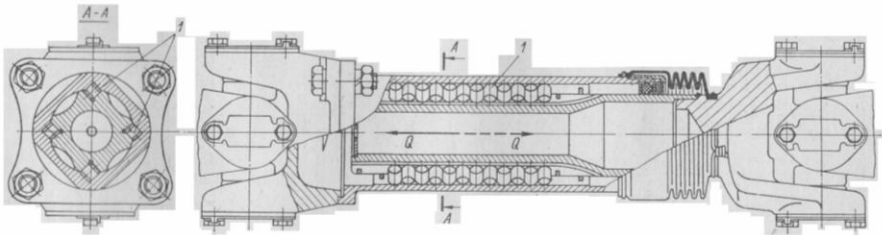


Рисунок 4.3 - Карданна передача з роликами, що знижують величину осьової сили Q

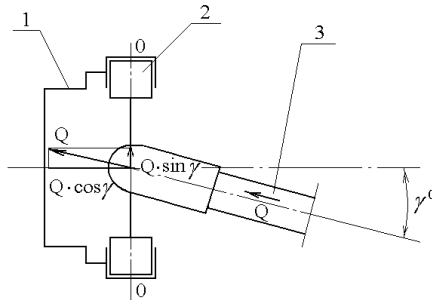
Величина коефіцієнта тертя при осьовому переміщенні для валу цієї конструкції значно менше, ніж при ковзанні у шліцьовому з'єднанні.

Таким чином величина осьової сили в карданній передачі може змінюватися в широких межах.

Однією з причин виходу з ладу шарнірів карданних передач є знос поверхонь, що центрують карданний вал (торці шипів хрестовини і денця голчатих підшипників), що приводить до появи вібрацій, утворення подовжніх канавок на шипах хрестовини, унаслідок осьового переміщення останньої, і руйнування денця підшипників. Навантаженість денця підшипників визначається не

тільки величиною дисбалансу валу, але і величиною сили тертя в шліцьовому з'єднанні.

Розглянемо схему навантаження деталей шарніра силою тертя Q , що виникає в шліцьовому з'єднанні при відносному переміщенні деталей шліцьова втулка – шліцьовий вал, що сполучаються (рис. 4.4). Для цього силу Q , що діє уздовж осі карданного валу, перенесемо в центр хрестовини шарніра і розкладемо її на дві складові. Складова $Q \cdot \sin \gamma$ навантажує торці шипів, переміщаючи хрестовину уздовж осі 00 , а складова $Q \cdot \cos \gamma$ навантажуватиме контактуючі поверхні шипів і підшипника. Оскільки кут нахилу валу γ в процесі руху автомобіля величина змінна, то чисельні значення навантажень на деталі шарнірів залежатимуть від величини його зміни, а частота їх дії рівна частоті зміни кута нахилу валу.



1 - вилка, 2 - хрестовина, 3 - вал

Рисунок 4.4 - Схема дії осьової сили на шарнір

Таким чином, на підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що режим навантаження роботи карданної передачі автомобіля може бути з достатнім ступенем точності охарактеризований величиною передаваного крутного моменту, силою тертя в шліцьовому з'єднанні, швидкістю обертання валів передачі, а також величиною кута, під яким розташовані вали, що сполучаються шарніром і частотою його зміни.

4.2 Розрахунок деталей шарніра

Галузевий стандарт ОСТУ 37.001.068-76 «Шарнірів карданні нерівних кутових швидкостей. Основні розміри і технічні вимоги»

визначає типаж (типорозміри) карданних шарнірів, що забезпечує в основному потребу в них, всіх автомобільних заводів.

Для попереднього вибору типорозміра карданного шарніра регламентується виходити з того, що розміри хрестовини повинні відповідати умовам забезпечення міцності, а навантаження на підшипник не повинне перевищувати його статичної вантажопідйомності.

Як визначальний розмір карданного шарніра можна прийняти розмір H між торцями хрестовини.

Матеріал хрестовини карданних шарнірів автомобілів цементовані леговані сталі: 20X, 18XГТ, 15XГНТА, 20XГНТР, 12XНЗА. Гарт ТВЧ з подальшою відпусткою. Сталь 55ПП (зниженої загартованості) для автомобілів ЗІЛ. Нітроцементация, поверхневий гарт при нагріві ТВЧ з переривистою відпусткою. Для отримання високої втомної контактної міцності необхідно, щоб шипи хрестовини в зоні посадки підшипників володіли підвищеною твердістю HRC 60...66, а при переході шипа до основи - підвищеною пластичністю. Твердість торців хрестовини HRC 59 не менше.

Приймаючи межу пружності $\sigma = 7000 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$ і коефіцієнт запасу карданного шарніра рівним 2,0 величина H для автомобілів з бензиновими двигунами повинна бути рівна або більше меншою з величин

$$1,57 \sqrt[3]{M_{\delta_{\max}} \cdot U_1} \quad \text{або} \quad 1,57 \sqrt[3]{0,85 G_2 r_{\kappa} \frac{\varphi}{U_0}},$$

де: $M_{\delta_{\max}}$ - максимальний момент двигуна, що крутить, кгс·м;

U_1 - передавальне число першої передачі в коробці передач;

G_2 - вага, що доводиться на задній міст при повному навантаженні автомобіля, кгс;

r_{κ} - радіус кочення колеса, м;

U_0 - передавальне число головної передачі.

Для дизельних двигунів величину $M_{\delta_{\max}} \cdot U_1$ необхідно помножити на 1,2.

Знаючи розмір H можна вибрати відповідний типорозмір карданного шарніра. Попередній вибір типорозміру шарніра можна також проводити, орієнтуючись на вже наявні конструкції.

Основні розміри хрестовини і вилки карданного шарніра стандартизовані і повинні вибиратися з вказаного в галузевому стандарті ОСТУ 37.001.068-76 «Шарніри карданні нерівних кутових швидкостей. Основні розміри і технічні вимоги». Попередній вибір виду шліцьового з'єднання вилки карданного шарніра з валом і його параметрів проводять, орієнтуючись на дані існуючих конструкцій. Вибрані параметра повинні відповідати ДОСТ 6033-80, ДОСТ 1139-80 або галузевій нормалі автомобілебудування ОНО25333-69. По ТУ37.007.065-74 «Підшипники роликові голчаті карданні» і ДОСТ 6870-72 «Підшипники кочення. Ролики голкові» визначають розміри підшипника. Після вибору розмірів деталей шарніра виконують перевірочні розрахунки.

4.2.1 Розрахунок хрестовини

Розрахунок хрестовини карданного шарніра (рис. 4.5) ведуть в наступній послідовності.

4.2.1.1 Визначають розрахунковий крутний момент M_p на карданному валу.

4.2.1.2 Визначають умовно зосереджену нормальну силу, що діє в середині шипа

$$P_{ш} = \frac{10^3 M_p}{l},$$

де: M_p - Н·м;

l - відстань між серединами голчатих роликів протилежно розташованих карданних підшипників, мм.

4.2.1.3 При передачі крутного моменту карданним шарніром небезпечний перетин хрестовини А-А у галтелі шипа піддається сумісній дії вигину і зсуву. Найбільша нормальна напруга в небезпечному перетині буде

$$\sigma = \frac{\sigma_e}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma_e^2 + 4\tau^2},$$

де: σ_e – напруга вигину;
 τ – напруга зсуву.

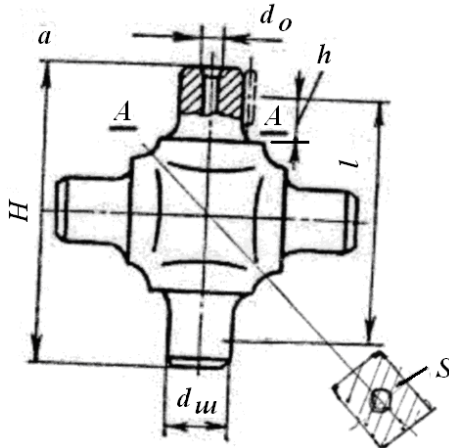


Рисунок 4.5 - Схема для розрахунку хрестовини

Напруга вигину шипа в перетині А-А

$$\sigma_e = \frac{P_{uw} \cdot h}{W_\sigma},$$

де: h - плече сили P_{uw} , мм (визначається виходячи з того, що сила прикладена в середині голчастого ролика карданного підшипника);

W_σ - момент опору перетину шипа, мм³: для шипа без отвору для змазування $W_\sigma = 0,1d_u^3$, для шипа з отвором d_o для змазування

$$W_\sigma = 0,1d_u^3 \left[1 - \left(\frac{d_o}{d_u} \right)^3 \right].$$

Середньостатистичний рівень напруги вигину у виконаних конструкціях ($\sigma_s = 200 \dots 300$ МПа).

Напруга зсуву шипа в перетині А-А

$$\tau = \frac{4 P_u}{\pi d_u^2} \text{ або } \tau = \frac{4 P_u}{\pi (d_u^2 - d_0^2)}.$$

Напруга зсуву шипа у виконаних конструкціях знаходиться в межах $\tau = 80 \dots 120$ МПа.

4.2.1.4 Перевіряють поверхню шипа на зім'яння

$$\sigma_s = \frac{P_u}{d_u \cdot l_p},$$

де: l_p - робоча довжина голки підшипника.

Напруга зім'яння для виконаних конструкцій знаходиться в межах 20-40 МПа.

4.2.1.5 Розраховують хрестовину карданного шарніра на розрив за площею перетину S

$$\sigma_p = \frac{R}{S} = \frac{P_u \cdot \sqrt{2}}{S} \leq 60 \dots 80 \text{ МПа}.$$

4.2.2 Розрахунок вилки

У вилці шарніра виникає напруга вигину і кручення. Під дією сили P_u , прикладеної на плечі a , напруга вигину

$$\sigma_s = \frac{P_u \cdot a}{W_\sigma}.$$

Напруга кручення в небезпечному перетині Б-Б (рис. 4.6), що виникає під дією сили P_u , прикладеної на плечі c

$$\tau_k = \frac{P_{ш} \cdot c}{W_\tau}$$

Моменти опору W_σ і W_τ залежать від форми небезпечного перетину Б-Б. У багатьох випадках воно може бути замінене прямокутником з розмірами b і t (рис. 4.6).

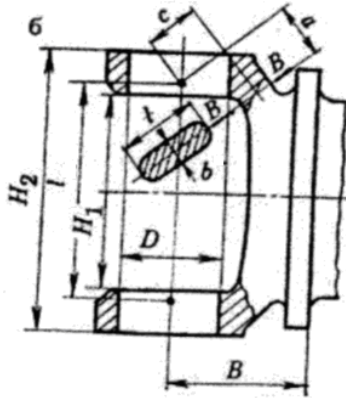


Рисунок 4.6 – Схема для розрахунку вилки

В цьому випадку

$$W_\sigma = \frac{b \cdot t^2}{6} \text{ і } W_\tau = k \cdot b^2 \cdot t.$$

Для відносин b/t рівних 1; 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3; 4; 10, значення коефіцієнта відповідно рівні 0,208; 0,231; 0,239; 0,246; 0,258; 0,267; 0,282; 0,312. Напряга у виконаних конструкціях знаходиться в наступних межах: $\sigma_\sigma=50\dots80$ МПа, $\tau_k=80\dots160$ МПа.

При розрахунку шліцьового з'єднання ковзаючої вилки визначається номінальна напряга зім'ягнення базових поверхонь шліц. Умова міцності при зім'ягненні – $\sigma_3 \leq 15 \div 25$ МПа.

Матеріал: сталь 35, 40, 45 або легована сталь 40ХНМА.

4.2.3 Розрахунок голчатих підшипників хрестовини карданного шарніра

По ТУ37.007.065-74 «Підшипники роликові голчаті карданні» і ДОСТ 6870-72 «Підшипники кочення. Ролики голкові» визначають розміри підшипника. Діаметр голок для вантажних автомобілів приймають рівним 3 мм. Допустима різнорозмірність голок не вище 3 мкм в одному підшипнику. Зазор між голками в підшипнику не більше 0,5 мм. Сумарний окружний зазор між голками підшипника легкових автомобілів не більше 0,0225 мм, а радіальний між шипом і голками (роликами) не більше 0,0025 мм. Термін служби в км. пробігу автомобіля для підшипників карданного шарніра визначають по формулі

$$L_n = K_\kappa \cdot \frac{c^{3,33} \cdot 10^6}{R_{I_n}},$$

де: K_κ – коефіцієнт, що враховує вплив руху коливання, на термін служби підшипника, визначається по формулі

$$K_\kappa = \frac{0,1 \cdot Z_p}{K_\varphi},$$

де: Z_p – число роликів (голок) в підшипнику;

$$K_\varphi = 1 + \sum_{n=1}^{n=N} \cos^{3,7} n\varphi - \text{поправочний коефіцієнт, де } \varphi = \frac{360^\circ}{Z_p};$$

$$N = \frac{\gamma}{\varphi}, n=1,2, N - \text{чинник руху коливання, } \gamma - \text{кут між валами, що}$$

сполучаються шарніром.

Якщо $N > 1$ і є дробовим числом, то воно округляється до меншого цілого числа. Якщо $N < 1$, то приймається $N=0$ і $K_\varphi=1$.

Значення R_{I_n} (ресурс, що витрачається підшипником за 1 км. пробігу автомобіля) визначається по формулі

$$R_{In} = n_s \left[R_{екв. I}^{3,33} \gamma_I K_{nH I} U_{(к.в-к)I} + R_{екв. II}^{3,33} \gamma_{II} K_{nH II} U_{(к.в-к)II} + \dots \right],$$

де: $n_s = \frac{1000}{2\pi r_k}$ - чинник циклічності;

γ_I, γ_{II} і так далі – відносні пробіги автомобіля на відповідних передачах;

$K_{nH I}, K_{nH II}$ і так далі – коефіцієнти пробігу автомобіля на відповідних передачах;

$U_{(к.в-к)i}$ - передавальне число трансмісії від карданного валу до ведучих коліс автомобіля на відповідних передачах;

$$R_{екв_i} = F_{r_i} K_\delta K_T, \quad F_{r_i} = \frac{M_{\kappa_i} \cdot 10^3}{l \cdot \cos \gamma},$$

де: M_{κ_i} - розрахунковий крутний момент на карданному валу на даній передачі, кгс·м;

l – відстань між серединками голчатих роликів протилежно розташованих карданних підшипників (плече пари сил, відповідно M_κ), мм;

Динамічну вантажопідйомність підшипників C вибирають по каталогу.

Значення C (кгс) за відсутності даних в каталозі визначається по формулах:

- для голчатих підшипників без сепаратора

$$C = 4 \cdot Z_p^{2/3} \cdot d_p \cdot l_{p.эф.};$$

- для голчатих підшипників з сепаратором

$$C = 6 \cdot Z_p^{2/3} \cdot d_p \cdot l_{p.эф.},$$

де: Z_p – число роликів (голок);

d_p – діаметр ролика (голки), мм;

$l_{p.эф.}$ – ефективна довжина ролика (довжина контакту), мм.

Зусилля, що допускається, діє на підшипник (кгс), визначається по рівнянню

$$F_r \leq F_{r\partial} = 780 \frac{Z_p \cdot d_p \cdot l_{p.эф.}}{\sqrt[3]{U_{(\partial-к.в.)max} \cdot n_{M\partial max} \cdot tg \gamma}},$$

де: $n_{M\partial max}$ - частота обертання валу двигуна при $M_{\partial max}$, об/хв.;

$U_{(\partial-к.в.)max}$ - максимальне передавальне число від валу двигуна до даного карданного валу;

d_p і $l_{p.эф.}$ - діаметр ролика і робоча (ефективна) довжина, см.

Якщо F_r в ньютонх, то чисельний коефіцієнт приймається рівним 7800.

Коефіцієнт запасу надійності повинен бути більше одиниці, тобто

$$\delta = \frac{F_{r\partial}}{F_r} > 1.$$

5 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ШАРНІРА КАРДАННОЇ ПЕРЕДАЧІ

Коефіцієнт корисної дії для одного шарніра карданної передачі η_k , якщо враховувати втрати на тертя в шарнірі, може бути визначений для одного повного обороту валу з виразу

$$\eta_k = 1 - \frac{\mu \cdot d_{ш}}{\pi \cdot l} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right],$$

де: μ - коефіцієнт тертя між шипом івилкою;

l - відстань між точками прикладеної сили $P_{ш}$ довилки кардана;

$d_{ш}$ - діаметр шипа хрестовини.

Як видно з формули, величини ККД карданної передачі при заданих її розмірах залежить від коефіцієнта тертя і кута між осями валів. При нормальному технічному стані величина η_k висока і складає для одиночного карданного шарніра нерівної кутової швидкості (при куті між валами до 8° рівний 0,99 і при збільшенні цього кута до 14° знижується до 0,95 при одночасному збільшенні нагріву і зношуванні деталей). За наявності послідовно включених шарнірів (багатоосні автомобілі) загальний ККД карданної передачі різко знижується.

Як бачимо, при збільшенні кутів між осями валів ККД карданного шарніра, що сполучаються, різко зменшується.

Явища зносу і нагріву карданних шарнірів в даний час вивчені недостатньо.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Чудаков Э. А. Конструкция и расчет автомобиля. М. : Машгиз, 1951. 432 с.

2. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Шукин М. М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Л. : Машиностроение, 1973. 504 с.

3. Цитович И. С. и др. Трансмиссии автомобилей. Минск: Наука и техника, 1979. 255 с.

4. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Учебное пособие для Вузов. / Под ред. А. И. Гришкевича. Минск : Высшая школа, 1985. 240 с.

5. Козырев В. Ф. Исследование нагруженности карданных передач. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Киев : 1973. 244 с.

6. ГОСТ Р 52430-2005.