

УДК 629.331

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ТРАНСМІСІЇ

Аулін В.В., д.т.н., проф.,
Кондратьєв С.С.

Центральноукраїнський національний технічний університет

Забезпечення надійності і безпечної експлуатації транспортно-технологічних машин є актуальним науково-технічним напрямком в розвитку сучасного машинобудування. У конструкціях транспортно-технологічних машин широко застосовуються карданні передачі, що включають карданні шарніри нерівних кутових швидкостей, які в силу багатьох конструктивних і експлуатаційних факторів часто виходять з ладу.

Статистика і характер відмов карданних передач з шарнірами нерівних кутових швидкостей в експлуатації виявили найбільш слабка ланка, а саме карданні шарніри з голчастими тілами кочення. Аналіз результатів експлуатаційних і стендових випробувань зазначених шарнірів виявив наявність секторного зносу робочих поверхонь хрестовини карданного шарніра, обумовленого кінематикою зворотно-обертального відносного руху третьових поверхонь. Тому в підшипникових вузлах карданних шарнірів нерівних кутових швидкостей реалізується лише 30...60% їх потенційного ресурсу за критерієм зносу, а значить розробка заходів, спрямованих на довикористання цього потенційного ресурсу, є перспективним напрямком.

Відомі методики проектування карданних передач до теперішнього часу не враховували суттєві конструктивно-режимні фактори, що впливають у підсумку на точність розрахунків при проектуванні, такі як співвідношення параметрів довжини, кута зламу карданного валу та його кута закручування при роботі під дією навантажувальних моментів і не дозволяли дослідити рівну міцність конструкції карданної передачі в цілому. Патентні дослідження показують, що вдосконалення конструкцій карданних передач і способів їх технічного обслуговування інтенсивно триває.

При цьому мета дослідження – Виявлення можливості підвищення надійності елементів трансмісії із забезпеченням безпечної експлуатації карданних передач вдосконаленням конструкції і методів проектування карданних передач з шарнірами нерівних кутових швидкостей, а також способу їх технічного обслуговування. Для досягнення мети були поставлені наступні завдання дослідження:

1. Удосконалити методику розрахунку і оптимізації конструктивно-режимних параметрів карданних передач з шарнірами нерівних кутових швидкостей за рахунок обліку неврахованих факторів, а саме кута закручування карданного валу в поєднанні зі змінним кутом зламу карданної передачі, змінною довжиною, що передаються обертаючим моментом та частотою обертання карданного валу в умовах ступеневої навантаження змінним гальмівним моментом.

2 Провести дослідження по виявленню впливу довжини карданної передачі, кута зламу карданної передачі, гальмівного моменту, частоти обертання карданної передачі на кут закручування валу карданної передачі з отриманням відповідних регресійних моделей для введення їх в вдосконалену методику розрахунку карданних передач.

3. На основі експериментально-теоретичних досліджень вивести залежності для визначення коефіцієнта корисної дії карданної передачі, як критерію оптимізації її конструктивно-режимних параметрів.

4. Розробити комплекс програм для розрахунку і оптимізації конструктивно-режимних параметрів карданних передач.

5. Оптимізувати конструктивно-режимні параметри серійних карданних передач виходячи з принципу дотримання рівної міцності конструкції.

6. Розробити практичні пропозиції щодо вдосконалення конструкцій карданних передач і їх елементів, а також способів їх технічного обслуговування.

7. Провести прогнозні розрахунки довговічності і граничного ресурсу пропонованих нових конструктивних рішень карданних передач і способу їх технічного обслуговування.

Для визначення основних розмірів карданного валу необхідно визначити максимальну частоту обертання карданного валу, що відповідає максимальній швидкості обертання карданного валу, вибрати розміри перерізів труб по ГОСТ 5005-82, які перевіряють максимальним крутним моментом. Розрахувати критичну частоту обертання карданного валу. У розрахунку на жорсткість кут закручування карданного валу визначити за формулою:

$$\theta = \frac{T \cdot l_n \cdot 180 \cdot k_d}{J_p \cdot G \cdot \pi}, \quad (1)$$

де G – модуль пружності при крученні, що дорівнює $8,5 \cdot 10^{10}$ Па; J_p – полярний момент інерції перерізу карданного валу при крученні, м^4 ; k_d – поправочний коефіцієнт, що дорівнює 0,96 за результатами експлуатації. Згідно ГОСТ 21425-75 проводиться розрахунок шліцьових з'єднань. Визначити розміри перерізів приварний вилки карданного валу за формулами:

$$d = \frac{D}{2}, \quad (2)$$

$$a = D + b, \quad (3)$$

де D – діаметр отвору під підшипник, м. Визначити силу, що діє на вилки карданного валу за формулою:

$$F = \frac{T}{H - b}, \quad (4)$$

де T – обертаючий момент, що діє на вилку карданного валу, Н·м; H – ширина вилки карданного валу, м. Визначити напруження вигину вилки карданного валу можна за формулою:

$$\sigma_{32.6} = \frac{F \cdot l_1}{W_{32}}, \quad (5)$$

де W_{32} – момент опору небезпечного перерізу при згині який визначається за формулою:

$$W_{зг} = \frac{a \cdot b^2}{12}, \quad (6)$$

Визначити допустиме напруження на згин вилки за формулою:

$$\sigma_{згн} = \frac{\sigma_T}{s}, \quad (7)$$

де σ_m – межа плинності матеріалу, [МПа]; s – коефіцієнт запасу міцності, дорівнює 1,4.

Визначити напруження кручення вилки карданної передачі по формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{F \cdot l_2}{W_{кр}}, \quad (8)$$

де $W_{кр}$ – момент опору небезпечного перерізу при крученні, який визначається за формулою:

$$W_{кр} = \alpha_K \cdot \alpha \cdot b^2, \quad (9)$$

де α_K – коефіцієнт, що залежить від співвідношення a/b довжин сторін перерізу. Визначити допустиме напруження на кручення вилки карданної передачі за формулою:

$$\tau_{кр} = \frac{\sigma_6}{2}, \quad (10)$$

Визначити еквівалентну напруження по третій теорії міцності за формулою:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}. \quad (11)$$

Визначити напруження зминання вилки карданного валу за формулою:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot F}{\pi \cdot D \cdot b}, \quad (12)$$

Визначити напруження зрізу вилки карданного валу за формулою:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{a \cdot b}, \quad (13)$$

Визначити напруження згину шипа хрестовини за формулою:

$$\sigma_{зг.ш} = \frac{F_{ш} \cdot h}{W_{зг}}, \quad (14)$$

де d_0 – діаметр отвору в шпильці хрестовини карданного шарніра для мастила, дорівнює $0,3 \cdot d_{ш}$, м; h – плече сили, що визначається виходячи з того, що сила прикладена в середині голки карданного підшипника, рівне $0,4375 \cdot d_{ш}$, м.

Визначити момент опору перерізу шипа хрестовини за формулою

$$W_{зг} = 0,12 \cdot l_V^3 - 0,1 \cdot d_0^3. \quad (15)$$

Визначити дотичні напруження зрізу за формулою:

$$\tau_{ср} = \frac{5,333 \cdot F_{ш}}{3,46 \cdot l_V^2 - \pi d_0^2}. \quad (16)$$

Визначити допустиме напруження на зріз шипу хрестовини за формулою:

$$[\tau_{ср}] = \frac{\sigma_6}{2}. \quad (17)$$

Розрахункові значення напруження згину і зрізу шипа хрестовини не повинні перевищувати граничних значень, для вибраного матеріалу шипа:

$$\sigma_{зг.ш} \leq [\sigma_{зг.ш}], \tau_{ср} \leq [\tau_{ср}]. \quad (18)$$

Далі проводимо розрахунок очікуваного кута перекосу тіл кочення в зоні навантаження, попередньо обчислюючи розрахункове навантаження на найбільш навантажене тіло кочення в зоні контакту, з урахуванням впливу відцентрової сили, проводимо перевірочний розрахунок довговічності карданного шарніра з урахуванням впливу мастила.

Запропонована методика проведення експериментальних досліджень, наведена конструкція випробувального обладнання рис. 1, система автоматизованого керування гідравлічного пристрою рис. 2).



Рисунок 1 – Стенд для випробування карданних передач: 1 – електродвигун; 2 – коробка передач; 3 – карданна передача; 4 – основна рама; 5 – роздавальний редуктор; 6 – поздовжня рама; 7 – гідронасос; 8 – бак; 9 – дросель; 10, 13 – манометри; 11 – запобіжний клапан; 12 – охолоджувач; 14 – щит управління; 15, 16 – підведення електроенергії, води; 17 – гідравлічні шланги

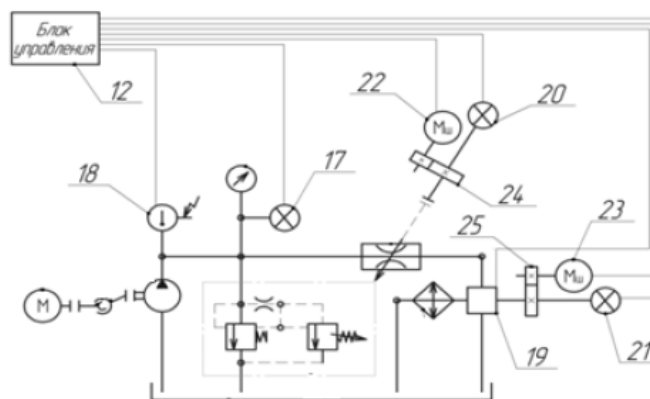


Рисунок 2 – Система автоматизованого керування гідравлічним пристроєм: 12 – блок управління; 17 – датчик тиску; 18 – датчик температури; 19 – термодатчик; 20, 21 – датчики положення; 22, 23 – крокові двигуни; 24, 25 – редуктора

При плануванні досліджень використаний план факторного експерименту $N = 4^{4-1}$. Факторами, якого є: довжина карданної передачі (L , мм), кут зламу карданної передачі (γ , град); частота обертання двигуна (n , хв⁻¹); гальмівний момент (T , МПа). В якості цільової функції спочатку приймаємо величину кута закручування карданного валу (θ , град).

Обробка отриманих експериментальних даних проводилася за допомогою програмного продукту, для отримання рівняння лінійної множинної регресії за визначенням кута закручування карданного валу, наведеного нижче:

$$\theta = -7,4983 - 0,0448 L + 0,0030 \gamma + 0,0001 n + 4,0404 T \quad (19)$$

В результаті виконаних розрахунків і проведених досліджень середня похибка апроксимації склала 8.21560%.

При постановці експерименту використовувався план факторного експерименту $N = 4^{4-1}$. Факторами, якого є: довжина карданної передачі (L , мм), кут зламу карданної передачі (γ , град.); частота обертання двигуна (n , хв⁻¹); гальмівний момент (T , Нм).

Далі, в результаті обробки цих експериментальних даних, аналогічно отримано рівняння множинної лінійної регресії для коефіцієнта корисної дії карданної передачі η :

$$\eta = -0,9719 - 0,0005 L + 0,0002 \gamma + 0,0003 n + 0,8304 T \quad (20)$$

В результаті виконаних розрахунків і проведених досліджень середня похибка апроксимації склала 8.65368%, що говорить про добре підібраних моделях рівняння.

Достовірність результатів забезпечена плануванням і обробкою експериментальних даних та їх регресійним аналізом, що підтверджує адекватність отриманих регресійних моделей і відносну похибка апроксимації не перевищує 9%.

Методика оптимізації параметрів конструкції хрестовини карданного шарніра зі змінними шипами включала в себе наступні етапи:

- оцінка характеристик моделі серійної хрестовини карданного шарніра (рис. 3, а) та вдосконаленої хрестовини карданного шарніра зі змінними шипами (рис. 3, б) при навантаженні номінальним обертовим моментом 170Н·м (3,269 кН);

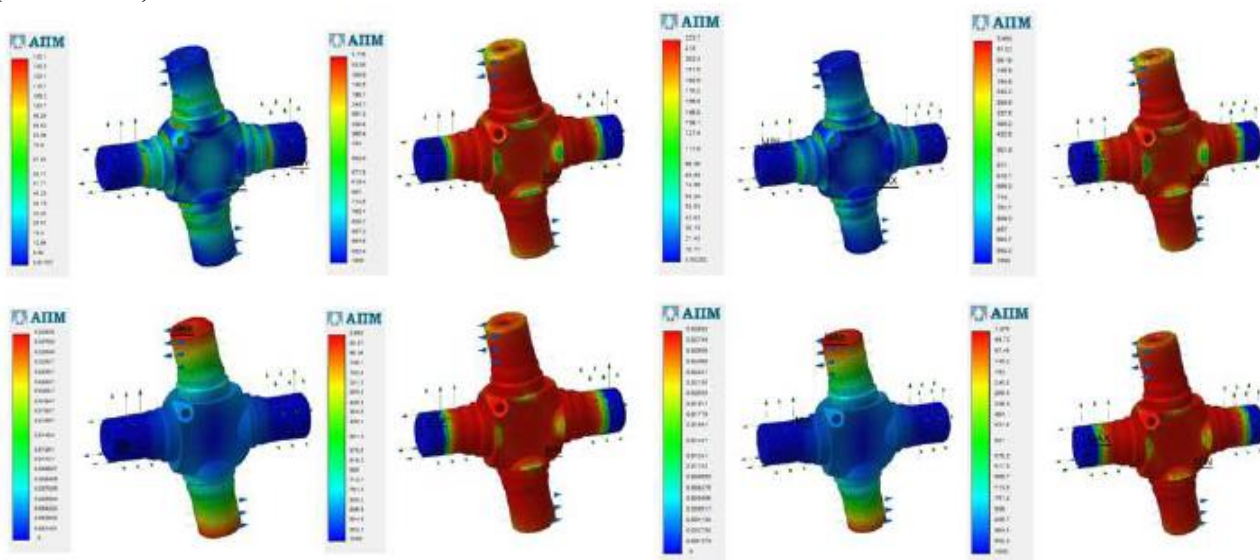


Рисунок 3 – Кінцевоелементний аналіз хрестовини карданних шарнірів

Розроблений алгоритм проектування та оцінки характеристик міцності карданних шарнірів з використанням скінченно-елементного аналізу, що включає в себе етапи.

- розробка параметричної трьохмірної моделі конструкції карданного шарніра;
- розробка бази даних розмірів та параметрів карданного шарніра для параметричної трьохмірної моделі;
- скінченно-елементний аналіз конструкцій, що включає в себе задані діючі зовнішні навантаження.

Задача створення карданного шарніра, що забезпечує відсутність перекосу тіл кочення 4 голчастого підшипника і виключення взаємного тертя тіл кочення, досягається використанням сепаратора 4 у вигляді розрізного стопорного кільця, і глухих конічних заглиблень на внутрішній торцевій поверхні корпусу голчастого підшипнику рис.4.

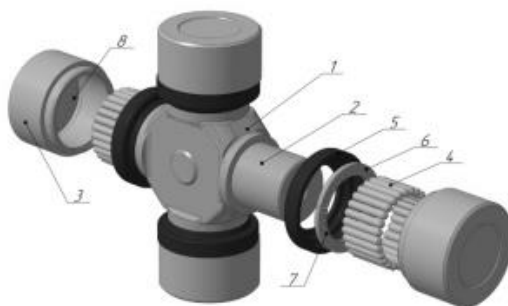


Рисунок 4 – Карданний з сепаратором

Задача розробки конструкції карданного шарніра підвищеної довговічності, що забезпечує можливість заміни частин карданного шарніра без демонтажу всієї карданної передачі, вирішується використанням замінних ступінчастих шипів 2 хрестовини 1, які виконані замінними з перетином меншого ступеня у вигляді багатогранника і встановлених меншим діаметром у відповідні глухі отвори, виконані в хрестовині до упору по торцевих поверхнях рис. 5.

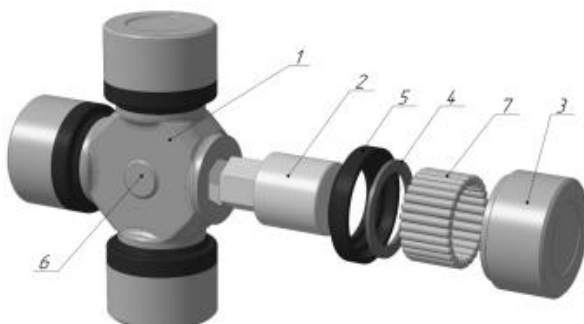


Рисунок 5 – Карданний шарнір з змінними шипами

Для зниження крутильних коливань при нестационарних моментах в період розгону і гальмування, розроблена конструкція карданної передачі рис.6.

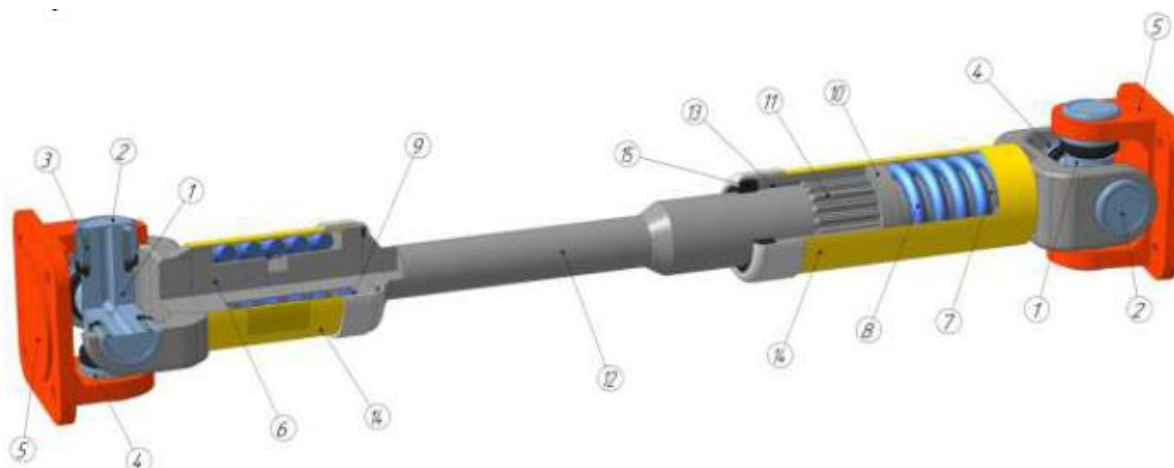


Рисунок 6 – Карданна передача підвищеної надійності

Пропонована конструкція додатково дозволяє демпфувати крутильні коливання при нестаціонарних навантаженнях в період розгону і гальмування при одночасному зменшенні трудомісткості її технічного обслуговування, підвищення рівнів ремонтпридатності і довговічності.

Література

1. Аулин, В. В., Гриньків, А. В. Использование теоретико-информационного подхода для анализа технического состояния топливной системы автомобиля / "MOTROL" journal according of the Commission of Motorization and Energetic in Agriculture, CULS. 2016. Vol.18. №2. p.63-69.
2. Аулін, В. В., Гриньків, А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С.36-41.
3. Аулін, В. В., Гриньків, А.В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану транспортних засобів на основі теорії сенситивів. Науковий журнал "Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів". №5. Харків: ХНТУСГ. 2016. С. 109-116
4. Аулін, В. В., Каліч, В. М., Гриньків, А. В., Голуб, Д. В. Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом / Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2015. Вип. 45, ч. II. – Кіровоград: КНТУ. С.28-36.
5. Аулін, В. В., Гриньків, А. В., Замота, Т. М. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання методів теорії чутливості / Вісник інж. академії України. 2015. №3. С. 66-72.
6. Гриньків А.В. Використання методів прогнозування в керуванні технічним станом агрегатів та систем транспортних засобів. Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосп. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. 2016. №29. С. 25-32.