

УДК 621.825.6.004.6

А. Саньоцький; М. Пилипець, докт. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ КАРДАННИХ ШАРНІРІВ

Резюме. Проаналізовано можливі величини зазорів у підшипниковому вузлі карданного шарніра. Розглянуто одну з основних причин, що визначає недостатню і нестабільну працездатність карданних шарнірів (крім випадків явного браку тієї чи іншої деталі), яка полягає в наявності зазорів у спряженні шип хрестовини – голчасті ролики – обойма підшипника, що викликають перерозподіл зусиль від передавання крутних моментів на деталі карданної передачі, а вся різноманітність пошкоджень проявляється як результат різних поєднань зазорів за абсолютною величиною. Представлено рекомендації конструкторсько-технологічного характеру щодо зменшення шкідливого впливу зазорів у підшипниковому вузлі карданного шарніра з технічної точки зору

Ключові слова: карданний шарнір, підшипниковий вузол, голчастий ролик, обойма підшипника, шип хрестовини, спряження, зазор.

A. Sanotsky, M. Pylypets

PERSPECTIVE DIRECTIONS INCREASE THE RELIABILITY AND DURABILITY OF CARDAN HINGES

The summary. Analysis of possible clearances in the bearing housing of cardan hinge. Consideration a main reason that determines insufficient and unstable efficiency performance cardan hinge (except obvious damaging of any details), which is the presence of clearance in the conjugation shaft crossings – needle rollers – corp bearing, causing redistribution of effort from the transfer of torque to the detail cardan drive transfer, and all the different shows damage as a result of different combinations of clearance in absolute terms. Presented recommendations design-technological nature to reduce the harmful effects of clearances in the bearing housing of cardan hinge with a technical point of view.

Key words: cardan hinge, bearing housing, needle roller, corp bearing, shaft crossings, conjugation, clearance

Умовні позначення

P – радіальне навантаження елементів карданного шарніра крутним моментом M_{KP} ;

$\Delta\gamma$ – кут зміщення осі хрестовини відносно осі підшипників при навантаженні крутним моментом M_{KP} ;

E – сумарний діаметральний зазор у спряженні карданного шарніра;

H – висота хрестовини;

L – довжина голчастих роликів;

\mathcal{E} – абсолютна величина нелінійності контакту на заданій довжині.

Постановка проблеми. Карданна передача широко застосовується в конструкціях багатьох машин і має, як правило, недостатній ресурс довговічності, що лімітує ресурс усієї трансмісії, причому відмова виникає в результаті руйнування деталей карданного шарніра. Голчасті підшипники в підшипниковому вузлі працюють в умовах високого контактного тиску (по Герцу до 30000 кГ/см²). При цьому для них характерний недостатньо великий інтервал ресурсу довговічності: від 20 до 90 тис. км пробігу автомобіля [1]. Це можна пояснити не лише нестабільністю якості виготовлення деталей підшипників. Не зважаючи на значне збільшення довговічності карданних передач в останні роки, термін їх служби все ж нижчий терміну служби

основних вузлів і агрегатів трансмісії, а більшість відмов, як і раніше, пов'язано з виходом з ладу деталей шарніра.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вивченню причин недостатньої працездатності карданних передач присвячено чимало робіт авторів: В.С. Вишнякова, А.Г. Пастухова, С.Н. Кожевникова, П.Д. Перфильєва, В.К. Вахламова [1, 2, 3, 4] та інших. Автори дослідили ресурс довговічності підшипникових вузлів, механіку руйнування важконавантажуваних деталей підшипникового вузла, однак не розробили ефективних методів конструктивно-технологічного характеру щодо підвищення надійності і довговічності карданних шарнірів.

Роботу виконано відповідно до координаційного плану з питань науки і техніки України, розділу «Машинобудування» на 2010–2014 роки.

Мета роботи. Розроблення теоретичних основ, методів і технології, що забезпечують підвищення ресурсу роботи (довговічності) і надійності підшипникових вузлів карданних шарнірів трансмісій транспортних засобів.

Результати дослідження. За наявними даними відмови деталей машин становлять понад 65% загальної кількості відмов карданних передач [2]. Зовнішніми вибраковувальними ознаками шарніра є підвищений зазор, стук у з'єднанні, перегрів деталей, втрата мастила. Зазвичай виявляється, що канали змащування забруднені загуслим або закоксованим мастилом у суміші з пилом і частками металу, робоча поверхня шипів і стаканів підшипників зі слідами брінелювання (руйнування втискуванням, що відбувається, коли статичні зусилля в місці контакту криволінійних поверхонь призводять до появи локальних пластичних деформацій в одному або обох дотичних елементах, у результаті чого відбувається незворотна зміна контактної форми поверхні), втомних викришувань і задирів, голки підшипників частково зламані, а іноді мають ограновану форму. Інші ж фактори, як, наприклад, згинні моменти внаслідок кутового зміщення осей ведучого і веденого валів агрегатів трансмісії, осьові зусилля при компенсації змінної довжини карданного вала при русі транспортного засобу, інерційні навантаження від невірноваженості обертових мас, циклічний характер дії навантажень, конструктивні особливості виконання окремих елементів деталей, наявність і сортність змащувальних матеріалів, стан ущільнень і т. д. сприяють або розвитку, або уповільненню процесу зношування і руйнування вузла.

Для підтвердження основних причин недостатньої довговічності карданних шарнірів необхідно провести детальніший аналіз можливих величин зазорів. При призначенні мінімальної величини зазору в шарнірі конструктор виходить із розрахунку забезпечення рухливості спряження без ризику заклинення тіл кочення за будь-яких допустимих викривлень геометричних форм і розташування поверхонь (допуски на круглість, циліндричність, співвісність і т. д.). Максимальна ж величина зазорів зазвичай визначається технологічними чинниками, тобто точністю виконання номінальних розрахункових розмірів. За існуючої технічної документації для автомобільних шарнірів, наприклад VI і VII типорозмірів, діють відповідно такі норми граничних зазорів у спряженні: мінімальний робочий зазор 0,030 і 0,015 мм; технологічний зазор 0,067 і 0,057 мм; загальний зазор 0,097 і 0,072 мм [2].

Крім того, на величину можливих максимальних зазорів у спряженні можуть додатково впливати: допуск співвісності щодо загальної осі протилежних шипів хрестовини до 0,006 мм; допуск співвісності отворів вушок вилки до 0,006 мм; допуск биття зовнішньої поверхні обойми підшипника щодо посадкового діаметра по

голчастих роликах до 0,035 мм; зазори посадки підшипників в отвори вилок до 0,029 мм.

Радіальні сили, що діють на співвісні підшипники, паралельні, але протилежно спрямовані, тому вісь хрестовини не залишається співвісною щодо осі підшипників при прикладанні навантаження від крутного моменту, а зміщується на деякий кут $\Delta\gamma$ до повної вибірки зазорів (рис. 1), який визначаємо залежністю

$$\Delta\gamma = \frac{E/2}{H/2} = \frac{E}{H}, \quad (1)$$

де E – сумарний діаметральний зазор у спряженні карданного шарніра;
 H – висота хрестовини.

Залежність (1) вірна при рівності зазорів у спряженні співвісних підшипниках. При нерівності зазорів кутове зміщення хрестовини не буде проходити через центральну вісь, тобто буде спостерігатися або вигин хрестовини, або розвертання отвору вилки зі зміщенням осі хрестовини щодо осі карданного вала.

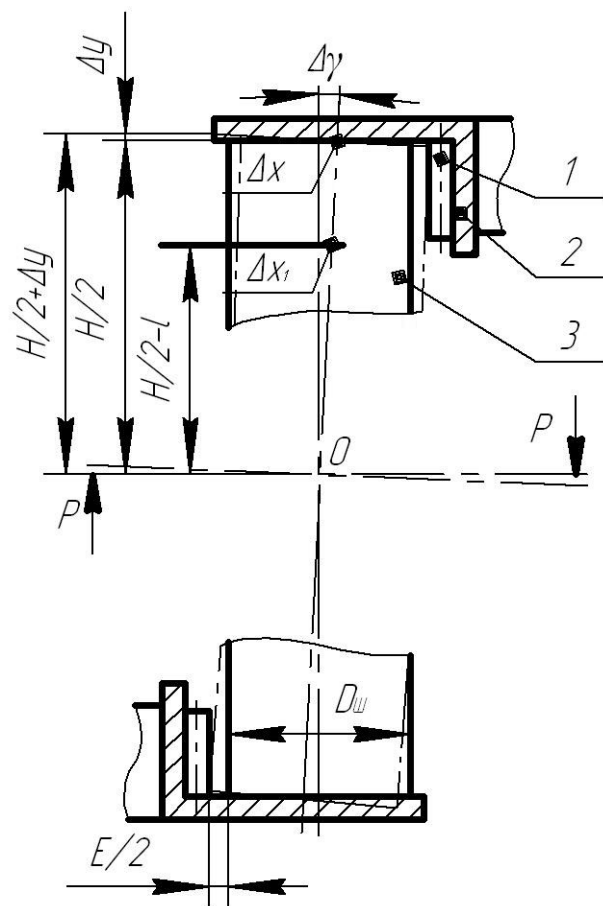


Рисунок 1. Уплив геометричних параметрів карданного шарніра (довжини і діаметра шипа й хрестовини, довжини голчастого ролика і радіального зазору) на нелінійність контакту шипа з голчастими роликами підшипника:

1 – голчастий ролик; 2 – обойма підшипника; 3 – шип хрестовини;

$$\Delta x = H / 2 \operatorname{tg} \Delta \gamma; \quad \Delta x_1 = (H / 2 - l) \operatorname{tg} \Delta \gamma$$

З рис. 1 бачимо, що при співвісних підшипниках шип хрестовини входить у дотик з голчастими роликами перш за все своєю приторцьовою частиною, бо відстані, пройдені точками на початку і в кінці голчастого ролика, при повертанні на один і той

же кут, не будуть рівними. Цим пояснюється наявність збільшених тисків на ролик у приторцьовій частині шипів.

При відомих відстані між торцями хрестовини (висоті) і куті нахилу хрестовини можна визначити величини неоднакового зближення початкової і кінцевої точок голчастих роликів будь-якої довжини з поверхнею шипа, що характеризують, очевидно, величину нелінійності контакту з тілами кочення:

$$\varepsilon = \operatorname{tg} \Delta \gamma L, \quad (2)$$

де ε – абсолютна величина нелінійності на заданій довжині;

L – довжина голчастих роликів.

Наприклад, при радіальному зазорі в спряженні 0,05 мм, висоті хрестовини $H=127$ мм і довжині ролика $L=18$ мм величина $\Delta \gamma = 3,28'$, $\varepsilon = 16,5$ мкм.

Подальше зближення контактуючих поверхонь у лінію можливе лише за рахунок контактних деформацій (шип – голчастий ролик – обойма) і згинних деформацій шипа хрестовини й отвору вилки.

Зі співвідношень (1) і (2) випливають практичні висновки: чим більша висота хрестовини при однакових радіальних зазорах, тим менше кутове зміщення; чим більша різниця між загальною довжиною (висотою) хрестовини і довжиною ролика, тим менша абсолютна величина нелінійності контактуючих поверхонь; абсолютна величина нелінійності зменшується зі зменшенням величини радіальних зазорів.

Варіантів сумування похибок виготовлення окремих деталей у спряженні карданного шарніра, що носять суто випадковий характер, може бути безліч. Доцільно розглянути лише три екстремальних випадки (тому що при прогнозуванні надійності особливого значення набуває крайня межа області стану виробу, що визначає його близькість відмови).

Розрахунки навантажень показали, що напруги згину шипа хрестовини в граничному значенні опиняються в 2 – 3 рази більше, ніж напруги, розраховані за відомими в спеціальній технічній літературі формулами [3]. Концентрація ж контактних тисків за наявності радіальних зазорів збільшується в ще більшій мірі, тому що при цьому зменшується кількість голчастих роликів, що сприймають навантаження в зоні кута навантаження шипа, і порушується лінійність контакту тіл кочення.

Відбитки голчастих роликів, отримані при максимальному розрахунковому статичному навантаженні з діаметральним зазором у спряженні 0,08 мм, дозволяють стверджувати, що навантаження сприймається лише 1/4 частиною робочої довжини ролика. Якщо ж врахувати й можливу різнорозмірність роликів (3–5 мкм), то неважко уявити величину концентрацій контактних тисків у приторцьовій частині хрестовини в початковий період її роботи.

Виконання обійми підшипника з граничними допусками призводить до збільшення міжголчастих зазорів. Голчасті ролики будуть прагнути зайняти в зібраному шарнірі похиле положення щодо осі шпильки. Перекіс ролика деякою мірою компенсує радіальний зазор, але тоді голка контактує кінцями з обоймою і середньою частиною з шипом і втрачає здатність перекочуватися. Шип у цих випадках обкатується по роликах з ковзанням, що призводить до збільшення зношення. Вірогідність поломки голчастих роликів у цьому випадку різко зростає.

Наявність максимальних зазорів викликає не лише нерівномірність розподілу зусиль по тілах кочення, але й створює умови динамічного ударного характеру їхнього впливу, що прискорюють процес руйнування підшипникового вузла. Встановлено, що наявність у спряженні шип – голчастий ролик – обойма підшипника зазору більше 0,2 мм призводить до появи вібрації карданного вала [1]. З появою вібрації ресурс карданних шарнірів практично вичерпується. У таких умовах порушується нормальна робота й ущільнень, і не лише через втрату контакту робочих кромки сальника, але й у

результаті механічних пошкоджень або зриву їх з посадочних гнізд. Це призводить до аварійного руйнування карданного шарніра, створюючи іноді ілюзію, що руйнування спричинено відсутністю мастила в підшипниках.

Але негативний вплив зазорів цим не обмежується. Значне кутове зміщення хрестовини призводить при певних умовах до затискання хрестовини між підшипниками, тому що хоча конструктивно в спряженні передбачається осьовий зазор, можливі випадки його відсутності. Це особливо ймовірно у важких серіях карданних шарнірів, де вушка вилок володіють підвищеною жорсткістю, а внаслідок великих діаметрів шипів відбувається істотне збільшення довжини (висоти) хрестовини. В області таких защемлень спостерігається різке підвищення температури, аж до оплавлення торців шипів; відомі випадки зварювання шипів хрестовини з підшипником, відриву кріпильних болтів, прогину опорних пластин і розриву вушок вилки [4].

Певне значення на величину перерозподілу зусиль від зазорів у спряженні може впливати характер посадки підшипників в отвір вилки. При посадці підшипників із зазором деякою мірою локалізується перекис осі підшипників. Підшипник немов центрується по цапфі, але при цьому виникає ймовірність повертання його і появи зосереджених опорних реакцій, що призводять до зношення отвору. Крім того, потрібні додаткові заходи з фіксації підшипника в отворі вилки.

Посадка підшипників з натягом виключає ці небажані наслідки, але при цьому виключається самоцентрування підшипника на осі цапфи і силовий вплив перекосу повністю сприймається контактуючими поверхнями тіл кочення. Враховуючи, що існуючі конструкції обойм підшипників мають незначну посадкову висоту, перевагу слід віддати щільнішому встановленню їх у корпус.

Розглянувши сутність процесу концентрації згинних і контактних напружень за наявності радіальних зазорів можливо оцінити конструктивні фактори виконання окремих елементів взаємодіючих деталей існуючих вузлів, а також доцільність урахування рекомендацій, розроблених за попередні роки [1, 2].

Наприклад, обойма підшипника з традиційною формою стакана в межах певних габаритних розмірів карданного шарніра не сприяє зниженню діючих (розрахункових) навантажень, бо товщина днища підшипника, технологічні й монтажні елементи (кільцева проточка в обоймі підшипника, висота фаски шипа хрестовини) зменшують довжину плеча (радіус) прикладення навантаження на 6–10% від оптимального значення, що очевидно з формули розрахунку радіальних навантажень при передаванні крутних моментів $P = M_{кр} / 2R$. Перераховані вище елементи знижують також ефективну довжину роликів на 8–10%, а виконання сферичних торців втрачає практичний сенс, тому що збільшення довжини ролика все одно припадає поза зоною робочого контакту.

Наявність жорсткого зв'язку в обоймі підшипника в приторцьовій частині хрестовини поряд з можливим недошлифуванням (зворотним конусом) у придонній частині обойми також сприяє концентрації контактних напружень у цьому випадку. Крім того, безпосередній контакт днища підшипника і торця шипа хрестовини ускладнює підведення мастильного матеріалу до тіл кочення і створює умови для повертання підшипника в посадковому гнізді, викликаючи тим самим необхідність додаткової його фіксації, а отже, й ускладнення конструкції.

Позбутися вказаних недоліків можна, виконавши обойму у вигляді втулки з безпосереднім упором в основу цапфи хрестовини, наприклад, через кульковий ряд.

Рекомендації щодо зменшення шкідливого впливу зазорів з технічної точки зору можна поділити на дві групи: 1) надання спряженим деталям, переважно хрестовині, таких форм, які б піддавалися згинним деформаціям, 2) зменшення зазорів або надання контактуючим поверхням заздалегідь заданих форм (сідлоподібність внутрішньої

поверхні обойми підшипника, бочкоподібність або конусоподібність шипів, голчастих роликів, обойм підшипника), що дозволить зменшити нелінійність контактуючих тіл по довжині, принаймні за межею робочих радіальних зазорів.

До пропозицій першої групи слід віднести виконання внутрішнього каналу для підведення мастильного матеріалу у вигляді зрізаного конуса із розташуванням більшого діаметра до торця хрестовини, а також ексцентричне зміщення осі мастильних каналів двох протилежних шипів відносно центральної осі шипів у напрямку, протилежному прикладеному навантаженню.

До пропозицій другої групи можна віднести: зміщення отворів у вушках вилок відносно загальної осі у площині прикладання радіальних навантажень на величину, що дорівнює половині радіальних зазорів у підшипнику, причому у ведучих вилках – за напрямом дії крутного моменту, а в ведених – у зворотному напрямку; виконання голчастих роликів у формі зрізаного конуса, розташованого меншим діаметром до торця шипа хрестовини, з різницею більшого і меншого діаметрів 20–25 мкм; виконання складальною обойми підшипника запресовуванням кільця-обойми у втулку зі змінним перерізом з припущенням, що доріжка кочення набуде конусоподібної форми; виконання зворотного конуса на внутрішній поверхні обойми підшипника на величину робочого зазору; виконання внутрішньої поверхні обойми підшипника сідлоподібної форми.

Пропозиції першої групи, що стосуються хрестовини, безперспективні, оскільки вона, крім сприйняття контактних тисків, сприймає згинні напруги. Нерівномірність же перерізів при термообробці викликає поява неоднакових структур і внутрішньої напруги. Крім того, ускладнюється технологія виготовлення хрестовини.

Щодо пропозицій другого роду, то зміщення отворів у вушках вилок теоретично можливо, але практично складне у виконанні, тому що технологічно простіше домогтися співвісності отворів, піддаючи їх обробці з однієї установки на прохід, ніж забезпечити зміщення їх у різних напрямках. До того ж, на фланцевих вилках, що використовуються одночасно як ведучі та ведені, таке зміщення викличе різну уніфікацію останніх, ускладнюючи виготовлення фланців та складання шарнірів. Не слід забувати також про реверсивний характер роботи шарнірів.

Конусність шипів хрестовини сприяє зменшенню мінімального робочого зазору і полегшує монтаж підшипника, в той час як виконання зворотного конуса в обоймі підшипника, а також голчастих роликів з більшою основою, навпаки, ускладнює технологію складання підшипникового вузла карданного шарніра і забезпечення правильного положення роликів у зібраному стані, а конусність голчастих роликів, крім того, ускладнить сортування, контроль та орієнтування їх при складанні підшипників.

Висновки. Існуюча методика розрахунку максимальних навантажень від крутного моменту в шарнірах карданних передач не враховує перерозподілу їх від наявності радіальних зазорів у спряженні. Тому розрахункова довговічність завжди виявляється завищеною порівняно з дійсною. Для локалізації шкідливого впливу зосереджених контактних тисків, що неминуче призводять до перенапруження і пластичних деформацій поверхневих шарів контактуючих тіл, необхідно регламентування сумарних робочих і технологічних зазорів у спряженні шип – голчастий ролик – обойма підшипника в межах 0,010–0,040 мм і виконання шипа

конусної форми на робочій довжині голчастих роликів у пропорційній залежності від величини робочих радіальних зазорів. Виконання голчастих роликів конусної форми не може бути рекомендовано через труднощі орієнтації їх через надто малого кута конусності.

Література

1. Вишняков, В.С. Пути повышения долговечности игольчатых подшипников карданных передач [Текст] / В.С. Вишняков // Вестник машиностроения. – 1976. – №8. – С. 25–26.
2. Пастухов, А.Г. Повышение надежности карданных передач трансмиссий сельскохозяйственной техники: автореф. дисс. ... докт. техн. наук: 05.20.03 [Текст] / А.Г. Пастухов – М.: МГАУ, 2008. – 34 с.
3. Кожевников, С.Н. Карданные передачи [Текст] / С.Н. Кожевников, П.Д. Перфильев. – К.: Техника, 1978. – 264 с.
4. Вахламов В.К. Автомобили: конструкция и элементы расчета [Текст] / В.К. Вахламов. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 480 с.

Отримано 05.04.2011