

РОЗДІЛ III. ІНТЕГРОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ МАШИНОБУДУВАННЯ І АВТОТРАНСПОРТУ

УДК 004.021:621.01.001.2

С.Г. Бондаренко, канд. техн. наук

О.О. Борисов, асистент

О.М. Чередніков, канд. техн. наук

Чернігівський державний технологічний університет, м. Чернігів, Україна

РОЗМІРНИЙ АНАЛІЗ АВТОМОБІЛЬНИХ КАРДАННИХ ПЕРЕДАЧ

Розглянуто розрахунок розмірних ланцюгів з векторними похибками, наведено результати зменшення плаваючого дисбалансу за рахунок усунення ланок зазорів у шарнірах карданних передач шляхом зачеканення підшипників.

Ключові слова: розмірні ланцюги, ланки зазори.

Рассмотрено расчет размерных цепей с векторными погрешностями, приведены результаты уменьшения плавающего дисбаланса за счет устранения звеньев зазоров в шарнирах карданных передач путем зачеканки подшипников.

Ключевые слова: размерные цепи, звенья зазоры.

The calculation of size chains with vectorial errors is considered, results over of diminishing of floating disbalance are brought due to the removal of links of gaps in the hinges of cardan transmissions by calking of bearing.

Key words: size chains, links gaps.

Вступ. Продукція автомобілебудування характеризується частою зміною моделей, виробів, що викликає необхідність постійного проведення науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт, удосконалення технологічних процесів, розробки нових матеріалів.

Одним з основних вузлів автомобілів є карданна передача. Вироби, що поставляються в умовах жорсткої конкуренції на внутрішній і, особливо, на зовнішній ринок, повинні мати новий рівень властивостей і відповідати всезростаючим вимогам потенційних користувачів до функціональних характеристик, зокрема відповідати міжнародним стандартам серії ISO-9000. Забезпечення такого рівня виробів пов'язане з нетрадиційними конструкторськими та технологічними рішеннями, реалізація яких не завжди можлива на основі використання традиційних технологій, обладнання та оснащення загального призначення.

Довговічність карданних передач зазвичай у 1,5-2,0 рази менше довговічності основних агрегатів, при цьому 67,95 % усіх відмов карданної передачі припадає на хрестовину з підшипниками.

Таким чином, проблема якості карданної передачі з поліпшеними показниками якості є актуальною, і для її розв'язання необхідно удосконалювати її конструкцію та процес виготовлення.

Постановка завдання. Підвищення силового навантаження на карданні передачі та частоти їх обертання вимагає розробки нових конструктивних та технологічних рішень, направлених на підвищення строку служби карданної передачі і, зокрема, карданного шарніра – одного з основних вузлів карданної передачі, що визначає її довговічність.

Дисбаланс – одне з найнебезпечніших явищ, що діє на всі обертові деталі, в тому числі і карданні передачі. Дисбаланс – векторна величина, що дорівнює добутку незрівноваженої маси на її ексцентриситет. Вектор дисбалансу перпендикулярний вісі обертання тіла, проходить через центр незрівноваженої маси та обертається разом з ним. Для усунення дисбалансу обертове тіло зрівноважують додатковою (корегуючою) масою. У карданній передачі додатковою масою виступають пластини, приварювані у чітко визначеному місці, яке визначається в процесі балансування.

«Плаваючий» дисбаланс – векторна величина, що дорівнює добутку незрівноваженої маси на її ексцентриситет, який постійно змінює своє значення за рахунок постійного переміщення центра ваги відносно вісі обертання внаслідок наявності зазорів з'єднань.

Методи та рішення. В цьому випадку відбалансувати вал неможливо. Зменшити дисбаланс можна лише шляхом зменшення зазорів з'єднань.

Визначення чинників, які призводять до виникнення «плаваючого» дисбалансу, виконуємо на основі розмірного аналізу конструкції. Для цього розглянемо розмірний ланцюг, що забезпечує плавність обертання вала. Ланками цього розмірного ланцюга (рис. 1) є:

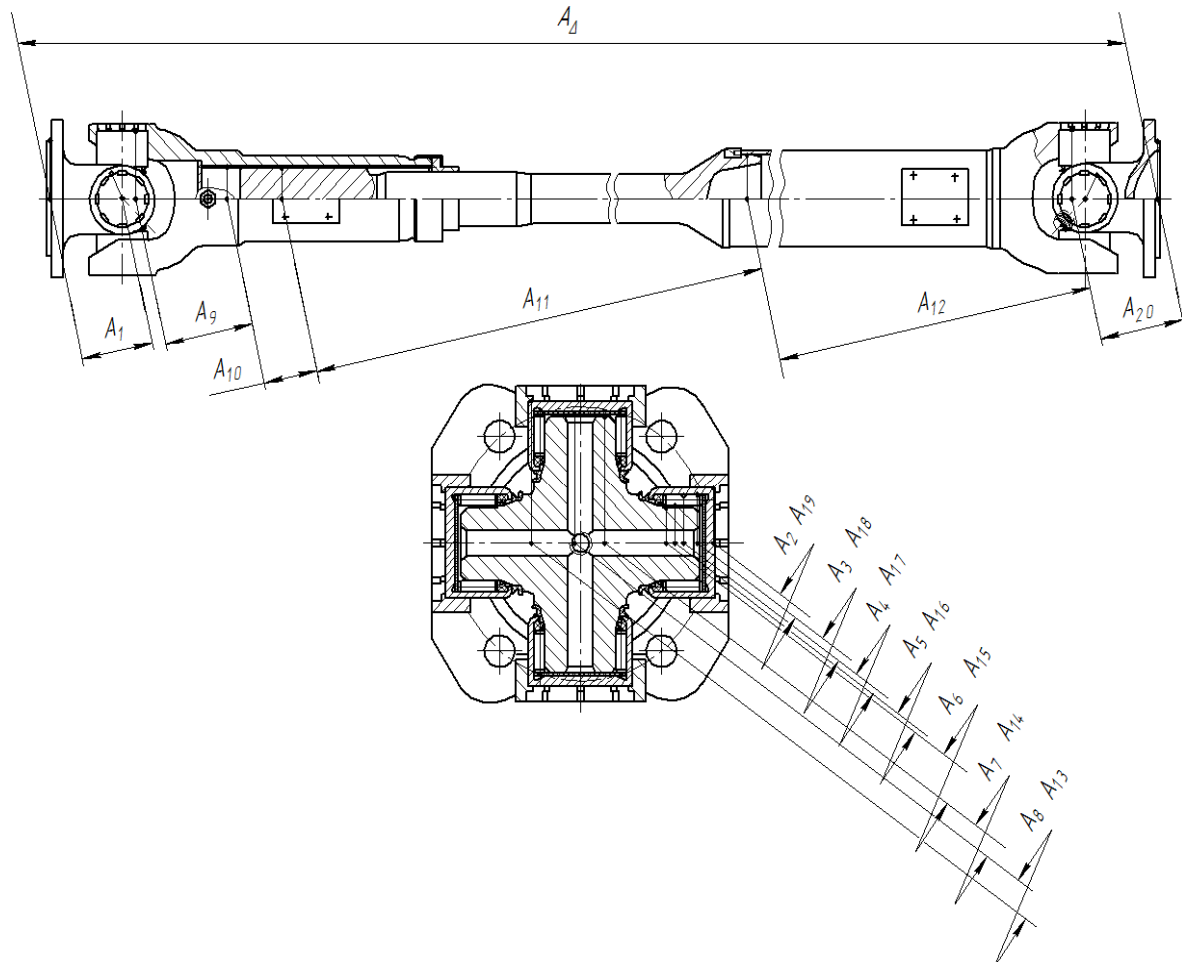


Рис. 1. Розмірний ланцюг, що визначає «плаваючий» дисбаланс у карданній передачі

- A_1, A_{20} – концентричність розташування отвору фланця відносно бази;
- A_2, A_{19} – концентричність розташування корпуса підшипника в отворі фланця;
- A_3, A_{18} – концентричність розташування отвору корпуса підшипника відносно його зовнішньої поверхні;
- A_4, A_{17} – концентричність розташування роликів підшипника;
- A_5, A_{16} – радіальний зазор у шарнірі;
- A_6, A_{15} – концентричність розташування цапфи хрестовини;
- A_7, A_{14} – осьовий зазор шарніра;
- $A_8 - A_{12}$ – концентричність розташування елементів вилки б: канавки під стопорні кільця, каплі зачеканки;
- A_9 – симетричність розташування шліців вилки відносно отворів під хрестовину;
- A_{10} – зазор у вузлі телескопіювання;
- A_{11} – концентричність шліців і проточки вала;
- A – симетричність базової проточки й отворів під підшипники вилки;
- A_{12} – симетричність розташування корпусу підшипника і шайби.

Отже, ланки $A_1, A_2, A_3, A_6, A_8, A_9, A_{11}, A_{12}, A_{13}, A_{15}, A_{17}, A_{18}, A_{19}, A_{20}$ залежать від точності виготовлення відповідних деталей. До плаваючого дисбалансу будуть призво-

дити: осьовий (ланки A_7 , A_{14}) і радіальний (ланки A_5 , A_{16}) зазори в шарнірі, а також зазор між шліцьовим з'єднанням у вузлі телескопіювання (ланка A_{10}).

При експлуатації карданного вала діють відцентрова сила (залежно від частоти обертання) і осьова сила, викликана тертям у шліцьовому з'єднанні і кутом зламу в шарнірі. За певних умов ці сили можуть привести до випресування підшипників з отворів вилок, що приведе до руйнування карданного вала й аварії. Тому для безпечної експлуатації карданної передачі необхідно забезпечити надійне закріплення підшипників і мінімальний осьовий зазор у підшипниковому вузлі (0,02...0,04 мм) та симетричність підшипників відносно основних баз фланця і вилок.

Найпоширенішою є фіксація підшипників зовнішнім або внутрішнім стопорними кільцями та зачеканенням, які забезпечують різний осьовий зазор у підшипниках та різну трудомісткість.

Так, при фіксації підшипників зовнішнім стопорним кільцем (варіант 1) корпус підшипника повинен мати кільцеву канавку.

Осьовий зазор A_{Δ} підшипника залежить від точності шестиланкового розмірного ланцюга A (рис. 2).

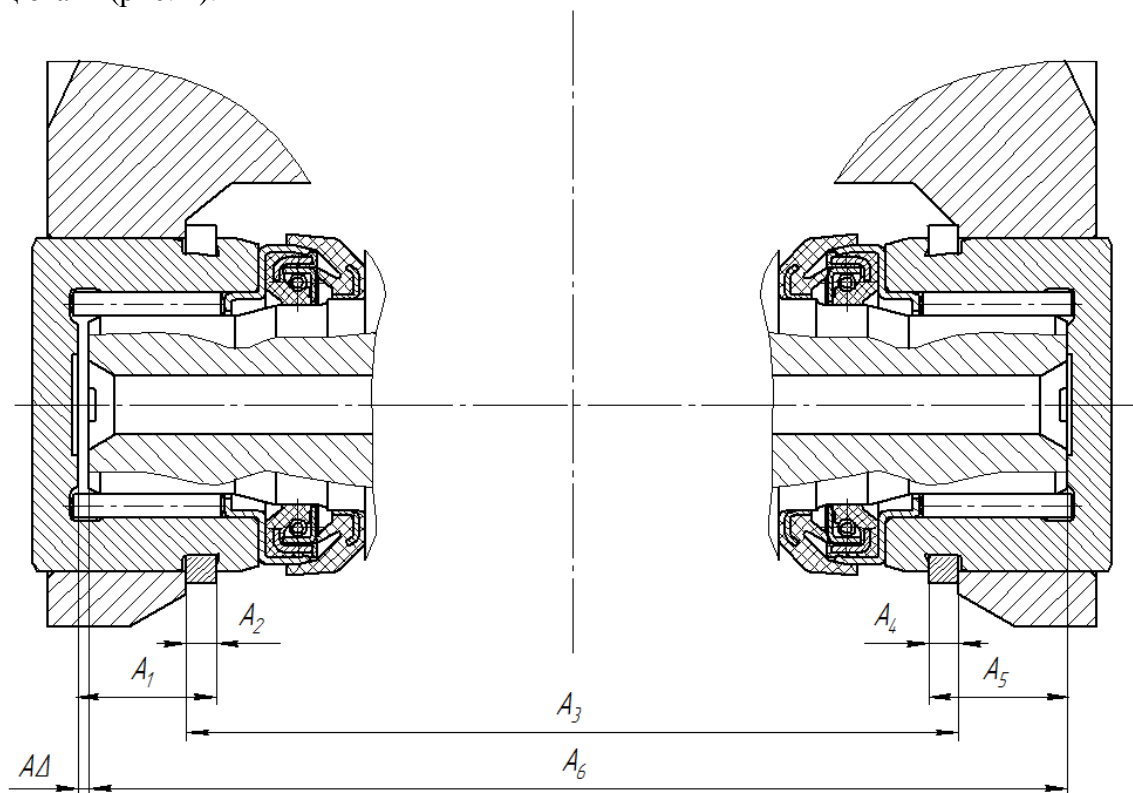


Рис. 2. Розмірний ланцюг, що визначає осьовий зазор у шарнірі за варіантом 1 фіксації

При закріпленні підшипника зовнішнім стопорним кільцем (варіант 2), проточка виконується в отворі вилок (рис. 3), що ослаблює останню, а тому потребує збільшення її розмірів.

Як наслідок, виникають проблеми під час виготовлення деталей та складанні вузлів виробу, виникає необхідність припасувальних робіт, що призводить до збільшення витрат виробництва і зменшення сталості якості виробу в цілому. Крім того, така схема ускладнює забезпечення точності розташування проточок, однак процес складання дещо спрощується.

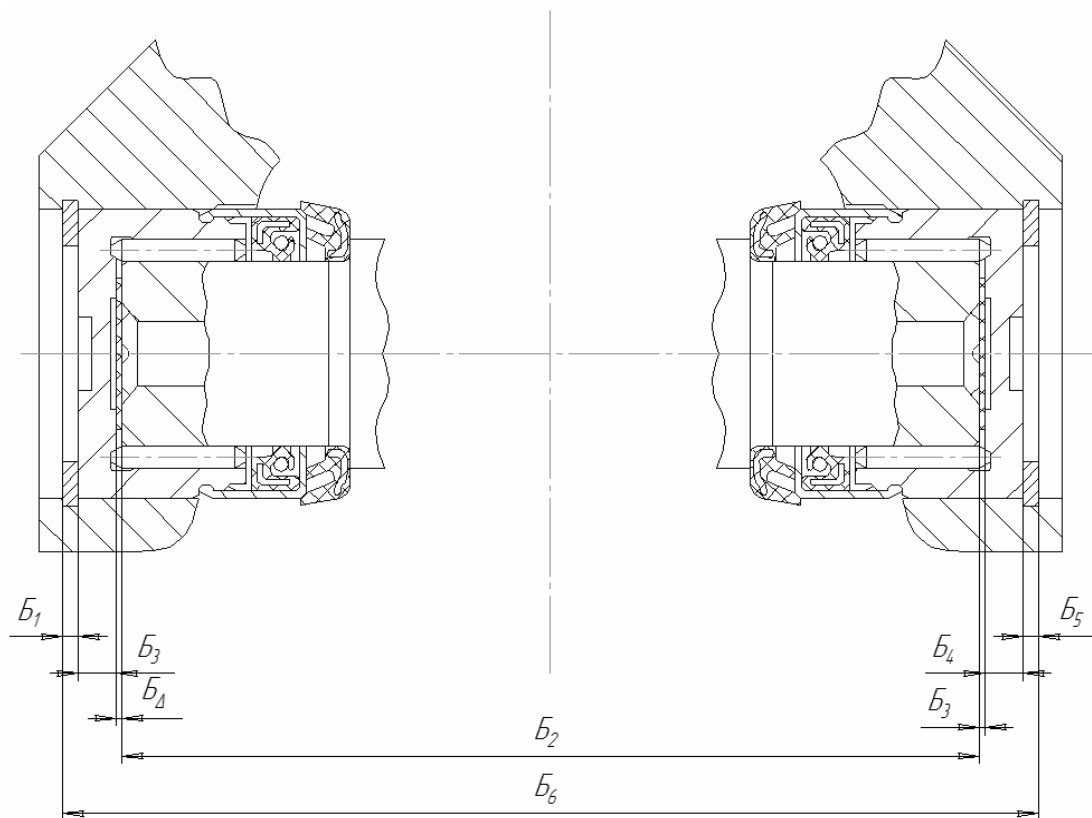


Рис. 3. Схема розмірного ланцюга, що визначає осьовий зазор в шарнірі за варіантом 2 фіксації

При фіксації зачеканкою (рис. 4) підшипник утримується спеціальними шипами у вилці, утвореними в процесі пластичної деформації її матеріалу спеціальним інструментом обмеженого ходу. В результаті зазор у карданному шарнірі мінімально необхідний, складання шарнірів відбувається швидко і легко автоматизується. Недоліком цього способу є неремontоздатність карданного шарніра, однак використання сучасних масил, якісне виготовлення, експлуатація при невеликих кутах зламу карданної передачі дозволяє збільшити довговічність шарнірів до величини ресурсу автомобіля, що виключає необхідність їх ремонту.

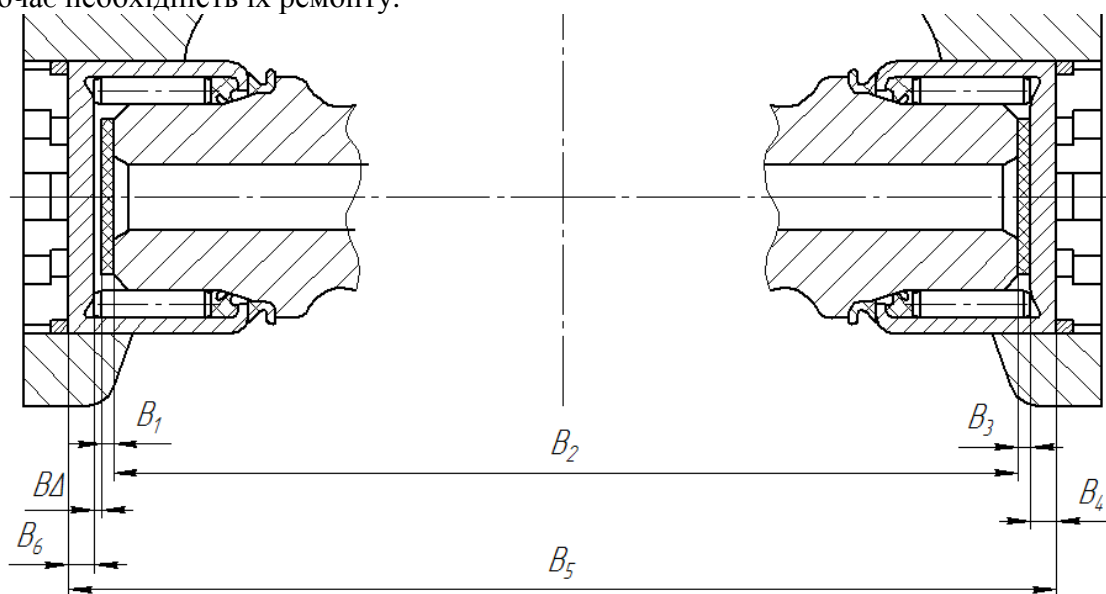


Рис. 4. Схема розмірного ланцюга, що визначає осьовий зазор у шарнірі за варіантом 3 фіксації

Передові світові фірми широко використовують вказаний варіант фіксації підшипників, що зменшує дисбаланс карданних валів і дає можливість використовувати їх при високих частотах обертання.

Розмірний аналіз різних варіантів фіксації підшипників (таблиця 1) показав, що необхідну точність не забезпечує ні перша, ні друга схема фіксації (рис. 5).

Таблиця 1

Результати розрахунків розмірних ланцюгів

| Схема фіксації підшипників | Значення зазору, мм |
|--|--------------------------|
| Внутрішнім стопорним кільцем (варіант 1) | $0^{+0,05}_{-0,026}$ |
| Зовнішнім стопорним кільцем (варіант 2) | $0,02^{+0,166}_{-0,031}$ |
| Зачеканенням (варіант 3) | $0^{+0,04}_{+0,01}$ |

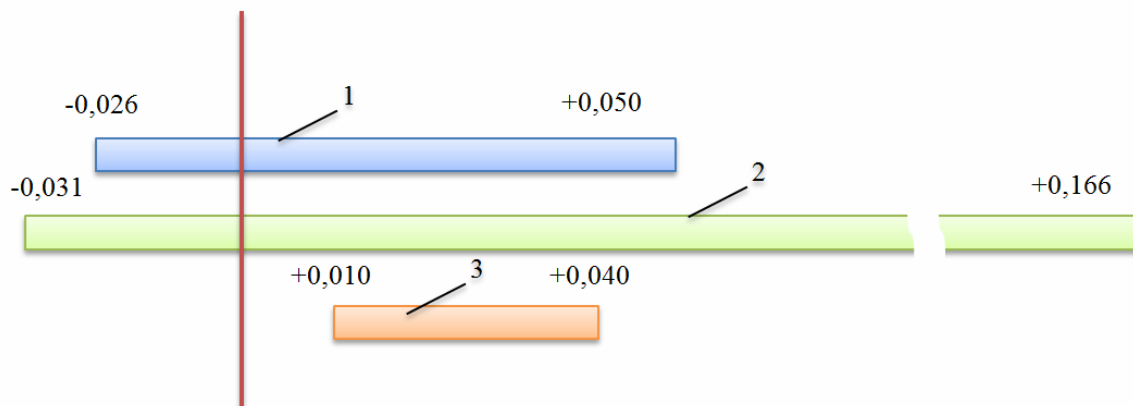


Рис. 5. Схема розташування поля розсіювання значень осьового зазору за першою (1), другою (2) та третьою (3) схемою фіксації підшипників

Ці варіанти, під час складання за методом повної взаємозамінності не можуть забезпечити зазор у шарнірі в необхідних межах. Так, за варіантом 1 осьовий зазор менше допустимого ймовірний у понад 50 % виробів, а більший – у 2 % виробів. За варіантом 2 – відповідно у 38 % і понад 50 % виробів.

Крім того, у значній кількості виробів (біля 16 % за варіантом 1 і 38 % за варіантом 2) можливий натяг (відсутність осьового зазору) в підшипниках, що недопустимо, оскільки це різко зменшує ресурс роботи карданної передачі.

Тому виникає необхідність використання селективного складання, що значно ускладнює виготовлення карданного шарніру. В такому випадку, як правило, одне стопорне кільце є постійним, а інше підбирається.

За третьою схемою фіксації підшипників забезпечується регламентований осьовий зазор, однак складання суттєво ускладнюється необхідністю спеціального деформуючого інструменту та пристрою для цієї операції. Тому в Україні ця технологія ще не набула достатнього поширення.

Симетричність торців підшипників відносно основних баз фланця і вилки буде забезпечена базуванням на операції зачеканення підшипників фланця на вісь буртика $\varnothing D_1$, а на операції зачеканення підшипників вилки проміжного валу – на вісь зовнішнього діаметра труби $\varnothing D_2$ (рис. 6).

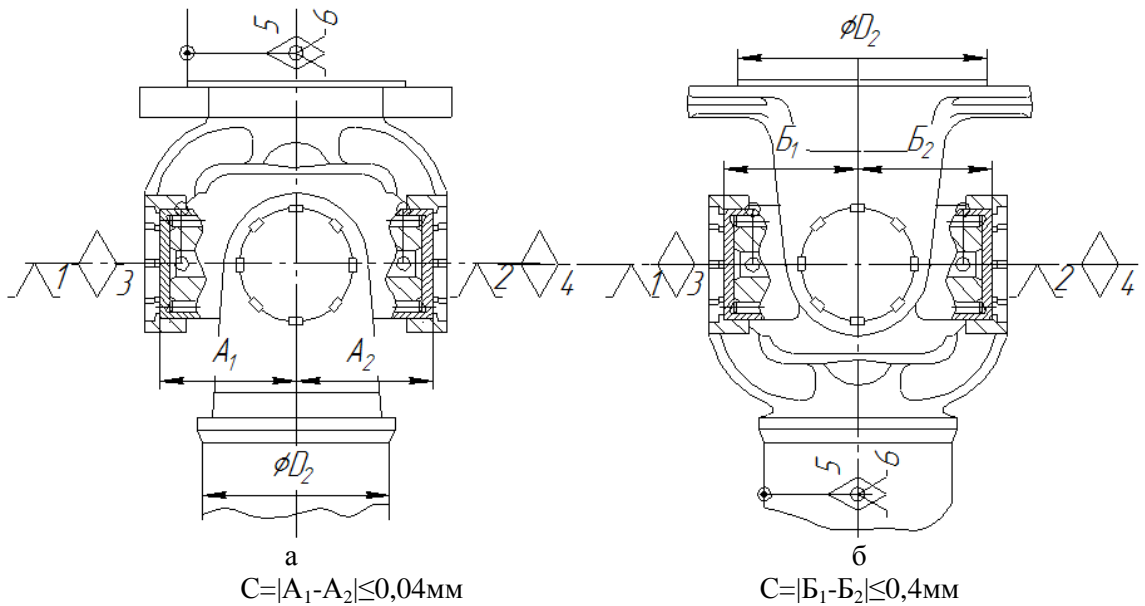


Рис. 6. Схеми базування шарніра при зачеканенні підшипників фланця (а) і вилки (б)

Концентричність шипів зачеканення відносно вісі отворів вилки на обох операціях забезпечується базуванням на вісь зовнішньої поверхні підшипника, запресованого в цей отвір. Простішим у реалізації буде базування не на вісь, а на зовнішню поверхню стакану підшипника, хоча при цьому можлива похибка базування за відповідними координатними осями.

Висновки

1. Необхідну точність розташування підшипників фіксація не забезпечує, що приводить до суттєвих значень величини «плаваючого» дисбалансу.
2. Мінімальний «плаваючий» дисбаланс забезпечується фіксацією підшипників зачеканенням.
3. Для зменшення радіального зазору необхідно зменшити допуск цапфи хрестовини, а для зменшення зазору в шліцьовому телескопічному з'єднанні – збільшити довжину зачеплення шліців та зменшити допуск зовнішнього діаметра або бічних поверхонь зубців шліцьового з'єднання.
4. Симетричність підшипників відносно вісі обертання вала на операції зачеканення підшипників фланця можна забезпечити базуванням на вісь його центруючого буртика, а при зачеканенні підшипників вилки – на вісь зовнішнього діаметра труби. В якості подвійної напрямної бази на обох операціях слід використовувати загальну вісь зовнішніх поверхонь стаканів підшипника.

Список використаних джерел

1. Размерный анализ конструкций: справочник / С. Г. Бондаренко, О. Н. Чередников, В. П. Губий, Т. Н. Игнатцев; под общ. ред. канд. техн. наук С. Г. Бондаренко. – К.: Техника, 1989. – 150 с.
2. Бондаренко С. Г. Технології механоскладального виробництва: монографія / С. Г. Бондаренко. – Ніжин: Аспект-Поліграф, 2008. – 358 с.
3. Чередніков О. М. Вплив вимірювальних розмірних ланцюгів на точність замикаючої ланки / О. М. Чередніков, О. О. Борисов // Вісник Чернігівського державного технологічного університету: зб. – Чернігів: ЧДТУ, 2009. – № 40. – С. 73-78.