**Самі (Мох'д Амін) Мох'д Іхміш. Підвищення статичної та динамічної точності просторових механізмів паралельної кінематики із сферичними опорами : дис... канд. техн. наук: 05.02.02 / Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін- т". - К., 2005.**

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| Самі (Мох’д Амін) Мох’д Іхміш. Підвищення статичної та динамічної точності просторових механізмів паралельної кінематики із сферичними опорами - Рукопис.Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 "Машинознавство", Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". Київ, 2005.Створено аналітично-розрахунковий комплекс для визначення параметрів статичної та квазістатичної точності механізмів паралельної кінематики, зокрема при випадкових змінах розмірів елементів кінематичних ланцюгів, які утворюють просторову структуру механізмів. Розроблено новий метод аналізу стохастичних похибок механізму, який реалізує розв’язок прямої задачі кінематики при типових практично важливих законах руху робочого органу механізму. Визначено характеристики робочих процесів, що мають місце в основних вузлах механізмів, зокрема, в сферичних опорах, та кінематичних ланцюгах зміни довжини штанг і встановлено їх вплив на показники точності механізму. Вперше в практиці динаміки механізмів знайдені закономірності роботи парціальних динамічних підсистем механізмів паралельної кінематики, та їх вплив на характеристики динамічної точності механізму в цілому. Встановлено наявність особливих динамічних режимів, які виникають на замкнених (кільцевих) ділянках динамічної системи механізму. |

 |
|

|  |
| --- |
| 1. В результаті інформаційних досліджень по темі встановлено, що механізми паралельної кінематики є високоефективним обладнанням, яке відповідає сучасним вимогам. Для проектування механізмів із необхідними показниками точності потрібні дослідження кінематики механізмів із врахуванням просторового руху окремих елементів та робочих процесів в основних вузлах механізму, зокрема, в сферичних опорах та динамічні коливальні процеси в пружній просторовій системі механізму. Результатом даних досліджень є комплекс заходів по підвищенню статичної і динамічної точності механізмів паралельної кінематики із сферичними опорами.
2. Розроблено методичні основи досліджень і виготовлені макети механізму триподу і механізму гексаподу та оснащення для проведення модельних експериментів, що дало можливість встановити основні закономірності роботи механізму і його основних вузлів. Теоретичні дослідження механізмів рекомендовано виконати із застосуванням апарату тензорного числення, застосованого для опису інерційних властивостей окремих вузлів механізму та силових і деформативних характеристик робочих процесів у сферичних опорах механізму. Це створило передумови для наукового обґрунтування підвищення статичної і динамічної точності механізмів паралельної кінематики.
3. Кінематичні характеристики механізмів з паралельними структурами знайдені шляхом розв’язку оберненої задачі кінематики, яка полягає у визначенні законів зміни довжини штанг в залежності від заданого закону руху платформи. При наявності особливостей траєкторії руху платформи кінематичні параметри механізму (швидкості, прискорення) набувають високочастотних осциляцій, які є специфічними кінематичними похибками механізмів і повинні бути враховані при аналізі результатів досліджень.
4. Показники статичної і квазістатичної кінематичної точності механізмів з паралельними структурами знайдені в результаті розв’язку прямої задачі кінематики. Встановлено, що причинами виникнення статичних кінематичних похибок механізму є похибки кінематичних ланцюгів зміни довжини штанги і сферичних опор штанги. Ці похибки являють собою широкополосні випадкові процеси з діапазоном зміни похибки довжини штанги 1..2мкм. відповідні похибки положення платформи визначено у вигляді випадкових процесів, діапазони зміни яких знаходяться в межах 1..4мкм в залежності від закону просторового руху платформи.
5. В результаті дослідження робочих процесів у сферичних опорах встановлено, що опора працює в різних умовах змащення, при яких суттєвим є врахування реального профілю контактуючих поверхонь. Опис профілю доцільно здійснювати з використанням функціональних рядів складених із сферичних гармонік, причому для опису взаємодії мікропрофілів двох поверхонь у сферичній опорі достатньо обмежитись врахуванням лише тессеральних гармонік, що дає можливість застосувати двомірні ряди Фур’є для опису мікропрофіля контактуючих поверхонь. Характеристики контактної жорсткості та дотичної взаємодії поверхонь у сферичній опорі визначаються тензорними величинами, які зв’язують вектор взаємних переміщень деталей у сферичній опорі із силою взаємодії деталей. Тензорна величина являє собою тензор другого рангу, визначений в просторі двох вимірів, якими є поперечно-кутові переміщення контактуючих поверхонь у сферичній опорі. Тензорна величина інтерпретується у вигляді еліпса, що характеризує анізотропію властивостей взаємодії двох контактуючих поверхонь. Еліпс є інтегральною характеристикою сукупності мікрорисок на контактуючих поверхнях. Динамічні показники взаємодії двох поверхонь характеризуються спектром потужності віброприскорень. Спектр потужності віброприскорень в динамічному контакті поверхонь має суттєві значення в діапазоні частот до 1,5 кГц.
6. Похибки геометрії та процеси силової взаємодії поверхонь у сферичних опорах визначають основні показники точності визначення l-координат у вигляді довжин окремих штанг. Ці похибки мають статичну складову випадкового характеру, яка допускає зниження до величини 1..2 мкм за рахунок раціонального проектування і виготовлення механізму паралельної кінематики. Динамічні похибки опори виникають за рахунок взаємодії контактуючих поверхонь опори і мають вигляд широкополосного випадкового процесу, амплітудні значення якого складають 2..4мкм.
7. Динамічні властивості механізмів паралельної кінематики визначаються взаємодією окремих парціальних динамічних систем. Основними з них є системи поступального переміщення платформи, система сферичного руху платформи системи поздовжнього переміщення кожної із штанг та системи сферичного руху штанг. Особливим видом парціальних динамічних підсистем механізму є замкнені (кільцеві) динамічні системи, які включають три і більше мас, зокрема, це система двох штанг і платформи. Динамічні процеси в приводах штанг змінної довжини суттєвим чином впливають на загальні процеси в динамічній системі механізму. В зубчатих передачах привода виникають навантаження випадкового характеру. Складові проекції просторового навантаження характеризуються тензором кореляційних моментів, який визначає просторові зміни вектора навантажень в кінематичному ланцюзі привода штанги. В динамічних режимах роботи механізму, штанга змінної довжини здійснює сферичний (прецесійний) рух навколо центрального положення. Це обумовлює появу складних спіралеподібних кільцевих переміщень сферичних опор штанги з розмахом до 1,0..2,0 мкм в площині платформи.
8. Динамічні похибки поступального переміщення платформи механізмів паралельної кінематики при ступінчастій зміні корисного навантаження на платформу складають 15..35% при середній статичній похибці 1..2мкм. перехідний процес переміщення платформи відзначається значною швидкодією. Час перехідного процесу знаходиться в межах 3..4 мс. Перехідні функції поступального переміщення платформи мають довгоперіодичні складові з частотами 100..160 Гц та короткоперіодичні складові з частотами 420..480 Гц; 1100..1200 Гц; 2100..2200 Гц. Відносні динамічні похибки просторового поперечно-кутового переміщення платформи суттєво нижчі від похибок поступальних переміщень і знаходяться в межах 10..20 %. Резонансні області поперечно-кутових коливань платформи знаходяться в частотних діапазонах 200..600 Гц та 4..11 кГц. в області низьких частот наявні резонансні піки на частотах 35..90 Гц.
9. В кільцевих парціальних системах механізмів паралельної кінематики виникають коливальні процеси із чітко визначеними резонансними властивостями. Резонансні частоти в кільцевих системах для типових представників механізмів паралельної кінематики складають 20..60 та 80..120 Гц. Експериментальні спектри вібрацій крім головних резонансів мають другорядні резонансні піки в кількості 10..50 в діапазоні 30..50 Гц. Інтенсивність другорядних резонансів на порядок менша інтенсивності головних резонансів динамічної системи механізму.
 |

 |