



УКРАЇНА

(19) UA (11) 77062 (13) C2  
(51) МПК (2006)  
B66C 9/00МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІОПИС  
ДО ПАТЕНТУ НА ВИНАХІД

## (54) ХОДОВЕ КОЛЕСО КРАНА

1

2

(21) 20040907428

(22) 10.09.2004

(24) 16.10.2006

(46) 16.10.2006, Бюл. № 10, 2006 р.

(72) Канов Геннадій Лаврентійович

(73) Канов Геннадій Лаврентійович

(56) UA 20040806817, 13.08.2004

SU 1652282 A1, 30.05.1991

SU 1594119 A1, 23.09.1990

US 4318564, 09.03.1982

US 990038, 18.04.1991

(57) 1. Ходове колесо крана, що містить сполучені між собою сферичними поверхнями обід і маточину, зв'язані пружними елементами, яке відрізняється тим, що обід виконаний збірним з кілець,

сполучених між собою кріпильними деталями, між зовнішніми кінцями бокових кілець обода розміщене торцеве кільце з поверхнями кочення колеса, а на внутрішньому торці обода колеса рівномірно по периметру по центру сферичної поверхні встановлені в сферичних пазах сферичні частини пружних елементів, контактні частини яких контактними кінцями розміщені у фігурних пазах маточини з можливістю кутового переміщення, причому кожен пружний елемент має позадозв'язний паз.

2. Ходове колесо крана за п. 1, яке відрізняється тим, що торцева сферична поверхня маточини виконана по радіусу, що перевищує радіус отвору маточини під вісь колеса в 1,3... 2,5 рази.

Винахід відноситься до підйомно-транспортного машинобудування, зокрема, до ходових коліс кранів.

Відома конструкція складового ходового колеса крана, що самовстановлюється відносно рейки, що містить вал, виконаний в середній частині з опорною сферичною поверхнею, на якій розміщений зубчатий вінець, обід колеса, на внутрішній поверхні якого нарізані внутрішні евольвентні зуби, що постійно щабляються в зачіпленні із зубчатим вінцем валу, торцеві півсферичні обойми, сполучені з ободом, які створюють з поверхнею валу сферичний шарнір, що забезпечує ободу можливість повертатися щодо валу на заданий обмежувальними упорами кут, [а.с. СРСР №1498695, кл. B66C 9/08, 1987].

Така конструкція колеса забезпечує його самовстановлення в будь-якій площині, проте є жорсткою по передачі моменту, що крутить, оскільки зубчате з'єднання валу з ободом не пом'якшує динамічні навантаження, що виникають при ударах коліс об стики рейок і роботі крана в режимах розгону і гальмування. Крім того, постійне переміщення зубів щодо один одного під навантаженням приводить до їх передчасного зносу, що знижує довговічність складної і дорогої конструкції колеса.

Відома також конструкція складового колеса крана, що самовстановлюється відносно рейки, що

містить обід і маточину, зв'язані між собою сферичними поверхнями і зв'язані жорстко закріпленими на маточині, штифтами через пружні конічні втулки і кільцеві прокладки, [а.с. СРСР №1289800, кл. B66C 9/08, 1985].

Відома конструкція колеса крана на додаток до самовстановлення щодо рейки дозволяє знижувати динамічні навантаження за рахунок деформації пружних втулок і кілець, але має низьку довговічність через швидке руйнування пружних елементів. Це пов'язано з тим, що передача моменту, що крутить, і ударних навантажень від маточини до обода здійснюється через штифти з малою площею поверхні контакту з пружними еластичними елементами і через великий питомий тиск і знакозмінні навантаження останні подріблюються, що вимагає їх частої заміни.

Найближчою до пропонованого рішення по технічній суті і результату, що досягається, є колесо крана, що складає сполучені між собою сферичними поверхнями обід і маточину, зв'язані пружними елементами [патент України №35983, кл. B66C 9/08, 1999].

Конструктивне виконання колеса такого крана передбачає, що обід цільний і наскрізними пазами виконаними паралельно його осі, маточина з глухими пазами виконаними з одного боку, пружні елементи є тілами обертання з коаксіальними

(13) C2

(11) 77062

(19) UA

прорізами, крім того, пружні елементи зафіксовані кришкою і мають розподільну шайбу.

Відома конструкція дозволяє більш рівномірно розподіляти і частково поглинати динамічні навантаження, а металеві пружні елементи підвищують надійність і довговічність роботи колеса. Недоліком винаходу є те, що прийняті конструктивні рішення не дозволяють реалізувати ці переваги. Наприклад, цільний обід і наскрізними пазами зумовлює використання складного способу збірки сферичного шарніра, що вимагає виконання на ободі спеціальних проточок вширшки рівній товщині маточини, що ослабляє міцність шарніра, оскільки частина найбільш навантажених красивих ділянок обода відсутня.

Маточина з глухими пазами, виконаними з одного боку, зумовлює використання жорсткого кріплення кореневої частини пружного елемента. В цьому випадку пружний елемент працює як консольна балка з жорстким затисканням одного кінця, а виникаючі в процесі роботи колеса крана знакозмінні динамічні (ударні) навантаження є причиною появи втомних тріщин в місці затискання і руйнування пружних елементів.

Конструкція пружних елементів з кількістю прорізів більше двох є не оптимальною, оскільки, в цьому випадку, рівномірно розподілити навантаження на кожен сектор практично неможливо, крім того, велика величина сумарного зазору між секторами пружного елемента є причиною великих люфтів, що неприпустимо при дії динамічних знакозмінних навантажень. В результаті нерівномірності розподілу навантажень на сектори під різними напрямками дії сил, їх профіль піддається вигину з крученням, що призводить до прискореного руйнування пружного елемента.

Відсутність опор з протилежної сторони дії згинаючих зусиль, що обмежують переміщення секторів пружних елементів призводить до їх руйнування при ударному навантаженні.

Фіксація пружних елементів кришкою і наявність розподільних шайб ускладнює, обважнює і здорожує відому конструкцію колеса крана.

У основу винаходу поставлена задача створення такої конструкції колеса крана, застосування якої дозволило б забезпечити самовстановлення пружних елементів в пазах обода і маточини, а також оптимізувати по критерію мінімуму зусиль і зносу склад, форми і розміри конструктивних елементів колеса крана і тим самим забезпечити надійність роботи і довговічність колеса крана з мінімізацією витрат на його виготовлення.

Для вирішення поставленої задачі в ходовому колесі крана, що складає сполучені між собою сферичними поверхнями обід і маточину, зв'язані пружними елементами, згідно винаходу, обід виконаний збірним з кілець, сполучених між собою кріпильними деталями, між боковими кільцями розміщене торцеве кільце з поверхнями катання колеса, а на внутрішньому торці рівномірно по периметру по центру сферичної поверхні встановлені в сферичних пазах сферичні пружні елементи, які контактними кінцями розміщені у фігурних пазах маточини з можливістю кутового переміщення. При цьому, торцева сферична поверхня маточини виконана по радіусу перевищуючому

радіус осі обертання колеса в 1,3...2,5 рази.

Виконання обода збірним з бокових кілець правого і лівого виконань дозволяє розмістити між ними торцеве кільце П-образного профілю з поверхнями катання колеса і сферичні пружні елементи, а також найпростішим способом зібрати сферичний шарнір, утворюваний торцевими поверхнями обода і маточини. Крім того, роздільне виготовлення кілець дозволяє на бокових кільцях виконати з високою точністю півсферичні пази з напівциліндричними вихідними частинами, а П-образне кільце-вкладиш виконати з високоміцного металу з будь-яким видом термозміцнення. Торцевий вкладиш, що зношується в процесі експлуатації колеса, легко підлягає заміні на новий або відновлений наплавленням, що в багато разів підвищує термін служби колеса і знижує вартість його ремонту.

Розміщення сферичних частин пружних елементів в сферичних порожнинах, утворюваних поєднанням півсфер бокових кілець дозволяє виключити їх переміщення в радіальному напрямі і забезпечити кутовий поворот контактних кінців в будь-якій площині в заданих геометричними розмірами пазів межах. Величину зазору між сферичними поверхнями пружних елементів і пазів обода можливо регулювати прокладками між боковими поверхнями збираних кілець, що гарантує відсутність заклинювання в сферичних шарнірах і компенсує неточності виготовлення деталей колеса.

Розміщення контактних кінців пружних елементів у фігурних пазах маточини з можливістю кутового переміщення дозволяє реалізувати функцію самовстановлення обода щодо маточини по сферичному шарніру без люфтів. Плоскі контактні грані пружних елементів і бічні площини пазів маточини утворюють пари тертя з фіксацією положення пружних елементів, що виключає їх поворот навколо подовжньої осі, забезпечує напрям радіальних навантажень  $R$  під прямим кутом до площини подовжніх пазів пружних елементів і напрям бічних навантажень  $F$  уздовж пазів маточини, що дозволяє реалізувати функцію самовстаповлення обода щодо рейки.

Довжиною пазів маточини обмежують кут  $\gamma$  нахилу колеса щодо рейки і регулюють ступінь його самовстановлення. Округлені і похилі до осі симетрії маточини краї пазів виконують функцію упорів-обмежувачів для переміщення пружних елементів з максимально можливою площею контактної поверхні, що дозволяє понизити контактні напружки і підвищити довговічність колеса.

Розміщення сферичних шарнірів пружних елементів в безпосередній близькості від внутрішнього торця обода колеса мінімізує величину відносного переміщення і знос поверхонь контактних граней пружних елементів і бічних площин пазів маточини, що труться, оскільки при однакових кутах  $\gamma$  нахилу колеса щодо рейки довжина паза маточини зменшується пропорційно наближенню до осі обертання колеса. Чим менше радіус сфери маточини, тим коротше довжина її пазів, що дозволяє виготовляти колесо тонше і відповідно легше.

Виконання торцевої сферичної поверхні маточини по радіусу перевищуючому радіус осі обер-

тання колеса в 1,3...2,5 рази забезпечує стійкість і надійність роботи сферичного шарніра колеса. При радіусі сфери меншому, ніж 1,3 радіуси осі обертання колеса розмір по донній частині паза маточини стає менше, ніж розмір радіусу осі обертання колеса, що неприпустимо. При радіусі сфери більшому, ніж 2,5 радіуси осі обертання колеса сферичний шарнір наближається формою до циліндричного шарніра, що призведе до заклинювання при перекосах колеса.

Пружні елементи в конструкції колеса крана с базовими елементами, які зумовлюють всю решту геометричних розмірів деталей, що дозволяє оптимізувати службові характеристики колеса і трудомісткість його виготовлення.

Таким чином, сукупність характеристик технічного рішення, що заявляється, забезпечує рівень надійності роботи і довговічності колеса крана під дією динамічних навантажень недосяжний при використуванні прототипу.

За наслідками пошуку по патентній і науково-технічній літературі у відповідних рубриках МПК і УДК сукупність істотних ознак частково або повністю співпадаючих з тими, що заявляються і дозволяють вирішити поставлену задачу не виявлена ні в одному відомому технічному рішенні. Отже, винахід, що заявляється, відповідає критерію «новизна».

З відомого рівня техніки сукупність істотних ознак технічного рішення, що заявляється, з очевидністю не витікає. Отже, винахід, що заявляється, відповідає критерію «рівень винахідництва».

Винахід пропонується використовувати на всіх підприємствах, що експлуатують мостові крани і виготовляють для них запасні частини, зокрема, ходові колеса, а також кранобудівним заводам для комплектації кранів, що виготовляються. Отже, винахід, що заявляється, відповідає критерію «промислова застосовність».

Надалі винахід пояснюється докладним описом його конкретного виконання з посиланнями на креслення.

На Фіг.1 представлений розріз колеса крана в початковому стані.

На Фіг.2 представлений вид колеса крана на Фіг.1 в перетині А-А.

На Фіг.3 зображені положення деталей колеса крана у момент початку додатка навантаження а) і при дії максимального навантаження від моменту, що крутить, б).

На Фіг.4 зображена конструкція пружного елемента.

На Фіг.5 представлений вид фрагмента колеса крана на Фіг.1 в перетині Б-Б без перекосу колеса а) і при максимальному перекосі колеса б).

На Фіг.6 представлений загальний вид колеса крана у взаємодії з рейкою.

Колесо крана містить маточину 1 з фігурними пазами 2, розміщеними рівномірно по периметру торця в кількості від 4 до 12 залежно від величини навантажень на колесо і силових характеристик пружних елементів, збірний обід 3 з сферично-циліндричними пазами 4, утвореними суміщенням дзеркально симетричних бокових кілець з півсферичними поглибленнями на внутрішніх поверхнях. Усередині співвісних пазів обода і маточини роз-

міщені пружні елементи 5, що зв'язують обід і маточину і обмежують переміщення останніх щодо один одного по сферичному шарніру 6, утвореному сполученням увігнутої і опуклої сферичними поверхнями торців обода і маточини. Між зовнішніми кінцями бокових кілець обода 3 розміщене торцеве кільце 7 П-образного профілю з поверхнями кочення колеса, сполучене з боковими кільцями гвинтами (на Фіг.1 позначені осями). Кріпильними деталями 8 через отвори 9 обід 3 зібрано в єдиний вузол з фіксацією пружних елементів 5 в заданому положенні, як показано на Фіг.1, Фіг.2 і Фіг.5а. При цьому контактні кінці 12 пружних елементів 5 встановлюють в пазах 2 маточини і натягом шляхом зведення кінців із зменшенням конусності подовжнього паза 14 до нуля. Контактними гранями 13 пружний елемент 5 фіксується між бічними стінками паза 2 маточини в положенні, що забезпечує провртання пружного елемента навколо його подовжньої осі з орієнтацією подовжнього паза 14 уздовж паза 2, як показано на Фіг.3 і Фіг.5. Затягуванням кріпильних деталей 8 сферичні частини 10 пружних елементів центруються в сферичних пазах 4 обода 3 з утворенням сферичних шарнірів із зазорами між сферичними поверхнями, що забезпечують вільний поворот пружних елементів. Величина цих зазорів регулюється прокладками між боковими кільцями обода і встановлюються в межах 0,05...0,15мм залежно від точності виготовлення деталей і величини шорсткості поверхонь. Після затягування кріпильних деталей 8 в результаті самовідцентрування пружних елементів в пазах обода автоматично встановлюється величина зазору 16 між днищами пазів 2 маточини і торцями пружних елементів (в межах 2...4мм), що забезпечує вільне переміщення кінців пружних елементів в пазах маточини в процесі їх роботи.

Співвідношення геометричних розмірів деталей колеса, що сполучаються, і величину їх переміщень щодо один одного задають залежно від положення пружних елементів 5 щодо осі обертання колеса (центру мас  $T$ ) і їх форми.

Пружні елементи (Фіг.4) за формою і суттю виконані у вигляді U-образної ресори, що складається з двох частин: сферичної частини 10 з циліндричним отвором 11 і контактної частини з контактними кінцями 12, між якими виконаний подовжній паз 14, а на зовнішніх сторонах виконані контактні грані 13. Робочі характеристики пружних елементів задаються співвідношенням форм і розмірів профілів їх частин і властивостями металу, з якого вони виготовлені. Співвідношення радіусів сфери 10 і циліндричної порожнини 11 в межах  $3,0 \pm 0,5$  дозволяє регулювати параметри пружності в широкому діапазоні, а співвідношення довжини і товщини контактних кінців 12 в межах  $3,0 \pm 1,0$  забезпечує отримання всього достатнього для практичного застосування набору силових властивостей пружних елементів в поєднанні з їх кількістю. Співвідношення довжини контактних кінців 12 і ширини подовжнього паза 14 в межах  $10,0 \pm 5,0$  дозволяє регулювати величину кутових переміщень пружного елемента в пазу 2 маточини і забезпечує отримання відносних переміщень поверхонь сферичного шарніра 6 в межах  $\pm 10,0$ мм по напрямку і проти напрямку обертання колеса. Спів-

відношення довжини  $L$  паза 2 маточини і її розміру  $S$  по краях сферичної поверхні в межах  $0,7 \pm 0,2$  забезпечує можливість повороту колеса щодо центру мас  $m$  на кут  $\gamma = 0,5^\circ \dots 3,0^\circ$  і гарантує міцність конструкції колеса при ударах контактних кінців 12 пружних елементів в округлені і нахилі краї 15 пазів 2 маточини. Кут нахилу країв 15 пазів маточини рівний куту  $\gamma$ , що забезпечує максимальну площу контакту при ударах і зниження питомого тиску.

Для зменшення тертя порожнини 11 пружних елементів 5 і пази 2 маточини заповнюються густим мастилом.

Колесо крана працює таким чином.

У початковому положенні в стані спокою деталі колеса знаходяться співвісно симетрично щодо один одного, як показано на Фіг.1, Фіг.2, Фіг.3 і Фіг.5а.

У момент включення електроприводу виникає пара сил  $P$ , як показано на Фіг.3, від якої маточина 1 починає провертатися в сферичному шарнірі 6 на кут  $\alpha$  в радіальній площині щодо загальмованого масою крана обода 3 колеса. Завдяки відсутності люфтів в механізмі, синхронно в сферичних шарнірах обода 3 починають провертатися в тій же площині пружні елементи 5 на кут  $\beta$ , при цьому ширина їх подовжніх пазів 14 починає зменшуватися, а контактні кінці 12 зближуються в результаті пружної деформації сферичних частин 10. У міру зростання моменту, що крутить, і, відповідно, сил  $P$  маточина 1 продовжує повертатися щодо початкового положення з пропорційним зростанням кутів  $\alpha$  і  $\beta$ . При середньому значенні моменту електроприводу, що крутить, згідно заданому рівню сил пружності всіх пружних елементів, їх контактні кінці 12 на торці стуляються, після чого починає працювати на вигин весь перетин контактних кінців 12 із збільшенням жорсткості у міру вибірки зазорів 14, але із зменшенням питомого контактного тиску пропорційно зростанню площі контакту. У граничному положенні при максимальних значеннях сил  $P$  і кутів  $\alpha$  і  $\beta$  внутрішні площини пазів 14 співпадають і пружні елементи 5 починають працювати як шпонки або шліци.

Як тільки сили опору обертанню обода урівноважаться з сумарним зусиллям пружної деформації корпусів всіх пружних елементів, колесо починає плавно рушати з місця, запобігаючи режим пробуксовування, а при гальмуванні режим юза. Після подолання пікового навантаження, накопичена пружними елементами енергія пружності плавно повертає їх в положення близьке до початкового залежно від поточної величини сил опору коченню колеса. Жорсткість характеристик пружних елементів розраховують виходячи з критерію їх постійної роботи в умовах пружного вигину (як ресори), що забезпечується підбором співвідношень геометричних розмірів пружного елемента: довжини, діаметру, профілю складових частин в поєднанні з маркою сталі і твердістю після термообробки пропорційно потужності електроприводу. У кінцевій межі при пікових (ударних) навантаженнях, наприклад, при екстремому гальмуванні або переході через різновисотні стики рейок подовжні пази 14 стуляються, а жорсткість пружних елементів 5 в багато разів зростає, при цьому вони почи-

нають виконувати функції шпонок.

При дії бічних зусиль на реборди колеса, виникаючих від перекосу моста крана, непаралелі і кривизни рейок, і інших причин, колесо працює в площинах перпендикулярних радіальній площині таким чином.

Бічна сила  $F$ , діюча в місці контакту бічних поверхонь рейки і реборди колеса, створює момент, що крутить, щодо центру маси колеса  $m$  і плечем рівним радіусу колеса, який у разі монолітної конструкції колеса гне його вісь обертання, але наявність сферичного шарніра усередині колеса розвантажує цю вісь обертання, завдяки можливості повороту обода колеса щодо маточини, що в багато разів знижує величину сили  $F$  до величини зусилля тертя між поверхнями сферичного шарніра 6. Як показано на Фіг.6, обід 3, повертаючись в сферичному шарнірі 6 у вертикальній площині щодо маточини 1 у напрямі дії сили  $F$ , самовстановлює поверхні катання рейки і колеса без їх поперечного ковзання щодо один одного, що різко знижує знос пари тертя. В цьому випадку пружні елементи 5 вільно ковзають своїми бічними стінками 13 по бічних стінках на довжині  $L$  пазів 2 маточини 1 в напрямі перпендикулярному площині симетрії колеса, як показано на Фіг.5 і Фіг.6.

Ступінь самовстановлення колеса крана щодо рейки задають вибором для кожного типу крана величини кута  $\gamma$  і довжини  $L$  паза 2 маточини, обмежуючи поворот обода по сферичному шарніру 6 за допомогою упору пружних елементів в тупикові циліндричні поверхні 15 пазів 2. Оскільки величина непаралелі монтажу рейок і їх кривизна обумовлені будівельними нормами і правилами, то для реалізації самовстановлення коліс кранів щодо рейкового шляху досіпають величину кута  $\gamma$  обмежити діапазоном  $0,5^\circ \dots 1,5^\circ$ , що при відповідних діаметрах коліс дозволяє забезпечити зсув реборд колеса від розрахункового положення осі симетрії рейки на величину  $\Delta = \pm 40 \text{ мм}$ .

За наявності перекосу колеса під дією бічної сили  $F$  в процесі обертання колеса кінці пружних елементів скоюють зворотно-поступальну ходу від одного краю паза обода до іншого при максимальному куті перекосу  $\gamma$ , за напівоберту в одну сторону і подальші напівоберту в іншу сторону по синусоїдальному закону руху по колу.

За відсутності перекосу зворотно-поступальна хода пружних елементів відсутня. У проміжних режимах амплітуда коливань кінців пружних елементів щодо осі симетрії колеса змінюється прямо пропорційно зміні величини кута  $\gamma$ .

При русі крана по рейковому шляху залежно від положення рейок щодо один одного під дією сил  $F$  колеса кранів будуть повертатися щодо центру маси колеса  $m$  в ту або іншу сторону, при цьому найстійкіше положення колеса буде, коли осі симетрії рейки і колеса співпадають з центром маси  $m$ . Таким чином реалізується ефект самовстановлення коліс кранів щодо рейок.

При критичних кутах перекосу моста крана щодо рейкового шляху в контакт 5 рейкою вступають обидві реборди колеса. В цьому випадку, завдяки наявності сферичного шарніра 6, обід 3 колеса повертається в горизонтальній площині, що запобігає заклинюванню моста і знижує сили тертя

між рейкою і ребрами. Таким чином реалізується ефект самовстановлення мостового крана щодо рейкового шляху.

Конструкція ходового колеса крана, що заявляється, дозволяє уніфікувати безліч існуючих типів коліс. Наприклад, змінюючи лише геометричні розміри або кількість пружних елементів, стає можливим передавати весь діапазон моментів

приводу колеса, що крутять, а змінюючи лише діаметр кочення колеса, можливо міняти швидкість крана в широких межах.

Таким чином, винахід дозволяє при мінімальних витратах в багато разів підвищити довговічність роботи мостових кранів і підкранових шляхів порівняно з прототипом.

