

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ „ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Федик Василь Володимирович

**ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА НАВАНТАЖУВАЛЬНУ
ЗДАТНІСТЬ ОПОРНО–ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ**

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Науковий керівник – доктор технічних
наук, професор Малащенко В.О.

Львів - 2015

Зміст

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ.....	5
Розділ 1. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ КРАНІВ.....	11
1.1. Загальні положення та зауваження.....	11
1.2. Основні чинники, що впливають на навантажувальну здатність і довговічність опорно-поворотних пристроїв автокранів.....	13
1.3. Конструктивні особливості кулькових опорно-поворотних пристроїв.....	15
1.4. Порівняльний аналіз і узагальнення методів визначення конструктивних чинників опорно-поворотних пристроїв.....	29
1.5. Результати досліджень напружень опорно-поворотних пристроїв...33	33
1.6. Висновки та формулювання основних задач досліджень.....	38
Розділ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЗАЛЕЖНОСТЕЙ В ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЯХ З РОЛИКОВИМИ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ.....	41
2.1. Загальні положення щодо застосовуваних роликів опорно-поворотних пристроїв в автомобільних кранах.....	41
2.2. Завдання за темою дисертації, що розв'язуються у другому розділі.....	44
2.3. Кінематичні залежності опорно-поворотного пристрою автокранів.....	45
2.4. Кількісний аналіз кінематичних параметрів опорно-поворотних пристроїв.....	47
2.5. Кінематика опорно-поворотних пристроїв з урахуванням торцьового доторкання роликів.....	49
2.6. Розроблення нової конструкції опорно-поворотних пристроїв з модифікованими тілами кочення.....	52
2.7. Висновки до розділу 2.....	55
Розділ 3. СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ	

3.1. Загальні положення і зауваження.....	57
3.2. Обґрунтування розрахункових схем і створення аналітичних залежностей силової взаємодії.....	59
3.3. Навантажувальна здатність за контактним напруженням елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів	61
3.3.1. Визначення напружень між роликками та поверхнею бігової доріжки.	61
3.3.2. Комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану в робочій зоні опорно-поворотного пристрою з традиційними роликками.....	66
3.4. Виконання досліджень напружено-деформованого стану в робочій зоні модифікованих роликків опорно-поворотних пристроїв автокранів.....	69
3.5. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану елементів моделі опорно-поворотного пристрою автокранів з врахуванням геометрії і податливості кілець.....	76
3.6. Аналіз напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою автокранів.....	81
3.7. Висновки до розділу 3	91
Розділ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУ- ВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ РОЛИКОВОГО ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ.....	93
4.1. Задачі та алгоритм дослідів	93
4.2. Обладнання, матеріали та методика експериментальних досліджень....	95
4.3. Розробка нового обладнання для рівномірного затягування гайок з'єднувальних болтів опорно-поворотного пристрою.....	98
4.4. Методика визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою на початку руху.....	101
4.5. Методика підготовки моделі опорно-поворотного пристрою автокранів до проведення планових дослідів.....	103
4.6. Визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою з традиційними роликками.....	105

	4
4.7. Визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами.....	106
4.8. Порівняння отриманих результатів та підтвердження ефективності застосування модифікованих роликів	107
4.9. Висновки до розділу 4.....	108
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	112
ДОДАТКИ.....	126

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Подальший розвиток машинобудування ставить все нові задачі стосовно покращення існуючих та розробки нових технічних засобів, які мали б підвищені експлуатаційні показники. Першою чергою це стосується збільшення термінів функціонування, підвищення надійності роботи тощо. Аналізуючи сучасний технічний стан, можна наголосити на тому, що машинний парк країни не у повній мірі відповідає нагальним вимогам технічного розвитку. Особливо це стосується кранобудування та експлуатації автомобільних кранів.

Ця проблема підтверджується також даними Держгірпромнагляду, де наведено, що на початок 2012 року в Україні експлуатовалось понад 55 тисяч різноманітних кранів, які обладнані опорно-поворотними пристроями. Проте із цієї кількості близько 80% кранів мають значні перебільшення терміну експлуатації, тобто набули такого стану, при якому необхідна їх зупинка та капітальний ремонт або заміна у разі неможливості відновлення їхніх початкових характеристик.

Суттєве оновлення парку кранів, у тому числі і автокранів, у короткий термін є утрудненим тому, що внаслідок фінансового стану країни відповідні заводи істотно зменшили обсяги виробництва, а деякі зовсім зупинили випуск цієї важливої техніки. На придбання її за кордоном також надії мало, тому що автокрани відомих виробників світу є дорогими для країни, а ті, що можна придбати дешевше (наприклад, автокрани китайських виробників) мають відносно малу довговічність і велику кількість конструктивних недоліків, які приводять до зверх нормативних простоїв. Такий стан парку кранів підштовхує інтенсивний розвиток цієї галузі машинобудування на Україні, в першу чергу мобільних автокранів.

Важливою частиною проблеми є покращення їх конструктивних, силових характеристик, які уможливають підвищення терміну функціонування кранів, покращують технології їх виготовлення, спрощують процес експлуатації тощо. Покращення експлуатаційних характеристик

опорно-поворотних пристроїв шляхом модифікації роликів є вельми актуальною задачею, розв'язок якої уможливило зменшення тертя в робочій зоні та підвищує навантажувальну їх здатність.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами
Дисертація виконана в рамках основного наукового напрямку „Динаміка та навантажувальна здатність машин і споруд циклічної дії” кафедри деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”. Автор дисертаційної роботи був виконавцем таких госпдоговірних робіт:

1. Дослідження кінематичних параметрів та навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою (ОПП) автокранів НДДКР № 0384;
2. Комп'ютерні та експериментальні дослідження експлуатаційних характеристик опорно-поворотного пристрою (ОПП) автомобільних кранів (Договір № 012 від 01.02. 2014 р.).

Мета і завдання досліджень. Метою дисертаційних досліджень є покращення ефективності роботи опорно-поворотного пристрою автокранів застосуванням модифікованих роликів. Для досягнення цієї мети в дисертації поставлено такі основні наукові завдання:

- провести порівняльний аналіз результатів досліджень тертя, навантажувальної здатності та напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв кранів і установити напрямки з їх покращення;
- виконати кінематичний аналіз опорно-поворотних пристроїв автокранів і отримати аналітичні вирази для визначення взаємозв'язку між формою роликів і величиною швидкостей ковзання;
- розробити ефективну форму роликів для зменшення геометричного їх ковзання відносно поверхонь бігових доріжок зубчастого вінця та півобойм;
- запропонувати математичні моделі для визначення навантажувальної здатності роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів від дії осьового зусилля та перевертального моменту;

- розробити методику та виконати комп'ютерний аналіз закономірностей зміни контактних напружень в робочій зоні опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликами;

- розробити алгоритм і провести експериментальні дослідження з підтвердження ефективності застосування модифікованих роликів в опорно-поворотних пристроях автокранів.

Об'єкт дослідження – процес функціонування опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликами.

Предмет дослідження - кінематико-силові параметри та навантажувальна здатність опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликами.

Методи досліджень. Теоретичні дослідження процесу функціонування опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликами виконані з використанням основних положень і методів теоретичної механіки, теорії тертя, опору матеріалів, деталей машин та методу кінцевих елементів. Експериментальні дослідження проведено на розробленій і виготовленій дослідній установці з застосуванням традиційних і модифікованих роликів та можливістю зміни величин виліту стріли і навантаження моделі.

Наукова новизна одержаних результатів полягає у тому, що:

- вперше запропоновано аналітичні вирази для визначення швидкостей ковзання роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів з урахуванням геометричного їх тертя;
- розроблено математичні моделі для проведення силового аналізу опорно-поворотних пристроїв автокранів з визначенням закономірностей розподілення зовнішнього навантаження між роликами;
- методом кінцевих елементів вперше отримано закономірності розподілення контактних напружень на торцях і за довжиною традиційних і модифікованих роликів, що дозволило встановити

реальний напружено-деформований стан опорно-поворотних пристроїв автокранів;

- розроблено алгоритм та методику експериментального визначення моментів опору в опорно-поворотних пристроях з традиційних і модифікованих роликів, апробація якої підтвердила ефективність застосування запатентованих конструкцій.

Практичні значення отриманих результатів. На основі теоретичних і експериментальних досліджень розроблені конструкції та методики кінематико-силового аналізу і напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликами, що уможлиблює прогнозування навантажувальну їх здатність на етапі проектування і безпосередньо під час експлуатації. Нові конструкції опорно-поворотного пристрою та обмежувачів обертальних моментів, що розроблені на основі кулькових обгінних муфт, захищені патентами України на корисну модель № 79333, 93546, 100526.

Отримані аналітичні вирази мають практичну цінність, що полягає в їх використанні під час проектування та експлуатації опорно-поворотних пристроїв з новим кутом нахилу (45^0) осей роликів до загальної осі обертання рухомої частини автокранів. Розроблена, виготовлена та апробована дослідна установка дає можливість практично підтверджувати ефективність застосування модифікованих роликів тим, що вони сприяють зменшенню майже в 2 рази величини початкової рушійної сили поворотної частини автокранів.

Розроблена методика з визначення величини моменту тертя в опорно-поворотних пристроях автокранів і дослідна модель впроваджені на кафедрі деталей машин Національного університету „Львівська політехніка” для проведення лабораторних робіт з дисципліни „Деталі машин” при підготовці фахівців з спеціальності 6.050503 „Машинобудування”. Запропоновані конструкції нового опорно-поворотного пристрою та

обмежувача обертального моменту у вигляді технічного проекту і методики їх застосування передана для виготовлення та впровадження на ПАТ „Дрогобицький автомобільно-крановий завод”, м. Дрогобич.

Особистий внесок здобувача. Дисертаційне дослідження є самостійною науковою роботою автора. Опрацьовано та ретельно проаналізовано відомі літературні джерела, обґрунтовано доцільність проведення досліджень з теми дисертації. Основні ідеї, постановка задачі та загальний аналіз отриманих результатів розроблено і проведено автором разом з керівником.

Одноосібна робота [132] підготовлена і опублікована самостійно. У спільній публікаціях автору належить: [73,74,81,130] – розроблення розрахункових схем, складання математичних моделей та визначення основних кінематичних параметрів опорно-поворотного пристрою автокранів; [72,85,121] – визначення аналітичних залежностей для проведення силового розрахунку опорно-поворотного пристрою автокранів; [21,22,24,25] – розробка твердотільної моделі опорно-поворотного пристрою, вибір вихідних параметрів та проведення кількісного аналізу з напружено-деформованого стану тіл кочення і їхніх бігових доріжок; [75,80,82,87] – вибрані раціональні режими та розроблено відповідне обладнання для проектного складання пристрою, застосовуючи рівномірне затягування всіх болтових з'єднань; [19,23,86] – розробка математичних моделей для проведення аналізу навантажувальної здатності основних елементів і всього опорно-поворотного пристрою автокранів; [84,88] – виконання аналізу можливостей розширення функцій запобіжних муфт і причин втрат енергії в опорно-поворотному пристрою кранів; [90,132] – розроблення способів та обладнання для автоматичного регулювання величини зусилля попереднього затягування гайок пристрою під час монтажу; [26,89,131] – розроблення методики та алгоритму проведення теоретично і з допомогою методу кінцевих елементів напруженого стану опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами; [104-106] – патенти України на корисні моделі, у яких частка наукового внеску кожного з авторів є рівноцінною.

Апробація результатів дисертації. Основні наукові положення та результати проведених досліджень доповідались і отримали позитивну оцінку на науково-технічних конференціях: 2-й Міжнародній конференції ”Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”. Львів, 2010; на 3-й Міжнародній конференції ”Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”. Львів, 2012; на науковому семінарі ПТМ – Тернопіль, 26-29.03.12 р; 11-го Міжнародного симпозиуму українських інженерів - механіків у Львові. Львів, 15-18 травня 2013; 5-а Міжнародна науково-практична конференція, СЕУТТОО. – Херсон, 2014; 4-й Міжнародній конференції ”Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”. Львів, 2014; збірник наукових праць 2-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», Львів. 2014; 5-а Міжнародна науково-практична конференція, СЕУТТОО, Херсон. 2014; на міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми качества и долговечности зубчатых передач, редукторів, их деталей и узлов”. Одеса. 2014, 2015; 12-й Міжнародний симпозиум Українських Інженерів–механіків у Львові, тези доповідей, 2015; II Міжнародної науково-технічної конференції «Енергоощадні машини і технології», 29.09 – 1.10.2015.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 29 наукових праць, а саме: 15 статей у фахових виданнях, що затверджені МОН України: 1 із них англійською мовою; 3 статті в закордонних виданнях; 3 патенти України НП корисну модель; 8 тез доповідей на конференціях і наукових симпозиумах.

Структура і обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків до розділів, загальних висновків і рекомендацій, списку використаних джерел із 150 найменованих (з них 16 іноземною мовою) та додатків. Загальний обсяг дисертації становить 130 сторінок, містить 6 таблиць, 48 рисунків і додатки.

Розділ 1. ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ КРАНІВ

1.1. Загальні положення та зауваження

Відомо, що одною із базових частин більшості кранів є опорно-поворотні пристрої, які здебільшого визначають довговічність та надійність всієї машини. Конструкція таких пристроїв може бути різноманітною, але спільними ознаками їх є те, що вони складаються із нерухомої та рухомої частини, між якими розміщені тіла кочення. Тому їх можна наблизити до великогабаритних роликових або кулькових підшипників кочення. Для здійснення руху рухомої частини опорно-поворотних пристроїв застосовуються зубчасті або цівочні передачі.

Широка різноманітність конструкцій і особливість технології виготовлення опорно-поворотних пристроїв уможлиблюють виділення їх в окрему групу виробів, які вимагають спеціальних умов проектування, експлуатації, діагностування, технічного обслуговування, планових ремонтів і налагоджування.

Конструктивні виконання існуючих кранів достатньо різноманітне, але загальною ознакою всіх їх є те, що для переміщення вантажів у горизонтальній площині в них застосовуються опорно-поворотні пристрої. Ці пристрої часто обмежують довговічність і надійність кранів в цілому. Тому опорно-поворотному пристрою приділяється велика увага інженерів та науковців нашої країни та за кордоном.

Науковий вклад у розв'язок питань, що пов'язані з особливостями розрахунку деталей опорно-поворотних пристроїв, специфікою експлуатації, ремонту, довговічності, надійності тощо, внесли багато чисельні вчені різних країн, серед яких достойні місця займають: А.Л. Акундінов, Г.А. Анопов, Н.Г. Астафуров, П.П. Гіляров, Л.Г. Блохін, Л.Я. Будіков, А.А. Вайсон, В.Г. Вердіктов, В.Н. Бовчанко, Ю.Е. Геренрат, П.П. Гіляров, , В.М. Голштейн,

О.В. Григоров, А.К. Гуревич, М.П. Довбня, С.П. Елізаров, В.І. Звягінцев, А.М. Казанський, В.Н. Кісельов, М.П. Колесник, С.В. Кравець, В.С. Ловейкин, М.Г. Лопаткин, Є.В. Москвяк, В.І. Мяченков, І.І. Назаренко, Л.А. Невзоров, К.Д. Нікітін, М.П. Никитський, А.Н. Орлов, В.Ф. Семенюк, В.В. Суглобов, О.А. Целіщев, А.Ф. Шевченко, Ф. Квурт, А. Пальмгер, Л.А. Хмара, М. Шефлер, R. Mathias, F. Wozniak та інші.

Загальні питання статичних, динамічних навантажень, коливних явищ, напружено-деформованого стану тощо, великогабаритних пристроїв досліджували вчені: А.В. Вавілов, Є.С. Венцель, Б.М. Гевко, С.С. Гутиря, А.Ф. Дащенко, С.Г. Калінін, В.Г. Каплун, М.В. Кіндрачук, І.Г. Кіріченко, М.С. Комаров, І.В. Кузьо, Б.І. Кіндрацький, В.І. Кузьменко, В.О. Малащенко, О.І. Пиліпенко, З.Т. Назарчук, П.Л. Носко, В.М. Стрілець, М.А.Ткачук, Є.В. Харченко, та інші.

Одночасно з великим обсягом наукових розробок, різноманітних питань, що стосується кранобудівництва, залишається проблема довговічності та надійності опорно-поворотних пристроїв автокранів. Це пояснюється практично відсутністю методу уточненого розрахунку напружено-деформованого стану контактуючих деталей з урахуванням впливу геометричних параметрів, тертя кочення та ковзання між роликками і поверхнями бігових доріжок кілець.

Із літературних джерел і практики експлуатації кранів випливає твердження, що працездатність і надійність цих частин машин може бути достатньою, якщо чітко використовуються сучасні вимоги технології виготовлення основних деталей, рекомендації складання та інструкції експлуатації опорно-поворотних пристроїв.

Беручи до уваги особливості конструкції, технології виготовлення та вимоги під час експлуатації, дослідники країни виділяють опорно-поворотні пристрої в окрему механічну систему, яка потребує особливих умов виготовлення та експлуатації, до яких відносяться: точність і шорсткість оброблення робочих доріжок кочення кілець, паралельність,

перпендикулярність і кути нахилу опорних поверхонь, точність виконання контролю та регулювання експлуатаційних зазорів. Сукупність таких чинників визначають ефективність використання технічного засобу, що обладнаний опорно-поворотним пристроєм. Крім того, враховуючи достатньо високу їх вартість, яка в окремих випадках може досягати 30% від вартості всієї вантажопідійомної машини, питання навантажувальної здатності, правильного визначання напружено-деформованого стану елементів, організації технічного обслуговування під час експлуатації набувають особливого значення. Зрозуміло, що якісне обслуговування та вчасні ремонти можуть продовжити термін функціонування опорно-поворотних пристроїв. Однак, нормативні терміни експлуатації залежать також від конструктивних виконань пристроїв. Для правильного призначення нормативних експлуатаційних показників необхідно проведення комплексних досліджень впливу конструктивних чинників на навантажувальну здатність і напружено-деформований стан деталей опорно-поворотних пристроїв, для усталених і неусталених режимів роботи кранів. Розв'язання цієї проблеми є завданням даної дисертаційної роботи, а її актуальність випливає з того, що будь-яка підійомно-транспортна машина є пружною системою, яка дуже схильна до виникнення коливних явищ під час експлуатації, і навіть незначні зміни геометричних параметрів можуть істотно впливати на значення діючих навантажень та напружено-деформований стан їх елементів.

1.2. Основні чинники, що впливають на навантажувальну здатність і довговічність опорно-поворотних пристроїв автокранів

Навантажувальна здатність і термін експлуатації опорно-поворотних пристроїв визначаються під час проектування і заносяться у відповідні інструктивні матеріали. У процесі експлуатації визначенні показники цих пристроїв можуть істотно змінюватись у один або інший бік. Це залежить від багаточисельних факторів, основними із яких можуть бути такі:

- недостатньо досліджені чинники, що впливають на геометричне ковзання тіл кочення та призводять до збільшення інтенсивності спрацювання контактуючих поверхонь і зменшення терміну роботи пристроїв;
- відсутність методики комплексних досліджень навантажувальної здатності та напружено-деформованого стану деталей опорно-поворотних пристроїв з урахуванням нормальних і тангенціальних навантажень;
- недостатньо досліджено вплив кутів нахилу поверхонь бігових доріжок до осі обертання рухомих кілець на величину та закономірності розподілення напружень у зоні контакту з тілами кочення;
- недостатньо досліджено вплив форми тіл кочення та поверхонь робочих бігових доріжок на навантажувальну здатність всього пристрою;
- недосконалість періодичного контролю стану опорно-поворотних пристроїв, болтів, кілець, що часто зводиться до візуального огляду, хаотичного підтягування гайок, вимірювання осьового зазору;
- відсутність загальної методики визначення граничного стану, тобто такого, при якому подальша експлуатація опорно-поворотних пристроїв неможлива без відновлення його початкових характеристик;
- низький стан моніторингу положення поворотної та неповоротної рам автокранів по відношенню до вантажу, що сприяє нерівномірності спрацювання поверхонь бігових доріжок пристрою.

Перераховані та деякі більш дрібні чинники, що пришвидшують спрацювання опорно-поворотних пристроїв, можна віднести у певній мірі до об'єктивних, які є наслідком недостатнього дослідження і вивчення окремих явищ і закономірностей кінематико-силового та напруженого стану в робочій зоні між тілами кочення та поверхнями бігових доріжок.

До чинників, що мають чисто суб'єктивні ознаки, можна віднести такі:

- порушення вимог стосовно транспортування, короткотермінового зберігання опорно-поворотних пристроїв перед монтажем кранів;

- невідосконаленість періодичного контролю стану кріплення кілець опорно-поворотних пристроїв до металевих конструкцій поворотної і неповоротної рам та їх експлуатація зі збільшеними осьовими зазорами;
- нечітке витримування періодичності і відносно низька якість виконання робіт з технічного обслуговування та ремонту таких пристроїв;
- порушення вимог режиму експлуатації крана, особливо на початку руху вантажу та під час процесу гальмування, коли в системі виникають значні поштовхи та перевантаження її елементів.

Для розв'язання поставлених задач необхідно провести порівняльний аналіз і узагальнення існуючих результатів досліджень стосовно конструктивних особливостей, кінематико-силових закономірностей напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотних пристроїв. При цьому більше уваги необхідно приділяти роликовим опорно-поворотним пристроям, які мають ширше застосування у автомобільних кранах. Для отримання повнішої узагальненої картини сучасного стану проблеми проводиться також аналіз відомих існуючих результатів дослідження кулькових опорно-поворотних пристроїв. Це підтверджується і тим, що дослідження тих та інших опорно-поворотних пристроїв часто проводяться з використанням класичних теорій механіки, опір матеріалів тощо, і мають побічні закономірності у розподіленні навантажень.

1.2. Конструктивні особливості кулькових опорно-поворотних пристроїв

Кулькові опорно-поворотні пристрої відносяться до більш ранніх конструкцій підйомної техніки. Однак, на сьогодні, вони широко застосовуються в будівельних, баштових, портових та інших кранах. У наукових працях [49,50,134,142] проведена їх сучасна класифікація за такими ознаками:

- за кількістю рядів тіл кочення – однорядні, дворядні та багаторядні;

- за кількістю кілець – два, три, чотири подільні, з розрізаними кільцями;
- за конструктивним виконанням поверхонь бігових доріжок – монолітні з дротяними;
- за конструкцією сепараторів – плоскі, двоугнуті, з трубчатими втулками, з сепаруючими кульками;
- за типом зачеплення – зубчасті внутрішні або зовнішні, цевочні;
- за конструкцією та типом ущільнень – тертя, комбіновані.

Кулькові опорно-поворотні пристрої мають дещо меншу навантажувальну здатність за роликові, але вони простіші конструктивно. Тому вони застосовуються у технічних засобах меншої вантажності, але є стандартними, окремі з яких фірми Rothe Erde наведено на рис. 1.1.

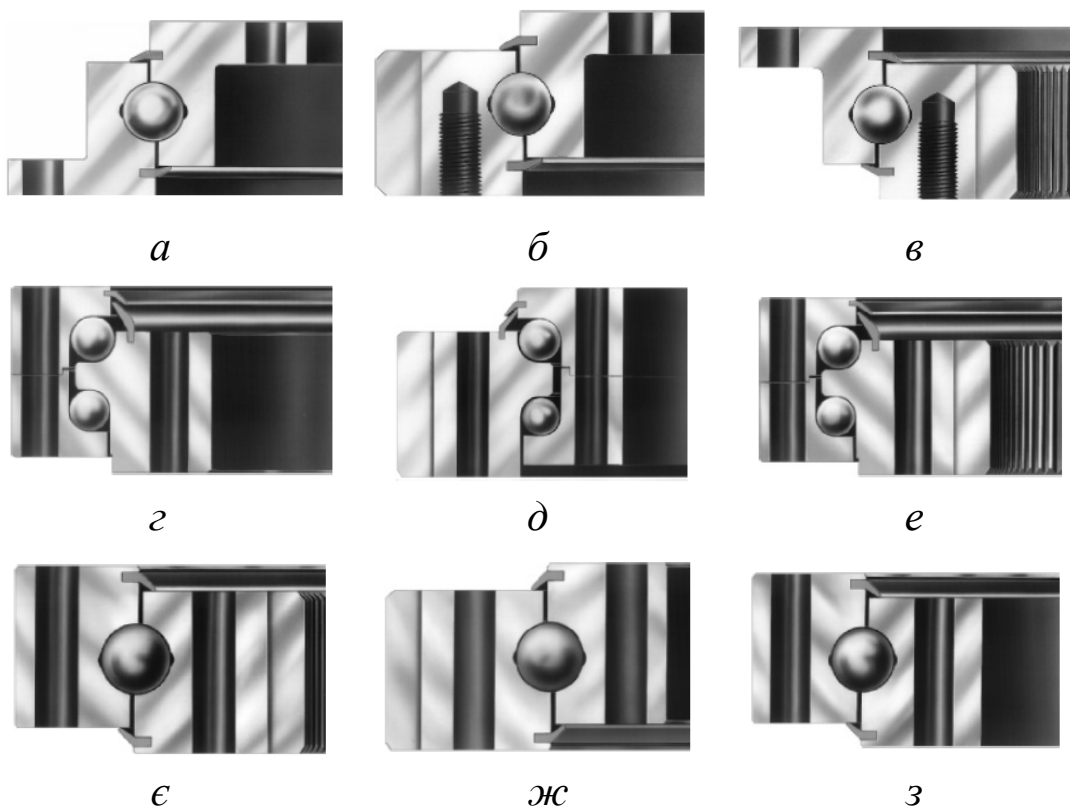


Рис. 1.1. Характерніші кулькові опорно-поворотні пристрої: *a, б і в* - з однорядними кульковими підшипниками (стандартна серія KD 210); *г, д і е* - з дворядними кульковими підшипниками (стандартна серія KD 320); *є, ж і з* - з однорядними кульковими підшипниками з чотирма точками контакту (стандартна серія KD 600)

Важливо наголосити, що: *a, б і в* застосовуються у двигунах та загальному машинобудуванні; *г, д і е* – в пристроях для механічної обробки матеріалів, видобутку та обробки корисних копалин; *є, ж і з* – у підйомно-транспортній техніці, пристроях для механічної обробки матеріалів та загальному машинобудуванні.

У підйомно-транспортній техніці та загальному машинобудуванні першими були розроблені однорядні кульові опорно-поворотні пристрої, які є найпростіші та мають дві пари бігових доріжок [142]. Такі конструкції є двоподільні, а коли вони складаються із зовнішнього або внутрішнього зачеплення, то таку конструкцію відносять до триподільної. У такій конструкції верхнє та нижнє кільця скріплюються між собою нарізевими з'єднаннями та утворюють складені зовнішню та внутрішню обойми опорно-поворотних пристроїв. У разі застосування не складеного кільця обойма кріпиться здебільшого до неповоротної частини крана і має зубчастий або цевочний вінець, які призначені для повороту всього обладнання поворотної частини у горизонтальній площині на будь-які кути.

У роботі [142] правильно наголошується на тому, що двоподільні однорядні кульові опорно-поворотні пристрої застосовуються тільки у окремих випадках.

Приміром, у сучасному баштовому кранобудівництві вони застосовуються рідко, тому що мають ряд істотних недоліків, основні із яких такі:

- на випадок заклинювання опорно-поворотного пристрою його демонтаж можливий тільки руйнуванням кілець;
- для монтажу кульок та сепаруючих елементів з обоймами необхідно виконувати спеціальні отвори, що ускладнює технологію та зменшує жорсткість елементів;
- значення необхідного осьового зазору встановлюється під час складання пристрою і неможливо його налагоджувати під час експлуатації.

Таких недоліків не мають триподільні конструкції опорно-поворотних пристроїв. Але з причин високої складності їх виготовлення у порівнянні з двоподільними, триподільні опорно-поворотні пристрої у сучасному кранобудівництві застосовуються також рідко. Окрім наведених недоліків однорядні двоподільні та триподільні кулькові опорно-поворотні пристрої мають також невелику навантажувальну здатність (зовнішній корисний момент не перевищує 300 кН·м), а наявність осьового зазору обмежує робочу висоту внаслідок істотного відхилення метою конструкції крана від вертикальної осі. Раніше це відхилення дещо компенсували за рахунок збільшення діаметрів кілець кочення, що приводило до збільшення габаритів і металоємності, тому такі конструкції у сучасному кранобудуванні практично не застосовуються.

Із наукових робіт [49,50,142] видно, що сучасні баштові крани у різних країнах світу обладнуються здебільшого дворядними триподільними кульковими опорно-поворотними пристроями. Ці конструкції є компактнішими, мають відносно малу масу та достатню навантажувальну здатність, незначні осьові зазори, достатню надійність і довговічність тощо, але для автокранів їх не застосовують, де необхідно мати опорно-поворотні пристрої з підвищеними характеристиками стосовно жорсткості та стійкості цих систем.

Відомо, що наведена у роботі [49] конструктивні виконання опорно-поворотних пристроїв, що мають роз'ємні зовнішні кільця, які під час монтажу скріплюються болтовими з'єднаннями в одне ціле, а також пристрої, що складаються із трьох основних частин: зубчастого вінця, верхньої та нижньої півобойм. Такі опорно-поворотні пристрої призначені для сприймання навантажувального моменту до 2000 кН·м і вертикального навантаження до 1250 кН. Такий опорно-поворотний пристрій має загальні конструктивні ознаки з пристроями, що широко застосовуються у автомобільному кранобудуванні. Тому є потреба детальнішого його розгляду. Він також складається із трьох основних частин: монолітна

внутрішня обойма з двома біговими доріжками та верхнього і нижнього кільця також з монолітними біговими доріжками, що мають радіус 30,9 мм. Кільця виготовляються окремо і під час складання також з'єднуються болтами. Після складання вони утворюють поворотну частину пристрою, яка болтовими з'єднаннями кріпиться до металоконструкції рухомої рами крана. Вінець має дві монолітні бігові доріжки для тіл кочення того самого радіусу та отвори для закріплення цівочних пальців. Між біговими доріжками розміщені в два ряди тіла кочення з діаметром 60 мм, які розподіляються сепаратором, що виготовляється здебільшого із сталі Ст3 за різними формами. Кількість сепаруючих елементів у кожному ряді на одиницю менша за кількість кульок, а їхня товщина підбирається так, щоб сумарний зазор по довжині кола бігової доріжки після складання опорно-поворотного пристрою не перевищував радіуса кульок. Доцільно відмітити те, що для регулювання початкового осьового зазору, значення якого змінюється в межах 0,3-0,5 мм, між кільцями опорно-поворотних пристроїв встановлюються регульовані прокладки. Товщина кожної прокладки змінюється в межах 0,1-0,3 мм. Кількість прокладок для різних конструкцій пристроїв може бути різною, але здебільшого пакет прокладок не перевищує трьох. Такий спосіб регулювання осьового зазору застосовується як для кулькових так і для роликів (які будуть розглянуті нижче) опорно-поворотних пристроїв. Під час експлуатації прокладки по черзі можна видаляти і так регулювати необхідний осьовий зазор опори.

Для поповнення мастила під час експлуатації у верхньому кільці опорно-поворотного пристрою виконано отвори для закріплення прес-маслянок. Для запобігання проникнення пилу, вологи та утримування мастила у робочій зоні, на кільцях і венці виконані лабіринтні ущільнення. На рахунок мащення ця конструкція пристрою має істотний недолік, який полягає в тому, що під час додавання нового мастила, старе не відштовхується із робочої зони, а залишається там. Це сприяє інтенсивному

спрацюванню поверхонь бігових доріжок тіл кочення та зменшенню терміну роботи.

Відомі опорно-поворотні пристрої такі, що не мають цих недоліків. Наприклад, пристрій фірми «KROLL» (Данія) [11] має ущільнення у вигляді спеціальних манжет, а бігові доріжки кілець виконано так, що не перешкоджають виходу відпрацьованого мастила із робочої зони під час заповнення її новим. Процес мащення здійснюється автоматично з допомогою лубрикаторів, тобто під час роботи механізму повертання крана відбувається поповнення новим мастилом деталей опорно-поворотних пристроїв, а відпрацьоване – відводиться в жолоб, що закріплений в зоні пристрою.

Для зручності подальшого порівняння основних характеристик роликових опорно-поворотних пристроїв з кульковими опорно-поворотними пристроями необхідно навести таблицю 1.

Таблиця 1.1.

Окремі показники технічної характеристики декількох кульових опорно-поворотних пристроїв

Тип К опорно-поворотного пристрою	№ 5 (2240)	№6 (2240)	№7 (2650)
Показники			
Момент від вантажу (добуток вантажу на віддалення його від осі обертання),кН·м	600	1000	1600
Допустимий обертаючий момент, кН·м	735	1274	2156
Допустиме вертикальне навантаження, кН	490	748	1226
Допустиме горизонтальне навантаження, кН	157	255	373
Зовнішній діаметр опорно-поворотних пристроїв, м	1,9	2,24	2,65
Висота опорно-поворотних пристроїв, м	0,15	0,18	0,23

У роботі [50,134] наведена інформація стосовно матеріалів елементів опорно-поворотних пристроїв. Наприклад, кільця та вінець опорно-поворотних пристроїв (табл. 1.1) виготовляються монолітними із якісної конструкційної сталі, здебільшого це сталь 55Л. Така сталь має потрібні показники міцності, але вона характеризується низькими показниками зварювання. Окрім того, під час звичайного термічного оброблення відбувається небажана зміна структури і тому для цього застосовується більш складна та трудомістка, спеціально розроблена технологія.

За технологічними вимогами та умовами експлуатації, бігові доріжки кілець підлягають поверхневому гартуванню з нагрівом струмом високої частоти для того, щоб отримати їх поверхневу твердість до HRC 45...55 з подальшим шліфуванням або вигладжуванням (50) робочих поверхонь.

Відомі окремі випадки, коли для бігових доріжок опорно-поворотні пристрої не проводили операцій поверхневого зміцнення, проте вони забезпечували нормативні показники крана. Наприклад, це вітчизняний баштовий кран КБ-215 відповідав таким вимогам.

У кранобудівництві відомі спроби експериментальних розробок з застосуванням кілець опорно-поворотних пристроїв з дротяними біговими доріжками [50]. Їхні кільця виготовляються із дешевших матеріалів без термічної обробки та шліфування поверхонь доріжок кочення. Але технологічна складність і трудоємність виготовлення таких пристроїв, особливо великих типорозмірів, істотно обмежує їхнє застосування у машинобудівельному виробництві.

Слід зауважити, що в сучасній літературі є окремі відомості стосовно матеріалу та методів оброблення елементів опорно-поворотних пристроїв закордонними виробниками. Буває, що кільця опорно-поворотних пристроїв підлягають тільки обтискання кулькою їх бігових доріжок або роликками для роликкових опорно-поворотних пристроїв з підвищеним навантаженням. Закордонні виробники для виготовлення опорно-поворотних пристроїв

використовують матеріали, що за механічними характеристиками подібні до сталі 40 [142]. А корпорація «Rothe Erde» для кілець опорно-поворотних пристроїв проводить гартування, що істотно збільшує довговічність роботи поверхонь кочення. Інша інформація в літературі відсутня [142].

Розміри тіл кочення існуючих опорно-поворотних пристроїв погоджують зі стандартними, що застосовуються у серійних підшипниках. Тому їх матеріали здебільшого є сталі ШХ 15, ШХ 15 СГ і у окремих випадках може бути сталь ШХ25СГ. Твердість їх робочої поверхні доводять до HRC 61...67. Така твердість поверхонь тіл кочення уможливорює високу контактну міцність і сприяє збільшенню їх довговічності.

У залежності від розрахункового навантаження застосовуються кульки, діаметри яких змінюються в межах 50...75 мм. Приміром, у опорно-поворотних пристроях типорозміру 2650 (табл.1,1) застосовуються кульки з діаметром 60 мм, що виготовляються у ОАО «Самарський підшипниковий завод (колишній ДПЗ №4, м. Самара, Росія).

Кільця та вінець, як відмічалось вище, кріпляться до металоконструкцій відповідно повертальної і неповертальної рам крана з допомогою болтових з'єднань. Ось тут і виникає велика проблема стосовно контролювання сили затягування гайок під час складання крана та під час його експлуатації. Для таких операцій необхідно мати динамометричні ключі, але, наприклад, баштові крани вітчизняних виробників таким обладнанням не укомплектовуються, а існуюче універсальне вимірювальне обладнання не відповідає вимогам процесу затягування великогабаритних болтових з'єднань. Тому сам процес може здійснюватись з істотною неточністю. Така проблема існує і для інших типів кранів, у тому числі і автомобільних. Відомі окремі фірми, які у певній мірі розв'язали проблему точності затягування та контролювання нарізевих з'єднань.

Приміром, баштовий кран фірми «KROLL» комплектується спеціальною станцією «Sweeney select-a-torg» для контролювання і затягування гайок болтів опорно-поворотних пристроїв крана К-10000, а

також спеціально розробленою рідиною, яка застосовується для таких болтових з'єднань для виключення самопослаблення їх під час експлуатації крана.

Термін служби опорно-поворотних пристроїв різних конструкцій змінюється в межах 18000.....25000 машино-годин. Технічним проектом і документацією заводу-виробника регламентуються більш конкретні строки функціонування цих пристроїв і терміни проведення ремонтів окремих деталей. Приміром, цівочні колеса можуть бути відремонтовані після наробки 10000 +/- 100 машино-годин. Ремонти кілець опорно-поворотних пристроїв не передбачаються. При збільшенні осьового зазору вище допустимого значення і якщо його неможливо усунути за рахунок прокладок, опорно-поворотний пристрій підлягає до вибраковування [27,66,94,122].

Різноманітність існуючих конструктивних виконань опорно-поворотних пристроїв пояснюється тим, що вони проектується та виготовляються виробництвами навіть різних міністерств і відомств. Основними з них можуть бути такі, як Нязепетрівський завод будівельних машин, Новокраматорський машинобудівельний завод, Нижне-Тагільський металургійний завод, Балашехівський завод автокранів, Ржевський механічний завод, ОАО Дніпропетровський завод металоконструкцій ім. Бабушкіна та ін. Але виготовлення опорно-поворотних пристроїв всіма виробництвами обов'язково має бути погоджено з розробленими існуючими нормами уніфікованого ряду цього обладнання для екскаваторів і кранів [50].

Відомо, що всі організації, що займаються проектуванням, виготовленням, складанням і експлуатацією опорно-поворотних пристроїв, зобов'язані чітко виконувати вимоги ДСТУ, інструкцій та іншої нормативної документації [33,46,99,128]. Ці жорсткі вимоги обумовлені відповідними правилами з інструкцій і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів [47]. Але не чітке дотримання цих правил, тобто людський фактор та природні спрацювання робочих поверхонь, першою

чергою поверхонь тертя і старіння самого матеріалу приводить до появи різноманітних дефектів елементів опорно-поворотних пристроїв.

Описанням з деяким аналізом причин інтенсивного спрацювання опорно-поворотних пристроїв присвячено багато праць, серед яких як ґрунтовніші можна назвати [15,16,51-55]. Зауважимо, що проведені дослідження, результати яких наведено в наукових працях [53,54,58], мають повніші характеристики, але окремі положення вимагають свого уточнення, розширення області застосування та додаткових пояснень.

Практика та літературні джерела показують, що основними дефектами, які впливають на експлуатаційні характеристики опорно-поворотних пристроїв, можуть бути:

- більший за нормативний осьовий зазор;
- спрацювання або руйнування сепараторів для кулькових опорно-поворотних пристроїв і компенсуючих вставок або сухариків для роликових пристроїв з непарною кількістю роликів;
- пітінг поверхонь контакту роликів або кульок з біговими доріжками;
- відшарування матеріалу поверхонь контакту та його налипання у робочій зоні;
- поява тріщин різних видів, розмірів і напрямів у сталевих кільцях пристроїв.

Перший із названих дефектів частіше може бути наслідком таких явищ:

- порушення нормативних вимог монтажу опорно-поворотних пристроїв стосовно затягування гайок болтів нижнього і верхнього кілець та з'єднань, кріплення опорно-поворотних пристроїв до металоконструкцій під час складання здійснено недостатньо;
- нерівномірного спрацювання поверхонь доріжок кочення кілець внаслідок неналежного рівня технічного обслуговування;

-- нерівномірного спрацювання поверхностей доріжок кілець внаслідок різниці значень швидкостей ковзання тіл кочення відносно робочих поверхонь кілець, що провокує нерівномірність нагріву вздовж контактної лінії та підсилює явище місцевого відшаровування металу в робочій зоні і його налипанні в місцях з підвищеною температурою;

-- виникнення геометричного ковзання роликів відносно бігових доріжок, що призводить до інтенсивного спрацювання робочих поверхонь і зменшення терміну роботи опорно-поворотного пристрою.

Другий дефект призводить до зміни віддалі між тілами кочення та може провокувати аварійне нерівномірне спрацювання бігових доріжок і самих тіл кочення, тому що відбувається перерозподіл навантаження між ними.

Пітінг поверхонь призводить до підклинювання опорно-поворотних пристроїв з подальшим перерозподіленням навантажень між їхніми елементами, це часто проявляється в роликівих опорно-поворотних пристроях.

Відшарування частинок матеріалу з подальшим їх прилипанням до поверхонь бігових доріжок суттєво змінює процес рівномірного кочення кульок або роликів та провокує нерівномірне спрацювання поверхонь їх дотику і призводить до інтенсивного збільшення осьового зазору в опорно-поворотному пристрої.

А при появі тріщин у деталях цих пристроїв, їхня експлуатація призупиняється і елементи з такими дефектами мають бути відремонтовані або замінені новими.

Отже, у будь-якому разі, підвищення значення осьового зазору першою чергою призводить до перерозподілу загального зовнішнього навантаження між тілами кочення, що навіть на початку експлуатації крану провокує появу основних причин не обернених дефектів поверхонь бігових доріжок кочення з інтенсивним їх спрацюванням.

Подібне твердження викладено також у науковій роботі [58], де наведено основні результати досліджень деталей опорно-поворотних пристроїв. Вони виявляють і підтверджують причини інтенсивного спрацювання поверхонь кочення бігових доріжок верхнього кільця та верхньої бігової доріжки вінця внаслідок сприймання ними більшої частини статичного навантаження. А при експлуатації крана з максимально допустимими вантажами, чи з перевантаженнями, подібні явища мають місце і на бігових нижніх доріжках кільця та вінця. Там же наведено цікаві приклади експериментальних і теоретичних досліджень явищ спрацювання кулькових опорно-поворотних пристроїв для нижніх і верхніх його частин [58]. Окрім того, подається визначений коефіцієнт, який характеризує нерівномірність розсіювання величини спрацювання основних деталей пристрою і визначається відношенням величини спрацювання поверхонь доріжок кочення деталей опори до величини спрацювання доріжки верхнього кільця.

Характеризуючи ці дослідження, слід наголосити, що їхні результати є корисними, але вимагають деякого уточнення стосовно напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою, які сприймають основні зовнішні навантаження. Стосовно спрацювання цих деталей стверджується, що швидкість спрацювання навантаженої пари доріжок кочення (верхніх) у 1,5 разів більше за швидкість спрацювання менш навантаженої пари доріжок кочення, а величина їх спрацювання може різнитися до 1,7 разів в залежності від розміщення відповідних пар кочення.

Відомі роботи, де досліджуються напруження в основних опорних елементах [51], що пов'язується тільки з їх жорсткістю, яка в свою чергу залежить не тільки від жорсткості кілець і вінців, а і від жорсткості металоконструкції рами в області кріплення опорно-поворотного пристрою.

Однак не достатньо повно тут розглянуте питання стосовно розподілення напружень вздовж довжини бігових доріжок кочення в

залежності від положень елементів опорно-поворотних пристроїв відносно напрямків дії максимальних значень осьових зусиль і обертальних моментів. Внаслідок чого можна стверджувати, що отримані результати в [51,58] потребують певного уточнення та доповнення, першою чергою це стосується роликів опорно-поворотних пристроїв, де має місце збільшена довжина лінії контакту тіл кочення та бігових доріжок, а також поява геометричного ковзання роликів.

Встановлено, що тіла кочення здебільшого мають меншу інтенсивність спрацювання у порівнянні з поверхнями бігових доріжок [44]. На їх поверхнях з часом з'являються сліди натирів і несуттєві корозійні дефекти. Відомі випадки повторного їх застосування під час ремонту опорно-поворотних пристроїв. Це пояснюється більш високою твердістю їх робочих поверхонь.

Для кулькових опорно-поворотних пристроїв може бути також характерним спрацювання елементів сепараторів у вигляді збільшення глибини конусоподібних виточок. Такі елементи замінюються новими, тому що збільшення цієї глибини провокує збільшення тертя у місцях контакту і може призвести до тертя ковзання та защемлення тіл кочення відносно сепараторів.

У роликів опорно-поворотних пристроях з непарною кількістю роликів характерним спрацюванням піддається компенсаційна вставка або сухарикі, що також призводить до нерівномірного розподілення навантаження між тілами кочення (роликами) і провокує інтенсивність спрацювання поверхонь тертя та зменшення терміну функціонування опорно-поворотного пристрою.

Робочі поверхні бігових доріжок, здебільшого кілець кулькових опорно-поворотних пристроїв, під час експлуатації можуть викришуватись, відшаровуватись, тощо [44].

Контактуючі поверхні роликів опорно-поворотних пристроїв більш схильні до нерівномірності розподілення навантаження за лініями

контакту. Зовнішні навантаження спричиняють на робочих поверхнях значні контактні напруження. Закономірності розподілу цих напружень у зоні дотику основних елементів потребують свого подальшого вивчення та уточнення.

Попередньо можна стверджувати, що оскільки при обкачуванні роликів зона їхніх доторкань з біговими доріжками постійно змінюється, то контактні напруження мають циклічну характеристику. При чому характер їх зміни залежить від багатьох факторів таких як геометричні параметри елементів і пристроїв в цілому, повнота мащення цих елементів тощо. У разі надійного мащення внаслідок циклічності контактних напружень здебільшого руйнування поверхонь контакту бігових доріжок може відбуватися шляхом втомного їх викришування, що приводить до інтенсивного спрацювання та збільшення осьового зазору. При роботі пристроїв в умовах недостатнього мащення можна спостерігати руйнування цих елементів внаслідок нагрівання і відшаровування частинок матеріалу з поверхонь контактуючих деталей.

Щоб зменшити такі явища руйнування необхідно зменшувати величину контактних порушень не за рахунок зменшення зовнішнього навантаження, а за рахунок рівномірного його розподілення по всій лінії контакту, тобто існує проблема з досліджень чинників, що впливають на характеристику контактних порушень опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Таке твердження підсилюється і тим, що на практиці під час контролювання величини спрацювання робочих поверхонь доріжок кочення виявляється його нерівномірність. Це явище дозволяє вважати, що існує необхідність у подальших дослідженнях такого напрямку.

У роботі [58] проведені дослідження стосовно визначення контактуючих поверхонь в залежності від їх твердості. Установлена наявність місць, а у окремих випадках ділянок, де твердість поверхні до 40 одиниць занижена і місце з підвищеною твердістю (HRC 55... 60). На

таких ділянках руйнування контактуючих поверхонь відбувається внаслідок відшаровування на глибину до 0,1мм. А на ділянках підвищеної твердості підстерігалось втомне викришування (Піттінг) на глибину до 0,8 мм. Відтак, у даній роботі також підтверджується те, що спрацювання робочих поверхонь елементів опорно-поворотних пристроїв має втомний характер. Наголошується також на тому, що глибоке викришування викликає концентрацію напружень, а це своєю чергою може бути причиною появи та росту тріщин, які інтенсивно приводять до руйнувань чи аварій.

При заниженій твердості робочих поверхонь опорно-поворотних пристроїв може виникнути їх пластична деформація. Особливо це має місце під час максимальних навантажень або перевантажень. Внаслідок пластичних деформацій істотно збільшується величина осьового зазору і при перевищенні його допустимого значення пристрій належить ремонтувати, а деформовані деталі підлягають заміні.

Перерахування різних причин руйнування елементів опорно-поворотних пристроїв проведено в роботах [51,58,141]. Більш характерними названо такі:

- викришування, задири, вм'ятини і відшарування поверхонь бігових доріжок кочення кілець і венця глибиною понад 0,5мм;
- пластичний зсув металу поверхонь кочення кілець понад 1мм;
- будь-яке руйнування тіл кочення;
- руйнування спарюючих елементів і вставок або сухариків,

то експлуатація опорно-поворотного пристрою неможлива, він має бути замінений або відремонтований з наданням всім його елементами початкових конструктивних параметрів.

Зрозуміло, що кожний дефект елементів по-різному впливає на стан опорно-поворотного пристрою і в цілому на кран, у якому його встановлено. Так, експлуатація крана з більшим за нормативний осьовим зазором приводить до виникнення значних динамічних зусиль, які передаються на

нарізеві з'єднання кріплення опорно-поворотних пристроїв і викликають зменшення зусиль попереднього їх затягування, а це веде до порушення початкового контакту між тілами кочення та біговими доріжками кочення, перерозподіленню навантаження та пришвидшенню спрацювання їх поверхонь, а у гіршому разі може привести до аварійного стану автокрана.

1.4. Порівняльний аналіз і узагальнення методів визначення конструктивних чинників опорно-поворотних пристроїв

Як було наголошено вище, опорно-поворотні пристрої за конструктивними ознаками нагадують підшипники кочення. Але під час їх експлуатації опорно-поворотні пристрої навантажуються осьовими, радіальними силами та обертальним моментом. Тому методи розрахунків стандартних підшипників кочення не можна використовувати повністю для таких пристроїв. Проте є у них ідентичні проблеми пов'язані з окремими закономірностями стосовно міцності основних елементів, розподілені навантаження між тілами кочення, процесами експлуатаційного характеру тощо [12,112,...]. Тому для проведення досліджень опорно-поворотних пристроїв доцільно використати накоплений досвід стосовно теоретичних розробок з визначенням, наприклад, основних чинників, які впливають на навантажувальну здатність, напружено-деформований стан, довговічність тощо, елементів пристроїв. Слід наголосити, що аналізуючи результати, які приведені в роботах [13,52,53,56,57,100,112,141,...], встановлено деякі протиріччя та неточності стосовно прийнятих спрощень і припущень. Окремі із методів тут проаналізуємо.

Наприклад, у роботі [12] проведено загальновідомі методи розрахунків серійно випускаючих підшипників, де деформація елементів, які знаходяться в доторканні, визначається відомою формулою типу

$$\delta_i = c F_i^{3/2}, \quad (1.1)$$

де δ_i – деформація поверхонь кілець і тіл кочення, що визначається;

c – коефіцієнт пропорційності, що залежить від матеріалів деталей;

F_i – навантаження на поверхності кільця з боку i – го типа у тіла кочення.

Для визначення навантажувальної здатності кулькових підшипників використовується формула вигляду

$$F_i = (kFr/z) \cos^{3/2}(i\gamma), \quad (1.2)$$

де $k = z/(1+2 \sum \cos^{3/2}(i\gamma))$, коефіцієнт розподілення навантаження ($k=5$, якщо кількість тіл кочення $z=10\dots 20$); i - порядковий номер тіла кочення ($i=1,2,3\dots n$); $i\gamma$ – кутовий крок центрів тіл кочення; Fr – радіальне навантаження в точці контакту тіла кочення з біговою доріжкою [12].

Там же наведені формули для визначення осьового навантаження, навантажувальної здатності радіально-опорних підшипників тощо. Окрім наведеної, відомі роботи, наприклад, [1,2,32,35,38,70,101,.....], де використовується аналітичний вираз навантаження підшипників з урахуванням експлуатаційних чинників. Загальний вираз цієї залежності такий:

$$F_e = (XVFr + YFa)K_b K_t, \quad (1.3)$$

де X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження; Fr – радіальне навантаження (сумарна реакція в опорі); Fa – осьова сила; K_b – коефіцієнт безпеки; K_t – температурний коефіцієнт; V – коефіцієнт, що залежить від того, яке кільце підшипника обертається.

Ця методика використовується автором роботи [40,41,43] частково для розрахунків тільки кулькових опорно-поворотних пристроїв.

Для збільшення навантажувальної здатності широко застосовуються роликові опорно-поворотні пристрої, що наведені на рис. 1.2 і 1.3.

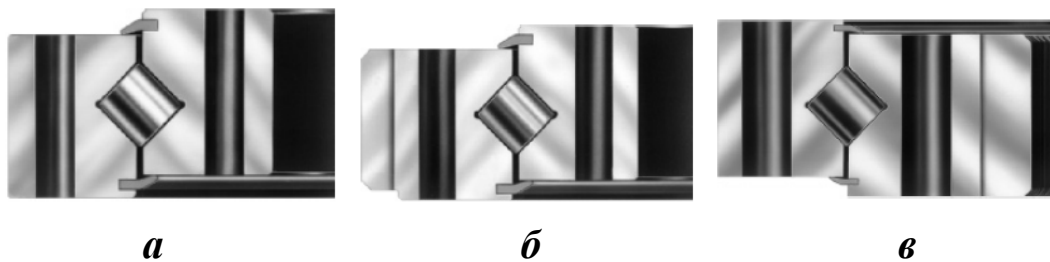


Рис. 1.2. Стандартні підшипники серії RD 800 з перехресними роликами виконуються: *a* - без зубчатого вінця; *б* - з зовнішнім зубчастим вінцем; *в* - з внутрішнім зубчастим вінцем.

Конструкції (рис. 1.2) застосовуються в опорно-поворотних пристроях підйомно-транспортної техніки та загального машинобудування.

Відомі також трьохрядні роликові опорно-поворотні пристрої, наприклад, стандартна серія RD 900, що наведена на рис.1.3.

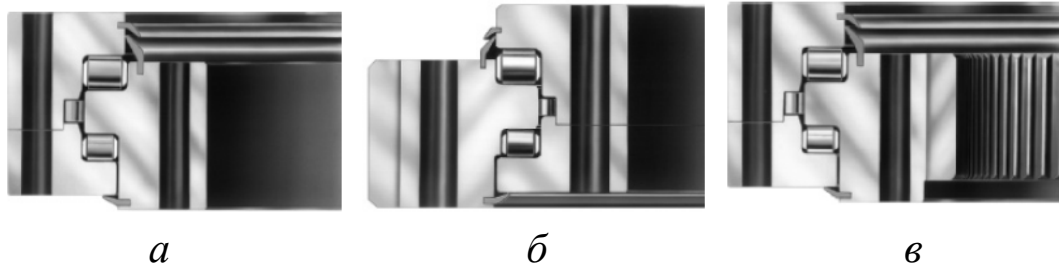


Рис. 1.3. Стандартні підшипники серії RD 900 виконуються: *а* - без зубчатого вінця; *б* - з зовнішнім зубчастим вінцем; *в* - з внутрішнім зубчастим вінцем.

Такі конструкції застосовуються в: підйомно-транспортній техніці, пристроях для видобутку та обробки корисних копалин, технологіях для робіт у відкритому морі, загальному машинобудуванні.

Аналіз цих конструкцій показує, що наближеним до опорно-поворотних пристроїв автокранів є стандартна серія RD 800. Вони мають менші габаритні параметри та потрібну навантажувальну здатність.

Розрахунки окремих параметрів роликових опорно-поворотних пристроїв проведено в роботі [53], де запропоновані аналітичні вирази для визначення навантаження на тіла кочення цих пристроїв з урахуванням кута нахилу вертикальних сил.

Окрім табличного матеріалу в роботі наведені зручні для практичного використання монограми (рис. 1.4-1.6), за якими визначаються величини навантажень елементів роликових опорно-поворотних пристроїв.

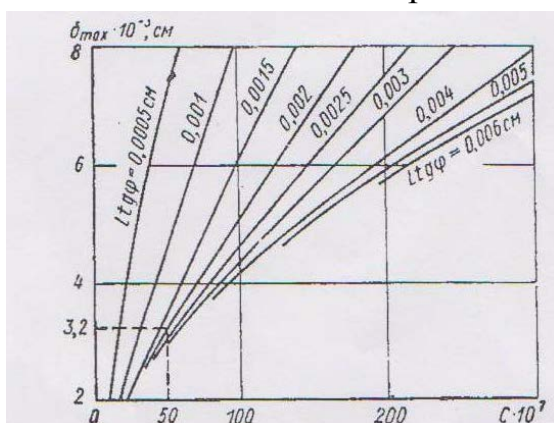


Рис.1.4. Номограма залежності максимального наближення роликів від величини C , що визначає характер контакту ролика від його довжини, навантаження та кута нахилу до поверхні кочення

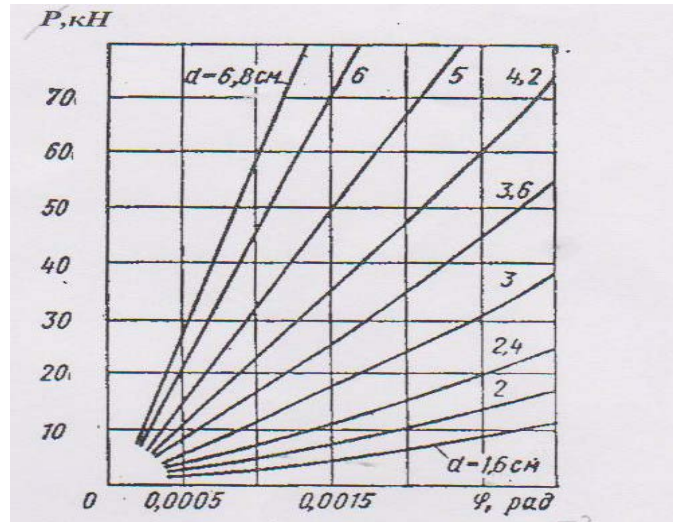


Рис.1.5. Номограма залежності навантаження F на ролик від кута φ нахилу осі до поверхні кочення та його діаметра d .

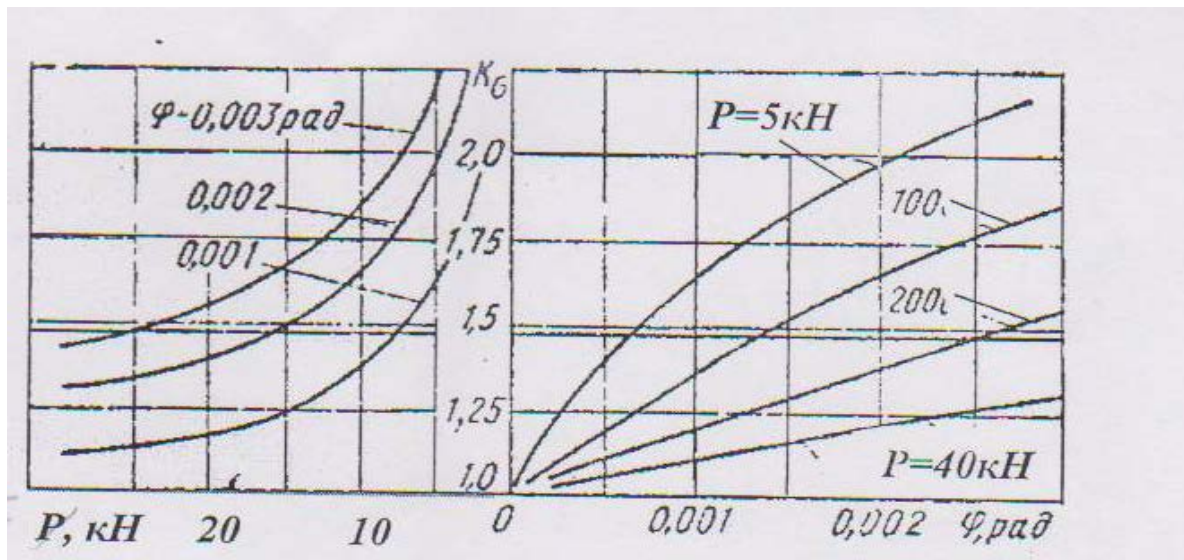


Рис.1.6. Номограма залежності коефіцієнту K від навантаження та кута φ для роликів $d=24$ мм

1.5. Результати досліджень напружень опорно-поворотних пристроїв

Відомі роботи, де досліджуються напруження в основних опорних елементах [51,53], що пов'язується тільки з їх жорсткістю, яка в свою

чергу залежить не тільки від жорсткості кілець і вінців, а і від жорсткості металоконструкції рами в області кріплення опорно-поворотного пристрою.

Однак, не достатньо повно тут розглянуте питання стосовно розподілення напружень вздовж довжини бігових доріжок кочення в залежності від положень елементів опорно-поворотних пристроїв відносно напрямків дії максимальних значень осьових зусиль і обертальних моментів. Внаслідок чого можна стверджувати, що отримані результати в [51,53] потребують певного уточнення та доповнення, першою чергою це стосується роликів опорно-поворотних пристроїв, де має місце збільшена довжина лінії контакту тіл кочення та бігових доріжок, а також поява геометричного ковзання роликів.

У роликів опорно-поворотних пристроях з непарною кількістю роликів характерним спрацюванням піддається компенсаційна вставка або сухарики, що також призводить до нерівномірного розподілення навантаження між роликами і провокує інтенсивність спрацювання поверхонь тертя та зменшення терміну роботи опорно-поворотного пристрою.

Контактуючі поверхні роликів опорно-поворотних пристроїв більш схильні до нерівномірності розподілення навантаження за лініями контакту. Зовнішні навантаження спричиняють на робочих поверхнях значні контактні напруження. Закономірності розподілу цих напружень у зоні дотику основних елементів потребують свого подальшого вивчення та уточнення.

Попередньо можна стверджувати, що оскільки при обкачуванні роликів зона їхніх доторкань з біговими доріжками постійно змінюється, то контактні напруження мають циклічну характеристику. Причому характер їх зміни залежить від багатьох факторів, таких як: геометричні параметри елементів і пристроїв в цілому, повнота мащення цих елементів тощо. У разі надійного мащення внаслідок циклічності контактних напружень здебільшого руйнування поверхонь контакту бігових доріжок

може відбуватися шляхом втомного їх викришування, що приводить до інтенсивного спрацювання та збільшення осьового зазору. При роботі пристроїв в умовах недостатнього мащення можна підстерігати руйнування цих елементів внаслідок нагрівання і відшаровування частинок матеріалу з поверхонь контактуючих деталей.

Щоб зменшити такі явища руйнування, необхідно зменшувати величину контактних напружень не за рахунок зменшення зовнішнього навантаження, а за рахунок рівномірного його розподілення по всій лінії контакту, тобто існує проблема з досліджень чинників, що впливають на характеристику контактних напружень опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Таке твердження підсилюється і тим, що на практиці під час контролювання величини спрацювання робочих поверхонь доріжок кочення виявляється його нерівномірність. Це явище дозволяє вважати, що існує необхідність у подальших дослідженнях такого напрямку.

Доцільно враховувати такі рекомендації стосовно таких чинників:

- горизонтальних складових сил, що спровокованих відхиленням навантажувальних канатів від вертикалі та площини стрілки, а також площини перпендикулярної до площини стріли, з обов'язковим врахуванням просторового запасування цих канатів;
- горизонтального навантаження, яке діє в центрі мас системи внаслідок нахилу всього крана;
- горизонтальної сили, що викликається інерційністю рухомих мас крана без навантаження під час їх гальмування і переміщення, також інерційних сил мас стрілового пристрою без вантажу під час його гальмування та зміни величини вильоту;
- сили інерції, що виникають внаслідок розгойдування системи від дії вітрового навантаження;
- колового навантаження, яке діє з боку зубчастого передавача.

Наведені в роботі [53] можуть бути базовими для проведення подальших досліджень роликів опорно – поворотних пристроїв.

Однак, для точнішого визначення навантажувальної здатності таких пристроїв необхідно встановити ступінь впливу геометрично-кінематичних чинників на напружено – деформований стан їх елементів, які безпосередньо знаходяться у робочому контакті один з одним.

Цікавими результатами, які наближені до даного наукового напрямку, є такі, що наведені в стандарті [116]. Тут подається табличний метод і аналітичний вираз для визначення моменту сили тертя в опорно-поворотних пристроях кранів, який зручно записати так:

$$M_T = \frac{kD_m}{2} \sum_i^n N_i, \quad (1.4)$$

де k – приведений коефіцієнт опору обертання, що залежить від форми тіла кочення;

D_m – середній діаметр опорно-поворотних пристроїв на біговій доріжці;

$\sum_i^n N_i = Q/\cos \gamma$ - сумарне нормальне навантаження тіл кочення;

Q – рівнодійна вертикальна сила, що діє з боку обертової частини крана;

γ - кут нахилу до вертикалі сил, що діють на тіла кочення.

Суттєвим недоліком цієї методики (1.4) є те, що не враховуються дійсні діаметри пристрою та тіл кочення для визначення зведеного коефіцієнта опору кочення. Він просто задається у вигляді певної цифри без урахування цих важливих чинників системи.

У роботі [41] наведені результати досліджень з визначення величини деформації тіл кочення в залежності від зовнішнього навантаження, що діє на них. Однак, ця методика не може бути повністю використаною для розрахунку роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів. Це підтверджується тим, що там розглядається дещо спрощена розрахункова схема, яка зведена до простого упорного підшипника з плоскими доріжками кочення, а розрахунок базується на теорії Герца стосовно контакту двох

пружних тіл, тобто використовується відомий вираз для залежності деформації від питомого навантаження, який має такий загальний вигляд:

$$\delta_i = a\sqrt[3]{q_i}, \quad (1.5)$$

де a – коефіцієнт пропорційності, q_i – питома навантаження i -го тіла кочення.

Використання залежності (1.5) приводить до широких меж шуканих величин внаслідок прийняття низки припущень, а також тому, що не враховуються форми контактуючих поверхонь, площадок плям контакту, механічних характеристик матеріалів тощо. Тому це може бути прийнято як початковий орієнтир з подальшим уточненням і погодженням з даним пристроєм. Наприклад, для великогабаритних типорозмірів опорно-поворотних пристроїв кранів з зовнішніми діаметрами 1400 мм і більше, відносно малими поперечними перерізами забезпечити їхню велику жорсткість утруднено. Тому для зменшення ймовірності перевантажень, часткового або повного заклинювання опорно-поворотних пристроїв, необхідно чітко виконувати вимоги до конструктивних виконань частин машин, які контактують безпосередньо з опорно-поворотними пристроями. Це першою чергою показники не площинності, шорсткості та жорсткості елементів рухомої і нерухомої частин рами автокрана.

Для роликів опорно-поворотних пристроїв у відомій літературі наведені такі величини:

- не площинність опорної поверхні після її механічного оброблення та без навантажень немає перевищувати – $D_3/10^4$;
- не площинність під час навантаження крана не може перевищувати – $5D_3/10^4$ (Дз – зовнішній діаметр пристрою);
- шорсткість опорних поверхонь металоконструкцій рухомих і нерухомих частин рами крана не більше 40 мкм.

Пропонуються такі способи збільшення загальної жорсткості та покращення центрування кулькових опорно-поворотних пристроїв, при яких до металоконструкцій рухомої та нерухомої частин рами установлюють

спеціальні циліндричні опорні кільця з буртиками. Це забезпечує надійне центрування пристрою та підвищує загальну його і рами жорсткість.

У ґрунтовній роботі [122] запропоновано методику визначення навантаження на кульку або ролик, яка наближена до каткових опорно-поворотних пристроїв. Пропонується сумарне навантаження на тіла кочення визначати за загальним виразом (1.4). Ця методика повністю не може бути використана для проведення аналізу роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів також тому, що не враховує кінематико – геометричних параметрів і їхніх конструктивних особливостей.

Відомі також роботи [56,57,141], де наведені важливі результати з досліджень закономірностей взаємодії тіл кочення з поверхнями бігових доріжок кочення. Здебільшого вони зводяться до оптимізаційних питань стосовно вибору раціональної форми доріжок, визначенню контактних напружень в робочій зоні дотику тощо. Проте питання, що пов'язані з залежністю напружено-деформованого стану цих елементів від кінематико-геометричних параметрів пристроїв, розроблено ще не достатньо.

Із проведеного аналізу відомих результатів досліджень і їх узагальнення випливає виробнича потреба у дослідженні навантажувальної здатності елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів для існуючих кінематико - геометричних їх параметрів з метою визначення раціональних експлуатаційних показників та виконання пошуку можливостей стосовно їхніх покращень. Окрім того, за цими ж результатами стає очевидним те, що задачі впливу кінематико-геометричних чинників та напружено-деформований стан, рівноцінно і на навантажувальну здатність опорно-поворотних пристроїв розв'язані ще не достатньо повно. В існуючій літературі практично відсутні комплексні дослідження з розподілення нормальних і тангенціальних напружень за довжиною роликів, питання впливу основних геометричних параметрів на закономірності тертя та розподілення напружень у робочій зоні пристрою, залежності

навантажувальної здатності від кута нахилу твірної бігових доріжок кочення кілець до осі обертання опорно-поворотних пристроїв тощо.

1.6. Висновки та формулювання основних задач досліджень

Підсумовуючи результати порівняльного аналізу досліджень, що наведені в існуючій літературі, та узагальнюючи очевидні недоліки і нагальні проблеми виробництва та з експлуатації опорно-поворотних пристроїв автомобільних та інших кранів, можна навести такі висновки:

- відомі методи з визначення конструктивних чинників опорно-поворотних пристроїв хоча і базуються на методиках розрахунків стандартних підшипників кочення, тому що мають багато спільного, але з причин конструктивних особливостей, методи розрахунків стандартних підшипників не можуть бути повністю використані для визначення основних кінематико-силових параметрів опорно-поворотних пристроїв;
- практично є відсутньою методика визначення впливу геометричних параметрів опорно-поворотних пристроїв на їхню навантажувальну здатність;
- існуюча методика визначення геометричних чинників базується на певних припущеннях і спрощеннях, що приводять здебільшого до необґрунтованому збільшенню коефіцієнтів запасу міцності та підвищенню металоємності пристроїв;
- розрахунки кілець на міцність здебільшого зводяться до визначення параметрів поверхонь бігових доріжок за контактними напруженнями, які визначають несучу здатність опорно-поворотних пристроїв, а розподілення по поперечному перерізу кілець та вид напружень не враховується;
- особливості конструктивних виконань, утруднена технологія виготовлення, великі габарити тощо опорно-поворотних пристроїв, вимагають методик точнішого її розрахунку навантажувальної здатності на стадії проектування з метою збільшення терміну та надійності їх експлуатації;

- питання, що пов'язані з розподіленням зовнішнього навантаження між тілами кочення та напружень вздовж лінії контакту роликів, на даний час вивчено не достатньо;

- у існуючій літературі не у повній мірі досліджена проблема впливу жорсткості елементів опорно-поворотних пристроїв на величину контактних напружень у робочій зоні.

Приймаючи до уваги актуальність проблеми підвищення експлуатаційних показників опорно-поворотних пристроїв, які є найбільш відповідальними частинами автокранів, сформульовані такі *основні задачі* дисертаційної роботи:

- провести порівняльний аналіз результатів досліджень тертя, навантажувальної здатності та напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв кранів і установити напрямки з їх покращення;

- виконати кінематичний аналіз опорно-поворотних пристроїв автокранів і отримати аналітичні вирази для визначення взаємозв'язку між формою роликів і величиною швидкостей ковзання;

- розробити ефективну форму роликів для зменшення геометричного їх ковзання відносно поверхонь бігових доріжок зубчастого вінця та півобойм;

- запропонувати математичні моделі для визначення навантажувальної здатності роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів від дії осьового зусилля та перевертального моменту;

- розробити методику та виконати комп'ютерний аналіз закономірностей зміни контактних напружень в робочій зоні опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликами;

- розробити алгоритм і провести експериментальні дослідження з підтвердження ефективності застосування модифікованих роликів в опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Розділ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ЗАЛЕЖНОСТІ В ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЯХ (ОПП) АВТОКРАНІВ З РОЛИКОВИМИ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ

2.1. Загальні положення щодо застосовуваних роликів опорно-поворотних пристроїв в автомобільних кранах

Роликові опорно-поворотні пристрої широко застосовуються у різних вантажопідіймальних машинах загального і спеціального призначення, у тому числі автомобільних кранах різноманітних конструктивних виконань. Вони відносяться до одних з найбільш навантажених і відповідальних частин підіймально-транспортних засобів і, як доведено вище, часто визначають термін функціонування всієї машини. Одночасно з основною їх функцією, що полягає у рухомому з'єднанні поворотної і неповоротної рам кранів, вони також сприймають робочі навантаження від загального вантажу та передають ці навантаження на рухому частину машини.

Окрім того на елементи опорно-поворотних пристроїв діють також сили власної ваги поворотної їхньої частини та стріли, що є очевидним з рис. 2.1, де наведено принципову схему одного із автомобільних кранів у транспортному положенні.

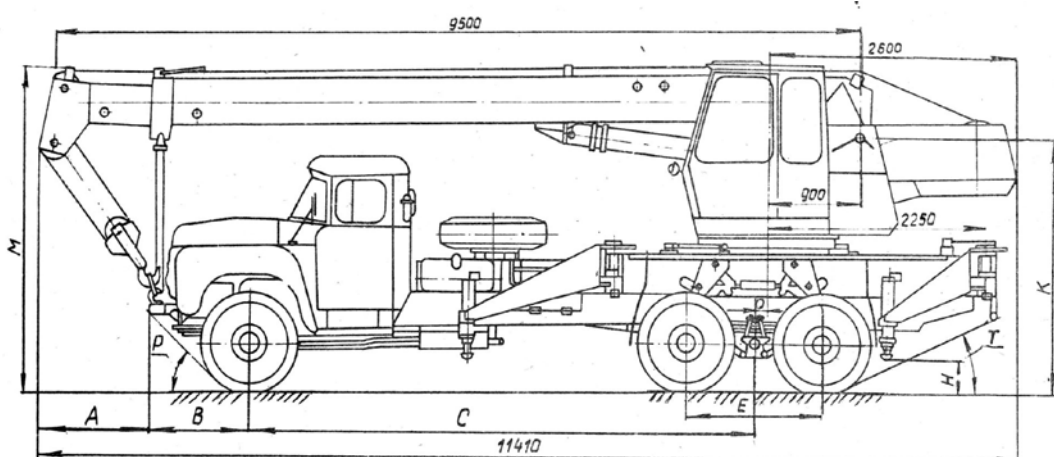


Рис.2.1. Кран автомобільний КС-3575А виробництва ВАТ “Дрогобицький завод автомобільних кранів”

Важливо наголосити, що подібні конструктивні виконання автокранів на цьому підприємстві постійно удосконалюються і, як позитивний результат, розроблено та впроваджено у виробництво сучасний кран вантажністю до 50 т, загальний транспортний вигляд якого наведено на рис. 2.2.



Рис.2.2 Сучасний автомобільний кран КТА-50 виробництва ВАТ “Дрогобицький завод автомобільних кранів”

У таких кранах застосовано роликові опорно-поворотні пристрої з перехресними роликами, принципова схема яких наведена на рис. 2.3.

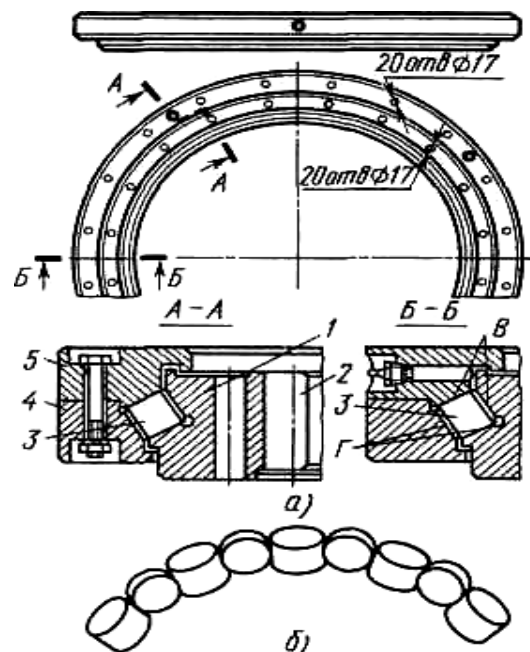


Рис.2.3. Роликовий опорно-поворотний пристрій: а – розріз А-А і Б-Б роликового кола, б – схема розташування роликів; 1 - внутрішнє кільцеві вінець; 2 - зубчастий вінець; 3 – ролик; 4 і 5 - нижня і верхня півобойми; В і Г – бігові доріжки роликів

Із рис.2.3 видно, що коло складається з двох півобоймів 4 і 5, які скріплені одна з іншою болтами і зубчастого вінця 2. Вони мають ретельно оброблені поверхні *B* і *Г*, які служать біговими доріжками для кочення циліндричних роликів 3. Торці будь-яких двох сусідніх роликів звернені убік різних пар доріжок кочення (на вінці дві доріжки, на півобоймах - по одній). Таке конструктивне виконання уможливорює вільне повертання півобоймам 4 і 5 по відношенню до зубчастого кільця 1 за рахунок кочення роликів по відповідних бігових доріжках.

Зубчастий вінець з'єднується болтами з ходовою рамою, а півобойми - з поворотною платформою, тому платформа може повертатися щодо ходової рами на будь-який кут.

Та частина роликів, що котяться по доріжках *B* (рис. 2.3), сприймають спрямовані вниз навантаження. Частина роликів, що котяться по бігових доріжках *Г*, працюють як захватні, передаючи зусилля від півобойми 4 до кільця 1. Вони утримують поворотну платформу від перекидання. Для зменшення моменту тертя в опорно-поворотному пристрою ролики змазуються через спеціальні маслянки (рис. 2.3, розріз *Б-Б*). Окрім того, роликові кільця сприймають також горизонтальні зусилля, що зрушують поворотну платформу щодо ходової частини, тому немає потреби в застосуванні центральній цапфі для сприймання цих навантажень.

У конструкціях автомобільних кранів згідно з існуючими стандартами здебільшого застосовуються роликові опорно-поворотні пристрої, твірна бігової доріжки яких утворює кути 35, 55 і 65° з геометричною віссю обертання поворотної платформи. Такі значення цих кутів нахилу ускладнюють технологію виготовлення бігових доріжок кілець і вінця опорно-поворотного пристрою. Більше того вимагають виготовлення півобойм різної форми і окремих розмірів. Це спонукало до того, що на ВАТ “Дрогобицький завод автомобільних кранів” розроблено конструкцію роликового однорядного опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу 45°

твірної бігової доріжки до геометричної осі обертання поворотної платформи кранів.

Основні робочі креслення нових пристроїв розроблено за існуючими аналогами проекту Іванівського заводу автокранів і методикою, що викладена в роботі [51]. Однак, залишаються ще питання стосовно подальших досліджень кінематико-геометричних, силових параметрів і розроблення методики розрахунків на міцність основних елементів цих параметрів. Окрім того, відомі нові конструкції опорно-поворотних пристроїв, що розроблені на рівні патентів на корисну модель [104,105,106], для яких потрібно провести ряд досліджень з метою підтвердження їх ефективності.

2.2. Завдання за темою дисертації, що розв'язуються у другому розділі

Із викладеного матеріалу випливає, що основним завданням дисертаційної роботи є визначення навантажувальної здатності опорно-поворотних пристроїв з метою покращення їх експлуатаційних показників. Але, внаслідок складності геометрії конструкції опорно-поворотних пристроїв з розміщенням роликів у двох взаємно перпендикулярних площинах, необхідно встановити ступень впливу геометрично-кінематичних чинників на напружено – деформований стан їх елементів, які безпосередньо знаходяться у робочому контакті один з іншим. Тому в першу чергу потрібно дослідити *кінематичні чинники та вплив на них форми тіл кочення*.

Метою даного розділу роботи є визначення кінематичних параметрів процесу кочення та ковзання роликів відносно робочих поверхонь бігових доріжок кілець і вінця опорно-поворотних пристроїв з традиційною формою роликів; визначення аналітичних залежностей, що описують швидкості ковзання контактуючих елементів і проведення кількісного їх аналізу; визначення основних чинників, що впливають на величину швидкості ковзання, для уможливлення розробки рекомендацій з покращення режиму функціонування опорно-поворотних пристроїв автомобільних кранів.

2.3. Кінематичні залежності опорно-поворотного пристрою автокранів

Теоретичні дослідження кінематичних параметрів елементів опорно-поворотного пристрою автокранів виконано для різних кутів нахилу твірних бігових доріжок до геометричної осі обертання поворотної платформи кранів.

Розглянуто роликові опорно-поворотні пристрої, зрозуміло такі, у яких дотикання роликів з похилими поверхнями бігових доріжок відбувається вздовж їхніх твірних, а їх відносно геометричної осі є перпендикулярними та похилими до загальної осі повертання рухомої платформи. Такі конструктивні особливості пристрою об'єктивно приводять до істотного геометричного ковзання контактуючих елементів. Це явище викликає нерівномірне спрацювання поверховостей тертя та пришвидшує збільшення зазорів і у кінцевому випадку зменшує термін експлуатації всього пристрою.

Тому є потреба і у даній роботі проведено теоретичний і кількісний аналізи кінематичних параметрів цих складних опорно-поворотних пристроїв з визначенням точок, де виникають більші швидкості ковзання, у околиці яких можливе інтенсивніше спрацювання бігових доріжок кочення.

На основі результатів, що отримані в роботі [144] і схеми рис. 2.4, після простих спрощень, записано загальний вигляд геометричних залежностей

$$D_{\text{цр}} = \frac{d_p}{\text{tg}\beta} \sqrt{1 + \left(\frac{\text{tg}\beta}{\sin\alpha}\right)^2}, \quad (2.1)$$

де $D_{\text{цр}}$ – діаметр кола центрів тіл кочення; d_p – діаметр роликів; $\beta = \frac{\pi}{n}$ — кутовий крок роликів (n – кількість тіл кочення); α - кут нахилу твірної поверхні бігової доріжки до геометричної осі повороту опорно-поворотного пристрою.

Після позначення $k_p = \sqrt{\frac{1}{\text{tg}^2\beta} + \frac{1}{\sin^2\alpha}}$ - коефіцієнт пропорційності, що залежить від кількості тіл кочення і кута нахилу опорно-поворотного пристрою, отримано спрощений вигляд рівняння (2.1)

$$D_{\text{цр}} = k_p d_p. \quad (2.2)$$

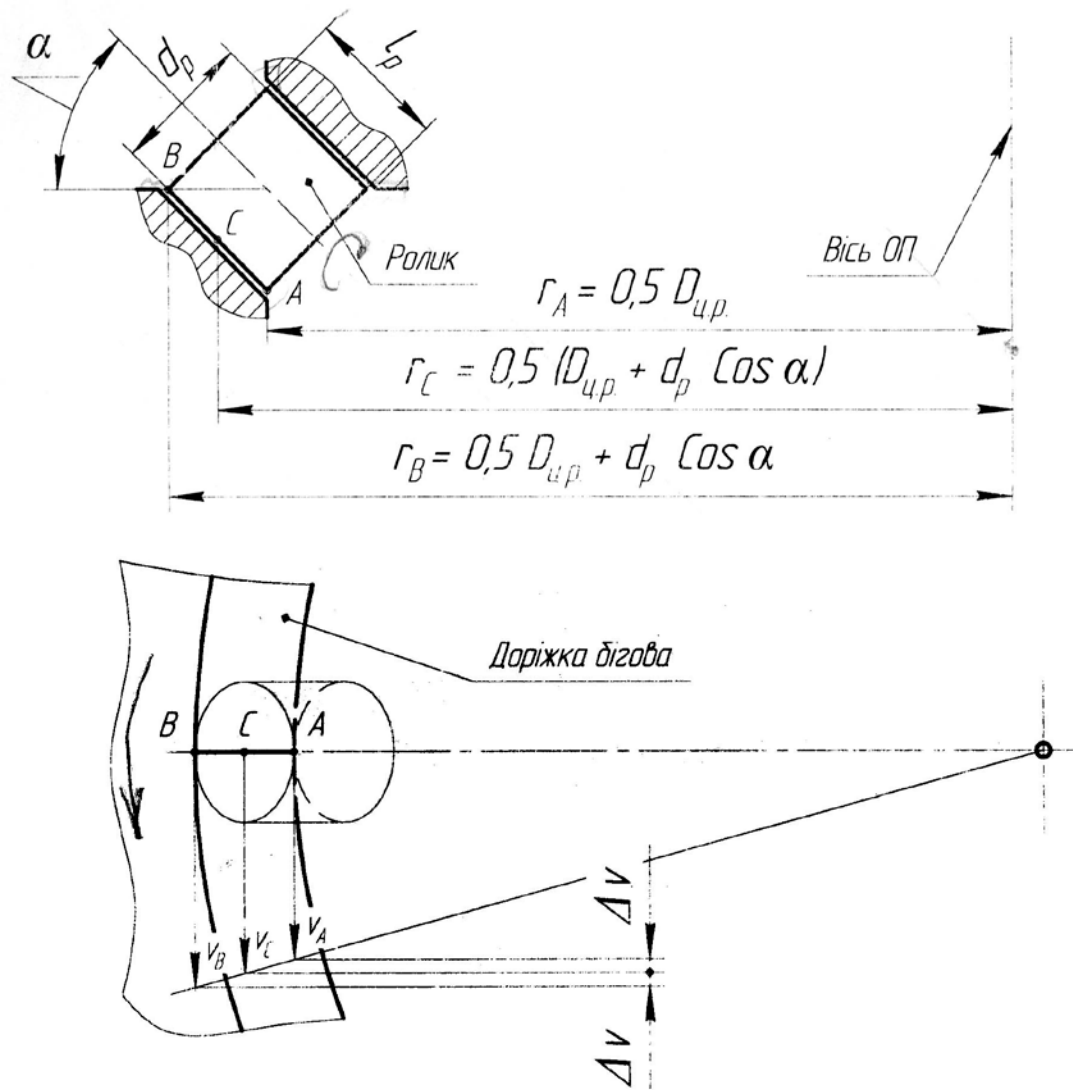


Рис.2.4. Принципова схема до розрахунку геометричного ковзання в контакті ролик-доріжка бігова

Із розрахункової схеми (рис. 2.4) легко встановити величину швидкості ковзання в точці B як різницю між швидкостями цієї точки, яка миттєво належить поверхні бігової доріжки та ролику

$$v_s = \left(\frac{r_B}{r_C} - 1 \right) v_c, \quad (2.3)$$

а максимальна величина відносно ковзання буде

$$\delta_p = \frac{v_B - v_c}{v_c} = \frac{d_p \cos \alpha}{D_{\text{цр}} + d_p \cos \alpha}. \quad (2.4)$$

2.4. Кількісний аналіз кінематичних параметрів опорно-поворотних пристроїв

За отриманими аналітичними (2.1 – 2.4) виразами проведено кількісний аналіз величини, що характеризують важливий показник процесу спрацювання основних елементів опорно-поворотних пристроїв. Тут визначено спочатку значення коефіцієнту пропорційності, а потім відносного ковзання роликів опорно-поворотних пристроїв для декількох автомобільних кранів, що виготовлялись або виготовляються дотепер. Отримані значення зведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Величини коефіцієнтів пропорційності

Кут нахилу α	$\sin^2 \alpha$	d_p	n	Кутовий крок β	Коефіцієнт k_p
35°	0,329	30	133	0,00056	43,5132
55°	0,671	30	133	0,00055	42,6632
60°	0,750	36	134	0,00056	51,2499
45°	0,500	30	134	0,00055	42,6690

Із табл. 2.1 видно, що на коефіцієнт пропорційності більшою мірою впливає діаметр тіл кочення, у даному випадку діаметр роликів, який також впливає на діаметр кола центрів тіл кочення (2.1).

Відомо також, що важливим явищем в опорно-поворотних пристроях автокранів під час їх функціонування, є проковзування тіл кочення. Внаслідок специфіки конструкції роликів однорядного опорно-поворотного пристрою у великій мірі проявляє себе геометричне ковзання. Тому на початку за виразом (2.4) проведено кількісний аналіз одного із чинників геометричного ковзання.

У табл. 2.2. наведемо отримані результати відносного геометричного ковзання у відсотках для таких автомобільних кранів, які виготовляються на Дрогобицькому заводі.

Характеристики відносного геометричного
ковзання опорно-поворотних пристроїв

Марка крана	Вантажопідйомність, т.	Діаметр роликів, мм.	Кут нахилу, град	Діаметр кола центрів, мм.	Відсоток ковзання, %
КС-3575А.17.100		30	35	1280,44	1,88
КС-4574.17.100			45	1280,075	1,63
КТА-16.17.100				1280,075	1,63
КТА-28.01.17.100		36		1444,918	1,73

Із таблиці видно, що зі зменшенням кута нахилу опорно-поворотного пристрою дещо збільшується геометричне ковзання роликів. Окрім того, на величину геометричного ковзання роликів впливає також їхній діаметр.

Наведені в табл. 2.2. отримані величини відносного геометричного ковзання є дещо меншими від дійсних. Це пояснюється тим, що тут приймалось припущення, що ролики, геометричні осі яких знаходяться на одній площині, доторкаються тільки з відповідною поверхнею бігової доріжки, які є паралельними до цієї ж площини.

Тому результати цього проведеного кількісного аналізу можуть бути підґрунтям для подальших уточнених розрахунків відносного геометричного ковзання роликів з урахуванням їх можливого торцьового доторкання з рухомою біговою доріжкою кільця та нерухомою біговою доріжкою вінця сусіднього ролика пристрою.

2.5. Кінематика опорно-поворотних пристроїв з урахуванням торцьового доторкання роликів

Явище геометричного тертя спонукало пошук можливостей зменшення втрат потужності у робочій зоні опорно-поворотного пристрою шляхом зміни форми торцевих поверхонь роликів. Розроблено нову конструкцію пристрою з модифікованою формою роликів. Опис конструкції та дослідження їхній кінематики наведено нижче.

З метою доведення ефективності застосування нової форми роликів з позиції кінематики визначено аналітичний вираз, що описує швидкості ковзання роликів з урахуванням їхніх доторкань торцями до рухомих бігових доріжок сусідніх роликів.

Для розв'язання поставленого завдання ефективно виділити спрощену частину опорно-поворотного пристрою, що наведено на рис. 2.3. Цю схему на поверхнях доторкання роликів з біговими доріжками доповнимо характерними точками: A, B, C, D, E і O (рис.2.5). Точка O_1 указує на проекцію вісі ролика. У цій точці торцевого доторкання ролика до поверхні бігової доріжки сусіднього ролика немає. Внаслідок угнутості поверхні бігових доріжок сусідніх роликів здійснюється торцеве доторкання на поверхні, що має форму кільця, яке наближено до периферії, до точок D і E . Це якраз важливий факт, внаслідок якого мають місце додаткові швидкості ковзання, які пришвидшують спрацювання роликів і зменшують термін роботи всього опорно-поворотного пристрою.

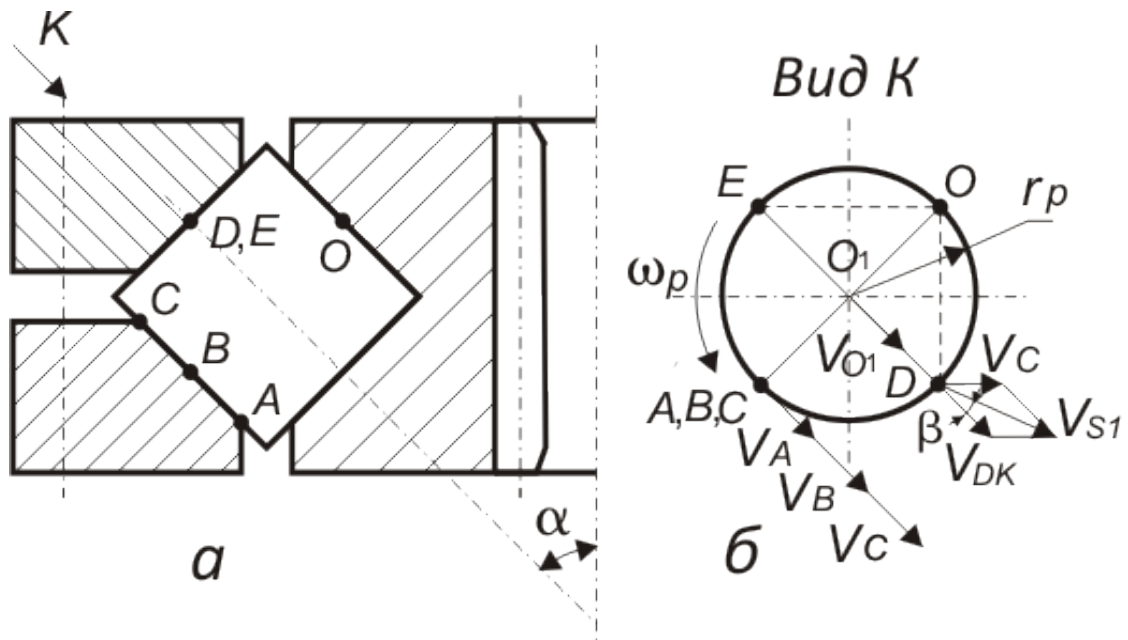


Рис. 2.5. Частина конструкції опорно-поворотного пристрою: *a* – загальний вигляд; *б* – вид *K* на зовнішній торець ролика

$$\text{У разі, коли кут } \alpha = 45^0, \text{ із рис. 2.5, } a \text{ видно, що } V_{DK} = V_B, \quad (2.5)$$

а кутова швидкість руху ролика дорівнює $\omega_p = V_B / r_p$,

де V_{DK} - швидкість точки *D*, що належить рухомому кільцю; r_p - радіус ролика.

Знаючи кутову швидкість руху ролика, можна визначити величину абсолютної швидкості точки *D*, яка належить ролику

$$V_{DP} = \omega_p \cdot DO = (V_B / r_p) (r_p \sqrt{2}) = \sqrt{2} V_B, \quad (2.6)$$

де віддаль $DO = r_p \sqrt{2}$ та решта параметрів видно із рис. 2.5, б.

Сумарна миттєва швидкість точки *D* визначається за відомою формулою косинусів

$$V_{sI} = \sqrt{V_{DP}^2 + V_{DK}^2 + 2V_{DP}V_{DK} \cos 45^0} \quad (2.7)$$

З урахуванням (2.5) і (2.6), із рівняння (2.7) отримаємо, що

$$V_{sI} = 2,24 V_B. \quad (2.8)$$

Вираз (2.8) переконливо підтверджує попередню констатацію про те, що у разі торців роликів плоскої суцільної форми в місцях їхніх доторкань до рухомих бігових доріжок сусідній роликів виникають суттєві швидкості тертя, які негативно впливають на довговічність елементів опорно-

поворотного пристрою. Тому для виключення цього явища запропоновано модифіковані тіла кочення, які взагалі не контактують з біговою доріжкою сусіднього ролика в точках D, E (рис.2.5,б). Вони доторкаються між собою тільки в точці O_1 , де їхні швидкості руху співпадають за напрямком і модулем, що і виключає відносне ковзання.

Отримані результати аналізу кінематичних параметрів підтверджують основні положення про те, що плоскі торці роликів приводять до додаткового геометричного ковзання та втрати енергії на торцеве тертя. Більше того відносний рух має місце також між самими роликами, що є чітко видно з рис.2.6 у вигляді блискучого кола.



Рис.2.6. Відпрацьовані ролики

Рис. 2.6 наочно підтверджує необхідність проведення модифікації форми торцевих поверхонь роликів, тобто зміна форми тіл кочення сприяє покращенню ефективності роботи опорно-поворотного пристрою автокранів. Причому ця зміна полягає в розв'язуванні конструкційної задачі на етапі проектування опорно-поворотного пристрою та зводиться до розробки креслення нестандартного ролика та його виготовлення. Нестандартним він є тому, що має зовнішній торець опуклим, а внутрішній – угнутий. Діаметр цього ролика відповідає стандартному типорозміру.

2.6. Розроблення нової конструкції опорно-поворотних пристроїв з модифікованими тілами кочення

Вище переконливо доведено, що опорно-поворотні пристрої автомобільних кранів схильні до ковзання роликів. Навіть під час ідеальних умов їх експлуатації мають місце геометричні ковзання, які приводять до втрат потужності та зменшенню терміну роботи всієї машини. Такі явища, тобто наявність геометричного тертя, спонукало проведення пошуку можливостей зменшення втрат потужності у робочій зоні опорно-поворотного пристрою. У якості першого кроку поставлено і розв'язано завдання стосовно зміни форми торцевих поверхонь роликів.

На основі результатів патентного пошуку розроблено і запропоновано нову конструкцію роликового опорно-поворотного пристрою з модифікованою формою торцевих поверхонь роликів.

Розроблена конструкція опорно-поворотного пристрою признана новою та видано патент на винахід (патент №79333 України на корисну модель).

Конструктивні особливості запропонованого опорно-поворотного пристрою наведено на рис. 2.7, де показано: нерухоме кільце 1 з зубчастим вінцем і рухомих півобойм 2 і 3. Ці деталі мають ретельно оброблені поверхні робочих доріжок 4, 5, 6 і 7 прямолінійного профілю як у традиційних пристроях. У пустотах між біговими доріжками встановлено циліндричні тіла кочення 8. Ролики відрізняються від традиційних тим, що мають торцеву зовнішню опуклу сферичну поверхню 9, а торцеву внутрішню угнуту сферичну поверхню 10. Під час роботи ролики обертаються навколо власної геометричної осі 11, біжать по відповідних бігових доріжках .

Важливою особливістю форми тіл кочення є також і те, що радіус їхніх угнутих 10 і опуклих 12 сферичних поверхонь рівні між собою та мають бути меншими за радіус угнутої зовнішньої поверхні 13 робочих бігових доріжок нерухомого кільця 1.

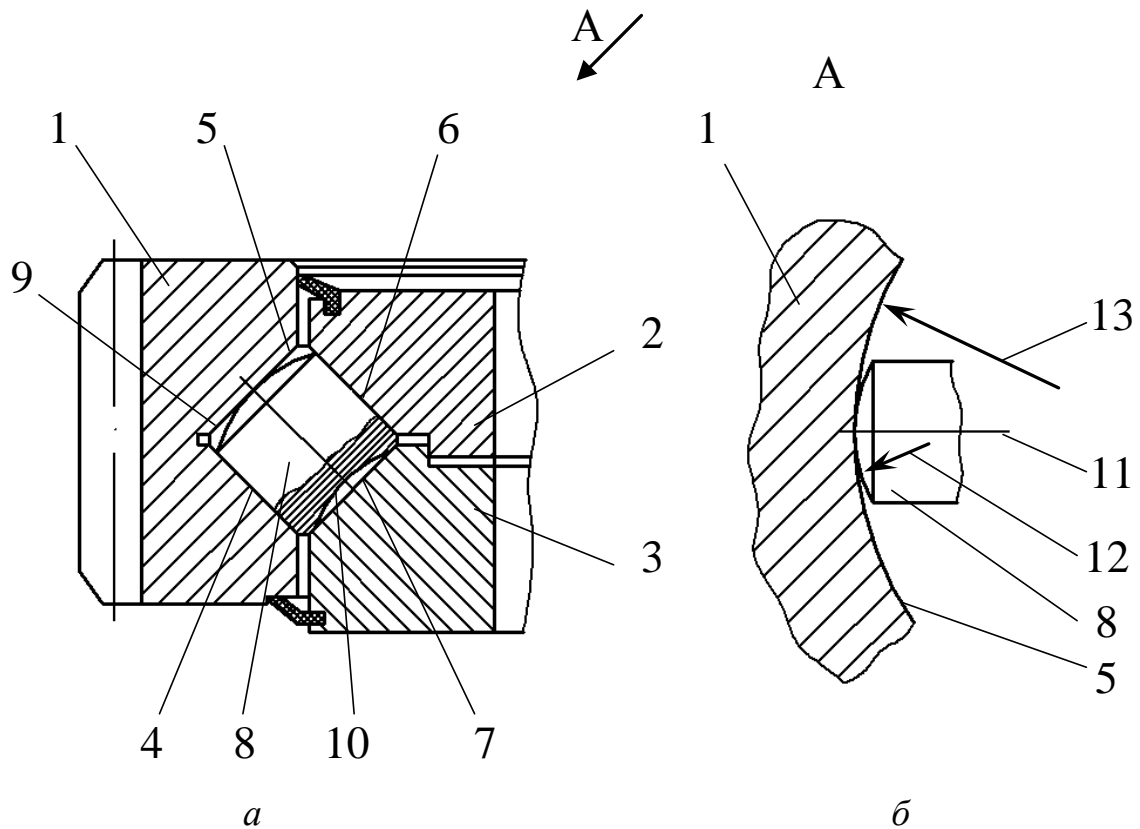


Рис. 2.7. Принципова конструкція опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами: *а* – загальний вигляд лівої частини в перерізі; *б* – вид по напрямку *A* (стрілка *A*) на внутрішню поверхню бігової доріжки у місці дотику ролика

Принцип роботи опорно-поворотного пристрою очевидний із наведеного рис. 2.7.

У такій конструкції зубчастий вінець болтами (на рис.2.7 вони не наведені) кріпиться до нерухої рами і тоді бігові доріжки кільця 1 не рухаються. Півобойми 2 і 3 через кінематичний ланцюг зв'язані з шестірнею, яка знаходиться в зачепленні з нерухомим зубчастим колесом і під час обертання рухає всю поворотну платформу крана, яка спирається на робочі ролики. У процесі обертання рухомих півобойм циліндричні тіла кочення котяться по своїх робочих доріжках нерухомого кільця і по робочій доріжці рухомого кільця. Причому угнута сферична поверхня не контактує з розташованою навпроти внутрішньою робочою опуклою поверхнею, а опукла сферична поверхня тіла кочення з радіусом сфери, не більшим за радіус угнутої зовнішньої бігової доріжки нерухомого кільця 1, контактує з розташованою навпроти зовнішньою робочою поверхнею тільки на осі

обертання тіл кочення. Таке співвідношення радіусів робочих поверхонь сприяє утворенню практично точкового контакту зовнішнього торця ролика з біговою доріжкою сусіднього ролика. А для кута нахилу осі роликів до осі обертання поворотної частини 45° колова швидкість точки дотику торця ролика і бігової доріжки сусіднього ролика збігаються за напрямком та модулем, що виключає їх відносний рух (практично немає ковзання), тобто підтверджується ефективність модифікації форми тіл кочення за рахунок істотного зменшення тертя у робочій зоні опорно-поворотного пристрою.

За умови зменшення тертя у місцях доторкання торців роликів до поверхонь сусідніх бігових доріжок доцільно було б виготовляти тіла кочення сферичними з двох сторін. Однак, це істотно погіршує паралельність геометричних осей роликів і поверхонь їхніх бігових доріжок, тобто спонукає тіла кочення до перекошування під час роботи опорно-поворотного пристрою та збільшує його момент тертя і пришвидшує спрацювання контактуючих поверхонь. Слід наголосити на тому, що зміною форми внутрішніх торців роликів, виготовлення їх з заглибленням, можна також отримати зменшення величини геометричного ковзання тіл кочення по внутрішнім біговим доріжкам, які мають опуклі форми.

Таке твердження є очевидним на схематичному зображенні (рис. 2.8), де наведено вигляд внутрішнього торця ролика з боку внутрішньої опуклої поверхні бігової доріжки сусіднього тіла кочення.

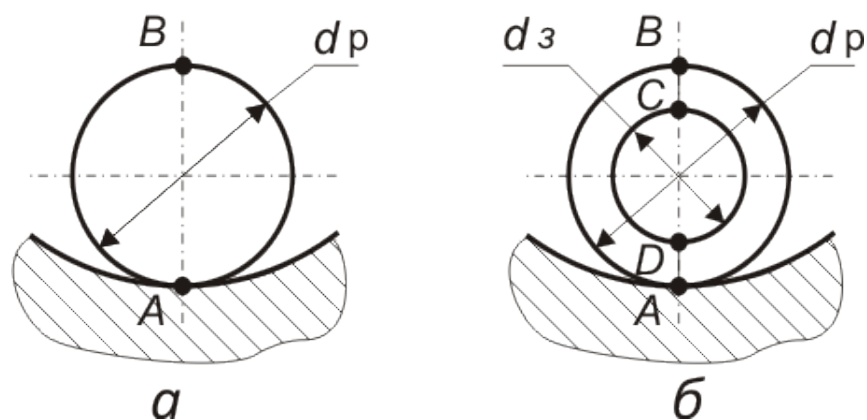


Рис. 2.8. Вид на торець ролика з боку нерухомого кільця: *a* – на торці ролика немає заглиблення; *б* – ролик з заглибленням

На рис. 2.8. наведено: d_p - діаметр ролика; d_3 – діаметр заглиблення; AB – суцільна лінія контакту торця ролика з опуклою поверхнею нерухомого кільця сусіднього ролика; AD і BC – ділянки лінії контакту ролика із заглибленням з подібною поверхнею.

Із рис. 2.8 видно, що внаслідок доторкання торця ролика до опуклої внутрішньої поверхні сусіднього ролика, між ними виникає суцільна контактна лінія AB (рис.2.8,*a*), а ролик із заглибленням матиме доторкання до подібної поверхні тільки на значно менших ділянках (AD і CB , рис.2.8,*б*). Зрозуміло, що величину довжин цих ділянок легко регулювати вибором відповідного діаметру заглиблення, збільшення якого приводить до зменшення сумарної лінії контакту. Сума довжин ділянок $AD + CB$ для опорно-поворотного пристрою з внутрішнім зубчастим зачепленням може бути мінімальною внаслідок того, що при такій конструкції ролика під час функціонування кранів більш схильні притискатися зовнішніми своїми торцями до зовнішніх бігових доріжок сусідніх роликів. Це дає підставу твердити, що знехтування тертям на зовнішніх торцях роликів веде до неточностей у визначенні кінематичних, силових параметрів та під час виконання розрахунків на міцність елементів пристрою.

2.7. Висновки до розділу 2

На основі проведених теоретичних досліджень впливу геометричних параметрів на кінематичні характеристики опорно-поворотного пристрою випливають такі висновки:

1. Традиційні конструкції опорно-поворотних пристроїв схильні до геометричного ковзання тіл кочення, яке у відомій літературі враховується не повністю, тому що приймають до уваги тільки геометричне ковзання роликів відносно своїх бігових доріжок.

2. Установлено, що в дійсності в однорядних роликових опорно-поворотних пристроях мають місце істотні геометричні ковзання в зонах торцевого доторкання тіл кочення з біговими доріжками сусідніх роликів.

3. Розроблені розрахункові схеми і математична модель кінематичних залежностей уможливили твердження, що врахування торцевого доторкання приводить до збільшення понад 2 рази дійсної швидкості ковзання роликів.

4. За результатами кількісного аналізу встановлено, що на величину відносного ковзання істотно впливають діаметр роликів і кути нахилу твірних бігових доріжок до геометричної осі опорно-поворотного пристрою.

5. Теоретично доведено ефективність запропонованої модифікації торцевих поверхонь роликів, що уможливило розроблення конструкції опорно-поворотного пристрою, яка признана новою і на яку отримано патент України на корисну модель.

Розділ 3. СИЛОВА ВЗАЄМОДІЯ ТА НАВАНТАЖУВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ ОПОРНО-ПОВОРОТНИХ ПРИСТРОЇВ АВТОКРАНІВ

3.1. Загальні положення і зауваження

Слід зауважити, що отримані аналітичні залежності є справедливими для проектного складання опорно-поворотного пристрою, тобто велике значення має правильне попереднє затягування з'єднувальних болтів, що кріплять півобойми для того, щоб установити початковий осьовий зазор. Тому є важливим та необхідним розглянути сили притискання контактуючих поверхонь бігових доріжок з твірними роликів.

Під час роботи опорно-поворотний пристрій сприймає зовнішнє навантаження у вигляді осьового зусилля Q і перевертального моменту M . Ці навантаження передаються від поворотної рами через півобойми, ролики і вінець на опорну раму (рис.3.1). Більше того, зовнішнім для опорно-поворотного пристрою навантаженням є також обертальний момент, що передається від приводу обертання на вінець. Внаслідок того, що у приводі опорно-поворотного пристрою застосовується прямозуба зубчаста передача, то обертальний момент викликає головне зусилля, яке збільшує загальні навантаження тіл кочення. На міцність чи несучу здатність опорно-поворотного пристрою найбільше впливають кількість та діаметр роликів, болти (їх кількість, діаметр, група міцності матеріалу болта, сила попереднього затягування) і розміри та матеріал вінця і півобойм. Всі ці чинники необхідно враховувати під час досліджень таких систем, що істотно ускладнює розв'язки задач з визначення дійсної несучої здатності опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів. Точність результатів цих досліджень, зрозуміло, залежить в першу чергу від кількісного аналізу силової взаємодії між роликами та робочими поверхнями бігових доріжок з урахуванням тиску між роликами нижніх і верхніх рядів.

3.2. Обґрунтування розрахункових схем і створення аналітичних залежностей силової взаємодії

У оптимальному варіанті конструкції опорно-поворотного пристрою всі його елементи мали б бути рівно міцними чи близько наближеними до таких, що як відомо приводить до зменшення загальної маси машини.

Саме тому силовий аналіз опорно-поворотного пристрою ставить завдання з визначення силових факторів, що діють на ролики, болти кріплення і тіло вінця чи півобойм, з застосуванням інженерних методів, які у повній мірі викладено в роботах з опору матеріалів [108,118]. Нижче приведений силовий аналіз опорно-поворотного пристрою з перехресними роликами, що застосовуються в автокранах. Слід наголосити, що така методика може бути поширена на усі без винятку конструкції споріднених типів машин, які укомплектовуються роликівими опорно-поворотними пристроями з перехресним розташуванням тіл кочення.

На початку досліджень базовим приймається загальний випадок робочого стану опорно-поворотного пристрою, коли він навантажується осьовою силою Q і перевертальним моментом M від робочого навантажу. Його основні елементи - дві рухомі півобойми кріпляться до поворотної частин машини і нерухомий вінець – до опорної нерухомої платформи. Кріплення здійснюється переважно однаковою кількістю болтів одного діаметра, рівномірно розміщених по колу (рис. 3.2). Зрозуміло, що сила попереднього затягування гайок болтів істотно впливає на режим роботи опорно-поворотного пристрою та на довговічність всієї машини. Тому важливою задачею є розроблення методики розрахунку нарізевих з'єднань з визначення точнішої величини цієї сили та запропонувати спосіб рівномірного попереднього затягування гайок. Процес затягування гайок болтів вимагає виконання двох важливих показників, а саме: рівномірності та проектній величині сили попереднього затягування нарізевих з'єднань.

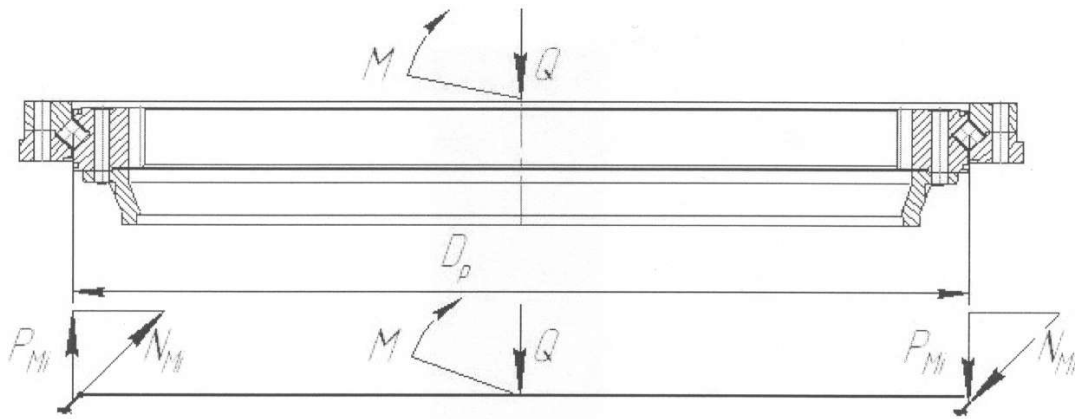


Рис. 3.1. Базова загальна схема навантаження опорно-поворотного пристрою

Зрозуміло, що тут як і завжди в механіці більш навантаженими будуть болти, які розміщені на колі меншого діаметра, тобто для рис. 3.1 при однаковій кількості та діаметру більш навантаженими будуть болти, що кріплять нерухомий вінець до силової платформи крана.

Тому якщо діаметр зовнішнього кола D_o , а кількість болтів Z_b , що розміщені по колу D_b , то перевертальний момент M буде спричиняти зусилля розтягу R_i в болтах, яке є пропорційне до їх відстаней від осі $x-x$ і визначається як

$$R_i = \frac{D_o - D_a \cdot \cos(\alpha_s)}{D_o + D_a} \cdot R_{M \max}.$$

Одночасно осьова сила Q зменшуватиме ці зусилля розтягу на величину Q/Z_b (рис.3.2).

У цьому разі для i -го болта загальне зусилля розтягу дорівнює

$$R_i = \frac{D_o - D_a \cdot \cos(\alpha_s)}{D_o + D_a} \cdot R_{M \max} - \frac{Q}{Z_b}, \quad (3.1)$$

де $\alpha_i = \frac{2 \cdot \pi}{Z_p} \cdot (i-1)$ $i=1, \dots, Z_b$, Z_p - кількість роликів.

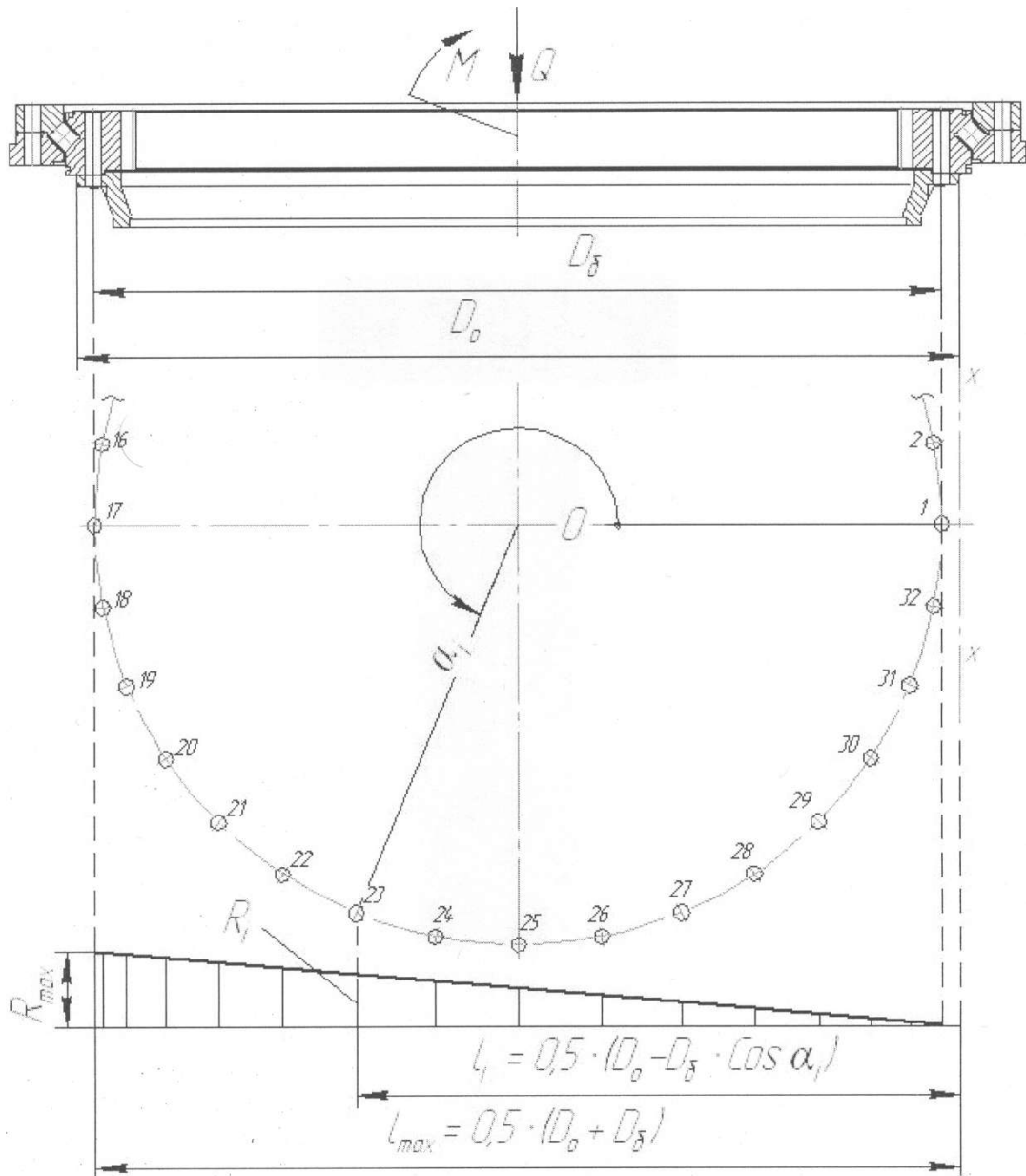


Рис. 3.2. Схема навантаження болтів і епюра розтягуючого навантаження болтів від перевертального моменту

Якщо прийняти допустиме зусилля розтягу болта рівне

$$[R] = R_{M \max} - \frac{Q}{Z_d}, \quad (3.2)$$

то несучу здатність опорно-поворотного пристрою можна визначити за формулою

$$[M] \leq \frac{1}{2 \cdot (D_o + D_d) \cdot Z_d} \cdot \left((Z_d \cdot [R] + Q) \cdot \sum_{i=1}^{Z_d} (D_o + D_d \cdot \cos(\alpha_i))^2 - Q \cdot (D_o + D_d) \cdot \sum_{i=1}^{Z_d} (D_o + D_d \cdot \cos(\alpha_i)) \right), \quad (3.3)$$

де $[M]$ - допустимий перевертальний момент; Q - осьове навантаження.

Беручи до уваги вирази (3.2) і (3.3), після звичайних перетворень можна отримати рівняння для визначення розрахункової сили розтягу болтів при умові, коли відомі значення M , Q , D_o , D_a та Z_o , за таким виразом

$$R_p = \frac{2 \cdot M \cdot (D_o + D_o) \cdot Z_o + Q(D_o + D_o) \cdot \sum_{i=1}^{Z_o} (D_o + D_o \cdot \cos(\alpha_i))^2 - Q \cdot (D_o + D_o) \cdot \sum_{i=1}^{Z_o} (D_o + D_o \cdot \cos(\alpha_i))}{Z_o \cdot \sum_{i=1}^{Z_o} (D_o + D_o \cdot \cos(\alpha_i))^2} \quad (3.4).$$

Знаючи розрахункову силу розтягу, із умови міцності при розтягу можна вибрати діаметр чи клас міцності матеріалу болтів. Внутрішній діаметр нарізи болтів визначається за відомою умовою міцності на розтяг

$$d_o = \sqrt{4\beta R_p / (\pi[\sigma_p])} \quad (3.5)$$

За такою ж методикою визначається і навантаження болтів кріплення опорно-поворотного пристрою, які розміщено по колу більшого діаметра, але діаметр D_o тоді належатиме колу центрів роликів. Тому описувати тут її не має потреби. Ще раз маємо наголосити на важливості попереднього затягування гайок болтів опорно-поворотного пристрою, особливо його рівномірність. Цей процес вельми впливає не тільки на довговічність пристрою, але і на безпечну його роботу.

3.3. Навантажувальна здатність за контактним напруженням елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів

3.3.1. Визначення напружень між роликами та поверхнею бігової доріжки

На основі того, що радіус роликів завжди значно менший за радіус робочої поверхні бігової конічної доріжки, то контакт між ними на початку розглядається як силове доторкання малого циліндра з площиною. Це дає право скористатися класичною розрахунковою схемою такою, що наведено на рис. 3.3.

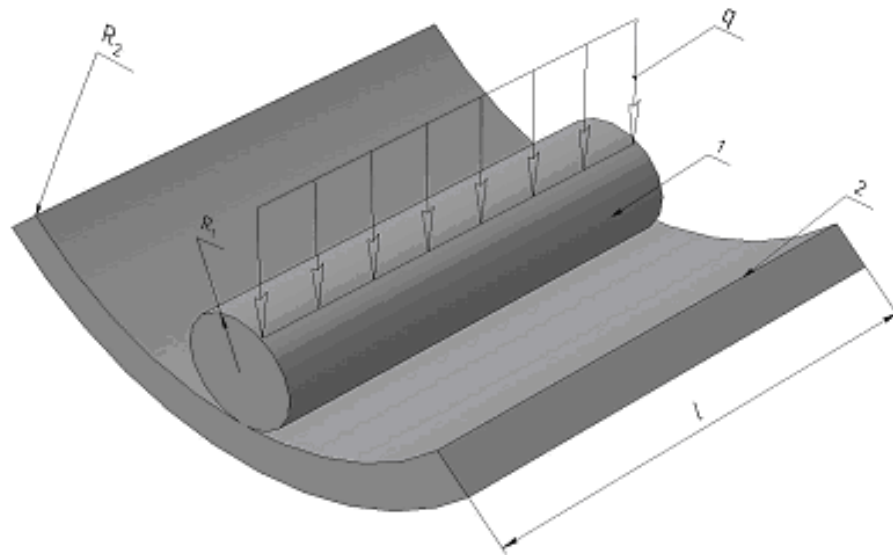


Рис. 3.3. Базова розрахункова схема

На схемі показано випадок, коли ролик довжиною l_p і діаметром $d_p=2R_1$ тисне на робочу поверхню бігової доріжки кільця з рівномірно розподіленим по контактній лінії навантаженням q . У цьому разі, беручи до уваги [108,118], умова міцності матиме такий загальний вигляд

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{l_p} \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.6)$$

де $F=R_{M \max} + \frac{Q}{Z_\delta}$ - максимальна сила взаємодії між роликом і поверхнею бігової доріжки; E - зведений модуль пружності; R_2 - радіус кривини поверхні бігової доріжки; R_1 - радіус кривини поверхні ролика; l - його довжина.

Слід наголосити на тому, що початкова величина діаметру більша за довжину ролика у межах допусків виготовлення. Це дає право під час теоретичного розрахунку контактної міцності роликів приймати, що вони рівні $l_p=d_p$. Тоді вираз (3.6) можна звести до такого

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{d_p} \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.7)$$

або, після урахування, що $d_p = 2r$, умова міцності набуває вигляду

$$\sigma_H = 0,296 \sqrt{\frac{FE}{R_1} \frac{R_2 - R_1}{R_2 R_1}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.8)$$

Тут потрібно наголосити, що рівняння (3.6) – (3.8) є справедливими у разі сталевих роликів і кілець опорно-поворотних пристроїв із наближених марок сталей, тобто коли приймаються однакові модулі пружності та коефіцієнти Пуассона.

Зауважимо, що вираз (3.8) можна привести до вигляду такого, що стає зручним для проведення інженерних розрахунків контактної міцності елементів опорно-поворотних пристроїв під час проектування та експлуатації. Це здійснюється так. Відомо, що середнє значення модуля пружності матеріалів елементів опорно-поворотного пристрою $E = 2 \times 10^5$ МПа і R – радіус кривини поверхні бігової доріжки завжди в декілька разів більший за r – радіус кривини поверхні ролика. Нехай буде це більше в k разів (2.2), тоді остаточно матимемо

$$\sigma_H = \frac{132,4}{R_1} \sqrt{F \frac{k-1}{k}} \leq [\sigma]_H, \quad (3.9)$$

Для підтвердження цього тут наведено результати кількісного аналізу контактних напружень для таких вихідних параметрів:

$R_1 = 15$ мм; $k = D_{\text{цр}} / (2r \sin 45^\circ)$ (якщо $R_2 = D_{\text{цр}} / (2 \sin 45^\circ)$; $\alpha = 45^\circ$ - кут нахилу твірної поверхні бігової доріжки до геометричної осі повороту опорно-поворотного пристрою; $D_{\text{цр}}$ – діаметр центрів роликів (2.2)). З урахуванням цих вихідних параметрів для типу опори КС- 4574.17.100 з $D_{\text{цр}} = 1278$ мм залежність (3.9) приймає простіший вигляд

$$\sigma_f = 8,754 \sqrt{F} \leq [\sigma]_H, \quad (3.10)$$

або загальне допустиме навантаження опорно-поворотного пристрою дорівнює

$$[F] = \sqrt{[\sigma]_H^2 / 76,632}. \quad (3.11)$$

Запропоновані аналітичні вирази (3.10) і (3.11) мають суттєве практичне значення, тобто вони уможливають на стадії проектування встановити значення робочих контактних напружень чи допустимих навантажень опорно-поворотного пристрою.

Отримані результати потрібно приймати як початкові, тобто вони мають місце на початку експлуатації опорно-поворотних пристроїв, а через певний термін роботи картина напружено-деформованого стану може істотно змінюватись. Це пояснюється так. У дійсності потрібно приймати до уваги явища спрацювання елементів опорно-поворотних пристроїв, а особливо нерівномірність розсіювання величини спрацювання його основних деталей. Відомо, що швидкість спрацювання навантаженої пари доріжок кочення (верхніх) у 1,5 разів більше за швидкість спрацювання менш навантаженої пари доріжок кочення. Величина їх спрацювання може різнитися до 1,7 разів. Характеризуючи ці практичні чинники, наголошуємо, що такі твердження є корисними для проведення подальших досліджень з метою уточнення стосовно напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою, які сприймають основні зовнішні навантаження в реальних виробничих умовах.

Окрім розглянутих явищ, дослідження контактних напруження в основних опорних елементах потрібно проводити з урахуванням їх жорсткості, яка, в свою чергу, залежить не тільки від жорсткості кілець, а і від жорсткості металоконструкції рами в області кріплення опорно-поворотного пристрою. Не достатня жорсткість цих частин машини може істотно змінювати закономірність розподілення напружень вздовж довжини бігових доріжок кочення в залежності від положень елементів опорно-поворотних пристроїв і відносно напрямків дії зусиль і моментів, особливо це стосується роликів опорно-поворотних пристроїв, де має місце збільшена довжина лінії контакту тіл кочення та бігових доріжок, а також поява геометричного ковзання роликів.

З таких міркувань впливає актуальність проблеми знань закономірності розподілу контактних напружень у зоні дотику основних елементів, які потребують свого подальшого вивчення та уточнення.

Попередньо можна стверджувати, що оскільки при обкачуванні роликів зона їх дотику з біговими доріжками постійно змінюється, то

контактні напруження мають циклічну характеристику. Причому характер їх зміни залежить від багатьох факторів, таких як: геометричні параметри елементів і пристроїв в цілому; повнота мащення цих елементів тощо. У випадку достатнього змащування внаслідок циклічності контактних напружень руйнування поверхонь контакту бігових доріжок може відбуватися шляхом втомного їх викришування, що приводить до інтенсивного спрацювання та збільшення осьового зазору. При роботі пристроїв в умовах недостатнього змащування можна очікувати руйнування цих елементів внаслідок нагрівання і відшаровування частинок матеріалу з поверхонь контактуючих деталей.

Щоб зменшити такі явища руйнування необхідно зменшувати величину контактних напружень і першою чергою не за рахунок зменшення зовнішнього навантаження, а за рахунок рівномірного його розподілу по всій довжині лінії контакту, а для цього необхідні дослідження впливу геометричних і кінематичних чинників на напружено – деформований стан елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Можливості відомих методів опору матеріалів і будівельної механіки для розрахунку таких конструкцій є досить обмеженими особливо щодо врахування нелінійності деформацій і статичної невизначеності конструкції. Популярні сучасні програмні продукти проектування металоконструкцій і аналізу їх напружено-деформованого стану виконують поставлену задачу з різним ступенем адекватності і ефективності виконання. Розрахункові модулі програмних продуктів моделювання металоконструкцій, як правило, базуються на основі методу скінчених елементів [120,126,142]. При цьому для застосуванні числових алгоритмів приходиться приймати допущення і неминучі тут похибки, особливо при врахуванні нелінійної контактної взаємодії елементів. Незважаючи на наявну документованість числових методів програмних продуктів, вони залишаються в значній мірі чорними скриньками з певною непередбаченістю результатів і можливістю дещо по-

різному їх трактувати. Тому питання оцінки адекватності результатів аналізу напружено-деформованого стану металоконструкцій є завжди важливими.

3.3.2. Комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану в робочій зоні опорно-поворотного пристрою з традиційними роликами

Аналіз напружено-деформованого стану в робочій зоні роликів та їх бігових доріжок кілець опорно-поворотного пристрою зручно виконувати методом скінчених елементів. Це зроблено за допомогою програмного продукту CosmosWorks, який є інтегрованим в середовище проектування SolidWorks [146, 147,148]. Зрештою відомо, що сучасні версії програмного продукту CosmosWorks дозволяють використовувати різні типи скінчених елементів для розробленої моделі конструкції. Це проведено з метою отримання точніших результатів за рахунок порівняльного аналізу одержаних значень шуканих величин для різних варіантів кінцево елементних сіток, що дає важливу інформацію про їх адекватність реальності.

Для здійснення поставленого завдання на початковій стадії розроблено базову розрахункову схему контактної взаємодії ролика тільки зі своїми поверхнями бігових доріжок кочення, тобто без можливого їх доторкання торцями до поверхонь бігових доріжок кочення сусідніх роликів. Окрім того, базова модель контактної задачі також не враховує силової взаємодії в точковому доторканні між парою сусідніх роликів, геометричні осі яких розташовані на взаємно перпендикулярних площинах.

З урахуванням цих припущень і беручи до уваги складність задачі, прийнята розрахункова схема зведена до класичної, що наведена на рис. 3.4, де на рис.3.4,*а* представлено результат розбивки моделі реальної конструкції на скінченні елементи з досить дрібною рівномірною сіткою, а на рис. 3.4,*б* зображено хронограму напруженого стану в робочій зоні приладу. Із рис.

3.4,б видно, що отримані комп'ютерні результати є достатньо близькими до відомих розв'язків цієї контактної задачі, наприклад, розв'язку за рівнянням (3.9).

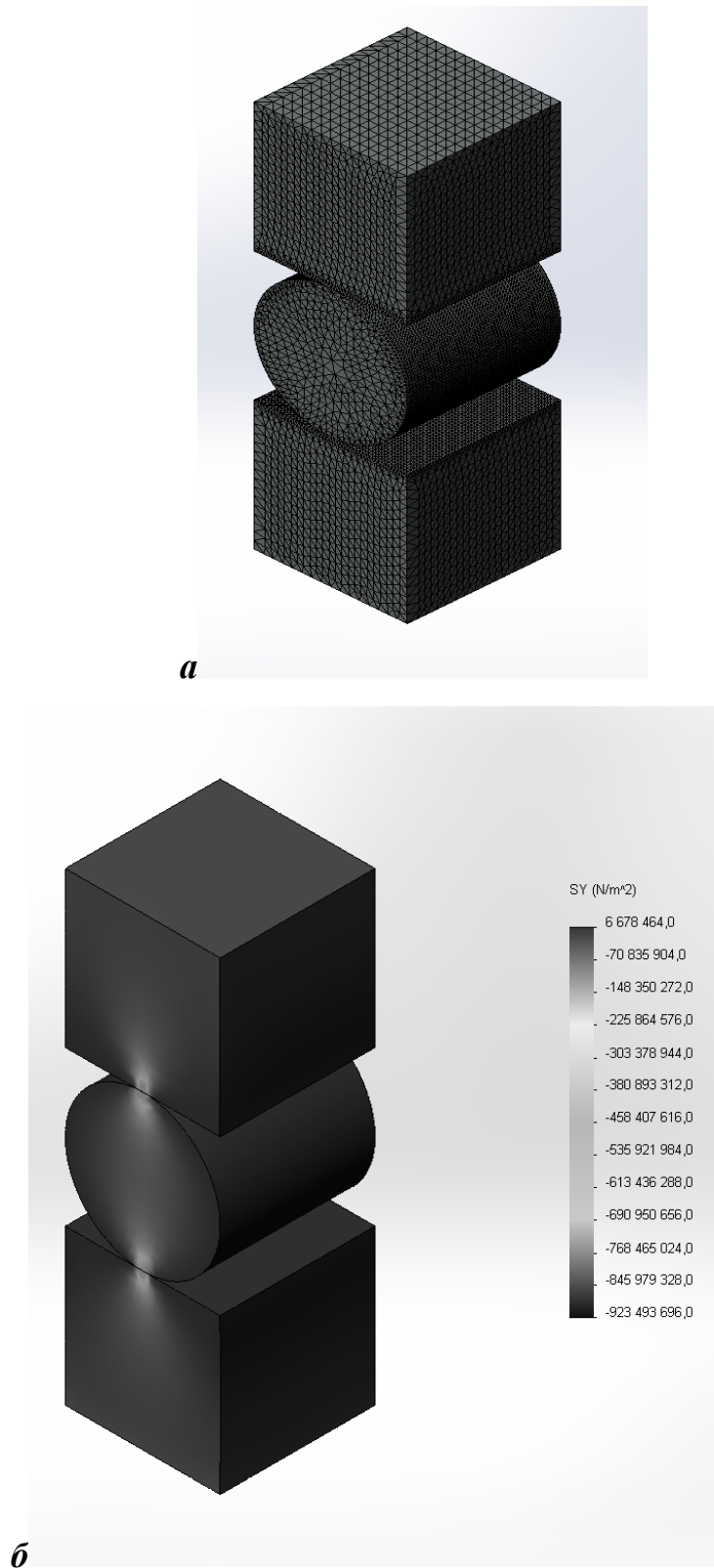
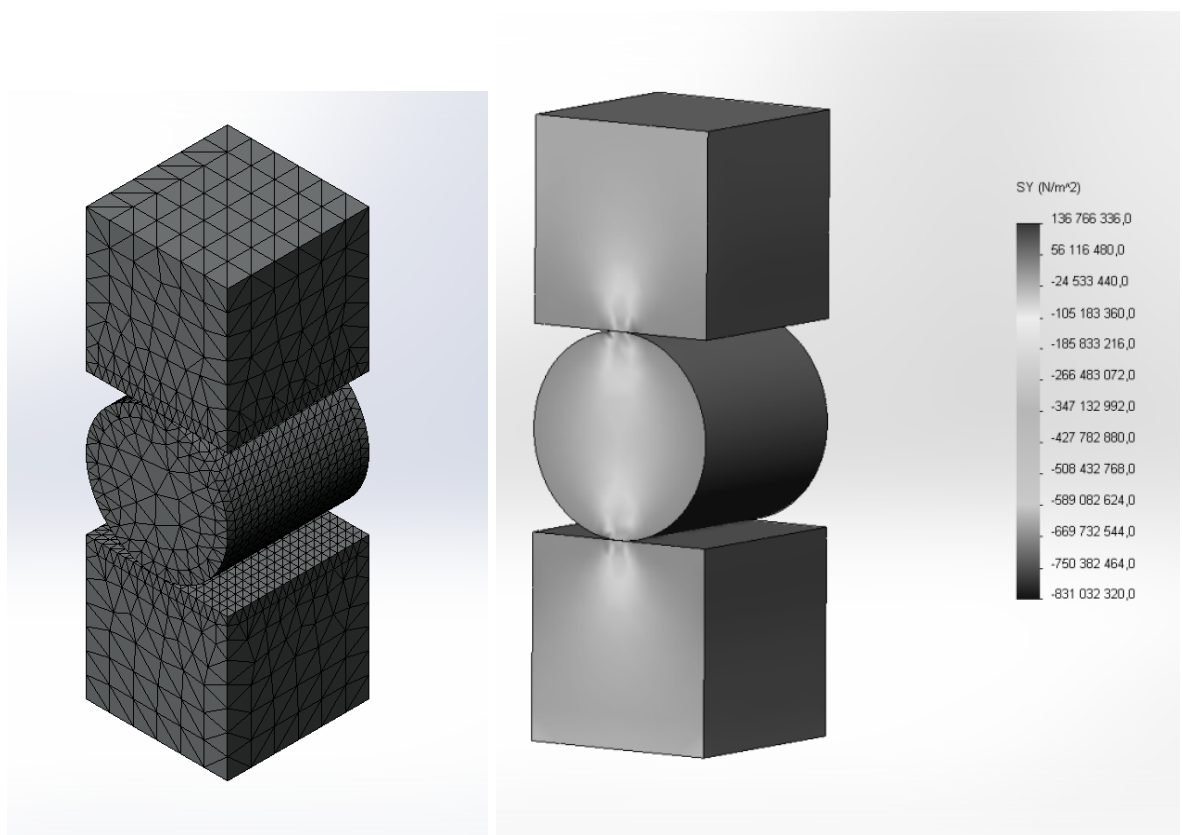


Рис. 3.4. Кінцево-елементна модель контактної взаємодії ролика з поверхнями кочення: а - з рівномірною сіткою; б - хронограма напруженого стану

Для пришвидшення процесу комп'ютерного аналізу та беручи до уваги те, що інтерес має робоча зона пристрою, прийнято модель з розбивкою конструкції на скінченні елементи з комбінованою нерівномірною сіткою, яка наведена на рис. 3.5.

Тут на рис. 3.5, *а* наведено результат розбивки конструкції на скінченні елементи з комбінованою нерівномірною сіткою, де дрібніша сітка (менші елементи) в зоні контакту, а на віддалених частинах елементів можна використати рідкішу сітку (рис. 3.4,*б*). Там же наведено отриману хронограму напруженого стану.



а

б

Рис. 3.5. Кінцево-елементна модель контактної взаємодії ролика з поверхнями кочення: *а* - з комбінованою сіткою; *б* - напружений стан та його хронограма

Досліджувались також варіанти з іншими степенями нерівномірності кінцево-елементної сітки для визначення оптимального (рис. 3.5) з огляду на необхідні обчислювальні ресурси і точності (адекватності) результатів.

Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів і дослідження впливу основних геометричних параметрів на їх несучу здатність. Установлено розподілення навантажень по довжині контактної лінії та підтверджено класичне положення про те, що на кінцях роликів має місце концентрація напружень, що підтверджується практикою шляхом появи у цій зоні мікротріщин, які через певний час переростають у макротріщини. Такі явища руйнування тіл кочення є достатньо частими особливо у однорядних опорно-поворотних пристроях з розміщенням на взаємно перпендикулярних площинах геометричних осей сусідніх роликів.

3.4. Виконання досліджень напружено-деформованого стану в робочій зоні модифікованих роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів

Один із шляхів зменшення тертя між елементами опорно-поворотного пристрою – це модифікація торців робочих роликів (рис. 2.7). Така модифікація торців робочих роликів сприяє також зменшенню величини концентрації напружень внаслідок зміни форми їхніх кінцевих ділянок. Запропонована форма роликів з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою угнутою сферичною поверхнею суттєво зменшує відносне ковзання. Однак у цьому випадку необхідні дослідження впливу зміни геометричних і кінематичних чинників на напружено – деформований стан елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Запропонована форма роликів з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою угнутою сферичною поверхнею суттєво зменшує відносне ковзання. Однак у цьому випадку необхідні дослідження впливу зміни геометричних і кінематичних чинників на напружено – деформований стан елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів. Особливістю розв'язування контактних задач методом

скінченних елементів (МСЕ) полягає у співмірності ширини контактної площадки із розміром сітки скінченних елементів. Як вдомо [146, 147,148], адекватні результати можна отримати лише при співвідношенні ширини контактної площадки до величини діагоналі скінченого елемента в пропорції 1:6...1:8. Більші розміри сітки дають неточні результати, менші – «гублять» результат розрахунку внаслідок інформаційного «шуму» та вимагають значних вичислювальних ресурсів комп'ютера, оскільки задача є нелінійною.

Для конкретного опорно-поворотного пристрою контактні напруження визначались на прикладі взаємодії циліндричного ролика із угнутою поверхнею значно більшого радіуса, що уможливило наближення її до площини. Розрахунки проводились в середовищі SolidWorks Simulation для таких вихідних параметрів: діаметр ролика $d=36$ мм; довжина твірної ролика $l=36$ мм; постійне навантаження на ролик $F=5000$ Н.

Для одержання зручної для комп'ютерних розрахунків ширини контактної площадки збільшували зусилля взаємодії елементів в зоні доторкання до 40000 Н, а довжину ролика зменшували вдвічі, тобто при цьому контактний тиск зростав у 16 разів. Тут використано те, що згідно з класичною теорією контактних напружень [108], їх величина пропорційна кореню квадратному від значення контактного тиску, тому для отримання реальних величин напружень розрахункові слід зменшити у чотири рази.

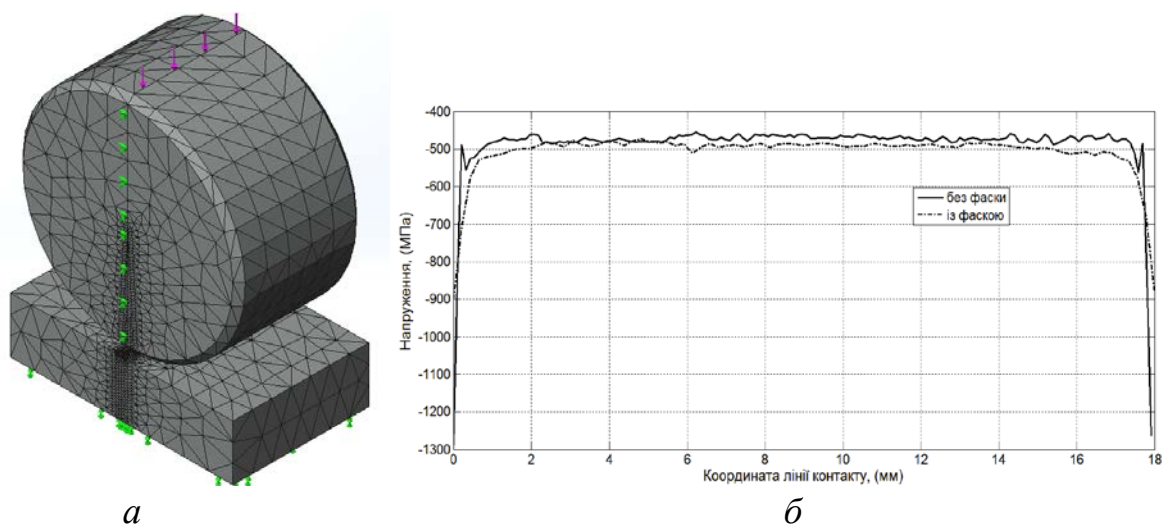


Рис. 3.6. Розрахункова модель контактної пари (а) і розподіл контактних напружень (б)

Розрахункова модель ролика представлена на рис.3.6,*a*. Величина напружень, визначених аналітичним методом [108] становить 528,75 МПа.

Для збільшеного у 16 разів тиску половина ширини площадки контакту становить 0,663 мм. У цьому разі приймемо розмір сітки на площадці контакту 0,22 мм (пропорція 1:6). Для зменшення розмірності розв'язку задачі ролик і площадку спроектуємо «збірними», тобто в ролик та площадку вставимо сегменти, дещо більші за саму площадку контакту. Власне саме ці сегменти і розбиваємо на дрібну сітку, а решту поверхонь ролика і площадки доцільно розбити грубшою сіткою. Припускаємо також, що переміщення площадки обмежено защемленням її нижньої частини, а переміщення ролика можливе лише у вертикальному напрямі.

Результат розрахунку контактних напружень взаємодії ролика із площиною відображений на рис.3.6,*б* (суцільна крива – ролик без фаски). Як видно із рисунка, ці напруження є дещо меншими від аналітично визначених (528,75 МПа), хоча на краях ролика внаслідок концентрацій напружень їх значення суттєво вищі та змінюються в межах 1250 – 1300 МПа. Це вказує на значний крайовий ефект, тобто концентрацію напружень на краях ролика. Щодо точності розрахунків, то середнє значення напружень становить – 489,25 МПа. а відносна похибка між середніми розрахунковими та аналітично визначеними значеннями напружень становить - 7,5 %, що є прийнятним на практиці для машинобудівельних галузей.

Для зменшення величини концентрації напружень виконаємо на торцях ролика фаски розміром $1 \times 45^\circ$, залишивши при цьому довжину контактної лінії незмінною. Результат зміни величини контактних напружень представлено на рис.3.6,*б* (штрихпунктирна лінія). Фаска на торцях ролика призвела до значного зменшення крайового ефекту (понад 33%), а відносна похибка склала - 3,4%. Такі конкретні результати на прикладі роликів з урахуванням наявності фасок підтверджують необхідність проведення модифікації форми тіл кочення з метою зменшення концентрації напружень на поверхнях біля їх торців.

Визначення контактних напружень з допомогою аналітичних формул можливе лише для простих форм роликів, тому при розрахунку контактних напружень модифікованих роликів складнішої форми з допомогою методу скінчених елементів зручно дотримуватись правил побудови сіток, які давали б хорошу точність у випадку простих форм.

У дисертаційній роботі використано це правило побудови сітки для модифікованого ролика такого, що наведено на рис. 2.7, а твердотільна його модель – на рис.3.7.

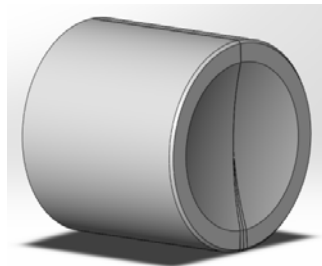


Рис.3.7. Модифікований ролик

Причому в силу симетрії для аналізу зручно прийняти обрис половини модифікованого ролика таким, що показано на рис. 3.8. Вибрана фігура повністю відповідає половині осьового перерізу модифікованого ролика, що побудовано шляхом обертання частини цього перерізу навколо його геометричної осі. Так як фігура (рис. 3.8) не зовсім симетрична, то для розрахунку використаємо його натуральну довжину – 36 мм, а навантаження теж відповідно збільшимо вдвічі, а потім отриману величину контактних напружень зменшимо у вісім разів.

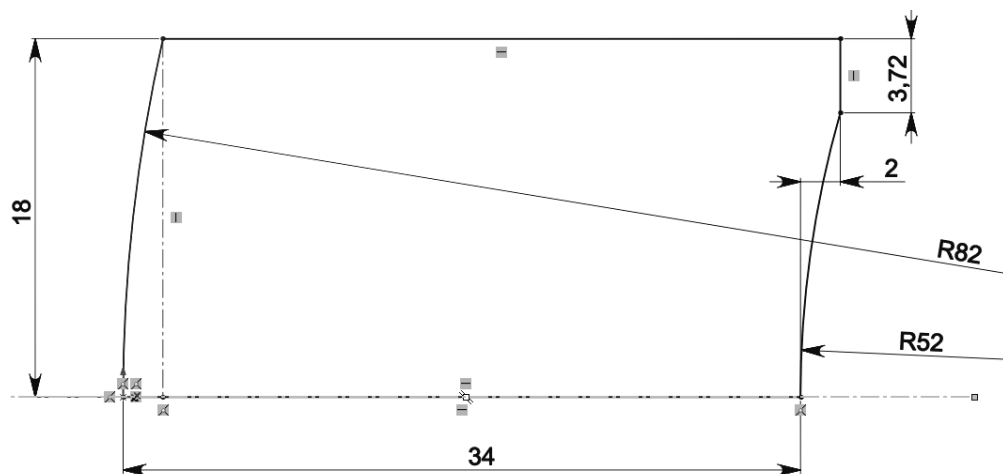


Рис. 3.8. Розрахунковий обрис половини поперечного перерізу модифікованого ролика

На рис.3.9 зображено твердотільну модель модифікованого ролика з фрагментом кільця опорно-поворотного пристрою. Така модель уможливило проведення кількісного аналізу напружено-деформованого стану у місцях силової взаємодії тіл кочення з робочими поверхнями бігових доріжок кільця та півобойм пристрою. Сітку побудовано за тим же принципом, що і в попередніх моделях.

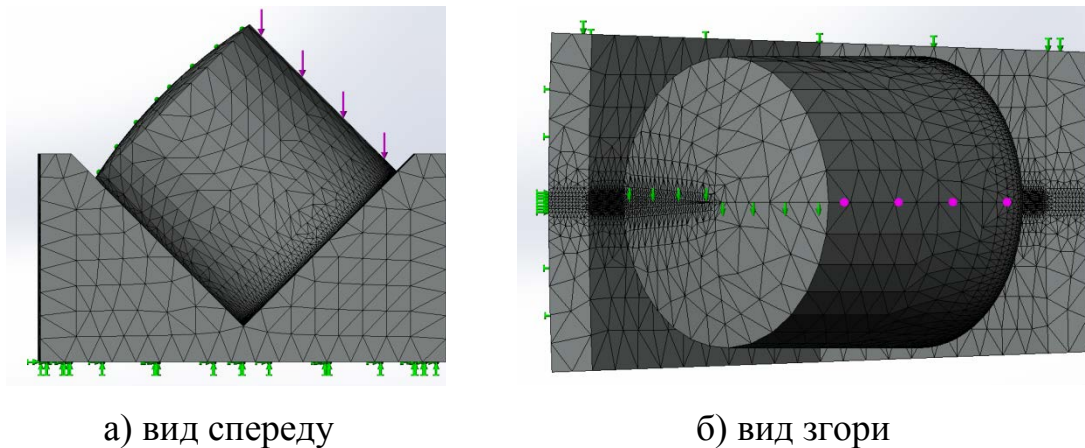


Рис. 3.9. Розрахункова модель модифікованого ролика

Як видно із аналізу конструктивної схеми модифікованого ролика та його взаємодії із кільцем опорно–поворотного пристрою (рис. 3.9) загальна площадка контакту складатиметься із трьох характерних частин.

Перша частина буде розташована на бічній поверхні циліндра (внизу), а друга і третя на його торці, друга – внизу торця, третя у верхній частині торця. Такий розподіл пояснюється тим, що середня частина торця ролика має сферичну виїмку (рис.3.8). Результати розрахунку контактних напружень модифікованого ролика при його взаємодії представлено на рис.3.10 – 3.12.

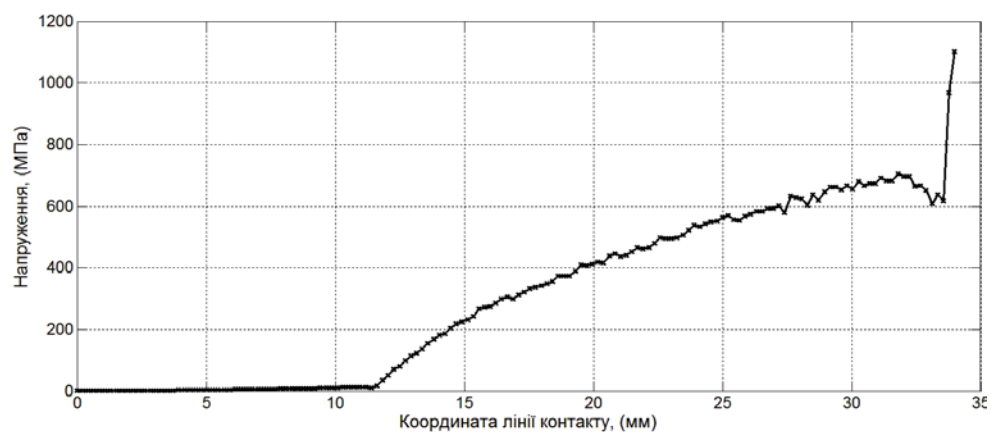


Рис.3.10. Контактні напруження на першій ділянці лінії контакту

На рис. 3.10 представлено значення контактних напружень на першій ділянці лінії контакту. Як видно із аналізу рисунка, на нижньому торці ролика присутній концентратор напружень (крайовий ефект), що підтверджує достовірність отриманих результатів, які задовільно збігаються з положеннями класичної теорії міцності. Таке явище ставить нову задачу стосовно пошуку способів подальшої модифікації форми тіл кочення з метою більш рівномірного розподілення навантаження вздовж твірної роликів і особливо зменшення концентрації контактних напружень на внутрішніх їхніх торцях.

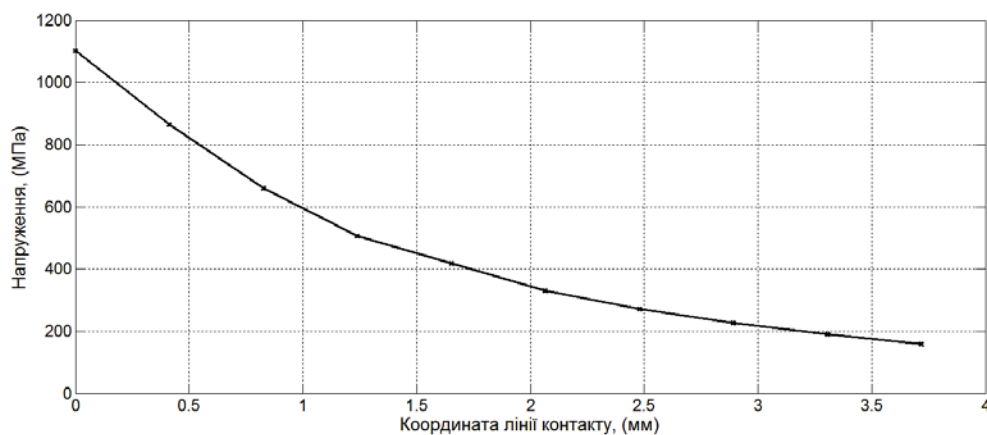


Рис.3.11. Контактні напруження на другій ділянці лінії контакту

На рис. 3.11 представлені значення контактних напружень на другій ділянці лінії контакту. Тут початок кривої майже точно співпадає з кінцем кривої рис. 3.10. Це знову підтверджує достовірність методу, тому що це значення контактного напруження у одній точці. Відтак можна стверджувати, що напруження із крайового ефекту першої ділянки переходять на другу ділянку, оскільки це є одна спільна точка. Фаска на торці ролика не приймалась до уваги.

Крім того за цим графіком встановлено, що контактні напруження на торці ролика розподіляються більш плавніше зі зменшенням його до нуля у напрямку геометричної осі обертання ролика.

На рис. 3.12 представлені значення контактних напружень на третій ділянці контакту. Як видно із рис.3.12 це сама напружена верхня ділянка торця ролика із яскраво вираженим крайовим ефектом, де контактні напруження дещо перевищують 1400 МПа.

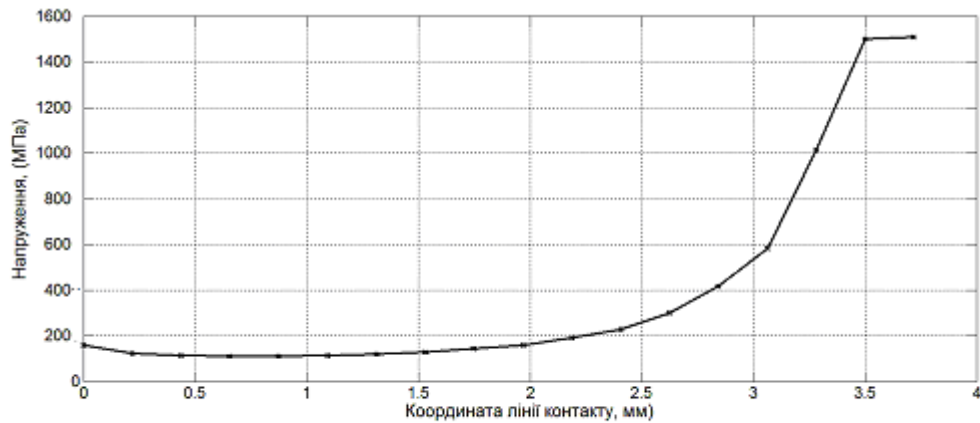


Рис.3.12. Контактні напруження на третій ділянці лінії контакту.

Проведені кількісні аналізи напружено-деформованого стану дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії модифікованих елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів і дослідження впливу основних геометричних параметрів на їх несучу здатність. Цінність отриманих результатів під час виконання цього кількісного аналізу полягає в тому, що вони уможливають визначення місць на робочих поверхнях доторкання таких, де виникають максимальні контактні напруження.

Проте, враховуючи специфіку та складність конструкції опорно-поворотних пристроїв автокранів, значення отриманих результатів не є остаточними. Вони можуть бути прийнятими за базові величини тому, що кільця та півобойми тут приймалися як жорсткі тіла, між якими розміщені ролики. Така обставина вимагає проведення кількісного аналізу напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою автокранів з врахуванням геометрії і податливості кілець.

3.5. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану елементів моделі опорно-поворотного пристрою автокранів з врахуванням геометрії і податливості кілець

Вище (див. пп. 3.2 і 3.3) розглянуто моделювання контактної взаємодії окремого ролика з поверхнею кілець, а також вплив традиційної та модифікованої форм ролика на розподіл контактних напружень за його довжиною. Однак при цьому не враховувалися деформації кілець і півобойм. Тут зроблено спробу провести комп'ютерний аналіз напружено-деформованого стану у робочій зоні з урахуванням цих чинників.

Поставлене завдання з проведення необхідних досліджень розв'язано за такою послідовністю. Беручи до уваги конструктивні особливості об'єкту дослідження, розроблено твердотільну модель для характерних частин опорно-поворотного пристрою, зручних для проведення комп'ютерного аналізу. На рис. 3.13 наведено модель його внутрішньої частини, яка складається з двох скріплених півобойм, а на рис. 3.14 – зовнішня частина, що складається з кільця з біговими доріжками для тіл кочення. Поверхні півобойм служать також доріжками кочення для циліндричних роликів. Відповідно один ряд роликів сприймає навантаження, що спрямовані вниз, а інший - утримує поворотну платформу від перекидання. Для наочності роликів наведено у двох частинах опорно-поворотного пристрою.



a

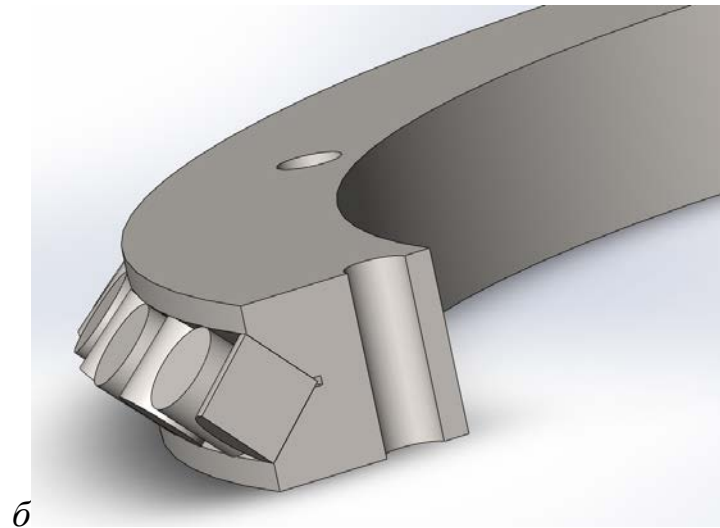


Рис. 3.13. Модель внутрішньої частини опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів: *a* – загальний вигляд; *б* – фрагмент з розрізом

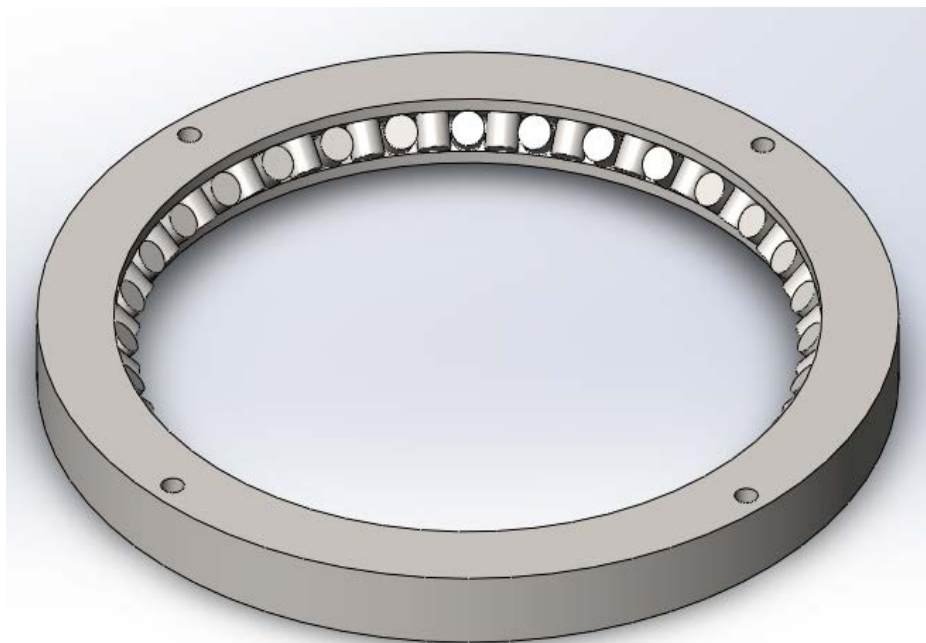
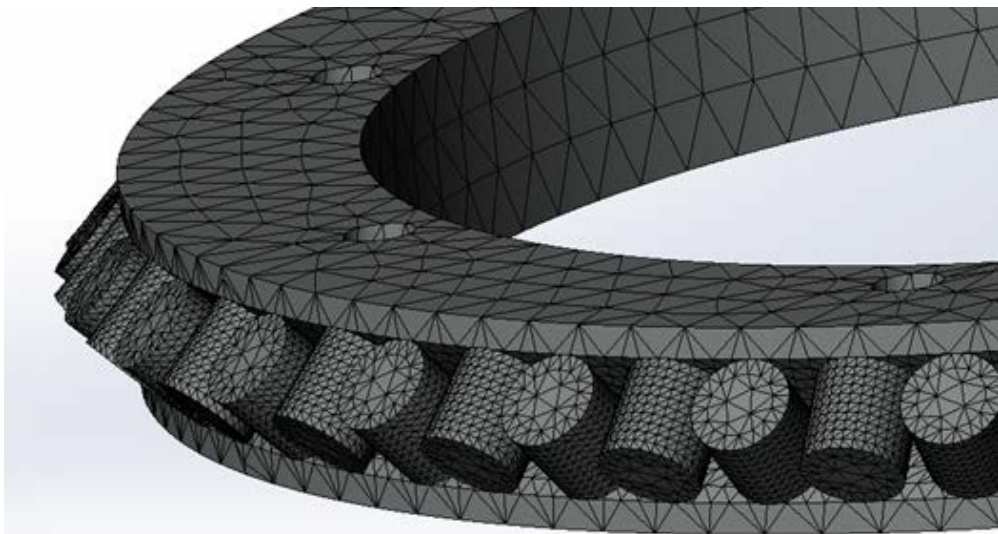


Рис. 3.14. Модель зовнішньої частини опорно-поворотного пристрою автомобільних кранів

Розроблено твердотільну модель опорно-поворотного пристрою, що дозволяє аналізувати напружено-деформований стан (НДС) роликів з врахуванням реальних параметрів його елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках. Враховуючи особливості визначення контактних напружень [44] за допомогою методу

скінчених елементів, використовувалась сітка скінчених елементів різних розмірів. Як і раніше найменші розміри сітки встановлювались в зоні виникнення більших контактних напружень. Враховуючи обмежений обчислювальний ресурс навіть сучасного персонального комп'ютера, поверхні бігових доріжок представляються сіткою дещо більших елементів. Для цього контактні пари задаються як «поверхня до поверхні». Навантаження опорно-поворотного пристрою розглядається як статична реакція і момент від дії вантажу і власної ваги стріли.

Відомо, що результати розрахунку програмного середовища SolidWorks Simulation у вигляді кольорових хромограм та векторних діаграм є незручними для аналізу напружено-деформованого стану конструкції у чорно-білому форматі видання.



a

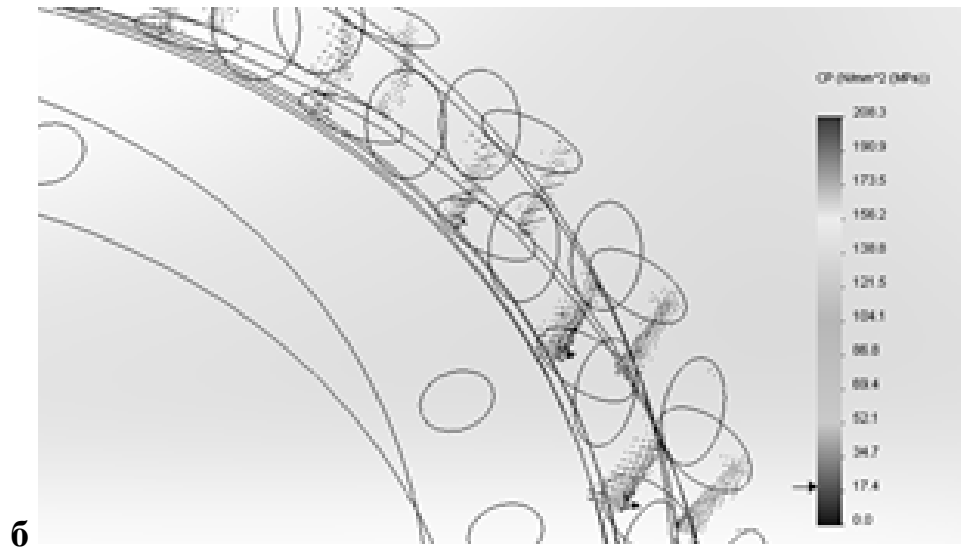


Рис. 3.15. Кінцево-елементна модель контактної взаємодії роликів з поверхнями кочення із нерівномірною сіткою (а) і векторна діаграма контактного тиску (б)

Тому використано векторні діаграми, що дещо компенсує брак кольору. Саме векторну діаграму контактного тиску на роликах та бігових доріжках опорно-поворотного пристрою зображено на рис. 3.15,б.

Рис. 3.15 повністю підтверджується теоретичні розрахунки стосовно того, що навантаження на роликах розподілені нерівномірно. Як і слід було очікувати, максимуми навантажень припадають на 3 – 4 ролики, що розташовані вздовж осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає з віссю стріли, і величини цих навантажень згасають до мінімумів для роликів, які розташовані на перпендикулярній осі. Тобто можна зробити важливий висновок, що ролики рівномірніше навантажені від осьової сили і нерівномірніше від обертального моменту. Саме тому максимуми навантажень припадають на декілька роликів із одного та іншого боку осі опорно-поворотного пристрою, яка співпадає із віссю стріли. Причому, на одному боці осі пристрою ролики сприймають як силу реакції так і момент, а на іншому – тільки момент. Як показують проведені розрахунки, кількість роликів, що сприймають найбільші навантаження, змінюються в межах 3-4. Це залежить від розташування центрального ролика відносно осі стріли.

Дослідження величини цього навантаження показали, що контактний тиск на максимально навантаженому ролику та біговій доріжці теж розподілений нерівномірно (рис.3.16).

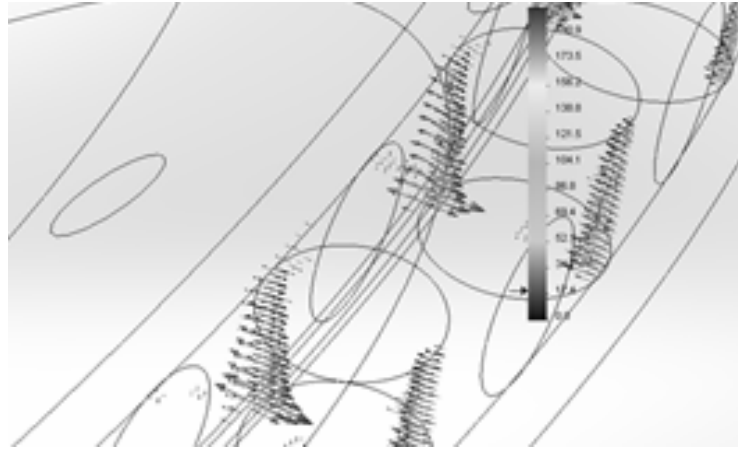


Рис. 3.16. Розподілення контактних напружень за довжиною ролика

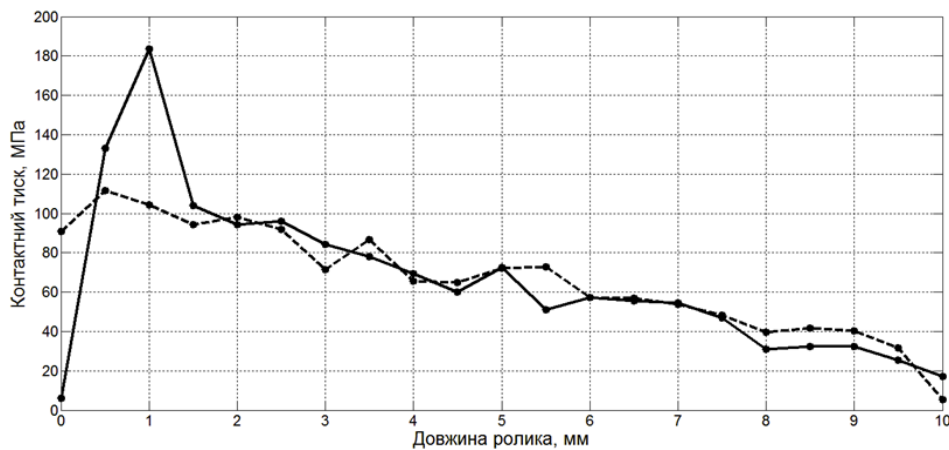


Рис. 3.17. Графічна залежність величини контактного тиску від координати довжини ролика

Із рис. 3.16 видно, що контактний тиск збільшується ближче до одного із торців ролика, а також відмічається нерівномірність навантаження ролика з обох його боків (рис. 3.15 і 3.16).

Для точнішого визначення величини контактного тиску, виконано процедуру його зондування, тобто виділення його значень на кожному вузлі (взовж уявної лінії максимальної дії тиску) та побудови графічної залежності

величини тиску від довжини бокової поверхні ролика. Саме таку графічну залежність зображено на рис. 3.17.

Нерівномірність навантаження ролика не суперечить умовам рівноваги, оскільки рівнодійна сила від дії тиску на обох боках ролика буде однакова, але внаслідок обертання ролика навколо власної осі, то величина пікового навантаження становить 180 МПа, а не 110, як це є на другому боці ролика. Звичайно, при реальних (робочих) навантаженнях значення величин контактних напружень будуть значно більшими, що в кожному конкретному випадку не важко визначити, використовуючи запропанований вирази (3.10) і (3.11). Як видно із графіка (рис. 3.16), при належному вирівнюванні навантаження його максимум може опуститися і до 70 – 80 МПа, що призведе до суттєвого збільшення ресурсу опорно-поворотного пристрою.

Іншим напрямом підвищення ресурсу є розподіл максимального навантаження на більшу кількість роликів, чого можна досягти збільшенням жорсткості обійми опорно-поворотного пристрою.

Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів з врахуванням реальних параметрів його елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках для дослідження їх впливу на несучу здатність конструкції.

3.6. Аналіз напружено-деформованого стану елементів опорно-поворотного пристрою автокранів

На основі розробленої та апробованої вище методики комп'ютерного моделювання виконано аналіз напружено-деформованого стану в зоні контакту опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами, розміри яких наближені до традиційних, що установлюються перехресно в однорядних поворотних механізмах автокранів. Модифікований ролик наведено на рис. 3.18.

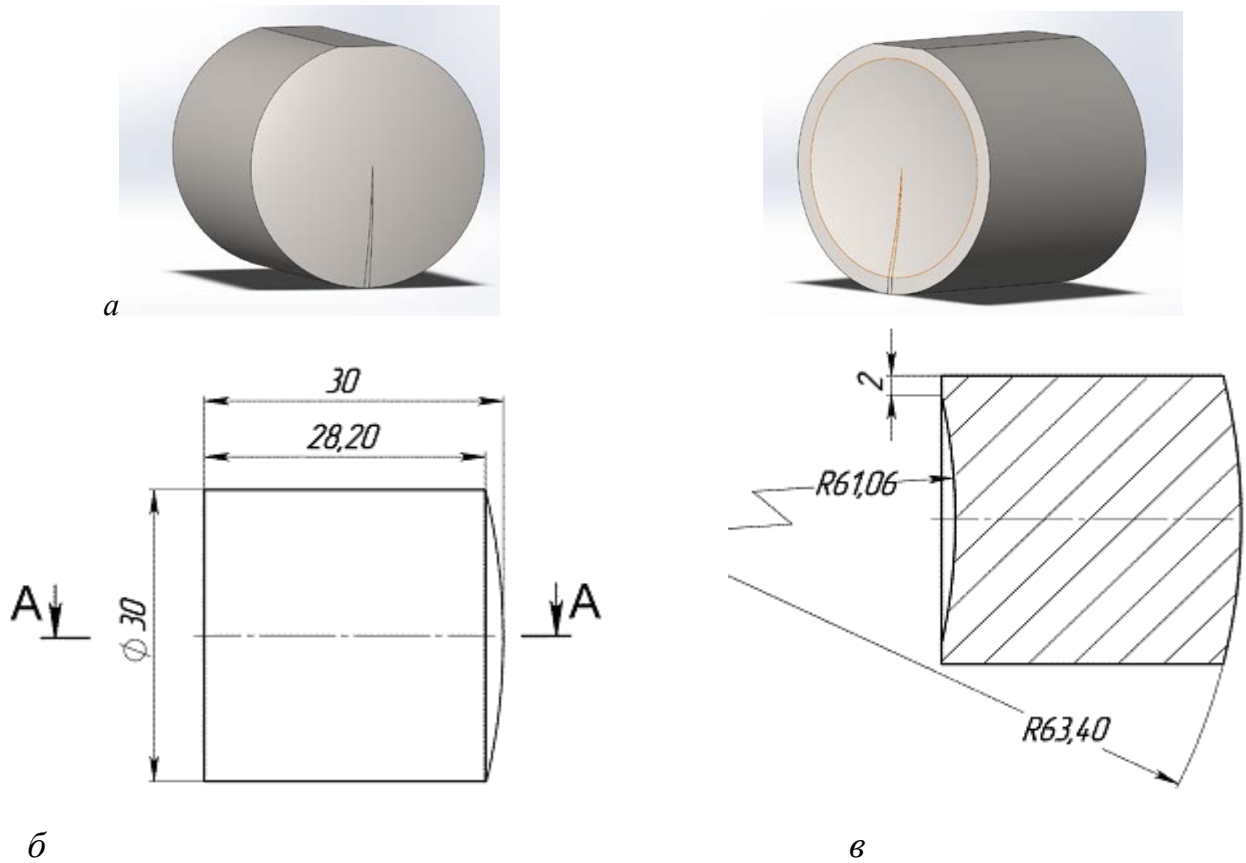
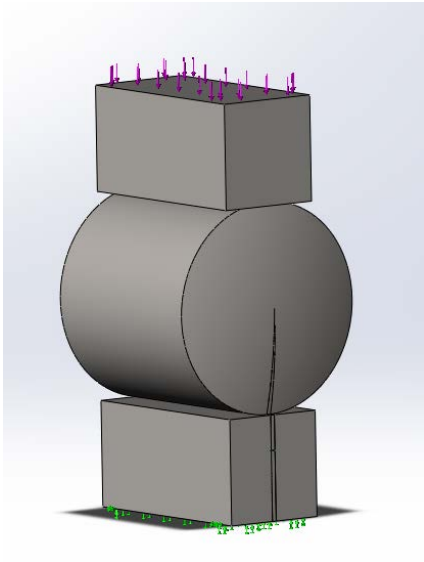


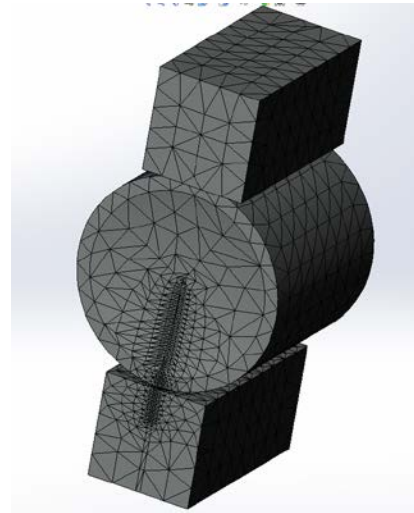
Рис. 3.18. Модифікований ролик: *a* – загальний вигляд; *б* – вигляд збоку; *в* – переріз *A-A*

Для проведення комп'ютерного аналізу прийнято зручне закріплення ролика таким, що знизу він має лінійний контакт з опорою, а згори – контакт по поверхні (рис. 3.19,*a*). Це зроблено для можливості одержання ущільненої сітки в області лінійного доторкання ролика з реальною біговою доріжкою. Згори на теоретичній моделі виконано лиску для навантаження ролика з поверхневим доторканням, тобто у місці контакту верхньої призми та ролика контакт є, але він поверхневий, тобто його параметри під час навантаження не змінюються. Це зроблено для зменшення розмірності задачі. Зусилля навантаження наближено до одного із реальних і дорівнювало 15 кН. Приймалось припущення таке, що ролик затискається між двома жорсткими тілами строго вертикальним навантаженням (рис. 3.19,*a*).

Прийнято також змішану сітку скінчених елементів (рис.3.19,*б*) (десяти точкові тетраедри). Її максимальний розмір сторони дорівнює 3,25 мм, а мінімальний - 0,325 мм, що спів розмірно із половиною ширини площадки контакту, повна ширина площадки 0,592 мм (визначена аналітично за [108]).

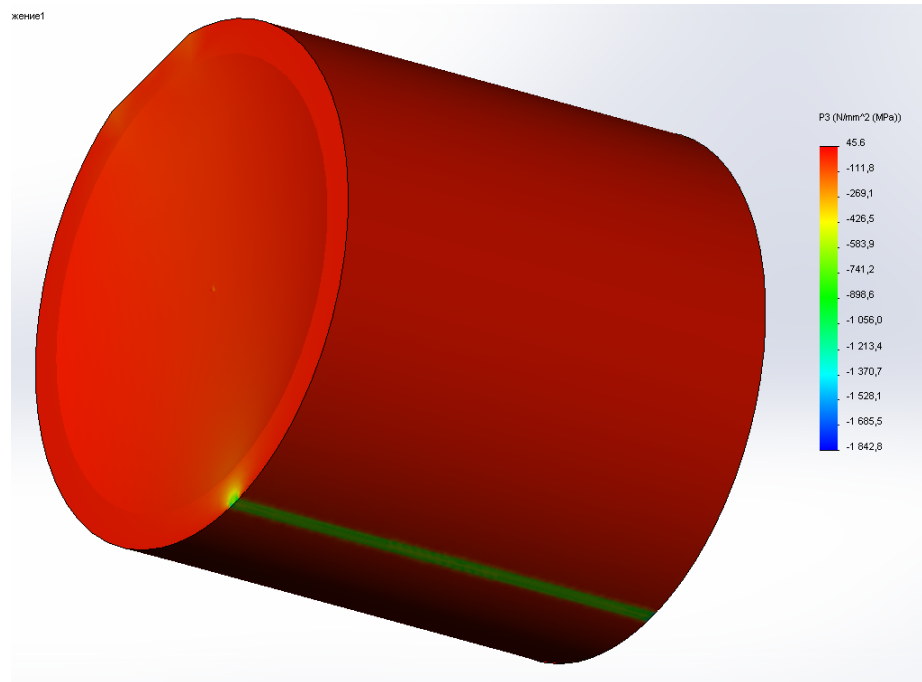


a



б

Рис. 3.19. Загальна схема (*a*) і твердотіла моделі (*б*)



a

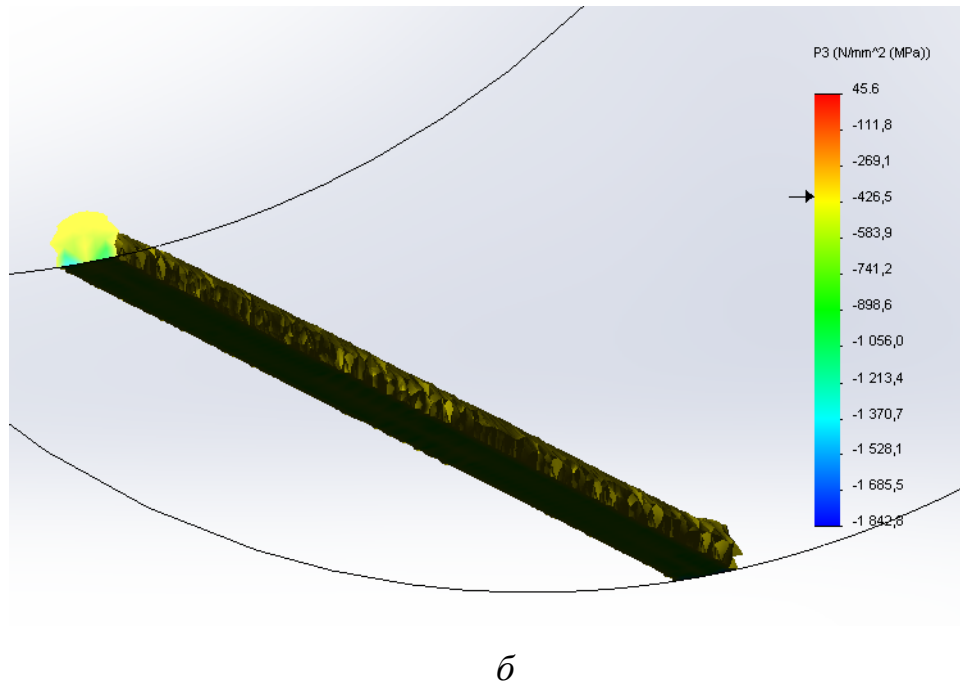


Рис. 3.20. Загальні вигляди (*a* і *б*) напруженого стану в області лінійного контакту ролика з біговою доріжкою півобойми опорно-поворотного пристрою

Установлено, що площадка контакту дещо ширша за аналітично визначену (0,592 мм), тому в дійсності значення напружень будуть не суттєво заниженими. Важливим моментом тут є те, що закономірність зміни контактних напружень відрізняється від аналітично визначених наявністю двох максимумів (рис. 3.20), які спостерігаються у всіх випадках ближче до країв площадки. Маємо спробу це пояснити впливом крайового ефекту в місті точки згину зовнішнього обрису ролика, що не враховується в теорії Герца. Тобто теорія пружності враховує лише усереднені значення напружень, тобто їх інтегральну характеристику [108].

Виявлено також зовсім нове цікаве явище, що полягає в виникненню максимальних контактних напружень не у центрі плями контакту, а на деякому віддаленні від його. Таке твердження базується на отриманих і багаторазово перевірених результатах, які чітко видно на рис.21 і 22.

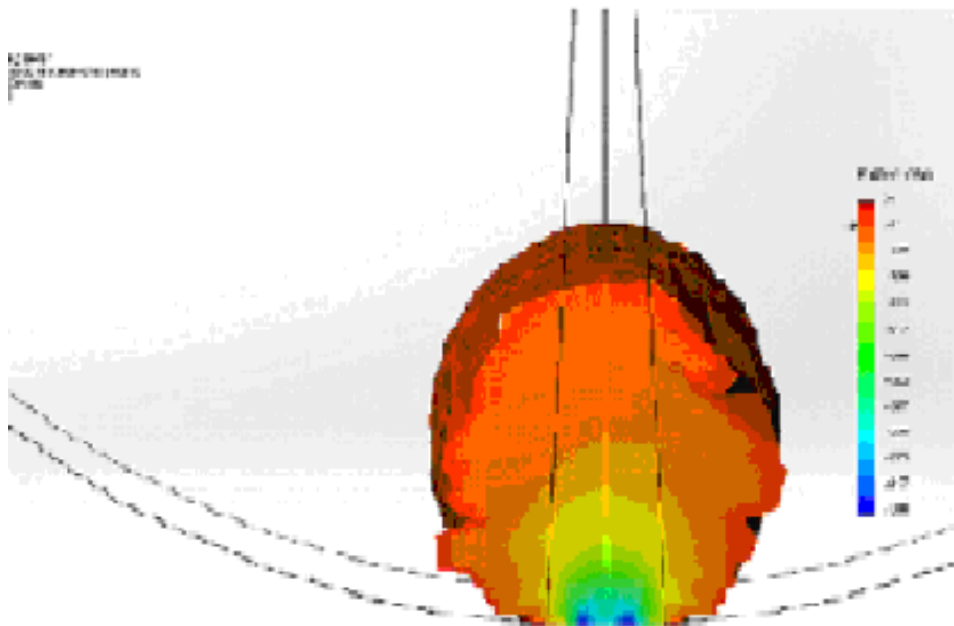


Рис. 21. Вигляд на торець ролика

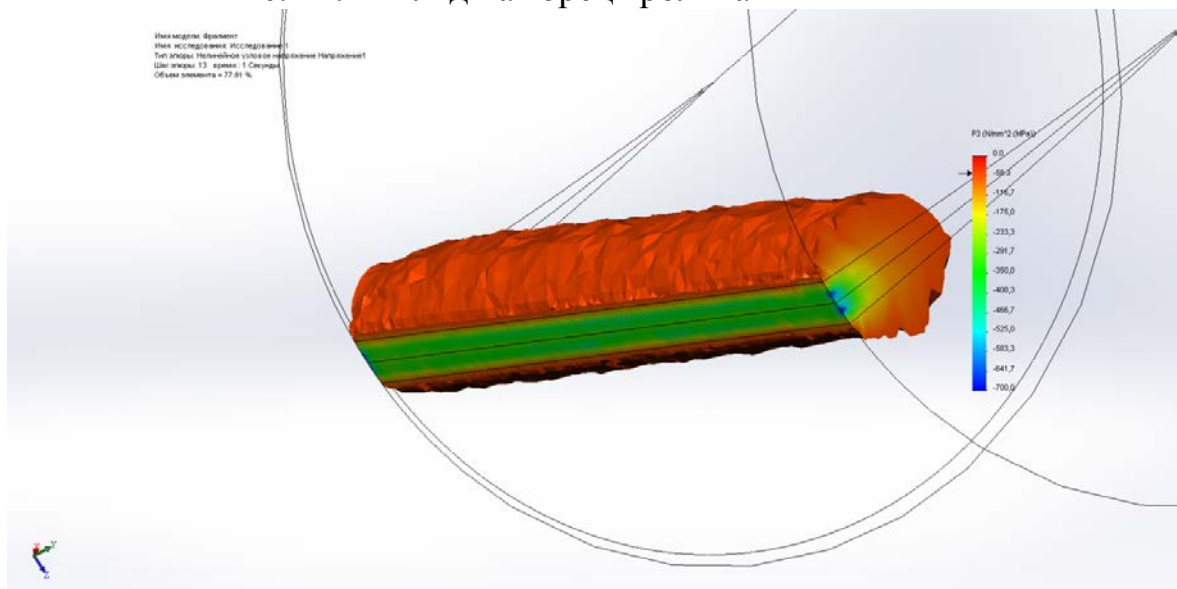


Рис. 22. Максимальні контактні напруження на кінцях ролика

Для точнішого визначення величини контактного тиску, виконано процедуру його зондування, тобто виділення його значень на кожному вузлі (взовж уявної лінії максимальної дії тиску) та побудови графічної залежності величини тиску від довжині бокової поверхні ролика. Саме таку графічну залежність зображено на рис. 23.

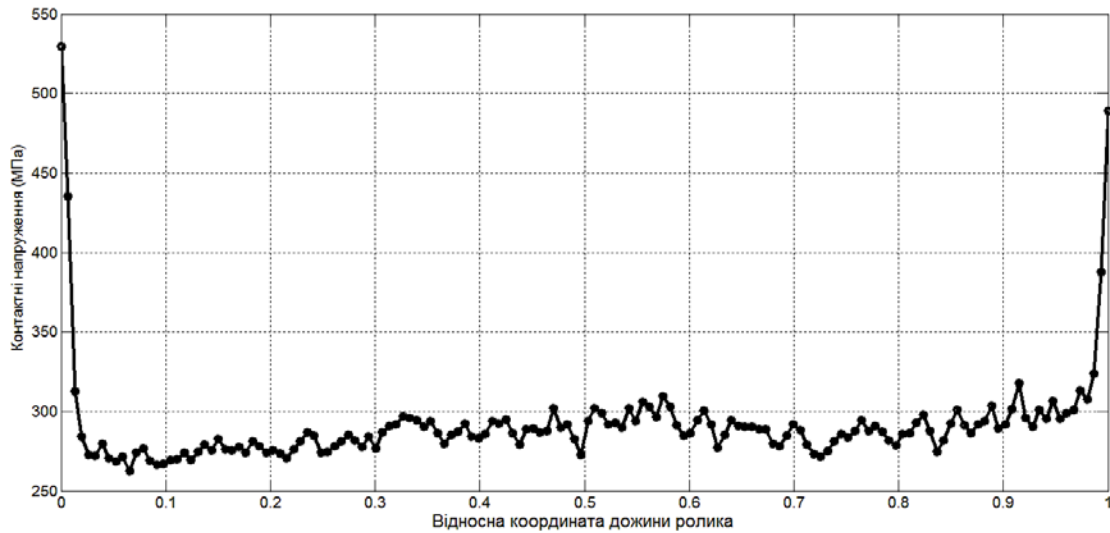


Рис. 23. Характер зміни контактних напружень роликів моделі за довжиною контактної лінії

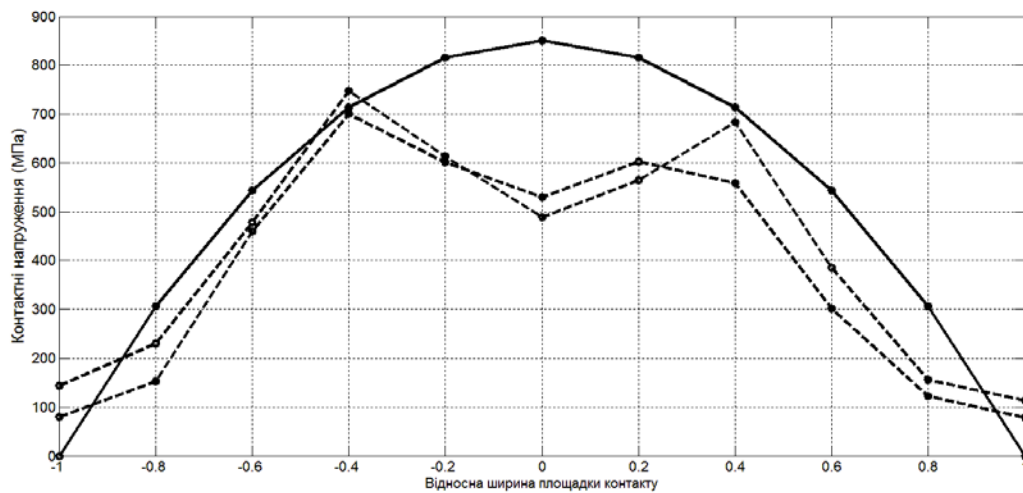


Рис. 24. Закономірність зміни контактних напружень на торці роликів: - суцільна лінія теоретична, пунктирі – дослідні для традиційних і модефікованих роликів

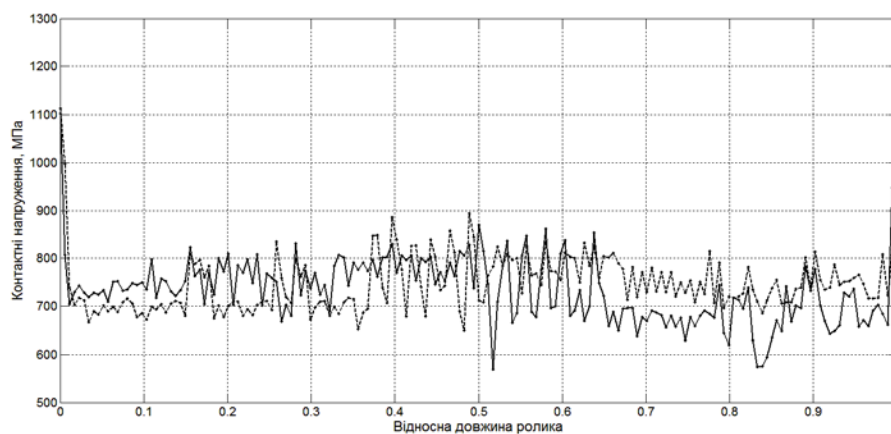
Нерівномірність навантаження ролика не суперечить умовам рівноваги, оскільки рівнодійна сила від дії тиску на обох боках ролика буде однаковою, але внаслідок обертання його навколо власної осі пікові навантаження дещо збільшуються по відношенню до таких, що виникають на другому боці ролика. Звичайно, при реальних (робочих) навантаженнях значення величин контактних напружень будуть значно більшими, що в кожному конкретному

випадку не важко визначити, використовуючи відомі теоретичні методи та комп'ютерний їх аналіз. Тут проаналізовано розподілення навантаження за довжиною роликів та закономірність їх зміни на їхніх торцевих ділянках. Для зменшення концентрації контактних напружень біля торців роликів потрібно впроваджувати модифіковану їх форму, що підтверджується отриманими результатами (рис.24, пунктирна нижня крива). Іншим напрямом підвищення ресурсу може бути розподіл максимального навантаження на більшу кількість роликів, чого можна досягти збільшенням жорсткості обойми опорно-поворотного пристрою.

Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії деталей опорно-поворотних пристроїв автокранів з врахуванням реальних параметрів його елементів, а саме жорсткості кілець та геометрії розташування роликів на бігових доріжках для дослідження їх впливу на несучу здатність конструкції.

Тепер можна стверджувати, що для зменшення концентрації контактних напружень на торцях роликів потрібно проводити модифікацію їх форми, що зроблено автором в даній роботі, і це в свою чергу є важливим підґрунтям для подальших досліджень елементів приводів автомобільних кранів.

Результати зондування отриманих контактних напружень уможливило побудову графіків їх зміни за довжиною контактної лінії модифікованого ролика (рис. 3.25).



б

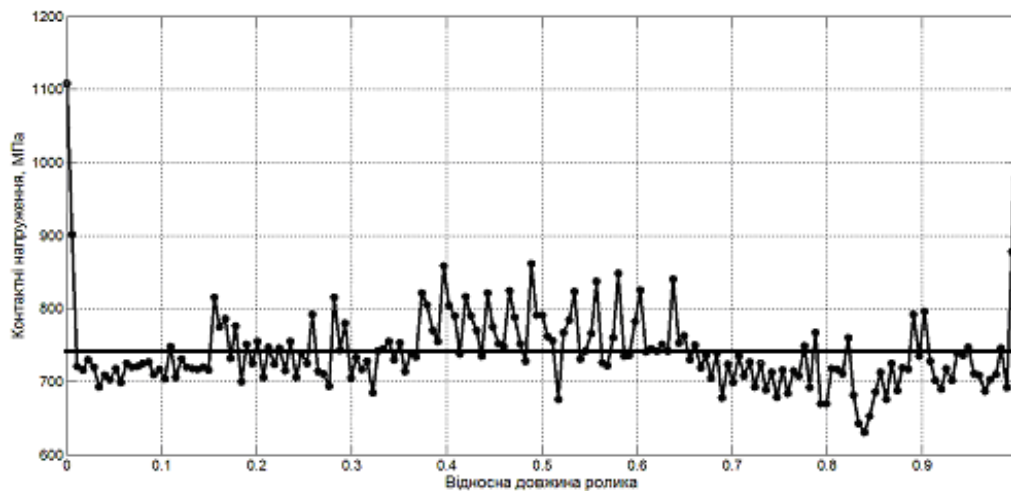


Рис. 3.25. Закономірності зміни контактних напружень за довжиною модифікованого ролика: *a* – на краях площадки контакту (близько максимумів); *б* - усереднені значення із двох країв

Із рис. 3.25 видно, що в традиційному ролику вплив крайового ефекту (виникнення концентрації контактних напружень) майже симетричний. Їхня різниця вимірюється близько 50 МПа, або 3,2%, що знаходиться навіть у межах похибки обчислень. Абсолютна величина крайового ефекту на модифікованому ролику:

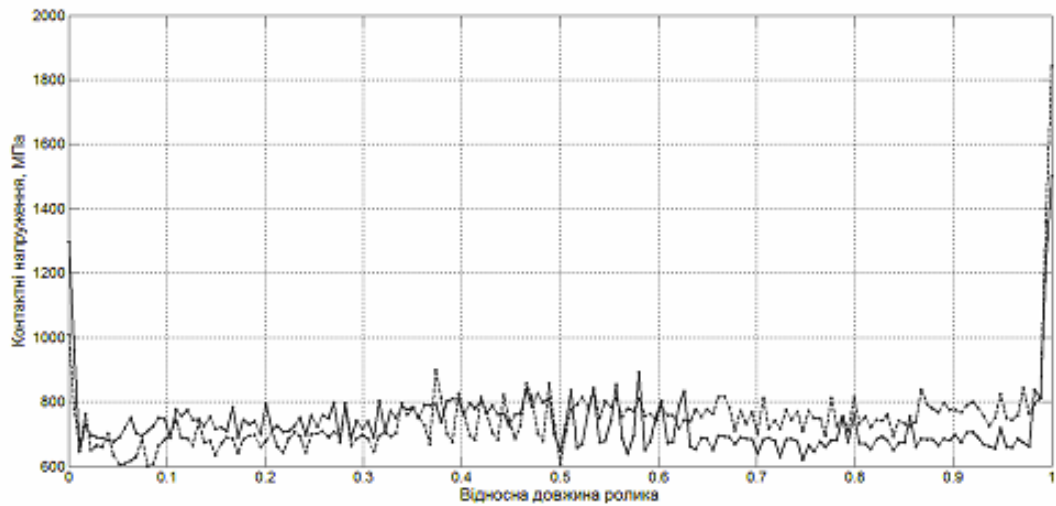
- на торці з угнутістю $(1110-740)/740=50,0\%$;

- на торці з опуклістю $(1150-740)/740=55,4\%$,

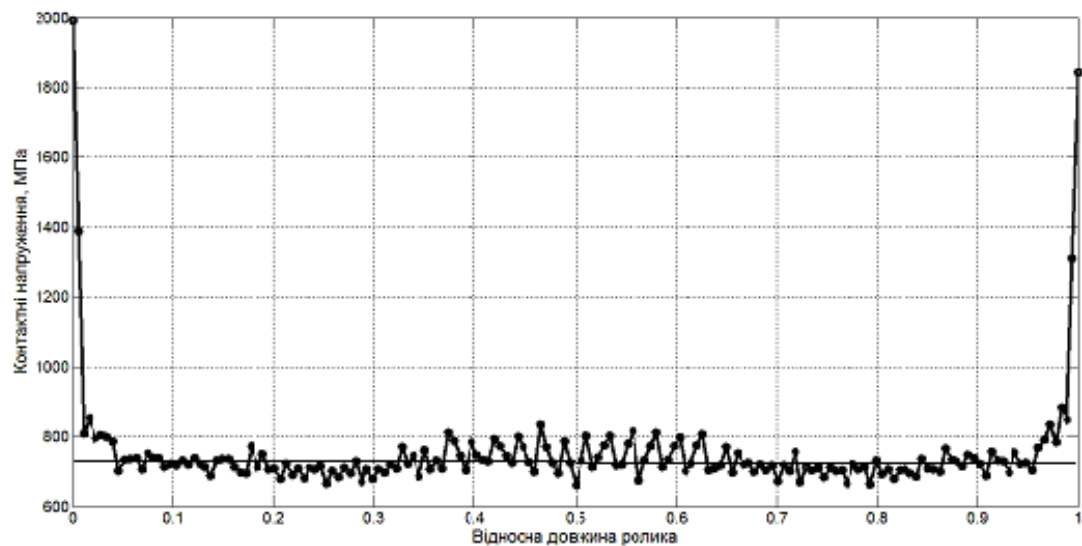
або із врахуванням похибки обчислень вона буде в діапазоні від 50 до 55%.

Тобто, можна стверджувати, що угнута сторона модифікованого ролика дещо знижує величину крайових напружень, а опукла – їх підвищує.

Для виявлення можливої похибки (а вона є наближено обчисленою) було проведено аналогічні обчислення для симетричних традиційних роликів, результати яких наведено на рис. 3.26.



a



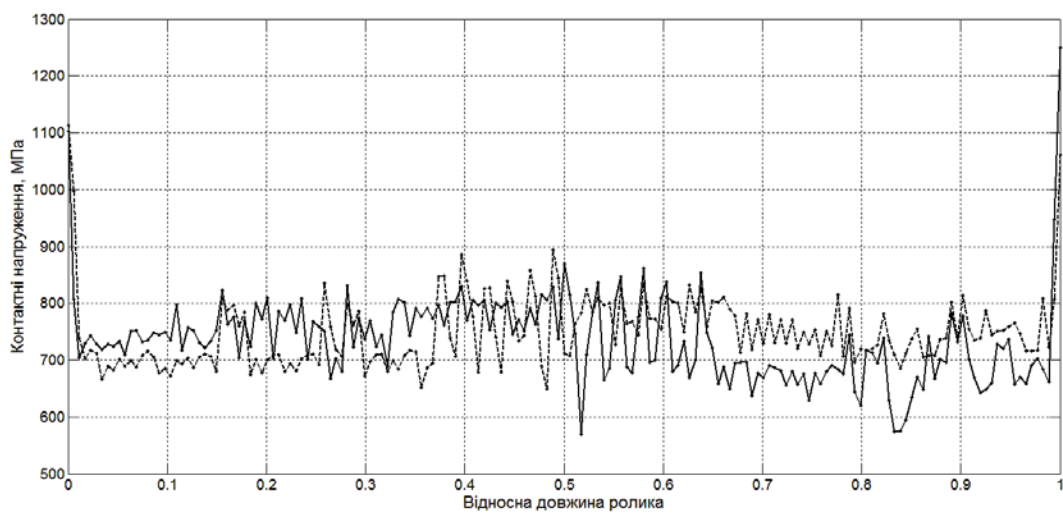
б

Рис. 3.26. Закономірності зміни контактних напружень за довжиною традиційного ролика: *a* – на краях площадки контакту (близько максимумів); *б* - усереднені значення із двох країв

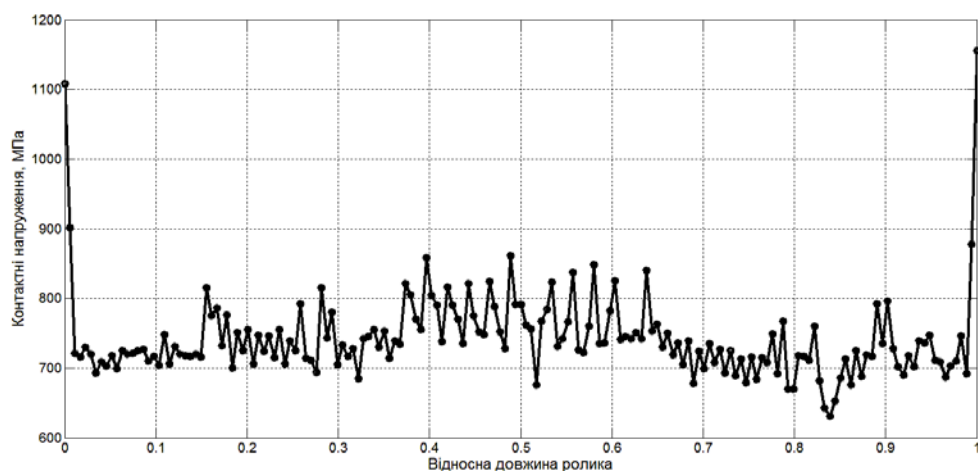
Аналітично визначена величина контактного напруження дорівнює 760 МПа, а усередині його значення на торцях ролика на зовнішньому – 1400 МПа, на внутрішньому – 1810 МПа. Крайовий ефект на зовнішньому торці ролика становить $1400 - 760 = 640$ МПа, а на внутрішньому – $1810 - 760 = 1050$

МПа. За отриманими результатами видно, що на торцях традиційного ролика кінцевий ефект істотно не однаковий та суттєво більший за модифікованого ролика, це пояснюється більшою мірою різними величинами жорсткості півобойм та зубчастого вінця, бігові доріжки яких є опорами тіл кочення.

Проведено також кількісний аналіз зміни контактних напружень модифікованих роликів з урахуванням точкового їх доторкання між собою. Отримані результати наведено на рис. 3.27.



а



б

Рис. 3.27. Закономірності зміни контактних напружень за довжиною модифікованого ролика

Із рис. 3.27. чітко видно, що біля точки доторкання перехрещуваних роликів контактні напруження збільшуються близько 100 МПа. Це підтверджується кільцевим спрацюванням роликів (рис. 2.6) після навіть проектного строку функціонування, що необхідно враховувати на етапі проектування опорно-поворотного пристрою автокранів.

3.7. Висновки до розділу 3

На основі проведених теоретичних і комп'ютерних досліджень факторів, що впливають на навантажувальну здатність опорно-поворотного пристрою впливають такі висновки:

1. Роликові опорно-поворотні пристрої вимагають точної паралельності твірної роликів з опорною біговою доріжкою, що досягається рівномірністю затягування з проектним зусиллям з'єднувальних болтів, міцність яких впливає на навантажувальну здатність всього пристрою.

2. Теоретично підтверджено, що контакт твердих тіл циліндричної форми відбувається із вираженим крайовим ефектом, що збігається з класичною теорією контактної взаємодії, що не описується теорією Герца, хоча наявність крайових ефектів в цілому наголошується в працях з контактних напружень, але не завжди це прямо чомусь не враховується в розрахунках.

3. На основі класичної теорії контактної міцності запропоновано спрощений аналітичний вираз такий, що є зручним для попередньої оцінки навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою на етапі проектування та їх експлуатації.

4. Комп'ютерним аналізом встановлено, що максимальні контактні напруження дещо зміщено від контактної лінії вбік границь плями контакту, тобто має місце два піки фактичного напруження. Це є новим явищем контактної взаємодії між тілами, кривина робочих поверхонь яких суттєво відрізняється.

5. Кількісним аналізом підтверджено ефективність модифікованих роликів, застосування яких не тільки зменшує швидкість ковзання, а і вигідно

згладжує торцевий ефект, знижуючи концентрацію контактних напружень за рахунок зміни форми торців роликів.

6. Виявлено несиметричність контактних напружень на торцях традиційних роликів, яка досягає близько 400 МПа. Застосуванням несиметричного модифікованого ролика це дещо згладжується до 6 - 7 %.

7. Комп'ютерним аналізом доведено так же, що для підвищення навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою автокранів, потрібно враховувати також контактні напруження між роликами, які мають точковий контакт, величини яких розраховується за відомою формулою Герца.

Розділ 4.**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ РОЛИКОВОГО ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ****4.1. Задачі та алгоритм дослідів**

Згідно з темою дисертаційної роботи основним завданням є дослідження впливу форми тіл кочення на навантажувальну здатність опорно-поворотного пристрою автокранів. Складність конструкції цього пристрою не дозволяє визначення безпосередньо величини навантаження традиційних і запропонованих форм роликів. Тому знайдена можливість оцінити ефективність застосування модифікованих тіл кочення шляхом порівняння їх моментів опору для різних режимів роботи. Це уможливило проведення експериментальних дослідження звести до визначення моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів для двох випадків, а саме:

- опорно-поворотний пристрій автокранів має традиційні циліндричні ролики;
- опорно-поворотний пристрій автокранів має запатентовані модифіковані циліндричні ролики.
- за результатами дослідів провести аналіз з порівняння отриманих результатів та сформулювати висновки і розробити рекомендації щодо можливостей ефективного застосування запатентованого опорно-поворотного пристрою для автомобільних кранів.

Програма проведення експериментальних дослідження моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів поділяється також на два етапи. Послідовність здійснення кожного етапу абсолютно однакова, тобто необхідно провести однакові досліді для опорно-поворотних пристроїв, що змонтовані з традиційними, а потім – з модифікованими циліндричними роликами. Це дає право виконати опис послідовності дослідів один раз без повторення, який може бути таким. На початку ретельно промиваються основні деталі опорно-поворотного

пристрою. Особливу увагу приділяють робочим поверхням роликів та бігових доріжок кільця і півобоймам. Потім проводиться монтаж опорно-поворотного пристрою згідно з розробленими робочими кресленнями та загальним виглядом пристрою (рис. 1-5). Під час складання опорно-поворотного пристрою особливу увагу приділять також рівномірному та із заданою силою затягуванню гайок болтів, що скріплюють півобойми пристрою. Гайки болтів затягуються до отримання стійкого контакту всіх роликів без осьового зазору. У цьому положенні фіксується обертальний момент, що прикладається до гайок і заноситься в таблицю дослідів.

Проводиться монтаж всієї дослідної установки (рис. 4.1) та перевіряється її функціонування п'ятьма обертами з ручним приводом поворотної частини у один та інший напрямок без вантажу. При цьому поворотна частина має рухатись безшумно і плавно. Тоді маємо право приступати до виконання запланованих дослідів.

Перший етап. Вантаж у 50 Н закріплюється шарнірно до кінця стріли та обертається гайка-барашка на деякий кут для установки нуля у вимірювальному пристрою. Після цього продовжується обертання гайки до початку руху навантаженої поворотної частини, що визначається максимальним відхиленням стрілки вимірювального пристрою та повернення її до початкового положення. Фіксується кількість поділок максимального відхилення стрілки вимірювального пристрою та заноситься до таблиці.

Другий етап. Вантаж у 50 Н закріплюється шарнірно до середньої ділянки стріли та установлюється нульове положення стрілки вимірювального пристрою. Після цього, подібно до першого етапу, обертаються гайки до початку руху навантаженої посередині стріли поворотної частини, визначається максимальне відхилення стрілки вимірювального пристрою та заноситься до таблиці.

Третій етап. Вантаж у 50 Н закріплюється шарнірно до отвору стріли, що є найближчим до осі обертання опорно-поворотного пристрою, та знову

установлюється нульове положення стрілки вимірювального пристрою. Після цього, подібно до першого та другого етапів, обертаються гайки до початку руху навантаженої моделі найменшим обертальним, визначається максимальне відхилення стрілки вимірювального пристрою та заноситься до таблиці.

Потім, беручи до уваги ціну одної поділки вимірювального пристрою, визначається величина зусилля, яке є необхідним для приведення в рух навантаженої поворотної частини дослідної установки, а за відомою силою визначається величина моменту опору. Розрахунки виконуються для всіх етапів і отримані результати заносяться до таблиці.

4.2. Обладнання, матеріали та методика експериментальних досліджень

Враховуючи складність традиційного опорно-поворотного пристрою та ту обставину, що його нова конструкція відома тільки на рівні патенту, поставлено завдання з розроблення його моделі. При цьому знайдено ефективний розв'язок даного завдання і розроблено універсальну модель опорно-поворотного пристрою. Її універсальність пояснюється тим, що модель допускає переналаджування дослідної установки з урахуванням можливостей застосування традиційних і модифікованих роликів. Розроблена дослідна модель опорно-поворотного пристрою наведена на рис.4.1.

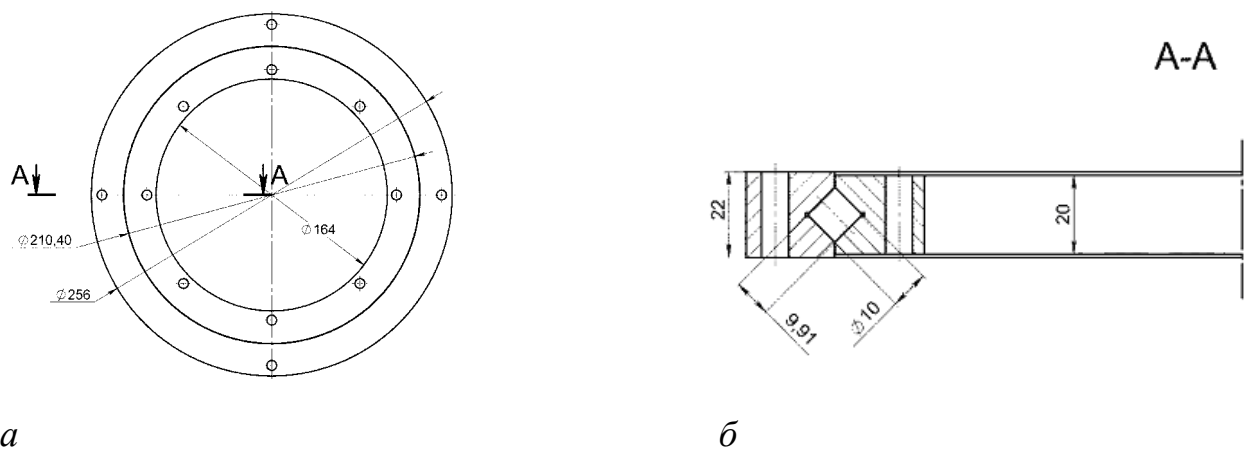


Рис. 4.1. Загальний вигляд згори на опорно-поворотний пристрій дослідної установки (а), розріз А-А (б)

За розробленим кресленням (рис.4.1) виготовлена дослідна модель. Особливо ретельно контролювалось виготовлення опорного кільця та півобойм опорно-поворотного пристрою, на розміри яких встановлено більш жорсткі допуски точності та шорсткості. У якості тіл кочення вигідно застосовано ролики стандартного підшипника 2306 середньої серії, що мають діаметр і довжину - 10 мм.

Для отримання модифікованих роликів (рис.4.2) проведено алмазне шліфування зовнішніх торців стандартних тіл кочення.

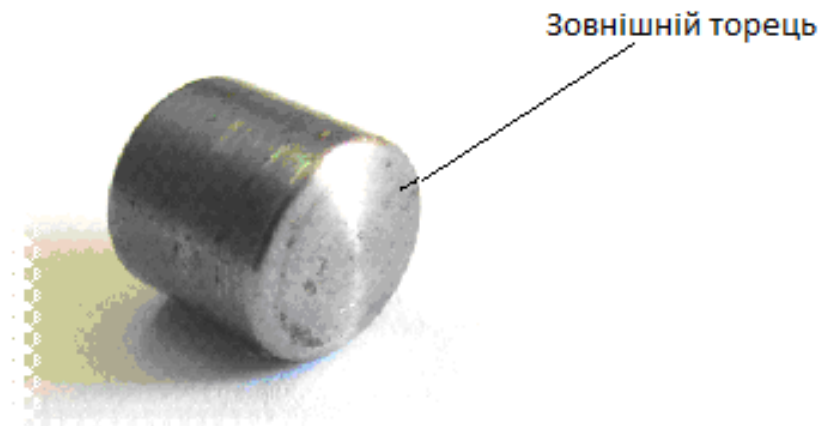


Рис. 4.2. Загальний вигляд модифікованого ролика

Складання дослідної установки здійснено у лабораторних умовах НИЛ-38 після ретельної перевірки всіх основних розмірів складових її частин. Відхилень розмірів від креслень не виявлено.

Наведений на рис. 4.1 опорно-поворотний пристрій послугував створенню моделі дослідної установки (рис. 4.3).

Розроблена дослідна модель (рис.4.3) складається із: 1 – стріли з блоками для кріплення вантажу; 2 – поворотна рама з опорно-поворотним пристроєм (рис.4.1); 3 – опорна частина моделі; 4 – отвори для кріплення вимірювального пристрою; 5 – стержень для регулювання кута нахилу стріли.

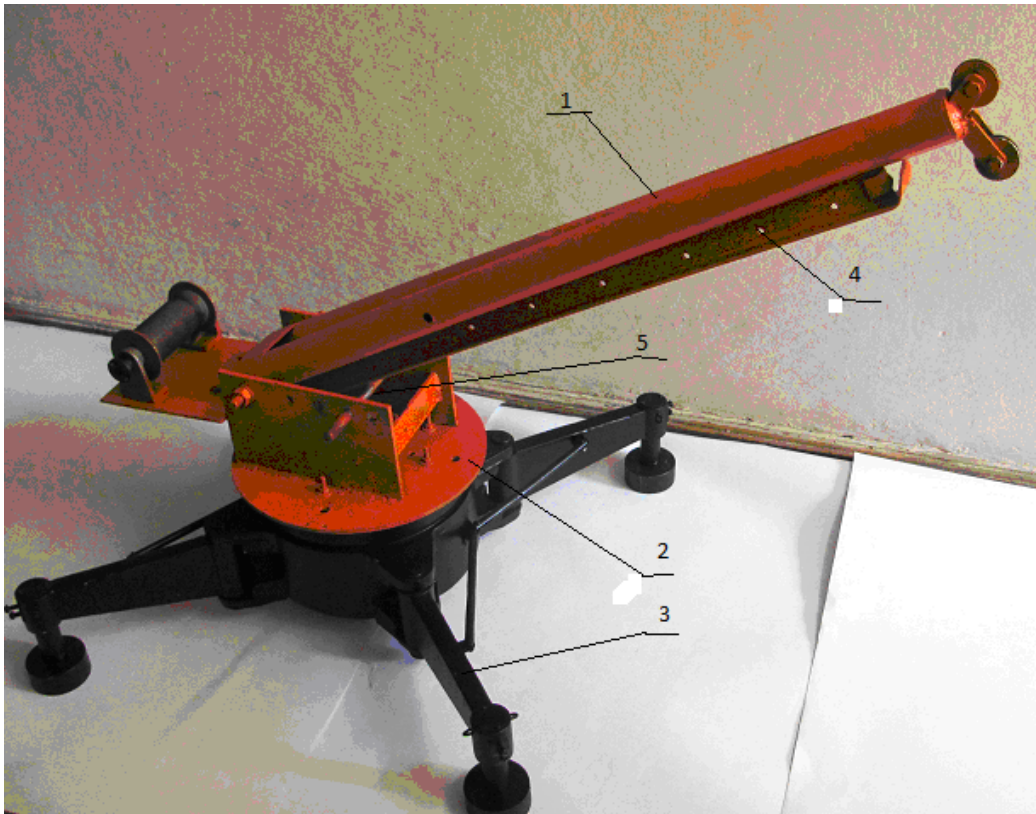


Рис. 4.3. Загальний вигляд розробленої дослідної моделі для проведення експериментальних дослідження моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів

Ретельне проведення аналізу літературних джерел уможливило створення дослідної установки для експериментального визначення моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів. Модель розроблена з урахуванням положень прийнятої угоди 012 і того, що в сучасних конструкціях автомобільних кранів здебільшого застосовуються роликові опорно-поворотні пристрої, які відносяться до одних з найбільш навантажених і відповідальних частин підіймально-транспортних засобів і часто визначають термін функціонування всієї машини. Опорно-поворотні пристрої здійснюють рухоме з'єднання поворотної і неповоротної рам кранів, сприймають основне навантаження від вантажу та передають його на нерухому частину машини.

Вимірювальним пристроєм вибрано пружинна вага, яка перевірялась з допомогою електронної ваги.

Тарування та перевірка вимірювального пристрою зводяться до визначення точності показників пружинної ваги з метою оцінки відповідної поправки на кожну поділку у заданому діапазоні навантажень.

Це виконується за такою послідовністю. Вимірювальний пристрій закріплюється горизонтально (подібно до положення під час дослідів), до навантажувальної його частини прикладається еталонне навантаження та фіксуються покази стрілки приладу. При неспівпадінні стрілки з відповідними показами циферблату визначається точність даного пристрою у робочих діапазонах навантажень. Подібні виміри еталонного навантаження проведено електронною вагою і отримані результати порівняно, що дозволило встановити похибку вимірювального приладу, яка не перевищувала 3%.

Важливо наголосити на тому, що опорно-поворотний пристрій (рис.4.1 і 4.3) так як і у дійсній конструкції уявляє собою підшипник з перехресними роликками. Різниця тільки в тому, що геометричні осі роликків нахилені по відношенню до основної осі обертання рухомої рами не на стандартні кути, що дорівнюють 55° та 35° , а на кут 45° (згідно з завданням дисертації). Ця обставина і визвала необхідність проведення ретельних досліджень впливу геометричних параметрів на навантажувальну здатність нового опорно-поворотного пристрою.

4.3. Розробка нового обладнання для рівномірного затягування гайок з'єднувальних болтів опорно-поворотного пристрою

Під час дослідів необхідно змінювати традиційні ролики на модифіковані і проводити подібні дослідження з визначення рушійної сили для двох цих випадків. Така обставина вимагає рівномірного і однакового попереднього затягування гайок болтів, що з'єднують півобойми опорно-поворотного пристрою. Для здійснення однакового процесу складання з виконанням його вимог розроблено, запатентовано і апробовано конструкцію обмежувача обертального моменту, який автоматично регулює наперед встановлену силу

затягування гайок з'єднувальних болтів. Принципова схема обмежувача обертального моменту наведена на рис. 4.4.

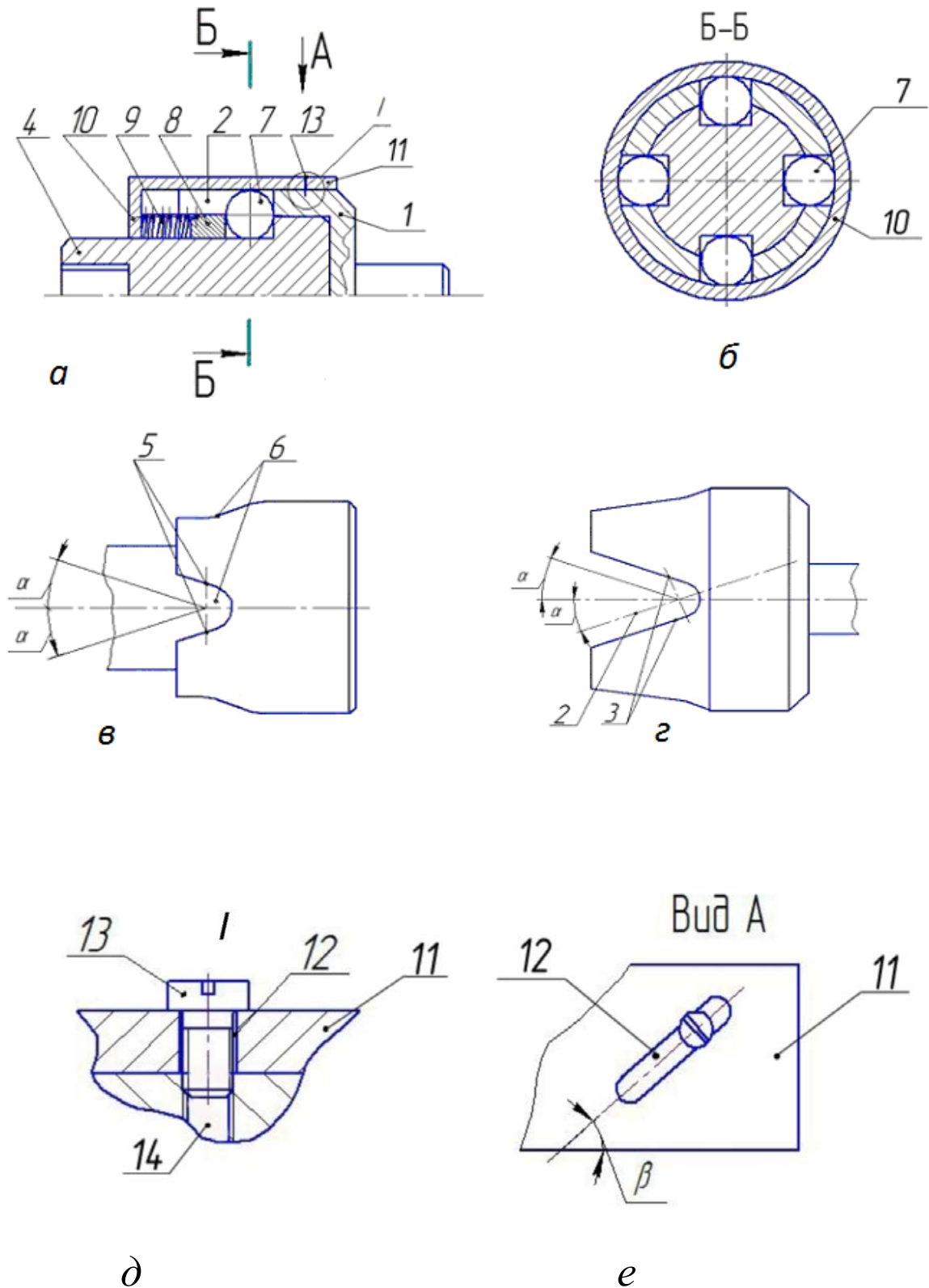


Рис.4.4. Конструкція обмежувача обертального моменту: *а*- загальний вигляд; *б*- розріз *Б-Б*; *в*- фрагмент веденої частини; *г*- фрагмент ведучої частини; *д*- місце *I*; *е*-вид *А* на похилий паз

Конструкція цього обмежувача базується на запатентованих кулькових обгінних і запобіжних муфтах [3-5,8,9...].

Запатентований обмежувач обертального моменту (рис.4.4) складається із двох півмуфт: 1 - ведучої, 4 - веденої. На взаємо обернених циліндричних поверхнях півмуфт 1 і 4 виконано пази 2 і 6, робочі поверхні 3 і 5 яких розташовані так, що утворюють однаків кут на ведучій і веденій півмуфтах. На зовнішній поверхні ведучої півмуфти виконано нарізевий отвір 14 стопорного гвинта 13. На веденій півмуфті встановлено натискний диск 8 і притискна пружина 9. Все це встановлено в металевому стаканом 10. В взаємо обернених пазах 2 і 6 півмуфт 1 і 4 встановлено з'єднувальні кульки 7, які контактують з робочими поверхнями 3 і 5 пазів півмуфт 1 і 4. Ведуча півмуфта 1 з'єднана зі стаканом стопорним гвинтом 13, встановленим в наскрізному похилому пазу 12 циліндричної частини стакану 10 та нарізному отворі 14 зовнішньої циліндричної поверхні ведучої півмуфти.

Основною метою створення цього пристрою є спрощення конструкції. Справа у тому, що базова муфта [105] має дещо складнішу конструкцію внаслідок того, що зовнішня поверхня ведучої півмуфти та внутрішня поверхня циліндричної частини стакану виповнені з нарізю для їх з'єднання. Нарізування нарізі на внутрішній поверхні циліндричної частини стакану ускладнює технологію його виготовлення та вимагає збільшення товщини стінки циліндричної частини під нарізь, що приводить до збільшення металоємності. Тому запропоновано нове виконання стакану і ведучої муфти, що забезпечило спрощення технології виготовлення та зменшення металоємності за рахунок зменшення товщини стінки циліндричної частини стакану. Загальними ознаками цих пристроїв є те, що вони мають ведучу і ведену півмуфти з взаємо оберненими пазами, у яких встановлено кульки, що контактують з робочими поверхнями пазів, і стакан, який внутрішньою поверхнею циліндричної частини контактує з зовнішню поверхнею ведучої півмуфти, а на веденій півмуфті встановлено натискний диск та притискну

пружину. Особливістю нового пристрою є те, що на циліндричній частині стакана виконаний наскрізній похилий паз, а ведуча півмуфта виконана з нарізевим отвором, у який вгвинчується стопорний гвинт.

Принцип роботи запропонованого обмежувача обертального моменту очевидний із рис. 4.4. Ведучу півмуфту закріплюють до будь-якого джерела механічної енергії (це може бути навіть звичайна дріль), а з веденою півмуфтою з'єднується потрібний інструмент (ключ, викрутка тощо), яким необхідно здійснювати певну операцію. Якщо потрібно затягувати з заданою силою гайки нарізевих з'єднань, то торцевий ключ потрібного розміру. Величина сили затягування чи обертального моменту, при якому відбувається спрацювання муфти (роз'єднання півмуфт), встановлюється безпосередньо стаканом, під час обертання якого за рахунок наскрізного похилого паза він зміщується праворуч чи ліворуч і стискає чи послаблює притискну пружину. Це уможливорює регулювання величини обертального моменту, який від ведучої півмуфти передається до веденої півмуфти через з'єднувальні кульки, що розташовані в пазах півмуфт та контактують з їхніми робочими поверхнями 3 і 5. У разі, коли навантаження перевищує допустимі значення, кульки виштовхуються робочими поверхнями з пазів відомої півмуфти, відтискаючи диск і стискаючи пружину. Внаслідок цього півмуфти 1 і 4 роз'єднуються і кульки проковзують відносно веденої півмуфти, запобігаючи перевантажень стержнів болтів під час складання опорно-поворотних пристрої автомобільних кранів та інших технічних засобів підйомно-транспортної техніки.

4.4. Методика визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою на початку руху

Для всіх етапів досліджень визначається необхідна рушійна сила, яка здатна зрушити навантажену поворотну частину моделі відносно нерухомої її рами.

Ця сила визначена за допомогою пружинної ваги так

$$F_i = f n_i, \quad (4.1)$$

де f - ціна поділки вимірювального пристрою; n_i – кількість поділок, на які відхиляється стрілка пристрою на початку руху навантаженої стріли дослідної установки.

За визначеною рушійною силою можна розрахувати рушійний початковий момент, який має перебороти момент опору поворотного пристрою. Він дорівнює добутку F_i та відстані l між точкою закріплення до стріли вимірювального пристрою і віссю обертання установки, тобто за такою формулою

$$T_i = F_i l. \quad (4.2)$$

Особливістю запроєктованих дослідів є те, що важливим їх показником має бути не сама величина моменту, яка визначається за формулою (4.2), а відношення між рушійними моментами опорно-поворотного пристрою з традиційними та модифікованими роликami. Це відношення характеризує ефективність застосування запатентованого опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликami. Така постановка завдання уможливорює повністю виключити помилки дослідів, що пов'язані з моделюванням, монтажем, вимірюванням тощо. Жорсткою вимагаю дослідів є те, що проведення експериментальних досліджень здійснено для однакових навантажень і місць закріплення пружинної ваги до стріли опорно-поворотного пристрою з традиційними і модифікованими роликami. Це уможливило отримання об'єктивніших результатів.

Наведене підтверджується тим, що досліди проводяться на одній установці з однаковими умовами, тільки змінювалась форма тіла кочення. Тобто використовувалася наступна залежність, що записується так

$$k = T_i / T_i^1, \quad (4.3)$$

де k – коефіцієнт пропорційності, якщо він більший за одиницю, то це підтверджує ефективність застосування модифікованих роликів; T_i – величина моментів опору руху опорно-поворотного пристрою з традиційними роликami; T_i^1 - величина моментів опору руху опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликami.

На основі того, що досліди проводяться на одній і тій же установці, то у формулах (4.1) і (4.2) величини f і l мають однакові значення. Це уможлиблює формулу (4.3) звести до такого вигляду

$$k = n_i / n_i^1, \quad (4.4)$$

де n_i - кількість поділок, на які відхиляється стрілка пристрою на початку руху стріли дослідної установки з традиційними роликами; n_i^1 - кількість поділок, на які відхиляється стрілка пристрою на початку руху стріли дослідної установки з модифікованими роликами. Вираз (4.3) використовується на 1 - му етапі роботи.

4.5. Методика підготовки моделі опорно-поворотного пристрою автокранів до проведення планових дослідів

Підготовку моделі опорно-поворотного пристрою автокранів до проведення планових дослідів проведено за чіткою послідовністю вимог, що розроблено вище. Змонтована установка, що наведена на рис. 4.3, доповнена вимірювальним пристроєм (рис. 4.5,*a*), кріпленням із стандартних кутників та шкалою відліку поділок (рис.4.5,*б*).

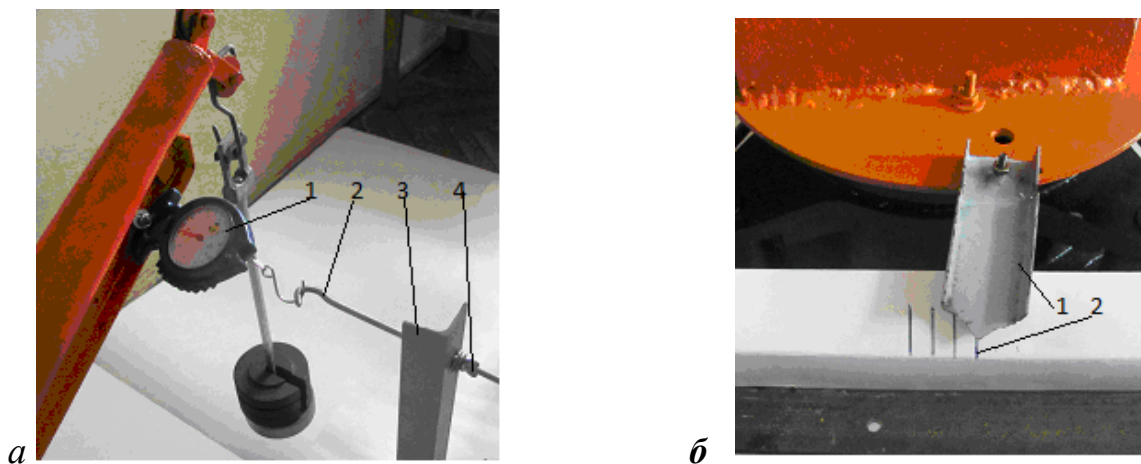


Рис. 4.5. Фрагменти дослідної моделі: *a* – вимірювальний пристрій; *б* – пристрій фіксування положення моделі

Вимірювальний пристрій, наведений на рис.4.5,*a*, складається із: 1 - пружинної ваги; 2 - гвинтового навантажувача; 3 - опори; 4 - гайки-барашки;

Пристрій для фіксування положення моделі (рис. 4.5,б) має: 1 - стрілку для фіксування початкового положення опорно-поворотного пристрою та 2 - шкалу відліку кількості поділок.

На початку проведено контрольні вимірювання стандартних вантажів пружинною вагою, що установлювались на дослідну модель так, як наведено на рис.4.6. Стандартні вантажки застосовувались у діапазоні зміни їх ваги 1...10 кг. Установлено, що в такому діапазоні похибка пружинної ваги змінюється в межах 2,5...3,0%, що є повністю задовільним для проведення планових досліджень. Для виключення впливу власної ваги горизонтально розміщеного пристрою на дійсні показники вимірів його корпус нерухомо



Рис.4.6. Дослідна модель для проведення експериментальних досліджень моменту тертя в робочій зоні опорно-поворотного пристрою автокранів з вимірювальною пружинною вагою (жорстко) закріплено до стріли моделі. Для чого виготовлено по місцю спеціальне кріплення.

Після навантаження розрахунковим вантажем за допомогою гайки-барашки проведено пробні дослідження з визначення кількості поділок шкали, на які відхиляється стрілка вимірювального пристрою. Перевірка проведена для найбільшого вильоту стріли моделі. Під час проведення пробної перевірки модель і вимірювальний пристрій установки функціонували бездоганно.

4.6. Визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою з традиційними роликами

На даному етапі згідно з завданням експериментальних досліджень проведено досліди для опорно-поворотного пристрою з традиційними роликами при найбільшому вильоті стріли моделі. Для чого виконано точне вимірювання необхідних габаритних параметрів моделі, які дорівнюють:

- довжина стріли – 850 мм;
- віддаль між точкою кріплення вимірювального пристрою і віссю обертання опорно-поворотного пристрою – 700 мм;
- кут нахилу стріли - 41° ;
- розрахована вага корисного вантажу дорівнює 4,856 кг (зусилля – 48, 56 Н).

Проведення дослідів. На початку за шкалою 2 і стрілкою 1 (рис.4.5,б) встановлювалось початкове положення опорно-поворотного пристрою для всіх дослідів. На пружинній вазі (рис.4.5,а) встановлено нульове положення стрілки. Плавно обертаючи гайку-барашку 4, визначається максимальне відхилення стрілки ваги, яке наочно фіксується і заноситься в таблицю. Так визначається початок руху стріли моделі, тобто у цей час рушійна сила переборює момент тертя в опорно-поворотному пристрої, викликаючи його рух. За умови рівноваги можна записати

$$F_p l = M_T, \quad (4.5)$$

де F_p – сила, яка прикладається до стріли моделі на початку її руху; l - віддаль між точкою кріплення вимірювального пристрою і віссю обертання опорно-поворотного пристрою; M_T - момент тертя в опорно-поворотному пристрої.

Під час перших дослідів отримані результати: $F_p = 35,5; 36,0; 36,5$ Н, тобто середнє значення $F_p = 36$ Н, а $l = 700$ мм.

Тоді за виразом (4.5) отримано

$$M_T = 36 \times 0,7 = 25,2 \text{ Н м.}$$

Для отримання точнішого результату шляхом усунення впливу нерівномірності розподілення навантаження за тілами кочення, допусків на виготовлення деталей і монтажу моделі проведено вимірювання початкової рушійної сили у 5-ти положеннях робочої стріли крана. Під час дослідів використано такі вихідні параметри:

- довжина стріли – 850 мм;
- віддаль між точкою кріплення вимірювального пристрою і віссю обертання опорно-поворотного пристрою – 700 мм;
- кут нахилу стріли - 41° ;
- розрахована вага корисного вантажу дорівнює 9,85 кг (зусилля – 98, 5 Н).
- кутовий крок повороту стріли моделі – 10° .

Таблиця 4.1.

Результати дослідів

Параметри	Початкове положення	Проміжні положення			
		10	20	30	40
Кут повороту, $^{\circ}$	0	10	20	30	40
Рушійна сила, Н	54,2	46	41	40,8	36

Середнє значення рушійної сили дорівнює – 43,6 Н

Тоді за виразом (4.5) отримано

$$M_T = 43,6 \times 0,7 = 30,52 \text{ Н м.}$$

4.7. Визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами

Тепер дослідну установку було розібрано, замінено традиційні ролики на модифіковані. Причому особлива увага приділена однаковим умовам складання опорно-поворотного пристрою, тобто головним тут було ідентичне затягування гайок його з'єднувальних болтів та пристрій було змонтовано без додавання мастила до його роликів. Таке чітке виконання основних умов підготовки та проведення дослідів уможливило збільшити точність отриманих експериментальних результатів.

Вихідними параметрами цих дослідів також ті самі, що і в п. 4.6, тобто: довжина стріли – 850 мм; віддаль між точкою кріплення вимірювального пристрою і віссю обертання опорно-поворотного пристрою – 700 мм; кут нахилу стріли - 41° ; розрахована вага корисного вантажу дорівнює 4,856 кг.

Дослідами отримано результати: $F_p^l = 19,8; 19,3; 18,8$ Н, тобто середнє значення $F_p^l = 19,3$ Н, а $l = 700$ мм.

Тут також за виразом (4.5) отримано

$$M_T^1 = 19,3 \times 0,7 = 13,51 \text{ Н м.}$$

Порівняння отриманих результатів підтверджує ефективність застосування модифікованих роликів для опорно-поворотного пристрою автокранів тому, що це зменшує момент тертя під час обертання майже в два рази (1,86 разів).

Таблиця 4.2.

Результати дослідів

Параметри	Початкове положення	Проміжні положення			
		10	20	30	40
Кут повороту, $^{\circ}$	0	10	20	30	40
Рушійна сила, Н	35	31	25	14	22

Середнє значення рушійної сили дорівнює – 25,4 Н

Тоді за виразом (4.5) отримано

$$M_T^1 = 25,4 \times 0,7 = 17,78 \text{ Н м.}$$

4.8. Порівняння отриманих результатів та підтвердження ефективності застосування модифікованих роликів

Повторне порівняння отриманих результатів підтверджує те, що зі збільшенням зовнішнього навантаження ефективність застосування модифікованих роликів для опорно-поворотного пристрою автокранів незначно зменшується. Це підтверджується незначним зменшенням відношення моментів тертя в опорно-поворотному пристрою з традиційними та модифікованими роликами, яке дорівнює майже 1,72 разів, а попередньо отримано це відношення - 1,86 разів.

Для зручності користування отриманими результатами їх зведено до табл.4.3.

Таблиця 4.3

Порівняння отриманих результатів

Параметри, що визнача- лись	Зовнішнє навантаження дослідної моделі			
	48,56 Н		98,50 Н	
	Традиційні ролики	Модифіковані ролики	Традиційні ролики	Модифіковані ролики
Усереднена рушійна сила, Н	36	19,30	43,60	25,40
Момент тертя опорно-пово- ротного пристрою, Нм	25,20	13,51	30,52	17,78

Наведені в табл. 4.3 переконливо показують і підтверджують ефективність застосування запропонованих модифікованих роликів.

4.9. Висновки до розділу 4

1. У четвертому розділі виконано великий обсяг підготовчих робіт стосовно розробки, виготовлення та монтування необхідного обладнання, наукового обґрунтування алгоритму проведення дослідів і методики обробки їх результатів;

2. Виконано практичні роботи з модифікації стандартних роликів, що мають діаметр і довжину по 10 мм;

3. Розроблено методику та запатентовано конструкцію обмежувача величини обертального моменту для рівномірного затягування гайок опорно-поворотного пристрою автокранів під час їх складання з традиційними і модифікованими роликами;

4. Отримано значення моментів тертя в опорно-поворотному пристрої дослідної моделі з традиційними (25,2 Н м) і модифікованими (12,65 Н м) тілами кочення при навантаженні стріли з максимальним її вилетом у 48,56 Н;

5. Експериментальними дослідженнями підтверджено ефективність застосування модифікованих роликів для опорно-поворотних пристроїв автокранів.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У дисертації розв'язано актуальну науково-прикладну задачу підвищення ефективності роботи опорно-поворотних пристроїв автокранів застосуванням тіл кочення у вигляді модифікованих роликів. Основні висновки, наукові та практичні результати, що отримані автором у дисертаційній роботі, полягають у наступному:

1. За результатами порівняльного аналізу науково-технічної і патентної літератури встановлено, що відомі дослідження і розробки не повною мірою забезпечують ефективність роботи опорно-поворотних пристроїв автокранів, які оснащуються традиційними роликами з перехресним розміщенням;

2. На підставі аналітичних досліджень визначено основні причини виникнення геометричного тертя на твірній роликів та в місцях їх торцевих доторкань з рухомими біговими доріжками сусідніх роликів. Доведено, що врахування торцевого тертя роликів уможливило уточнення дійсної швидкості ковзання, сумарна величина якої зростає майже у 2,2 рази;

3. Теоретично встановлено, що збільшення кута нахилу твірної роликів до осі обертання рухомої частини опорно-поворотного пристрою від 35° до 45° приводить до зменшення відносного ковзання від 1,88 до 1,63-1,73;

4. На основі результатів досліджень кінематичних досліджень розроблено та запатентовано конструкцію опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами, у яких усунуто торцеве ковзання внаслідок чого зменшується момент опору підшипників з перехресним доторкання їх тіл кочення;

5. За результатами кількісного аналізу встановлено, що на величину відносного ковзання істотно впливають діаметр роликів, а зміна кута нахилу твірних бігових доріжок тіла кочення до геометричної осі опорно-поворотного пристрою на 5° зменшує коефіцієнт відносного ковзання близько до 0,2.

6. Теоретично доведено ефективність запропонованої модифікації торцевих поверхонь роликів, що уможливило розроблення конструкції

опорно-поворотного пристрою, яка признана новою і на яку отримано патент України на корисну модель.

7. На основі класичної теорії контактної міцності запропоновано спрощений аналітичний вираз такий, що є зручним для попередньої оцінки навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою на етапі проектування та їх експлуатації.

8. Комп'ютерним аналізом встановлено, що максимальні контактні напруження дещо зміщено від контактної лінії вбік границь плями контакту, тобто має місце два піки фактичного напруження. Це є новим явищем контактної взаємодії між тілами, кривина робочих поверхонь яких суттєво відрізняється.

9. Виявлено несиметричність контактних напружень на торцях традиційних роликів, максимальні значення якої змінюються в межах 230 - 400 МПа. Застосуванням несиметричного модифікованого ролика це явище дещо згладжується на величину до 6 - 7 %.

10. Комп'ютерним аналізом доведено так же, що для підвищення навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою автокранів, потрібно враховувати також контактні напруження між роликами, які мають точковий контакт, величини яких на 12-17% збільшують дійсні їх значення такі, що розраховується за відомою формулою Герца.

11. Розроблено методику монтажу та конструкцію обмежувача величини обертального моменту для рівномірного затягування гайок опорно-поворотного пристрою автокранів. Отримано 3 патенти України на корисну модель

12. Встановлено значення моментів тертя в опорно-поворотному пристрою дослідної моделі з традиційними (25,2 Н м) і модифікованими (12,65 Н м) тілами кочення при навантаженні стріли у 48,56 Н, що уможливорює ствердження про покращення ефективності роботи пристрою та можливості підвищення його навантажувальної здатності.

13. Основні результати досліджень стосовно покращення навантажувальної здатності та розроблених рекомендацій у вигляді методичної розробки впроваджено на Дрогобицькому автомобільно-крановому виробництві, а розроблена та апробована лабораторна модель і інструкція впроваджена у навчальному процесі кафедри деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3т. / В.И. Анурьев// - М.: Машиностроение, 1979-1982. – т.1. – 728с.; т.2.- 559с.; т.3.- 557с.
2. Ачеркан Н.С. и др. Детали машин. Справочник Т-3. / Н.С. Ачеркан и др.// – М.: Машиностроение, 1969. – 472 с.
3. А.С. № 1691624, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я. – 2с.
4. А.С. № 1698520, БИ № 42, 1991. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Рябов В.Г. – 3с.
5. А.С. № 17916442А1, БИ № 4, 1993. Обгонная муфта. Малащенко В.А., Калинин С.Г., Петренко П.Я. – 2с.
6. А.С. 591640 СССР МКИ F16D 43/20 Устройство для измерения передаваемого крутящего момента муфты / Б.А. Лабковский (СССР), - № 2370330/25-27. Заявлено 09.06.76, Опувл. 05.02.78. Бюл. № 5, 1978. – 3с.
7. А.С. 979747 СССР МКИ F16D 43/20 Муфта предельного момента. /С.Г. Нагорняк (СССР). - № 3258021/25-27 Заявлено 11.03.81. Опувл. 07.12.82. Бюл. № 45, 1982. – 4с.
8. А.С. 1460465 СССР МКН F16D 43/20. Муфта предельного момента / С.Н. Баженов (СССР) - № 4099934/31-27. Заявлено 26.05.86. Опувл. 23.02.89. Бюл. № 7, 1989. 2с.
9. А.С. 11590747 СССР МКИ F16D41/06. Обгонная муфта. /С.Г. Калинин, В.А. Малащенко, П.Я. Петренко (СССР)- 3с.
10. Александров М.П. Справочник по кранам. В 2 т. Т.2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Коровин: Под общ. ред. М.М. Гохберга// --М.: Машиностроение, 1988. -559с.
11. Башенный кран К-10000.- 2007. -33с. Режим доступа [http // www publignip com/ heavv-equipment /К 10000 www crany ru/ technics/id 518](http://www.publignip.com/heavv-equipment/K10000wwwcrany.ru/technics/id518).

12. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Йосилевич// Справочник. – М.: Машиностроение, 1979.- 702с.
13. Блохин Л.Г. Оптимизация контактов в роликовых ОПК / Л.Г. Блохин, М.Г. Лопаткин // Механизация строительства. -№5. С.16-21.
14. Брауде В.И. Справочник по кранам: В2 т1.Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций /В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др. Под общ. ред. М.М. Гохберга. - Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1988. - 536 с.
15. Блохин Л.Г. О долговечности роликового ОПК крана ДЭК — 25/ Л.Г.Блохин, М.Г. Лопаткин « Строительные и дорожные машины. - 1971. - №1. - С. 16 — 19.
16. Блохин Л.Г. Стендовые испытания роликовых опорно-поворотных кругов стрелового крана ДЭК — 251/ Л.Г. Блохин // Строительные и дорожные машины. Раздел «Экскаваторы и стреловые краны.» ЦНИИТ стройдормаш. Вып. 1. 1972. - С. 41 — 45.
17. Будиков Л.Я. Увеличение сроков эксплуатации грузоподъемных кранов/ Л.Я. Будиков, Н.А. Шевченко, О.И. Иваненко// Подъемно-транспортное оборудование. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1982, № 6-82. – С.11.
18. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины /А.А. Вайсон// - М.: Машиностроение, 1985. - 586 с.
19. Венцель Є.С. Аналіз навантажувальної здатності запобіжних фрикційних муфт приводів підйомно-транспортних машин. / Є.С.Венцель, В.О. Малащенко, В.В. Федик// – Харків. Вестник ХНАДУ. Сборник научных трудов. Вып. 65-66, 2014. – С. 21-28.
20. Гевко Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський, М.Г. Данильченко та ін. // – Львів: Світ, 1993. – 208с.
21. Гелетій В. М. Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотного пристрою автокранів / В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький Я.М., В.В. Федик В. В.// – Львів. Вісник НУЛП. «Оптимізація

виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні » 2012, № 746. –С 24-27.

22. Гелетій В.М. Дослідження напружено-деформованого стану ролика модифікованого опорно-поворотного пристрою автокранів/ В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький, В.В. Федик // . – Львів. Тези доп. 11-го Міжнародного симпозіуму українських інженерів - механіків у Львові. Львів, 15-18 травня 2013. – С.63.

23. Гелетій В.М. Розроблення конструктивних і технологічних заходів підвищення несучої здатності опорно-поворотних автокранів/ В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький, В.В. Федик // . – Львів. Збірник наукових праць 2-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 2014. – С.21.

24. Гелетій В.М. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану модифікованого ролика опорно-поворотного пристрою автокранів/ В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький, В.В. Федик // . – Львів. Вісник НУЛП. «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів» №759 , 2013. – С.26-30.

25. Гелетій В.М. Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану елементів ОПП автокранів/ В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький, В.В. Федик // –Львів. Вісник НУЛП. «Динаміка , міцність та проектування машин і приладів», № 788, 2014. – С. 9-12.

26. Гелетій В.М. Комп'ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів з модифікованими роликами / В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький, В.В. Федик//. – Львів. 12-й Міжнародний симпозіум Українських Інженерів–механіків у Львові, тези доповідей, 2015. –С.171.

27. Грузоподъемные машины /Под ред. М.П.Александров // - М.:Машиностроение, 1973. - 384с.

28. Геренрат Е. Высокочастотная закалка колец ОПУ (сталь 55 ЛК1, Рс 40-46) / Е. Геренрат, А.И. Гольдфайн // Строительное и дорожное машиностроение.- 1958.- №12-С.34-35.
29. Гомішін Я., Volnobezna gulekova spojka / Я. Гомішін, В.О. Малащенко, О.І. Сороківський // Журнал “Strojарstvo Strojirenstvi”, № 12, 2001 (Словаччина).
30. Григоров О.В. Динамика привода механизма поворота крана /О.В. Григоров, Г.В. Вишневецкий, Н.А. Петренко// Подъемно-транспортное оборудования. Вып. 15. – К.: Техника, 1984. – С. 3.
31. Гутиря С. Системне проектування редукторів необхідного технічного рівня / С. Гутиря, О. Попель // Машинознавство, 2001. № 7 (49), - С. 21-24.
32. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1996 – 359с.
33. ДБН В.2.8-6-96. Техническое обслуживание и ремонт кранов стреловых, самоходных, 1996. - 117с.
34. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон// - М.: Мир, 1989.--510с.
- 35.. Дмитриев В.А. Детали машин. – Л.: Судостроение, 1970. – 791с.
36. ДНАОП 0.00-1.03-02. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. - Харьков: Форт,2002. -192 с.
37. Дунаев П.Ф., Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф.Дунаев , О.П Леликов // – М.: Высшая школа, 1985. – 360с.
38. Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища школа, Главное изд. 1999.– 518с.
39. Зажигаев Л.С., Кишьян А.А. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента / Л.С. Зажигаев , А.А. Кишьян // – М.: Атомиздат., 1978. – 154с.
40. Заяц Г. В. Моделирование перераспределения нагрузок на тела качения при износе шариковых опорно-поворотных кругов грузоподъемных кранов / Г.В. Заяц. Н.П. Колесник // « Подъемно-транспортная техника»- 2007.-№4.-С.73-76.

41. Заяць Г.В. «Залежність моменту сил тертя від розмірів деталей шарикового опорно-поворотного круга» / Г.В. Заяць, М.П. Колісник. Л.М. Бондаренко // «Підйомно-транспортна техніка» - 2008.- № 2.-С. 15-23.
42. Заяц Г.В. «Влияние контрактных напряжений на напряженное состояние кольца шарикового опорно-поворотного круга» / Г.В. Заяц. Н.П. Колесник // «Подъемно-транспортная техника». - 2009.-С. 54-62.
43. Заяц Г. В. «Влияние величины осевого зазора в шариковом опорно-поворотном круге на нагруженность его деталей» Г. В. Заяц. Н. П. Колесник . «Подъемно-транспортная техника» .- 2009.- №2.-С.28-38.
44. Заяц Г. В. «Исследование ремонтпригодности опорно-поворотных устройств стреловых грузоподъемных кранов» Г. В. Заяц. А. В. Революк. «Науковий потенціал світу- 2005: міжнар. Наук.-практ. Конф. 19-30 вер. 2005 р, тези доповіді. Дніпропетровськ: Наука і освіта.- Т. 16.-С. 54-55.
45. Заяц Г.В. Опыт ремонта опорно-поворотных кругов башенных кранов / Г.В. Заяц. Подъемные сооружения. Специальная техника.-2008.-№1.-С.14.
46. Инструкция по монтажу и эксплуатации строительного башенного крана КБ — 160. - Никополь : ТКЗ , 1982. - 102с.
47. ИПАОП 0.00-1.01-07. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. - Київ.; «Основа», 2007.-263с.
48. Есиненко Я.И. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я.И.Есиненко, А.Ж. Паламаренко, М.К Афанасьев // – Киев: Техника, 1972. – 168с.
49. Казанский А. М. ОПК зарубежных строительных машин / А. М. Казанский // «Строительные и дорожные машины. Серия «Экскаваторы и стреловые краны»;- М.: ЦНИИТЭ строймаш. 1976. - 61с.
50. Казанский А.М. Шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства строительных кранов / А. М. Казанський //- М: ЦБТИ. 1962.-86с.

51. Казанский А.М. О закономерностях распределения контактных нагрузок опорно-поворотных устройств / А.М. Казанский// Вестник Машиностроения.- 1978.- №11.-С.5-10.

52. Казанский А.М. Оценка уровней накопления контактных усталостных повреждений дорожек качения ОПК при стендовых испытаниях / А.М. Казанский // ВНИИ стройдормаш. Труды института. - №83.-С.24-28.

53. Казанский А.М. Максимальные напряжения на площадках контакта и дорожек качения опорно-поворотных кругов / А.М. Казанский // Вестник машиностроения . - 1975.-№4.-С. 19-22.

54. Казанский А.М. Восстановление изношенных ОПК башенных кранов /А.М. Казанский, В.П. Кремень, А.И. Цурилин // Механизация строительства. - 1974. - №9. - С.17-18.

55. Казанский А.М. Современные конструкции и расчет опорноповоротных кругов. Обзорная информация / А.М. Казанский// -М.: ЦНИИТЭ строймаш, 1980.-67с.

56. Казанский А.М. О контактной усталости стальных деталей // А.М. Казанский // Строительные и дорожные машины. - 1979. - №2. - С. 16- 18.

57. Казанский А.М. Определение несущей способности и оптимальных углов однорядных роликовых ОПК / А.М. Казанский // Вестник машиностроения.- 1972.- №6.-С. 6- 9.

58. Киселев М.М. Эксплуатация и ремонт опорно — поворотных устройств башенных кранов. Обзор./ М.М. Киселев, В.Г. Вердников // - М.: ВНИИИС, 1985.-17с.

59. Кіндрацький Б. Концепція і алгоритм багатокритеріального структурно-параметричного синтезу машинобудівних конструкцій // Вісник ТДТУ,Тернопіль, 2003, Том. 8. № 1 С.73-82.

60. Кіндрацький Б.І. Раціональне проектування машинобудівних конструкцій / Б.І. Кіндрацький, Г.Т. Сулим // Монографія, Львів “Кінпатрі ЛТД”, 2003. - 280с.

61. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002.– 660с.
62. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласаян // – Х.: Основа, 1991. – 276с.
63. Кичма А.О. «Влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на работоспособность венцовой пары привода печи » / А.О. Кичма, И.В.Кузьо // Тезы конференции «Состояние и пути повышения качества машин и оборудования для цементного производства». 1988г. Г. Тальянти.
64. Комаров М.С. Основы научных исследований. – Львов: Вища школа, 1982.– 128 с.
65. Корн Г. Справочник по математике / Г .Корн, Т. Корн // – М.: Мир 1970. – 540с.
66. Колесник Н. П. Восстановление ресурса строительных кранов /Н.П. Колесник, С.И. Козарь, Е.В. Москвяк, А.Ф. Шевченко //-К.: Будівельник, 1989.- 128с.
67. Колесник Н.П. Расчеты строительных кранов / Н.П. Колесник.--К.: Вища школа. Головное изд. 1985. - 240 с.
68. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах/ Б.И. Костецкий. – М.: Техника, 1970. – 396 с.
69. Крупногабаритные подшипники качения Rohte Erde ”Строительные и дорожные машины». 1979, №10. – С. 29-32.
70. Куликов Н.К. Расчет роликовых механизмов свободного хода на прочность // Вестник машиностроения, 1951, № 2. С. 19-24.
71. Курганов А.Б. Приминение муфт свободного хода // Американская техника и промышленность, 1937. № 10. -С.22-25., № 3. С.139-142.
72. Малащенко В.О. Силова взаємодія нарізі підвищеного самогальмування під час затягування / В.О. Малащенко , В.В. Федик, Б.Т. Матвіїв, В.В. Янків // MOTROL, (Motoryzacja I energetyka rolnictwa). – Lublin. 2011. -С 210-216.

73. Малащенко В.О. Аналіз кінематичних залежностей опорно-поворотного пристрою автокранів / В.О. Малащенко, В.М. Гелетій, В.В. Федик // – Львів. Вісник НУЛП «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2012, № 730, -С. 72-74.

74. Малащенко В.О. Аналіз кінематичних параметрів роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів / В.О. Малащенко, Є.В. Москвяк, В.В. Федик // Тези доповіді на науковому семінарі ПТМ. – Тернопіль, 26-29.03.12 р. – С.39-40.

75. Малащенко В.О. Вплив конструктивних параметрів гайковертів на величину обертового моменту / В.О. Малащенко, В.В. Малащенко, В.В. Федик // – Львів. Тези доповіді на 3-й Міжнародній конференції "Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій". Львів, 2012. - С.

76. Малащенко В.А. Обгонная муфта / В.А. Малащенко С.Г.Калинин, П.Я .Петренко // – М: Машиностроитель, № 12, 1992.

77. Malaschtchenko V. Vol'nobezna qulbekova spojka / V. Malaschtchenko, J. Homuschin, O. Sorokivskiy // Strojarstvo Srojirenstvi, № 12, 2001. – С.56 ... 58 (Slovinsko).

78. Malaschtchenko V.The Selection of Parameters of a Coaster Ball clutch and Recommendation for its Construction / V. Malaschtchenko, O. Sorokivskiy // Transactions of the Universities of Kosic, № 2, 2002. – С. 1 – 6 (Slovinsko).

79. Малащенко В.О., Муфти приводів. Конструкції та приклади розрахунків. – Львів, НУ "Львівська політехніка", 2006. С. 196.

80. Малащенко В.О.Підвищення рівномірності затягування нарізевих з'єднань ОПП кранів / В.О. Малащенко В.В. Федик, Б.Т. Матвіїв // – Львів. 4-а Міжнародна науково-технічна конференція «Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій», 2014. – С. 17.

81. Малащенко В.О. Аналіз кінематики модифікованого опорно - поворотного пристрою автокранів / В.О. Малащенко, В.М. Гелетій, В.В.

Федик // – Львів. Вісник НУЛП. «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.» № 759, 2013. –С 55-58.

82. Малащенко В.О. Міцність витків спеціальної наразі для самогальмівних з'єднань транспортних засобів / В.О. Малащенко, Б.Т. Матвіїв, В.В. Федик // – Одеса. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» №4(40), 2013. -С. 60-66.

83. Малащенко В.А. Аналитическое определение глубины износа зубьев крупногабаритных зубчатых передач. – М.: Международный инженерный журнал, ISSN 2223-1587. Приводы и компоненты машин, №2-3. 2013. – С. 27-28.

84. Малащенко В.О. Розширення функціональних можливостей пружно-кулькових муфт транспортних засобів / В.О. Малащенко, П.С. Коруняк, І.О. Ніщенко, В.В. Федик // – Одеса. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка» № 2(42), 2014. – С. 4-9.

85. Malaschenko V.O. Force interaction in the elements of clutch with parallel grooves in driven half sleeve / V.O. Malaschenko, V.V. Fedik, A.O. Boris // – Львів. Вісник НУЛП . «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів», № 788, 2014. – С. 106-112.

86. Малащенко В.А. Прочность и износ крупногабаритных зубчатых передач в специфических условиях эксплуатации/ В.А. Малащенко, В.В. Федик, Б.Т. Матвіїв // – М: Международный инженерный журнал «Приводы и компоненты машин», № 1, 2014. – С. 5-10.

87. Малащенко В.О. Навантаження нарізі під час затягування / В.О. Малащенко, В.В. Федик, Б.Т. Матвіїв // – Одеса. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка», № 2, 2014. – С.53-62.

88. Малащенко В.О. Анализ причин втрат енергії в опорно-поворотному пристрою кранів / В.О. Малащенко, В.В. Федик // – Херсон, 5-а Міжнародна науково-практична конференція, СЕУТТОО, 2014. – С.157-161.

89. Малащенко В.О. Аналіз напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв автокранів з урахуванням жорсткості опор / В.О.

Малашенко, В.В.Федик, О.В. Ланець // – Харків. Вісник «ХП», 2015. -С. 135-139.

90. Малашенко В.О. Спосіб рівномірного затягування болтів опорно-поворотних пристроїв автокранів / В.О. Малашенко , Б.Т. Матвійів В.В. Федик // – Львів. 12-й Міжнародний симпозиум Українських Інженерів–механіків у Львові, тези доповідей, 2015. –С. 197;

91. Машиностроение. Энциклопедический справочник / Под общ. ред. Е.А.Чудакова. Т.1, кн.2. --М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1947.--456с.

92. Машиностроение. Энциклопедический справочник/Под общ. Ред. Е.А. Чудакова, Т. 2. – М.: Государственное научно-техн. изд. машиностроительной литературы, 1948. – 891 с.

93. Моделирование рабочего процесса, механика, прочность и ресурс опорно-поворотных кругов шагающих драглайнов: автореф. докторской дис. з спец. 05.05.04. – Екатеринбург: 1999. – 23 с.

94. Невзоров Л. А. Башенные краны / Л. А. Невзоров, Г. Н. Пазельський, В. А. Романюха // - М: Высшая школа, 1980. - 236с.

95. Никитский М.П. Влияние неточности изготовления и упругих свойств элементов опорно — поворотных устройств на их нагрузочную способность / М.П.Никитский, С.П, Елизаров // Надежность строительных машин и механического оборудования. Ростов -на-Дону.- С. 71-80.

96. Норри Д. Введение в метод конечных элементов / Д.Норри, Ж. де Фриз. Под. Ред. Акад. Г.И.Марчука. --М.: Мир, 1981.--304с.

97. Нагорняк С.Г. Предохранительные механизмы метало - обрабатывающего оборудования/ С.Г.Нагорняк, И.В. Луцив // – К.: Техника, 1992. – 72с.

98. Носко П. Синтез машинобудівних конструкцій / П.Носко, П .Філь // Машинознавство, 2001, № 2 (44). С. 22-25.

99. ОМД 13801244.001-2005. Методика проведення експертного обстеження (технічного діагностування) баштових кранів, 2005. - 157с.

100. Орлов А.В. Остаточные деформации при контактном нагружении / А.В. Орлов, С.В. Перегин // - М.: Наука, 1971.- 134с.
101. Орлов П.И. Основы конструирования: Справ. метод. Пособие. Зб. – М.: Машиностроение, 1977.- Т.1. – 623с., Т.2. – 574с., Т.3. – 357с.
102. Пат. 45667А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта / В.О. Малащенко, В.Т. Павлице, П.Я. Петренко, О.І Сороківський // Опубл. 15.04.2002. Бюл. № 4.
103. Пат. 56483А Україна, МКИ F16D41/06. Обгінна муфта. / Г.П., Куновський, І.Є. Кравець , В.О. Малащенко , О.І. Сороківський // Опубл. 15.01.2003. Бюл. № 5.
104. Патент на корисну модель № 79333 В66С 23/84 Опорно-поворотний пристрій / В.О. Малащенко, В.М. Гелетій, В.В. Федик // Опубл. 25.04.2013. Бюл. № 8. -6 с.
105. Патент на корисну модель № 93546 «Запобіжна муфта» U 201403475/ В. О. Малащенко, В. В. Федик // 10.10.2014. Бюл. №19. - 6 с.
106. Патент України на корисну модель №100526. Заявка № u 2015 01758. Запобіжна муфта. МПК F 16 В 43/00 // В.О. Малащенко, В.В. Федик // 27.07.2015. Бюл. № 14. – 7 с.
107. Патент №18311 Україна, МПК В66С 23/84 Спосіб ремонту опорно-поворотних кругів баштових кванів / Г.В. Заяць, Л.М. Волчок , Н.О. Руднев, А.В.Революк // Заявл. 27.03.06, опубл. 15.11.06. Бюл. № 11.
108. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П.Яковлев, В.В.Матвеев //-Киев. Наук. Думка, 1988. - 736с.
109. Пенегин С.В. Контактная прочность и сопротивление кочению /С.В. Пенегин // - М.: Машгиз, 1969. - 242 с.
110. Пискунов В.Г. Расчет крановых конструкций методом конечных элементов / В.Г.Пискунов, И.М.Борзун, А.С.Городецкий и др. // -- М.: Машиностроение, 1991.--240 с.

111. Поляков В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский // – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.
112. Решетов Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев // - М.: Высшая школа, 1988. - 238с.
113. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов //– М.: Машиностроение, 1989. – 496с.
114. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов. Справочник. / Под общ. ред. д.т.н. В.И. Мяченкова//--М.: Машиностроение. 1989. – 520 с.
115. Расчеты крановых механизмов и их деталей (ВНИИПТМаш), - М.: Машиностроение, 1971. – 495 с.
116. РД22-166-86. Руководящий нормативный документ. Краны башенные строительные. Нормы расчета, 1986. - 72с.
117. Семенюк В.Ф. Спосіб захисту кранів від перевантаження / В.Ф. Семенюк, С.Ю. Тихонов// Підъемно-транспортная техника, № 2, 2002. – С. 17-21.
118. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович// – М.: Машиностроение, 1975. – 448с.
119. Selena calculation system/ Режим доступа [http : // www.info@selenacom](http://www.info@selenacom); [http; // www. selena/selena-gl.htm](http://www.selena/selena-gl.htm).
120. SELENA. Расчет строительных и машиностроительных конструкций на прочность, устойчивость, колебания. Руководство пользователя .:Selena Vos Ltd, 2003.--290с. Режим доступа: [http://www. info@selenasys.com](http://www.info@selenasys.com).
121. Сологуб Б.В. Спроможність оптимізації величини сил затягування болтових з'єднань ОПП автокранів/ Б.В.Сологуб, В.В. Федик //– Львів. Вісник НУЛП. «Динаміка, міцність та проектування машин і приладів» №788, 2014. – С. 56-60.

122. Справочник по кранам / Под ред. А. И. Дукельского. 2-е изд., Т. - 2, -Л.:1971 — 1973 — 304с.
123. Суглобов В.В. Повышение эксплуатационной надежности механизмов поворота и шарнирных соединений стреловых систем порталных кранов / В.В. Суглобов, В.А. Михеев, Е.В. Ляхов и др. //Подъемно-транспортная техника, № 2, 2009. – С. 59-63.
124. Стрілець В. М. Дослідження нових конструкцій торцевих ущільнень /В.М. Стрілець, І.О. Похильчук // – Львів, машинознавство, №9, 2004. С.32 – 41.
125. Ткачук Н.А. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов /Н.А. Ткачук, Н.Н. Ткачук, И.Я. Мовшович и др.// - М.: ООО Тисо Принт,2014, № 3. – С. 3-10.
126. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: дис. канд. техн. наук: спец. 05.02.09. -Харков, 2011. - 203с.
127. Ткачук Н.А. Конечно – элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания / Н.А. Ткачук, Г.Д. Грищенко, А.Д. Чепурной, і др. // Механіка та машинобудування. – 2006. - №1. – С. 57- 79.
128. ТУ У 29.2-21674530- 015-2006. Механизмы грузоподъемных кранов. Ремонт. Технические условия, 2006.- 102с.
129. Тимошенко С.П. Теория упругости / С.П.Тимошенко, Дж. Гудьер. Под ред. Г.С. Шапиро // - М. Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1979. - 560с.
130. Федик В.В. Геометрическое скольжение в опорно-поворотном устройстве автокрана/ В.В. Федик, В.О. Малащенко, В.Ф. Семенюк, Б.Т. Матвій // – Москва. Міжнародний інженерний журнал «Приводи і компоненти машин», № 2, 2015. – С. 7-10.

131. Федик В.В. Напружений стан елементів роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів / В.В. Федик, В.О. Малащенко // –Одеса. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка», № 1, 2015. – С.23-31.

132. Федик В.В. Спосіб автоматичного регулювання зусилля затягування нарізевих з'єднань опорно-поворотних пристроїв автокранів / В.В. Федик // - Одеса. Науково-технічний та виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка», № 2, 2015. – С. 76-81.

133. Федик В.В. Ефективність застосування модифікованих роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів / В.В. Федик, В.О. Малащенко // – Київ. Тези доповіді II Міжнародної науково-технічної конференції «Енергоощадні машини і технології», 29.09 – 1.10.2015.

134. Шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства строительных кранов /Сборник статей/. -М.-1962.- 102с.

135. David V. Hutton. Fundamentals of Finite Element Analysis/ V. David // – McCrow-Hills Companies 2004/ - 494 с.

136. Dudita F. Optimizarea structurala a mecanismelor / F. Dudita, D. Diagonescu // Editura Technica. Bucurest, 1967. – 292s.

137. Homisin J. Contribution to a static optimalization of torsionally oscillating mechanical systems / J. Homisin//. The shock and vibration digest, 28/6, 1996, USA.

138. Homisin J. Dominantny vplyv plynneh media na zmenu charakteristickych vlastnosti pneumatickeho ladica / J. Homisin M. Jurco // Inzenyrska mechanika, Brno 1997, CR. с.1.

139. Karelin V.S. The structure of a gear-and-lever mechanisms / V.S. Karelin // – Vol. III. – Bucharest. – 1989. P.p. 207-214.

140. Miller S. Układy kinematyczne. Podstawy Projektowania. WNT. Warszawa, 1988. – 316 s.

141. Matthias K. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин / М. Шефлер, Г. Пайер, Ф. Курт // пер. с нем. - М.: Машиностроение, 1980. - 225с.

142. Rothe Erde. Slewing Bearing. 2005- 170с. - Режим доступа; E-mail mjheerde a thyssenkupp.com Internet www rotheerde com. ua.

143. Wozniak J. Einfl von Steifigkeitssprungen im Stahlkonstruktionen fordertechnischer Gerate auf die Lastverteilungen in Gro walylagern / J. Wozniak // Dt. Hebeund Fordertechnik. - 1986. - Vol. 32. -N 3.- S.32- 38.

144. Хом'як Р.І. Опора поворотна. Геометричний синтез/ Р.І. Хом'як // – Одеса, “Подъемные сооружения. Специальная техника”, №3, 2003 – С. 12-13.

145. Шефлер М. Грузоподъемные краны/М. Шефлер, Х. Дрессиг, Ф. Курт // перв. с нем., кн. 2. - М.: Машиностроение, 1981. -287 с.

146. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное проектирование в инженерной практике – СПб : БХВ / А.А. Алямовский // – Петербург , 2008.
– 1040 с.

147. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. / А.А. Алямовский// -- М.: ДМК Пресс, 2011. 464 с.

148. COSMOSWorks Online Users Guid. Stracnural Research and Analysis Corporation, USA, 2006.

149. Volmer I. Getriebetechnik.VEB. Verlag Technik. Aerlin, 1969. – 351 s.

150. ДСТУ 2278-93. Муфти механічні. Терміни та визначення.

ДОДАТКИ

1. Патент на корисну модель № 79333 В66С 23/84 Опорно-поворотний пристрій /Малащенко В.О., Гелетій В.М., Федик В.В. (Україна). 25.04.2013. Бюл. № 8. - 6 с.
2. Патент на корисну модель № 93546 «Запобіжна муфта» u201403475 / Малащенко В.О., Федик В.В., (Україна). 10.10.2014. Бюл. №19. - 6 с.
3. Патент на корисну модель №100526. Заявка № u 2015 01758. Запобіжна муфта. МПК F 16 В 43/00. / Малащенко В.О., Федик В.В., (Україна). 27.07.2015. Бюл. № 14. – 7 с.
4. Акт впровадження на ПАТ « Дрогобицькому заводі автомобільних кранів ».
5. Акт впровадження в навчальний процес на кафедрі деталей машин Національного університету« Львівська політехніка ».





УКРАЇНА

(19) UA (11) 79333 (13) U

(51) МПК

B66C 23/84 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

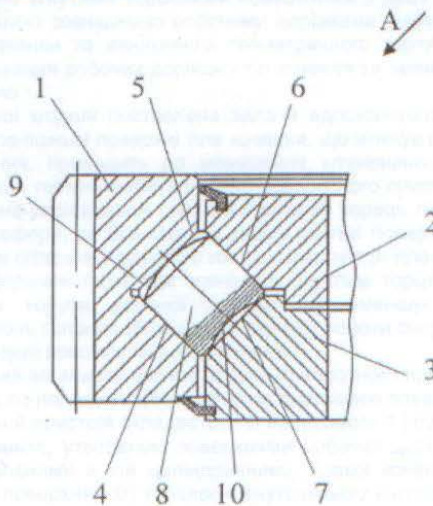
(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2012 08868	(72) Винахідник(и): Малашенко Володимир Олександрович (UA), Гелетій Володимир Миколайович (UA), Федик Василь Володимирович (UA)
(22) Дата подання заявки: 18.07.2012	(73) Власник(и): НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА", вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.04.2013	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.04.2013, Бюл.№ 8	

(54) ОПОРНО-ПОВОРОТНИЙ ПРИСТРІЙ

(57) Реферат:

Опорно-поворотний пристрій містить нерухоме і рухоме кільця з кільцевою порожниною, утвореною робочими біговими доріжками, і встановлені в них тіла кочення зі сферично угнутими торцевими поверхнями з двох сторін, що контактують з розташованими напроти них поверхнями робочих бігових доріжок прямолінійного профілю. Зовнішній торець тіла кочення виконано сферично опуклим з радіусом сфери, не більшим за радіус угнутої поверхні робочої бігової доріжки, що розташована напроти сферично опуклого зовнішнього торця тіла кочення.



Фиг. 1

UA 79333 U

(11) 79333

(72) Відділення
 Національного університету
 «Львівська політехніка»
 Львівська область, м. Львів,
 вул. Св. Юрія, 15 м. А/ів.
 79003, UA

Пронумеровано, прошито металевими
 люверсами та скріплено печаткою
 2 арк.
 25.04.2013

Уповноважена особа



(підпис)







ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **93546** (13) **U**
(51) МПК (2014.01)
F16D 43/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2014 03475**

(22) Дата подання заявки: **04.04.2014**

(24) Дата, з якої є чинними
права на корисну
модель: **10.10.2014**

(46) Публікація відомостей
про видачу патенту: **10.10.2014, Бюл.№ 19**

(72) Винахідник(и):

**Малащенко Володимир Олександрович (UA),
Федик Василь Володимирович (UA)**

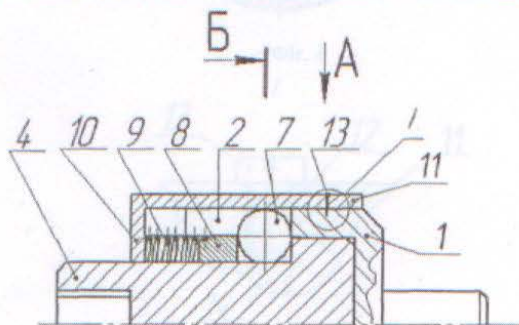
(73) Власник(и):

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
"ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА",
вул. Ст. Бандери, 12, м. Львів, 79013 (UA)**

(54) ЗАПОБІЖНА МУФТА

(57) Реферат:

Запобіжна муфта містить ведучу і ведену півмуфти з взаємообертними пазами, кульки, що контактують з робочими поверхнями пазів, і стакан, який внутрішньою поверхнею циліндричної частини контактує з зовнішньою поверхнею ведучої півмуфти. На веденій півмуфті встановлено натискний диск та притиску пружину. На циліндричній частині стакана виконаний наскрізний похилий паз, а ведуча півмуфта виконана з нарізним гніздом, у який вставлено стопорний гвинт.



Фиг. 1

UA 93546 U

(11) 93546

Пронумеровано, прошиито металевими
люверсами та скріплено печаткою
2 арк.

10.10.2014

Уповноважена особа



(підпис)



(11) 100526

Пронумеровано, прошито металевими
люверсами та скріплено печаткою
2 арк.
27.07.2015

Уповноважена особа



(підпис)

«ЗАТВЕРДЖУЮ»



Директор ПАТ ДЗАК
Якимів М.В.

2015 р.

АКТ

Впровадження основних результатів дисертаційної роботи аспіранта без відриву від виробництва кафедри “Деталі машин” Федика Василя Володимировича на тему “Вплив геометричних параметрів на навантажувальну здатність опорно-поворотних пристроїв автокранів”

Даним актом підтверджується те, що розроблені аспірантом без відриву від виробництва Федиком В.В. під керівництвом д.т.н., професора Малащенка В.О. методичні рекомендації “З розрахунків, виготовлення та застосування у техніці опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами” передано у ПАТ «ДЗАК» для перевірки з метою вивчення можливостей впровадження у виробництві після виготовлення і повного дослідження промислового зразка пристрою.

Модель наведеної конструкції нового опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами кранів і метод визначення моменту тертя в робочій його зоні експериментально досліджувались в лабораторних умовах кафедри деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”. Результати досліджень підтвердили їх безвідмовне функціонування та підтвердили ефективність застосування модифікованих роликів.

Розроблені рекомендації передані у ПАТ Дрогобицький завод автомобільних кранів для перевірки навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою, яка є визначальним його чинником.

Начальник конструкторського відділу
Головний технолог
Розробник, аспірант

Сов”як Р.Я.
Пакош Т.Я.
Федик В.В.



ЗАТВЕРДЖУЮ»

Проректор з

науково-педагогічної роботи

Національного університету

«Львівська політехніка»

Давидчак О.Р.

» жовтень 2015р.

АКТ

про впровадження результатів дисертації аспіранта без відриву від виробництва Федика В.В. «Вплив геометричних параметрів на навантажувальну здатність опорно-поворотних пристроїв автокранів», науковий керівник доктор технічних наук, професор Малащенко В.О.

Актом підтверджується те, що окремі результати дисертаційної роботи аспіранта без відриву від виробництва Федика В.В. на тему: «Вплив геометричних параметрів на навантажувальну здатність опорно-поворотних пристроїв автокранів», які увійшли до методичної розробки та інструкції з лабораторної роботи з дисциплін «Деталі машин», «Основи конструювання» і «Прикладна механіка» впроваджені в навчальний процес на кафедрі деталей машин Національного університету «Львівська політехніка». Розроблено, виготовлено в металі лабораторну установку з визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою кранів передано кафедрі деталей машин. Окремі результати досліджень стосовно методу визначення геометричного тертя на торцях роликів використовуються під час читання лекцій, проведення практичних занять з дисципліни «Деталі машин» для студентів механічних спеціальностей.

Доктор технічних наук, професор
кафедри «Деталі машин»
Національного університету
«Львівська політехніка»

В.О. Малащенко

Секретар кафедри «Деталі машин»
Національного університету
«Львівська політехніка»
старший викладач

Я.Я. Данило

Провідний спеціаліст кафедри
«Деталі машин» Національного
університету «Львівська політехніка»

О.В. Ященко

421-85

