

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ „ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

ФЕДИК ВАСИЛЬ ВОЛОДИМИРОВИЧ



УДК 621.825.(075.8)

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

Спеціальність 05.02.02 – машинознавство

Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Львів – 2016

Дисертація на правах рукопису.

Роботу виконано в Національному університеті „Львівська політехніка” Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор  
**Малащенко Володимир Олександрович**,  
Національний університет „Львівська політехніка”  
професор кафедри „Деталі машин”.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Ткачук Микола Анатолійович**  
Національний технічний університет  
„Харківський політехнічний інститут”,  
завідувач кафедри теорії і систем автоматичного  
проекування механізмів і машин;

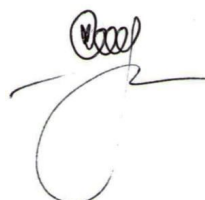
кандидат технічних наук, доцент  
**Стрілець Володимир Миколайович**  
Національний університет водного господарства  
та природокористування, професор кафедри  
теоретичної механіки, інженерної графіки та  
машинознавства, заслужений винахідник України.

Захист відбудеться 26 лютого 2016 р. о 15<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті „Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів, вул. Ст. Бандери, 12, навчальний корпус 14, ауд. 61.

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Національного університету „Львівська політехніка” за адресою: 79013, м. Львів, вул. професорська, 1.

Автореферат розісланий 26 січня 2016 р.

Вчений секретар спеціалізованої  
вченої ради Д 35.052.06  
к.т.н., доцент



Ю.П. Шоловій

## **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, навантажувальної здатності, підвищення надійності роботи тощо. Аналізуючи сучасний технічний стан можна наголосити на тому, що машинний парк країни не у повній мірі відповідає нагайним вимогам технічного розвитку. Особливо це стосується основних деталей кранобудування та експлуатації автомобільних кранів.

Ця проблема підтверджується також даними Держгорпромнагляду, де наведено, що на початок 2014 року в Україні експлуатувалось понад 55 тисяч різноманітних кранів, які обладнані опорно-поворотними пристроями. Однак, із цієї кількості близько 80% кранів мають значні перебільшення терміну експлуатації, тобто набули такого стану, при якому необхідно 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 продукції машинобудування. На придбання її за кордоном також надії мало тому, що автокрани відомих виробників світу є дорогими для країни, а ті, що можна придбати дешевше, приміром, автокрани китайських виробників мають відносно малу довговічність і велику кількість конструктивних недоліків, які приводять до зверх нормативних простоїв. Такий стан парку технічних засобів підштовхує інтенсивний розвиток і покращення цієї галузі машинобудування на Україні, першою чергою мобільних автокранів.

Важливою частиною цих технічних засобів є опорно-поворотних пристроїв, які часто лімітують термін функціонування всієї машини. Покращення експлуатаційних характеристик опорно-поворотних пристроїв застосуванням модифікованих тіл кочення є вельми актуальною задачею, розв'язок якої уможливорює зменшення тертя в робочій зоні та підвищення навантажувальної їх здатності. Наведене у сукупності визначає актуальність дисертаційної роботи.

**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 як виконавець приймав участь у госпдоговорних роботах: „Дослідження кінематичних параметрів та навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою (ОПП) автокранів”, НДДКР № 0384; „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 тіл кочення. Для досягнення цієї мети в дисертації поставлено такі основні наукові завдання:

- провести порівняльний аналіз результатів досліджень процесів 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 торців роликів і величиною швидкостей їх ковзання;
- розробити ефективну форму роликів для зменшення їх торцевого геометричного ковзання відносно поверхонь бігових доріжок зубчастого вінця та півобойм сусідніх тіл кочення;
- запропонувати аналітичні вирази для визначення навантажувальної здатності основних деталей 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 пристроях автокранів з традиційними і модифікованими роликками;
- розробити алгоритм, устаткування і провести експериментальні дослідження з підтвердження ефективності застосування модифікованих тіл кочення в опорно-поворотних пристроях автокранів з перехресним розташуванням роликів.

**Об'єкт дослідження** – кінематичні та навантажувальні процеси в опорно-поворотних пристроях автокранів з традиційними і модифікованими тілами кочення.

**Предмет дослідження** - кінематичні параметри та навантажувальна здатність, що визначають ефективність роботи опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликками.

**Методи досліджень.** Теоретичні дослідження процесу функціонування опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими роликками виконані з використанням основних положень і методів теоретичної механіки, теорії тертя, опору матеріалів, деталей машин та методу скінчених елементів. Експериментальні дослідження проведено на розробленій і виготовленій дослідній установці з застосуванням традиційних і модифікованих роликів та можливістю зміни величин вилиту стріли і навантаження моделі. Ефективність застосування нової конструкції опорно-поворотного пристрою доведено порівнянням отриманих величин моментів тертя для традиційних і запропонованих форм тіл кочення.

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у тому, що: *вперше запропоновано* аналітичні вирази для визначення швидкостей ковзання роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів з урахуванням їх торцевого геометричного тертя; *розроблено* нові розрахункові схеми для проведення силового аналізу опорно-поворотних пристроїв автокранів з визначенням закономірностей розподілу зовнішнього навантаження між тілами кочення;

методом скінчених елементів *отримано графічні закономірності* розподілу контактних напружень на торцях і за довжиною традиційних та модифікованих роликів, що дозволило встановити реальний напружено-деформований стан опорно-поворотних пристроїв автокранів; *вперше обґрунтовано* алгоритм та методику експериментального визначення моментів опору в опорно-поворотних пристроях з традиційними і модифікованими роликів та за результатами дослідів підтверджено ефективність застосування запатентованих їхніх конструкцій.

**Практичні значення отриманих результатів.** На основі теоретичних розрахунків і експериментальних досліджень розроблені конструкції та методики кінематико-силового аналізу і напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв автокранів з традиційними і модифікованими тілами кочення, що уможливорює прогнозування навантажувальної їх здатності 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 і можуть бути впроваджені у виробництво.

Отримані аналітичні вирази мають практичну цінність, що полягає в їх використанні під час проектування та експлуатації нових опорно-поворотних пристроїв, що мають кут нахилу осей роликів до загальної осі обертання рухомої частини автокранів, рівним  $45^{\circ}$ . Розроблена, виготовлена та апробована дослідна установка дає можливість практично підтверджувати ефективність застосування модифікованих тіл кочення тим, що вони сприяють зменшенню майже в 2 рази величини початкової рушійної сили поворотної частини автокранів внаслідок усунення торцевого геометричного тертя.

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 бакалаврів з: „Машинобудування”; „Інженерна механіка” та інших споріднених механічних спеціальностей.

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 автокрановий завод” м. Дрогобич.

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

Одноосібна робота [17] підготовлена і опублікована самостійно. У спільних публікаціях автору належить: [1,10-12, 15] – розроблено нові способи та обладнання для рівномірного стискання елементів опорно-поворотного

пристрою автокранів; [4-7,14,16] – складені розрахункові схеми, виведені математичні залежності для напружено-деформованого стану та проведено його аналіз контактних напружень; [2,3,13] – складені розрахункові схеми та виконано кількісний аналіз причин втрат енергії на тертя; [8,9,18] – розроблена розрахункова схема і запропонована методика розрахунків кінематичних параметрів, що впливають на геометричне тертя на торцях роликів; [20,23-25] – розроблено нові конструкції пристроїв, методики та способи рівномірного затягування елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів під час їх складання; [19,21] – складені розрахункові схеми, виведені математичні залежності та проведено комп'ютерний аналіз міцності роликів; [22,26] – проведено аналіз кінематичних параметрів роликів опорно-поворотних пристроїв автокранів; [27-29] – патенти України, де частка 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, 3-й і 4-й Міжнародних конференціях "Теорія і практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій". - Львів, 2010, 2012, 2014 рр; на науковому семінарі ПТМ – Тернопіль, 26-29.03.12 р; 11-, 12-му Міжнародних симпозіумах українських інженерів - механіків у Львові. 2013, 2015 р; 5-а Міжнародна науково-практична конференція, СЕУТТОО. – Херсон, 2014 р.; 2-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», Львів. 2014; на міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми качества и долговечности зубчатых передач, редукторов, их деталей и узлов». - Одеса. 2014, 2015 рр.; II Міжнародної науково-технічної конференції «Енергоощадні машини і технології», Київ, 29.09 – 1.10.2015 р. У повному обсязі дисертація доповідалась і отримала схвалення на розширеному засіданні кафедри деталей машин з запрошенням вчених і виробників з машинознавства та машинобудування. – Львів, 29 жовтня 2015 р.

**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 зарубіжних виданнях; 3 патенти України на корисну модель; 8 тез доповідей на конференціях і наукових симпозіумах різних рівнів.

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків до розділів і загальних висновків, списку використаних джерел із 150 найменованих, з них 16 іноземною мовою та додатків (актів про впровадження та патентів). Загальний обсяг дисертації становить 138 сторінок, у тому числі 48 рисунків і 5 таблиць.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації, сформульовано мету, завдання, основні положення та викладено наукову новизну, практичне значення отриманих результатів, приведено дані про їхню апробацію, структуру і обсяг роботи.

**У першому розділі** проведено порівняльний аналіз результатів дослідження навантажувальної здатності опорно-поворотних пристроїв кранів на основі вітчизняних і закардоних літературних джерел. Установлено, що вагомий науковий вклад у розвиток 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. Ловейкін, М.Г. Лопаткин, Є.В. Москвяк, В.І. Мяченков, І.І. Назаренко, Л.А. Невзоров, К.Д. Нікітін, А.Н. Орлов, Р.М. Рогатинський, 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 кінематики, статичних, динамічних навантажень, коливних явищ, напружено-деформованого стану 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. Кириченко, М.С. Комаров, І.В. Кузьо, Б.І. Кіндрацький, В.І. Кузьменко, І.В. Луців, 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 стосовно кранобудівництва, залишається проблема довговічності та надійності опорно-поворотних пристроїв автокранів. Це пояснюється практичною відсутністю методу уточненого розрахунку кінематичних параметрів з урахуванням торцевого геометричного тертя роликів по бігових доріжках сусідніх тіл кочення та напружено-деформованого стану контактуючих деталей з урахуванням впливу геометричних параметрів пристрою. Розв'язання цієї задачі є завданням даної дисертаційної роботи, а її актуальність випливає з того, що будь-яка підйомно-транспортна машина є пружною системою, яка схильна до виникнення коливних явищ під час експлуатації, і навіть незначні зміни її параметрів можуть істотно впливати на значення дійсних навантажень та напружено-деформований стан їх елементів.

**У другому розділі** „Кінематико-геометричні залежності в опорно-поворотних пристроях (ОПП) автокранів з роликівими тілами кочення” досліджено вплив форми тіл кочення на кінематичні чинники опорно-поворотних пристроїв з різними кутами їх нахилу до основної осі обертання. Причому особлива увага приділена пристроям, що мають кут нахилу геометричної осі роликів до основної осі обертання  $45^{\circ}$ , спрощена конструкція одного із яких наведено на рис.1, де *a* –загальний вигляд та розрізи *A-A* і *Б-Б*, *б* – схема розташування роликів; 1 - внутрішнє кільце-вінець; 2 - зубчастий вінець; 3 – ролик; 4 і 5 - нижня і верхня півобойми; *B* і *Г* – бігові доріжки роликів.

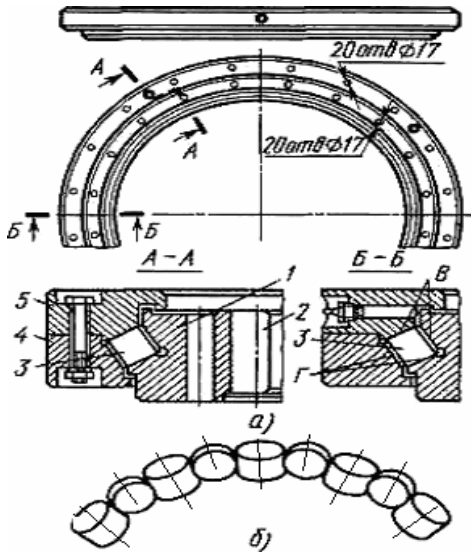


Рис.1. Конструкція опорно-поворотного пристрою з кутом нахилу твірної роликів до осі обертання поворотної рами  $45^\circ$

Особливістю однорядних опорно-поворотних пристроїв є те, що частина роликів, що котяться по доріжках В (рис.1), сприймають спрямовані донизу навантаження, а частина роликів, що котяться по бігових доріжках Г, працюють як захватні, передаючи зусилля від півобойми 4 до кільця 1 та утримують поворотну платформу від перекидання. У розділі визначено: кінематичні параметри процесу кочення та ковзання роликів відносно робочих поверхонь бігових доріжок кілець і вінця опорно-поворотних пристроїв з традиційною формою роликів; аналітичні залежності, що описують швидкості ковзання контактуючих елементів і проведено кількісний їх аналіз; основні чинники, що впливають на величину швидкості ковзання, для уможливлення розробки рекомендацій з покращення режиму функціонування опорно-поворотних пристроїв автомобільних кранів.

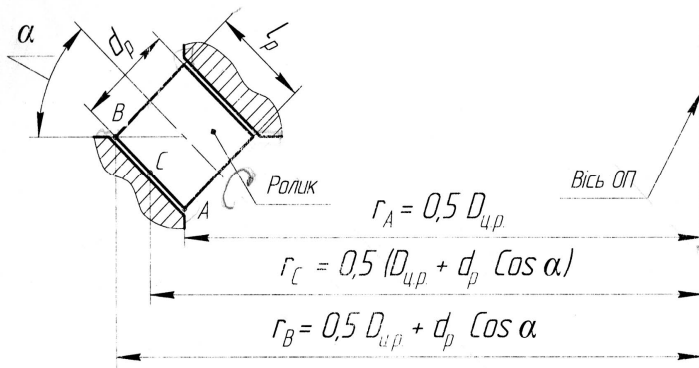


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення швидкостей ковзання роликів відносно власних бігових доріжок

На рис.2 наведено:  $d_p$  - діаметр ролика;  $D_{цр}$  - діаметр кола руху центру ролика;  $\alpha$  - кут нахилу осі ролика;  $v_A, v_B, v_C$  - колові швидкості точок А,С,В, що належать біговій

доріжці. Колові швидкості цих точок, що миттєво належать ролику, є рівними і

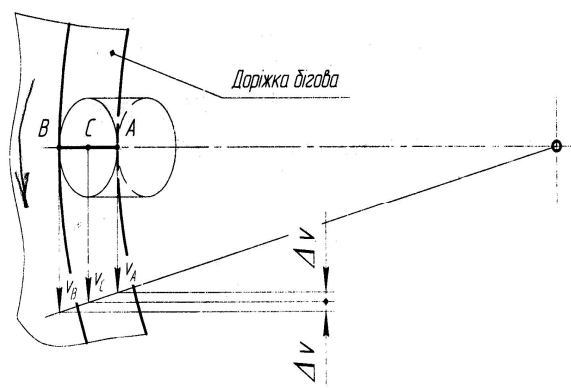
дорівнюють  $v_C$ . На основі відомих результатів і схеми рис. 2, після простих спрощень, записано загальний вигляд геометричних залежностей

$$D_{цр} = (d_p / \operatorname{tg} \beta) \sqrt{1 + (\operatorname{tg} \beta / \sin \alpha)^2}, \quad (1)$$

де  $\beta = \frac{\pi}{n}$  — кутовий крок роликів ( $n$  — кількість тіл кочення).

Після позначення  $k_p = \sqrt{(1 / \operatorname{tg}^2 \beta) + (1 / \sin^2 \alpha)}$  - коефіцієнт

пропорційності, що залежить від кількості тіл кочення і кута нахилу опорно-поворотного пристрою, отримано спрощений вигляд рівняння (1)





$$D_{\text{цр}} = k_p d_p. \quad (2)$$

Швидкість ковзання в точці  $B$  як різницю між миттєвими швидкостями поверхні бігової доріжки та ролика, визначається за виразом

$$v_s = ((r_B / r_c) - 1) v_c, \quad (3)$$

а максимальна величина відносного ковзання дорівнює

$$\delta_p = \frac{v_B - v_c}{v_c} = \frac{d_p \cos \alpha}{D_{\text{цр}} + d_p \cos \alpha}. \quad (4)$$

За отриманими аналітичними виразами (1–4) проведено кількісний аналіз величини діаметру кола центрів роликів і коефіцієнтів відносного ковзання, що характеризують процес спрацювання основних елементів опорно-поворотних пристроїв (табл. 1 і табл. 2).

Таблиця 1. Величини коефіцієнтів пропорційності

Кут нахилу $\alpha$	$d_p$	$n$	Кутовий крок $\beta$	Коефіцієнт $k_p$
$35^0$	30	133	0,00056	43,5132
$55^0$	30	133	0,00055	42,6632
$60^0$	36	134	0,00056	51,2499
$45^0$	30	134	0,00055	42,6690

Таблиця 2. Характеристики геометричного ковзання опорно-поворотних пристроїв

Марка крана	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	36		45	1280,075
КТА-28.01.17.100		1444,918		1,73

Отримані значення величин (табл. 1, табл. 2) не враховують торцевого тертя роликів при їх доторканні до рухомих доріжок сусідніх тіл кочення. Це спонукало провести відповідні уточнення цього явища. Розрахункова схема для такого випадку наведена на рис. 3.

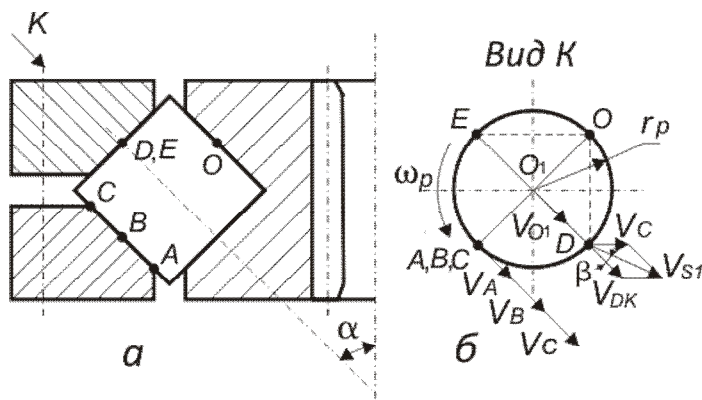


Рис. 3. Розрахункова схема кінематичних залежностей: а – загальний вигляд частини опорно-поворотного пристрою; б – вид  $K$  на зовнішній торець ролика з швидкостями характерних точок

Розрахункову схему доповнимо характерними точками:  $A, B, C, D, E$  і  $O$  (рис. 3). Точка  $O_1$  (рис. 3, б)

вказує на проекцію осі 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.

У разі, коли кут  $\alpha = 45^\circ$ , із рис. 3, б видно, що

$$V_{DK} = V_B \text{ і } \omega_p = V_B / r_p, \quad (5)$$

де  $V_{DK}$  - швидкість точки  $D$ , що належить рухомому кільцю;  $r_p$  - радіус ролика. Абсолютна швидкість точки  $D$ , яка належить ролику

$$V_{Dp} = \omega_p DO = (V_B / r_p)(r_p \sqrt{2}) = \sqrt{2} V_B, \quad (6)$$

де віддаль  $DO = r_p \sqrt{2}$ , решта параметрів наведено на рис. 3.

Сумарна миттєва швидкість точки  $D$  визначається за формулою

$$V_{sI} = \sqrt{V_{Dp}^2 + V_{DK}^2 + 1,4V_{Dp}V_{DK}}. \quad (7)$$

З урахуванням виразів (5) і (6), із рівняння (7) отримаємо, що

$$V_{sI} = 2,24 V_B. \quad (8)$$

Вираз (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 (рис. 4). Тому для виключення цього явища запропоновано модифіковані тіла кочення, які взагалі не контактують з біговою доріжкою сусіднього ролика в точках  $D$ ,  $E$  (рис. 3, б). Вони доторкаються між собою тільки в точці  $O_I$ , де їхні швидкості руху співпадають за напрямком і модулем з  $V_B$ , що і усуває відносне ковзання на торцях роликів.



Рис. 4. Відпрацьовані ролики

Блискучі кільця на поверхнях тіл кочення (рис. 4) наочно підтверджують нерівномірність їх спрацювання та необхідність проведення модифікації форми торцевих поверхонь роликів і враховування контактних напружень у точковому їх доторканні, що і зроблено в даній роботі.

Розроблена конструкція опорно-поворотного пристрою признана новою та видано патент на винахід (патент №79333 України на корисну модель) (рис. 5), де: нерухоме кільце 1 з зубчастим вінцем і рухомих півобойм 2 і 3. Ці деталі мають поверхні робочих доріжок 4, 5, 6 і 7 прямолінійного профілю як у традиційних пристроях, на які спираються ролики 8. Вони відрізняються від традиційних тим, що мають торцеву зовнішню опуклу сферичну поверхню 9 і торцеву внутрішню угнуту сферичну поверхню 10. Ролики обертаються навколо власної геометричної осі 11 біжать по відповідних бігових доріжках.

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.

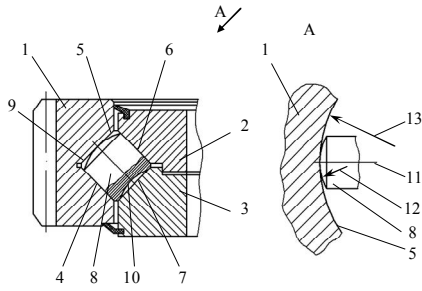


Рис. 5. Принципова конструкція опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликів

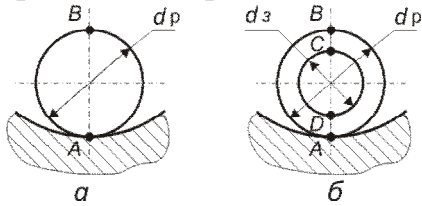


Рис. 6. Види торців традиційного (а) і модифікованого (б) роликів

Принцип роботи запатентованого опорно-поворотного пристрою (рис. 5) відрізняється від відомого лише тим, що тут усувається торцеве ковзання роликів. Зміною форми внутрішніх торців роликів можна отримати зменшення величини геометричного ковзання тіл кочення по внутрішнім біговим доріжкам, які мають опуклі форми (рис. 6, б).

На рис. 6 наведено:  $d_p$  – діаметр ролика;  $d_z$  – діаметр заглиблення;  $AB$  – суцільна лінія контакту торця ролика з опуклою поверхнею кільця сусіднього ролика;  $AD$  і  $BC$  – ділянки лінії контакту ролика із заглибленням з подібною поверхнею.

У третьому розділі проведено дослідження силової взаємодії основних елементів та навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою автокранів. Наведено розрахункові схеми для визначення допустимих навантажень тіл кочення під час затягування з'єднувальних болтів, осьових зовнішніх зусиль та обертальних моментів, які разом характеризують навантажувальну здатність всього пристрою. Запропоновано аналітичний вираз для визначення несучої здатності за максимальним моментом

$$[M] \leq \frac{1}{2 \cdot (D_o + D_o) \cdot Z_o} \cdot \left( (Z_o \cdot [R] + Q) \cdot \sum_{i=1}^{Z_o} (D_o + D_o \cdot \cos \alpha)^2 - Q \cdot (D_o + D_o) \cdot \sum_{i=1}^{Z_o} (D_o + D_o \cdot \cos \alpha) \right), \quad (9)$$

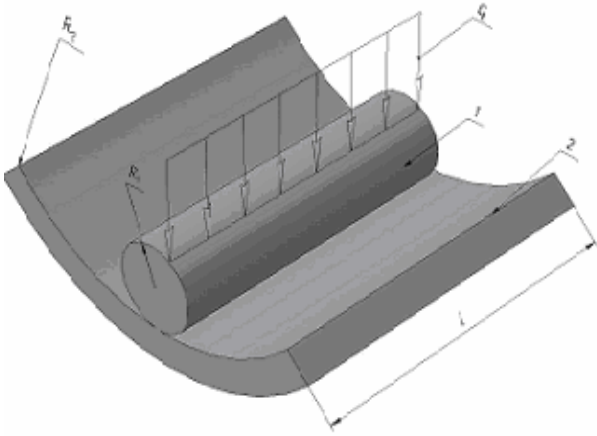
де  $Q$  - осьове зусилля;  $M$  - перевертальний момент;  $[R]$  - допустиме зусилля з'єднувальних болтів;  $Z_o$  - їх кількість;  $D_o$  - діаметр кола розміщення центрів болтів;  $D_o$  - діаметр зовнішнього кола;  $\alpha_i = \frac{2 \cdot \pi}{Z_p} \cdot (i - 1)$  - кутова координата центру болтів,  $i = 1, \dots, Z_o$ .

Після прикладання осьового зусилля навантаження з'єднувальних болтів зменшується і дорівнює

$$[R] = R_{M_{\max}} - Q / Z_p,$$

де  $Z_p$  - кількість роликів;  $R_{M_{\max}}$  - максимальна реакція від перевертального моменту.

Тут розглянута також навантажувальна здатність за контактним напруженням елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів. На основі класичної теорії міцності Герца-Беляєва розрахункова схема приймає вигляд, що на рис. 7. Беручи до уваги, що  $l_p = d_p = 2R_1$ , умова міцності матиме такий загальний вигляд



$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{FE}{d_p} \frac{R_2 - R_1}{R_1 R_2}} \leq [\sigma]_H, \quad (10)$$

де  $F = R_{M \max} + Q/Z_p$  - 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.

Після урахування, що  $d_p = 2R_1$ , умова міцності набуває вигляду

*Рис. 7. Базова розрахункова схема*

$$\sigma_H = 0,296 \sqrt{\frac{FE}{R_1} \frac{R_2 - R_1}{R_2 R_1}} \leq [\sigma]_H. \quad (11)$$

Умови (10) і (11) справедливі у разі сталевих роликів і кілець опорно-поворотних пристроїв із наближених марок сталей, тобто коли приймаються однакові модулі пружності та коефіцієнти Пуассона. Більше того (11) має практичне значення, наприклад, для типу опори КС- 4574.17.100 з  $D_{\text{цр}} = 1278$  мм,  $R_1 = 15$  мм;  $\kappa = D_{\text{цр}} / (2R_1 \sin 45^\circ)$  і якщо  $R_2 = D_{\text{цр}} / (2 \sin 45^\circ)$ ,  $\alpha = 45^\circ$ , то із (11) отримується емпірична залежність вигляду

$$\sigma_H = 8,754 \sqrt{F} \leq [\sigma]_H, \quad (12)$$

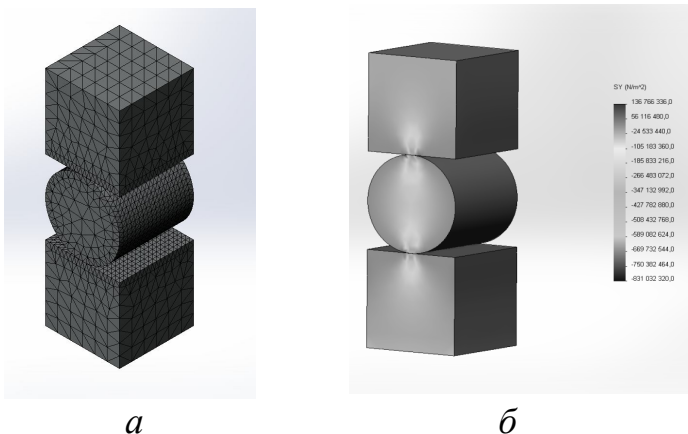
а для допустимого зусилля такий вигляд

$$[F] = [\sigma]_H / \sqrt{76,632} \quad (13)$$

Вирази (12) і (13) мають суттєве практичне значення, тобто вони уможливають на стадії проектування встановити попередні значення робочих контактних напружень чи допустимих навантажень тіл кочення опорно-поворотного пристрою.

Для повнішого дослідження навантажувальної здатності цього пристрою проведено теоретично та методом скінчених елементів кількісний аналіз напружено-деформованого стану в робочій його зоні з традиційними та модифікованими роликами. Для цього використано програмний продукт

CosmosWorks, який є інтегрованим в середовище проектування SolidWorks. 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

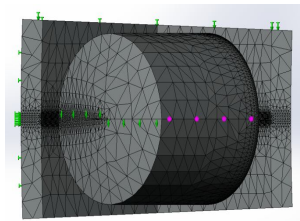
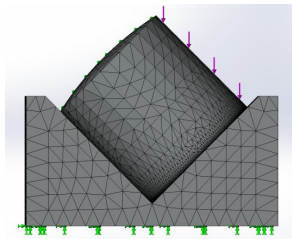


*Рис. 8. Кінцево-елементна модель контактної взаємодії ролика з поверхнями кочення*

доторкання торцями до поверхонь бігових доріжок сусідніх тіл кочення (рис. 8).

Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів і вивчення 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 також підтверджується практикою внаслідок появи у цій зоні мікротріщин, які через певний час переростають у макротріщини. Такі явища руйнування тіл кочення є достатньо частими у однорядних опорно-поворотних пристроях з перехресним розміщенням роликів. Це і спонукало проведення аналізу напружено-деформованого стану модифікованих роликів.

Твердотільна модель модифікованого ролика з фрагментом кільця опорно-поворотного пристрою наведена на рис. 9. 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 цим же принципом, що і у попередній моделі.



Визначено закономірність зміни контактних напружень на бічній нижній поверхні циліндра (рис. 10, а), внутрішній бічній верхній поверхні (рис. 10, в), на торці ролика (рис. 10, б).

Рис. 9. Розрахункова модель модифікованого ролика

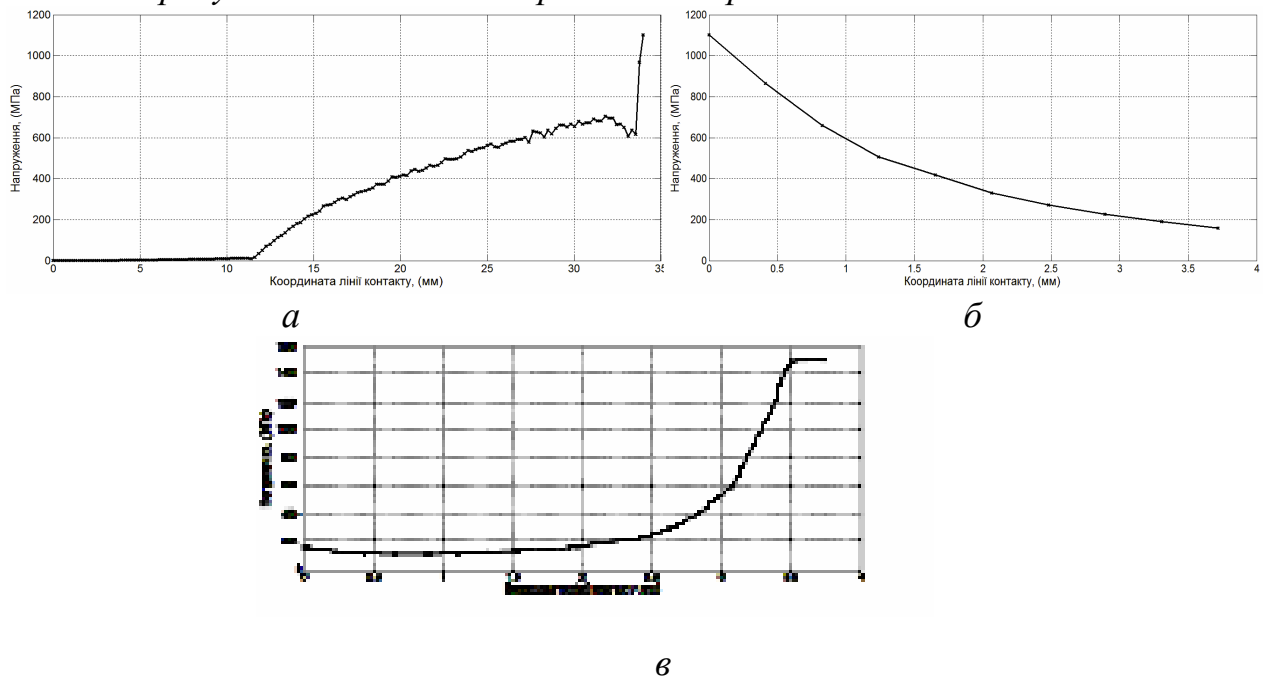


Рис. 10. Контактні напруження на трьох ділянках ролика

Із рис. 10 видно, що на нижньому торці ролика присутній концентратор напружень (крайовий ефект, де контактні напруження дещо перевищують



1400 МПа), що підтверджує достовірність отриманих результатів, які задовільно збігаються з положеннями класичної теорії міцності. Розв'язано також актуальну задачу стосовно розподілення напруження між модифікованими роликами, за їх довжиною та з врахуванням геометрії і податливості кілець.

У цьому разі твердотільна модель (а) і векторна діаграма контактної тиску (б) наведена на рис. 11.

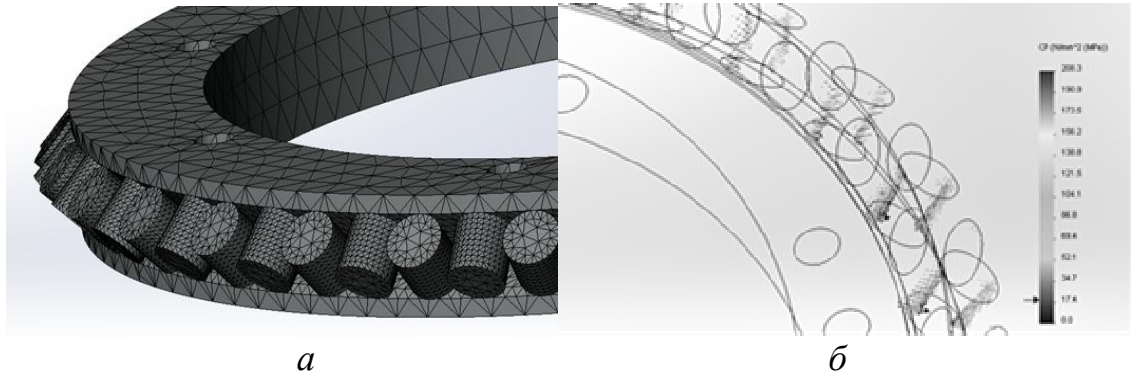


Рис. 11. Кінцево-елементна модель контактної взаємодії роликів з поверхнями кочення із нерівномірною сіткою (а) і векторна діаграма контактної тиску (б)

Дослідженням підтверджено теоретичні положення стосовно того, що навантаження на роликах розподілені нерівномірно (рис. 11). Як і слід було очікувати, максимуми навантажень припадають на 3 – 4 ролики, що розташовані під навантаженою стрілою крана. Причому, на одному боці осі пристрою ролики сприймають як силу реакції так і момент, а на іншому – тільки момент.

Зондуванням отриманих значень контактних напружень побудовано графіки їх зміни за довжиною контактної лінії модифікованого ролика, які наведено на рис. 12.

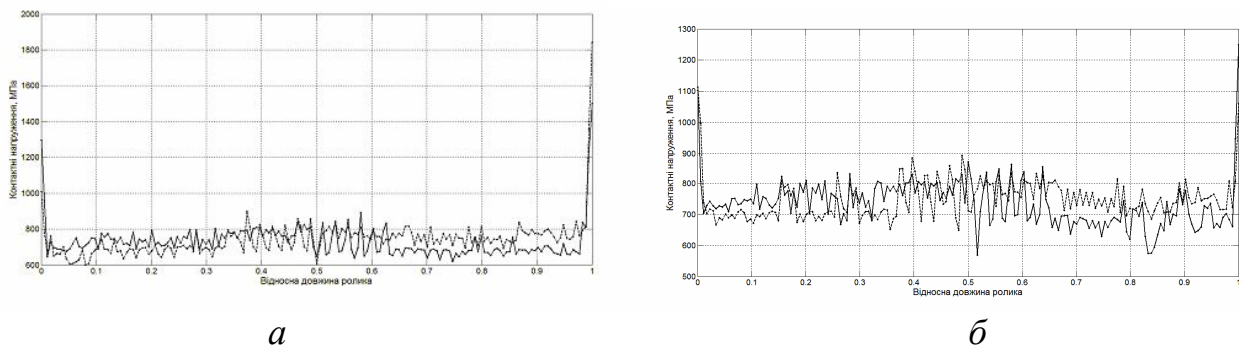


Рис. 12. Закономірності зміни контактних напружень за довжиною модифікованого (а) і традиційного (б) роликів

Із графіків видно, що в традиційному роликів вплив крайового ефекту (виникнення концентрації контактних напружень) майже симетричний. Їхня різниця вимірюється близько 50 МПа. Відносна величина крайового ефекту на модифікованому роликів:

- 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 виявлена різниця на 5%, причому угнута сторона модифікованого ролика дещо знижує величину крайових напружень, а опукла – їх не значно підвищує.

Для порівняння отриманих результатів аналітично визначена усереднена величина контактної напруженості - 760 МПа, а його значення на торцях ролика на зовнішньому – 1400 МПа, на внутрішньому – 1710 МПа. Крайовий ефект на зовнішньому торці ролика становить  $1400 - 760 = 640$  МПа, а на внутрішньому –  $1710 - 760 = 950$  МПа, тобто дещо різняться їх величини, що пояснюється різною формою цих ділянок роликів.

Проведено також кількісний аналіз зміни контактних напружень модифікованих роликів з урахуванням точкового їх доторкання між собою. Отримані результати наведено на рис. 13.

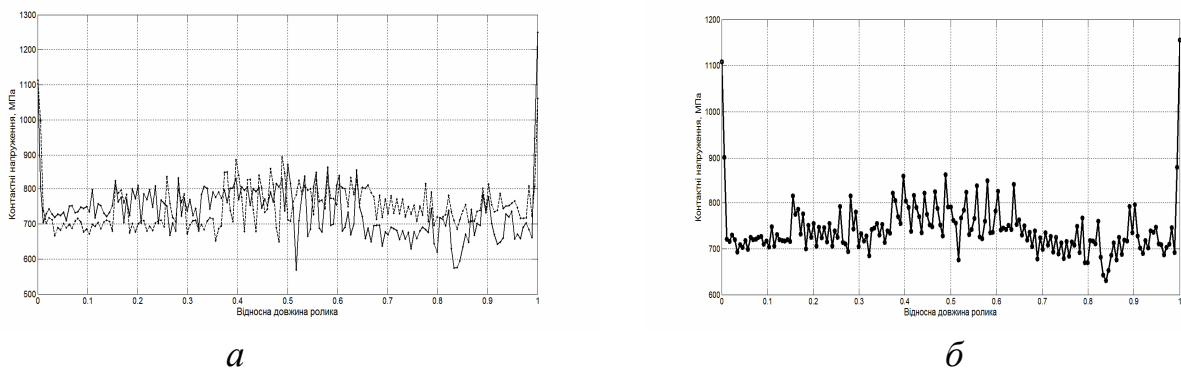


Рис. 13. Закономірності зміни контактних напружень у зоні точкового доторкання роликів

На графіках видно, що біля точки доторкання перехрещуваних роликів (це має місце біля їхніх середніх значень довжин) контактні напруження збільшуються близько 100 МПа (рис. 13), що підтверджується кільцевим спрацюванням роликів (див. рис. 4) після навіть проектного строку функціонування, що необхідно враховувати на етапі проектування опорно-поворотних пристроїв автокранів.

Комп'ютерним моделюванням виявлено також цікаве явище, що полягає в виникненні максимальних контактних напружень не на центральній лінії доторкання, а на деякому віддаленні від неї. Таке твердження базується на отриманих і багаторазово перевірених результатах (рис.14), де максимальне теоретичне напруження дорівнює 840 МПа, а дослідні: для традиційних роликів – 760 МПа; для модифікованих – 710 МПа. Це також підтверджує ефективність застосування модифікованих тіл кочення, що сприяє збільшенню навантажувальної здатності всього опорно-поворотного пристрою автокранів.

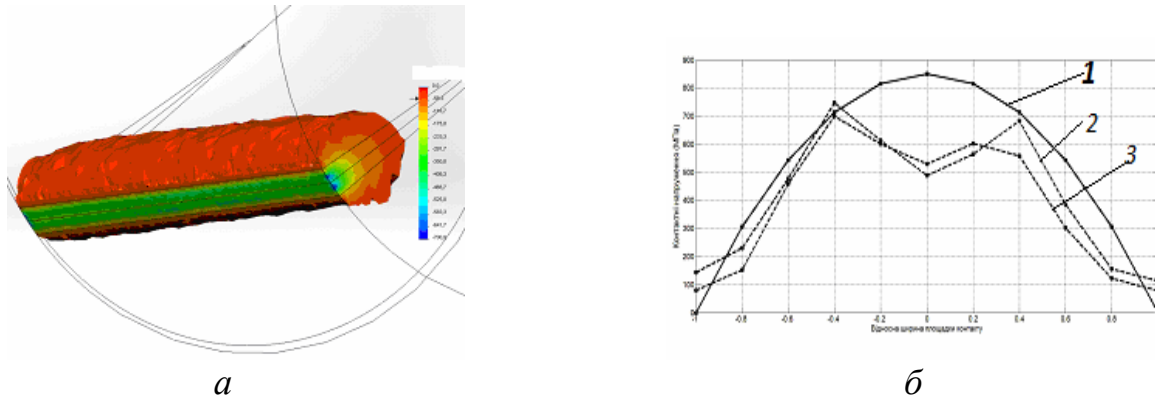


Рис. 14. Закономірності зміни контактних напружень ролика: а – загальний вигляд; б – графічне його представлення

На рис. 14,б наведено: 1 - суцільна лінія описує характер зміни контактних напружень, що визначено теоретично; 2 - пунктирна верхня – дослідна для традиційних, а 3 - нижня крива для модифікованих роликів

У четвертому розділі проведено експериментальні дослідження навантажувальної здатності роликового опорно-поворотного пристрою автокранів визначенням величини його моменту опору. Сформульовані завдання, розроблено методику їх розв'язування та нове обладнання для виконання дослідів. Для доведення ефективності застосування запроєктованого нового пристрою проведено досліди для традиційних і модифікованих роликів з порівнянням отриманих результатів.

Враховуючи складність традиційного опорно-поворотного пристрою та ту обставину, що його нова конструкція відома тільки на рівні патенту, поставлено завдання з розроблення дослідної моделі. При цьому знайдено ефективний розв'язок даного завдання і розроблено універсальну модель опорно-поворотного пристрою. Її універсальність пояснюється тим, що модель допускає пере налагоджування дослідної установки з урахуванням можливостей застосування традиційних і модифікованих роликів. Розроблена дослідна модель опорно-поворотного пристрою наведена на рис.15.

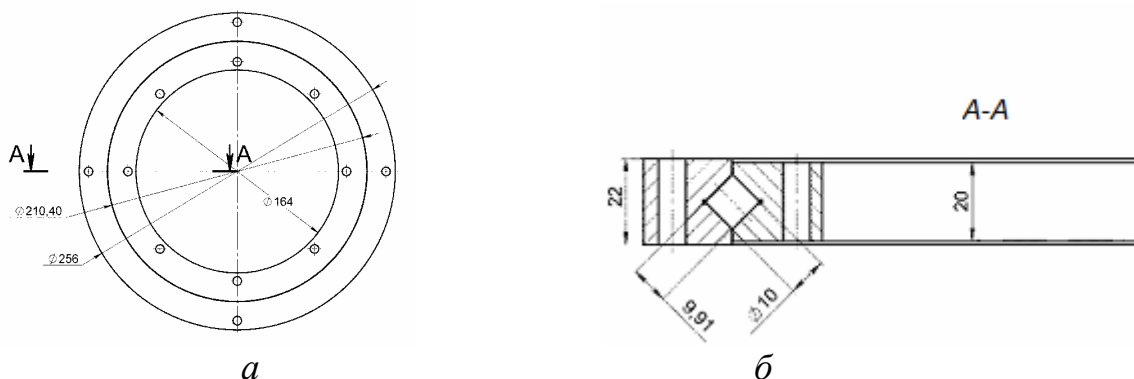


Рис. 15. Загальний вигляд згори на опорно-поворотний пристрій дослідної установки (а), розріз А-А (б)

У якості тіл кочення вдало застосовано ролики стандартного підшипника 2300 середньої серії, що мають діаметр і довжину - 10 мм.

Для отримання модифікованих роликів проведено алмазне шліфування зовнішніх торців стандартних тіл кочення.



Наведений на рис. 15 опорно- поворотний пристрій послугував створенню моделі дослідної установки (рис. 16), що складається із: 1 – стріли з блоками для кріплення вантажу; 2 – рухомої рами з опорно-поворотним пристроєм ; 3 – опорна частина моделі; 4 – отвори для кріплення вимірювального пристрою; 5 – стержень для регулювання кута нахилу стріли.

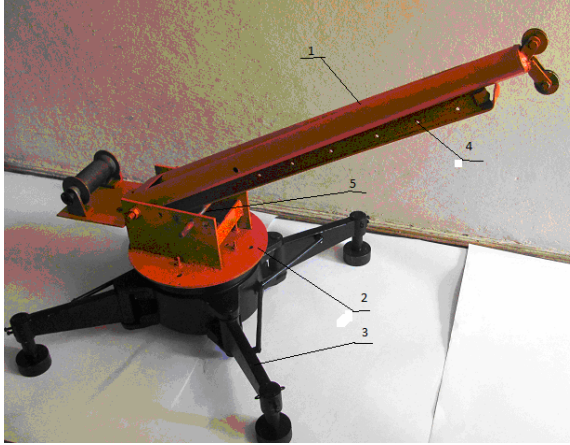


Рис. 16. Загальний вигляд дослідної установки

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 розроблено, запатентовано і апробовано конструкцію обмежувача обертального моменту (рис 17), який автоматично регулює наперед встановлену силу затягування гайок з'єднувальних болтів.

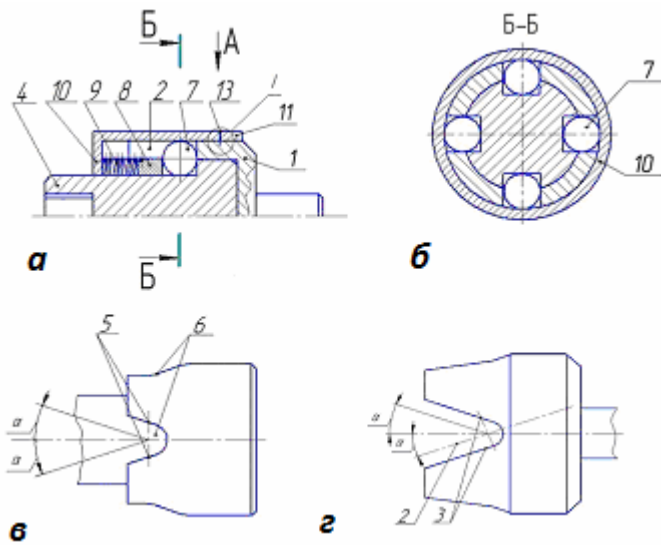
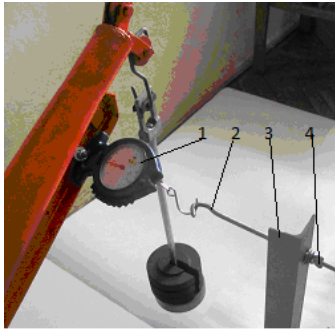


Рис. 17. Конструкція обмежувача обертального моменту: а - загальний вигляд; б - розріз Б-Б; в - фрагмент веденої частини; г - фрагмент ведучої частини

Конструкція цього обмежувача базується на запатентованих відомих кулькових обгінних і запобіжних муфтах. Він складається із двох півмуфт: 1 - ведучої, 4 - веденої.

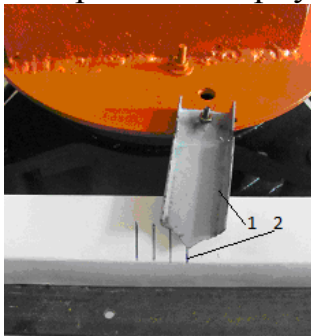
На взаємо обернених циліндричних поверхнях півмуфт 1 і 4 виконано пази 2 і 6, робочі поверхні 3 і 5 яких розташовані так, що утворюють однаковий кут на ведучій і веденій півмуфтах. На веденій півмуфті встановлено натискний диск 8 і притискна пружина 9. Все це встановлено в металевому стаканом 10. У взаємо 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 циліндричної частини стакану 10 та нарізному отворі зовнішньої циліндричної поверхні ведучої півмуфти.

Розроблено та апробовано методику визначення моменту опору опорно-поворотного пристрою на початку руху, яка полягає у вимірюванні початкової рушійної сили, її плеча та розрахунку шуканої величини. Сила визначалась пружинною вагою, а початок руху – за спеціальною шкалою (рис. 18 і рис. 19).



*Рис. 18. Схеми вимірювального пристрою: 1 - пружинна вага; 2 - гвинтовий навантажувач; 3 - опори; 4 - гайка-барашка*

На початку проведено контрольні вимірювання стандартних вантажів пружинною вагою, що установлювались на дослідну модель так, як наведено на рис.18. Стандартні вантажі 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 усунення впливу власної ваги горизонтально розміщеного пристрою на дійсні показники вимірів його корпус нерухомо (жорстко) закріплено до стріли моделі. Для чого виготовлено по-місту спеціальне кріплення.



*Рис.19. Пристрій для фіксування положення моделі має: 1 - стрілку для фіксування початкового положення опорно-поворотного пристрою та 2 - шкалу відліку кількості поділок*

Після навантаження розрахунковим вантажем за допомогою гайки-барашки проведено пробні досліді 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.

Досліді проведено для параметрів: довжина стріли – 850 мм; віддаль між точкою кріплення вимірювального пристрою і віссю обертання опорно-поворотного пристрою – 700 мм; кут нахилу стріли -  $41^{\circ}$ ; розрахована вага корисного вантажу дорівнює 4,856 кг (зусилля – 48, 56 Н).

Під час перших дослідів отримані результати:  $F_p = 35,5; 36,0; 36,5$  Н, тобто середнє значення  $F_p = 36$  Н, а момент опору -  $M_T = 36 \times 0,7 = 25,2$  Н м.

Для перевірки отриманого результату шляхом усунення впливу нерівномірності розподілення навантаження за тілами кочення, допусків на виготовлення деталей і монтажу моделі проведено вимірювання початкової рушійної сили у 5-ті положеннях робочої стріли крана. Під час дослідів використано подібні вихідні параметри, але розрахована вага корисного вантажу дорівнювала 9,85 кг (зусилля – 98, 5 Н) і кутовий крок повороту стріли моделі –  $10^{\circ}$ . Отримані результати зведено до табл. 3.

Таблиця 3. Результати дослідів для опорно-поворотного пристрою з традиційними роликami

Параметри	Початкове положення	Проміжні положення			
		10	20	30	40
Кут повороту, °	0	10	20	30	40
Рушійна сила, Н	54,2	46	41	40,8	36

Середнє значення рушійної сили дорівнює – 43,6 Н і момент опору

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

Для опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликami проведено дослід з подібними вихідними параметрами моделі та режимами. Для першого навантаження отримано результати:  $F_p^l = 19,8; 19,3; 18,8$  Н, тобто середнє значення  $F_p^l = 19,3$  Н, а

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

Отримані результати для корисного навантаження 9,85 кг (зусилля – 98,5 Н) наведені в табл.4.

Таблиця 4. Результати дослідів для опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликami

Параметри	Початкове положення	Проміжні положення			
		10	20	30	40
Кут повороту, °	0	10	20	30	40
Рушійна сила, Н	35	31	25	14	22

Середнє значення рушійної сили дорівнює – 25,4 Н, а момент тертя  $M_T^1 = 25,4 \times 0,7 = 17,78$  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).

Більше того, отримані результати підтверджують те, що зі збільшенням зовнішнього навантаження ефективність застосування модифікованих роликів для опорно-поворотного пристрою автокранів погіршується незначно, а саме при збільшенні зовнішнього навантаження у два рази відношення моментів тертя в опорно-поворотному пристрою з традиційними та модифікованими роликami становить 1,72, тобто зменшується близько 7%.

### ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертації розв'язано актуальну науково-прикладну задачу підвищення ефективності роботи опорно-поворотного пристрою 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 торцьового тертя роликів уточнює дійсну швидкість ковзання, сумарна величина якої зростає майже у 2 рази;

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

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

5. За результатами кількісного аналізу встановлено, що на величину відносного ковзання істотно впливають діаметри роликів, а зміна кута нахилу тіл кочення до геометричної осі опорно-поворотного пристрою на  $5^{\circ}$  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 зміщуються від контактної лінії вбік границь плями контакту, тобто має місце два піки фактичного напруження, значення яких майже на 100 МПа менші за теоретичні, на теоретичній лінії доторкання вони зменшуються майже на 300 МПа. 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 також, що для уточнення навантажувальної здатності опорно-поворотного пристрою автокранів, потрібно враховувати контактні напруження між роликами, які мають точковий контакт, величини яких на 12-17% збільшують дійсні їх значення, що розраховується за відомою формулою Герца.

11. Розроблено методику монтажу та конструкцію обмежувача величини обертального моменту для рівномірного затягування гайок опорно-поворотного пристрою автокранів, на яку отримано 2 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 підтверджує ефективність роботи пристрою та можливості підвищення його навантажувальної здатності. Основні результати дисертації впроваджено: у виробництво ПАТ „Дрогобицький автокрановий завод”; у навчальному процесі кафедри деталей машин Національного університету „Львівська політехніка”.

## **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

### *Статті у наукових періодичних виданнях інших держав:*

1. 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.

2. Малащенко В.А. Усовершенствование опорно-поворотного устройства автокранов и процесса его сборки. / В.О. Малащенко, В.В. Федык, Б.Т. Матвиив // – М.: Международный инженерный журнал «Приводы и компоненты машин», № 5-6, 2014. – С. 10-12.

3. Федик В.В. Геометрическое скольжение в опорно-поворотном устройстве автокрана./ В.В. Федик, В.О. Малащенко, В.Ф. Семенюк, Б.Т. Матвиив // – М.: Міжнародний інженерний журнал «Приводи і компоненти машин», № 2, 2015. – С. 7-10.

### *Статті у фахових наукових виданнях України:*

4. 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 (англійською мовою).

5. Гелетій В. М. Комп’ютерне моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотного пристрою автокранів./ В.М. Гелетій, Я.М. Новіцький, В.В. Федик // – Львів. Вісник НУЛП. «Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні» 2012, № 746. –С 24-27.

6. 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.

7. 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.

8. 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.

9. 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.

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

11. 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.

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

13. Малащенко В.О. Аналіз 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.

14. Малащенко В.О. Аналіз напружено-деформованого стану опорно-поворотних пристроїв автокранів з урахуванням жорсткості опор. / В.О. Малащенко, В.В. Федик, О.В. Ланець // – Харків. Вісник «ХП», 2015. - С. 135-139.

15. 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.

16. 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.

17. 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.

18. 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.

*Тези доповідей та матеріалів конференцій:*

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

20. 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.

21. 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 симпозиум Українських Інженерів–механіків у Львові, тези доповідей, 2015. –С.171.

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

23. Малащенко В.О. Вплив конструктивних параметрів гайковертів на величину обертального 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". 2012.

24. 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

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

26. 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.

*Патенти України на корисну модель:*

27. 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.

28. Патент на корисну модель № 93546 «Запобіжна муфта» u201403475 / Малащенко В.О., Федик В.В., (Україна). 10.10.2014. Бюл. №19. - 6 с.

29. 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.

## АНОТАЦІЯ

**Федик В.В. Вплив геометричних параметрів на навантажувальну здатність опорно-поворотного пристрою автокранів.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – машинознавство. – Національний університет „Львівська політехніка”, Львів, 2016.

Дисертаційна робота присвячена розв’язанню наукової задачі підвищення ефективності функціонування опорно-поворотних пристроїв застосуванням модифікованих роликів і з кутом  $45^0$  нахилу їх геометричних осей до осі повороту рухомої частини крана.

Для розв’язання поставлених завдань проведено кінетостатичний аналіз роботи опорно-поворотних пристроїв, на основі якого виведено аналітичні залежності зміни швидкостей ковзання роликів відносно своїх бігових доріжок без і з урахуванням їх торцевого тертя з рухомими поверхнями бігових доріжок сусідніх тіл кочення. Проведено розрахунок за контактними напруженнями, і встановлено взаємозв’язок між величиною контактних напружень та конструктивними параметрами елементів опорно-поворотного пристрою. На основі кількісного аналізу методом скінчених елементів встановлено вплив форми торцевих ділянок тіл кочення і кута їх нахилу на закономірність розподілення контактних напружень між роликами та за їх довжиною. За результатами експериментальних досліджень доведено ефективність застосування запропонованих нових пристроїв з модифікованими тілами кочення тим, що їх момент тертя майже у два рази менший ніж у традиційних. Для проведення дослідів розроблено та виготовлено лабораторне обладнання, яке впроваджено у виробництві та навчальному процесі.

**Ключові слова:** опорно-поворотний пристрій, обмежувач моменту, модифіковані ролики.

## АННОТАЦИЯ

**Федик В.В. Влияние геометрических параметров на нагрузочную способность опорно-поворотного устройства автокранов.** – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – машиноведение. – Национальный университет „Львівська політехніка”, Львов, 2016.

Диссертация посвящена решению научной задачи повышения эффективности функционирования опорно-поворотного устройства применением модифицированных роликов и с углом  $45^0$  наклона их геометрических осей до оси поворота движущейся части крана.

Для решения поставленных задач проведено кинетостатический анализ работы опорно-поворотных устройств, на основе которого выведены



аналитические зависимости изменения скоростей скольжения роликов относительно своих беговых дорожек с учетом их торцевого трения с подвижной поверхностью беговой дорожки соседнего тела кочения. Проведено расчеты контактных напряжений, установлено взаимосвязь между величиной контактных напряжений и конструктивными параметрами элементов опорно-поворотного устройства. На основе количественного анализа методом конечных элементов установлено влияние формы торцевых участков роликов и угла их наклона на закономерность распределения контактных напряжений между роликами и ихнею длиной. Результатами экспериментальных исследований доказана существенная эффективность применения предложенных новых устройств тем, что их момент трения почти в два раза меньший, чем в случае использования традиционных тел кочения. Для проведения опытов разработано и изготовлено лабораторное оборудование, которое внедрено в производстве и учебном процессе на кафедре, где выполнялась диссертация.

**Ключевые слова:** опорно-поворотное устройство, ограничитель момента, модифицированные ролики.

## SUMMARY

### **Fedyk V.V. The influence of geometrical parameters on the load the ability of the supporting-turning device cranes. - Manuscript.**

The thesis for the degree of candidate of technical sciences, specialty 05.02.02 Engineering. –National University "Lviv Polytechnic", Lviv, 2016.

The thesis is devoted to solving scientific problems increase the efficiency of the supporting-turning device modified using rollers and angle of geometric axes to the axis of rotation of the crane  $45^{\circ}$ . To solve the tasks performed kinetostatychnyy analysis of the supporting-turning device on which changes depending Analytical rollers sliding velocity of its own racetracks with regard to their mechanical friction of the moving surface of the treadmill adjacent roller. The calculation of contact stresses and established relationship between the value of contact stresses and structural parameters of the supporting-turning device. Based on quantitative Finite Element Analysis the effect form the end sections of the rollers and angle of slope on the distribution pattern of contact stresses on rollers and their length. The results of experimental studies proved efficacy of the proposed new devices because their point of friction is almost two times less than traditional. For the experiments designed and manufactured laboratory equipment, which is implemented in production and learning process.

**Keywords:** support-rotating device, torque limiter, modified commercials.

Підписано до друку 11.01.2016 р.  
Формат 60x90 1/16. Папір офсетний.  
Друк на різнографі. Умови, друк. арк. 1,5. Обл.-видав. арк. 0,89.  
Тираж 100 прим. Зам. 154502.

Поліграфічний центр  
Видавництва Національного університету “Львівська політехніка”  
вул. Ф. Колеси, 4, 79013, Львів  
*Регістраційне свідоцтво серії ДК№ 4459 від 27.12.2012р.*