

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МОДИФІКОВАНОГО РОЛИКА ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО ПРИСТРОЮ АВТОКРАНІВ

© Гелетій В.М., Новіцький Я.М., Федик В.В., 2013

Проведено аналіз контактної взаємодії елементів опорно-поворотного пристрою автокранів. Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів і дослідження впливу геометричних параметрів модифікованих роликів на їх несучу здатність.

The analysis of the contact of the modified elements of turning support of truck cranes has been conducted. The conducted research gives the necessary information for the adequate finite-element modeling of the contact of elements of turning support of truck cranes. The influence of geometrical parameters of the modified rollers on their bearing strength is investigated.

Постанова проблеми. Опорно-поворотні пристрої належать до одних з найнавантажених і найвідповідальніших частин підйомально-транспортних засобів. Основна їх функція полягає у рухомому з'єднанні поворотної і неповоротної рам крана, сприймання основного навантаження від вантажу та передавання його на рухому частину машини. У конструкціях автомобільних кранів здебільшого застосовуються роликові опорно-поворотні пристрої, які мають істотно більшу навантажувальну здатність, ніж кулькові, але в них відбувається геометричне ковзання у зоні контакту. Це призводить до спрацювання контактних поверхонь бігових доріжок кілець.

Один із шляхів зменшення тертя між елементами опорно-поворотного пристрою – модифікація торців робочих роликів (рис. 1). Опорно-поворотний пристрій складається із нерухомого 1 і рухомих 2 і 3 кілець. Поверхні робочих доріжок 4, 5, 6 і 7 прямолинійного профілю, а циліндричні тіла кочення 8 з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею 9 і торцевою внутрішньою увігнутою сферичною поверхнею 10. Під час роботи ролики обертаються навколо власної осі 11.

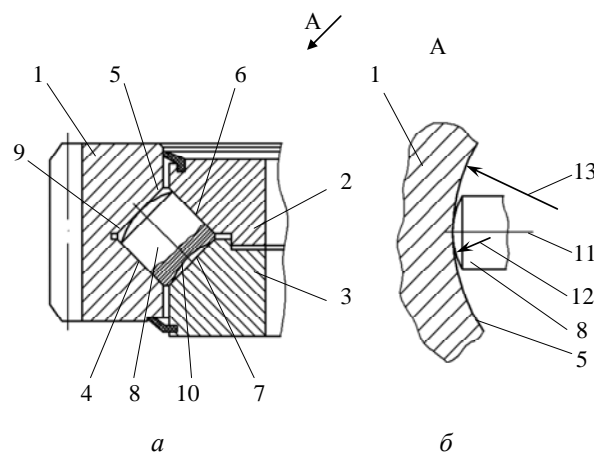


Рис. 1. Принципова конструкція опорно-поворотного пристрою з модифікованими роликами:
 а – загальний вигляд у перерізі; б – вигляд по напрямку А (стрілка А)
 на внутрішню поверхню бігової доріжки у місці дотику ролика

Запропонована форма роликів з торцевою зовнішньою опуклою сферичною поверхнею і торцевою внутрішньою увігнутою сферичною поверхнею істотно зменшує відносне ковзання. Однак у цьому випадку необхідні дослідження впливу зміни геометричних і кінематичних чинників на напружено-деформований стан елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів.

У [1, 2] досліджувались наванженість і спрацювання роликів опорно-поворотних пристроїв, однак в них не достатньо повно розглянуто розподіл контактних напружень по поверхні роликів. Окрім того, можливості застосовуваних методів опору матеріалів і будівельної механіки для розрахунку таких конструкцій є доволі обмеженими, особливо щодо врахування нелінійності деформацій і статичної невизначенності конструкції.

Мета роботи – провести аналіз контактної взаємодії модифікованих елементів опорно-поворотного пристрою автокранів за допомогою комп'ютерного моделювання з використанням методу скінченних елементів і сучасних програмних продуктів, а також дослідити адекватність кінцево-елементного моделювання і вплив багатьох геометричних параметрів роликів на їх несучу здатність.

Основний матеріал. Особливість розрахунку контактних задач методом скінченних елементів (МСЕ) полягає у співмірності ширини контактної площадки із розміром сітки скінченних елементів. Як відомо з [5], адекватні результати можна отримати лише за співвідношення ширини контактної площадки до величини діагоналі скінченного елемента в пропорції 1:6...8. Більші розміри сітки дають неточні результати, менші – “гублять” результат розрахунку внаслідок інформаційного “шуму” та вимагають значних обчислювальних ресурсів комп'ютера, оскільки задача є нелінійною.

Контактні напруження визначались на прикладі взаємодії циліндричного ролика $\phi 36 \times 36$ мм із площиною при зусиллі 5000 Н в середовищі SolidWorks Simulation.

Для одержання зручної для комп'ютерних розрахунків ширини площадки збільшено зусилля взаємодії до 40000 Н, а довжину ролика зменшено вдвічі, тобто контактний тиск зростає у 16 разів. Згідно з класичною теорією контактних напружень [9], їх величина пропорційна до кореня квадратного від величини контактного тиску, тому для отримання реальних значень напружень їх треба зменшити у чотири рази.

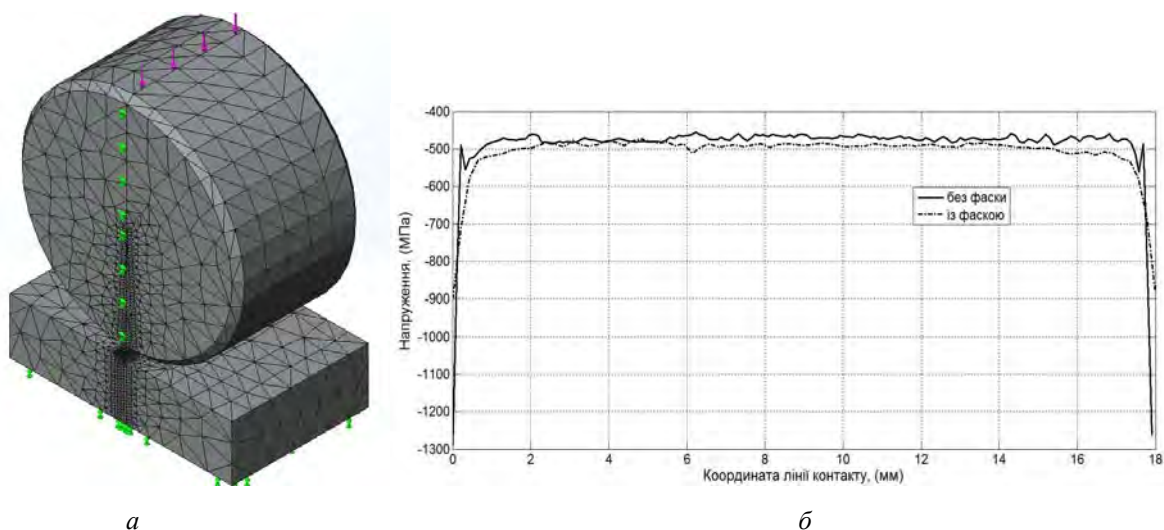


Рис. 2. Розрахункова модель контактної пари (а) і розподіл контактних напружень (б)

Розрахункова модель становить 528,75 МПа. Половина ширини площадки контакту для збільшеного у 16 разів тиску становить 0,663 мм. Тоді приймемо розмір сітки на площадці контакту 0,22 мм (пропорція 1:6). Для зменшення розмірності задачі ролик і площадку спроектуємо “збірними”, тобто в ролик та площадку вставимо сегменти, дещо більші за саму площадку контакту. Власне ці сегменти і розбиватимемо на дрібну сітку, а решту конструкції – на грубу.

Переміщення площадки обмежимо, защемивши її нижню частину, а переміщення ролика залишимо лише у вертикальному напрямку.

Результат розрахунку контактних напружень взаємодії ролика із площиною відображений на рис. 2, б (суцільна крива – ролик без фаски). Як бачимо із рисунка, ці напруження є дещо меншими від аналітично визначених (528,75 МПа), хоча на краях ролика їх значення істотно вищі (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 -7,5 %, що є прийнятним.

Для зменшення величини концентрації напружень виконаємо на торцях ролика фаски розміром $1 \times 45^\circ$, залишивши при цьому довжину контактної лінії незмінною. Результат розрахунку показано на рис. 2, б (штрихпунктирна лінія). Фаска на торцях ролика призвела до значного зменшення крайового ефекту, а відносна похибка становить -3,4 %.

Визначення контактних напружень за допомогою аналітичних формул можливе лише для простих форм роликів, тому під час розрахунку контактних напружень модифікованих роликів складнішої форми за допомогою МСЕ слід дотримуватись правил побудови сітки, які давали добру точність у випадку простих форм.

Розглянемо це на прикладі модифікованого ролика (рис. 3). Ролик побудовано за допомогою обертання частини (половини) поперечного перерізу навколо осі обертання. Оскільки ролик не зовсім симетричний, то для розрахунку використаємо його натуральну довжину – 36 мм, а навантаження теж відповідно збільшимо удвічі, а потім результати напружень зменшимо у вісім разів.

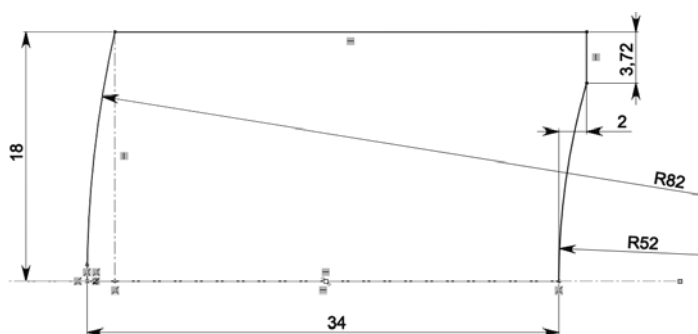
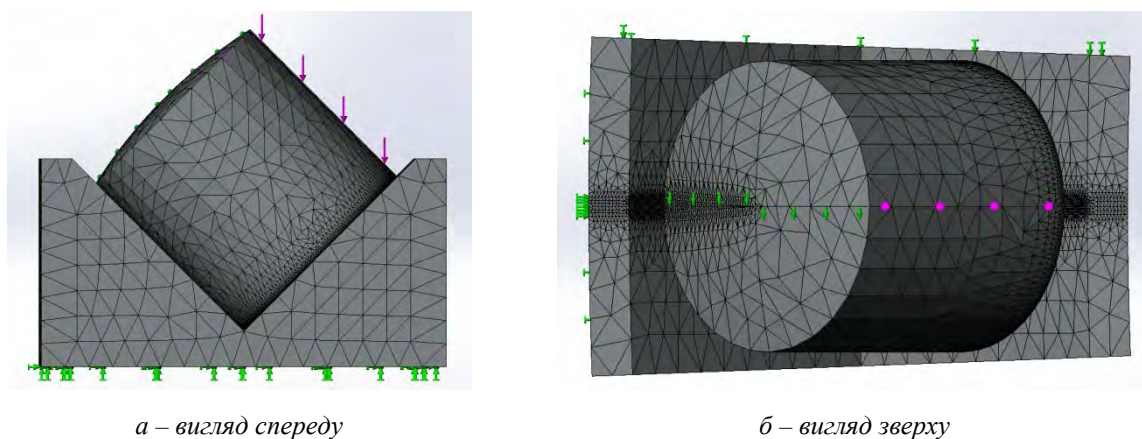


Рис. 3. Форма половини поперечного січення модифікованого ролика

На рис. 4 зображено розрахункову модель модифікованого ролика за його взаємодії із фрагментом кільця опорно-поворотного пристрою. Сітку побудовано за цим самим принципом, що і у попередній моделі.



а – вигляд спереду

б – вигляд зверху

Рис. 4. Розрахункова модель модифікованого ролика

Як зрозуміло з аналізу конструктивної схеми модифікованого ролика та його взаємодії із кільцем опорно-поворотного пристрою, площадка контакту складатиметься із трьох 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, оскільки середня частина торця ролика має сферичну виїмку (рис. 3).

Результати розрахунку контактних напружень модифікованого ролика за його взаємодії показано на рис. 5–7.

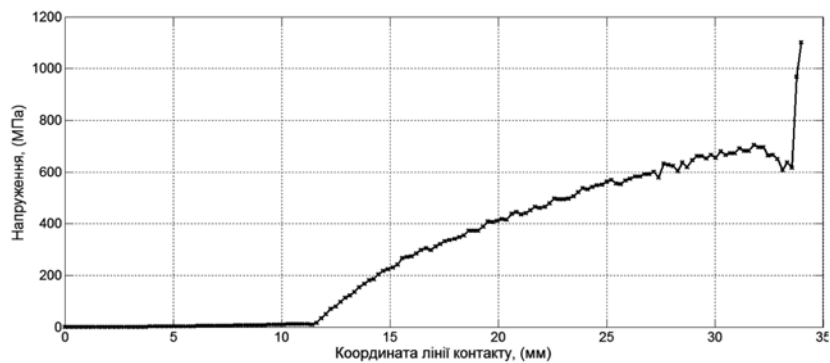


Рис. 5. Контактні напруження на першій ділянці лінії контакту

На рис. 5 показано значення контактних напружень на першій ділянці лінії контакту (хрестиками відображені вузли сітки скінченних елементів). Як зрозуміло з аналізу рисунка, на нижньому торці ролика присутній концентратор напружень (крайовий ефект).

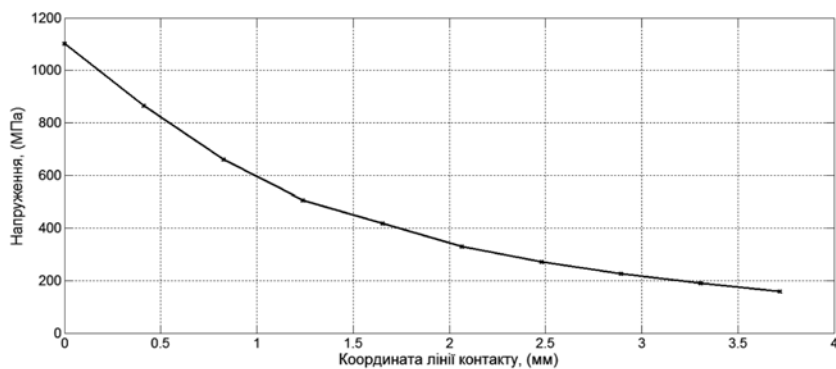


Рис. 6. Контактні напруження на другій ділянці лінії контакту

На рис. 6 показані значення контактних напружень на другій ділянці лінії контакту. Як зрозуміло із аналізу рис. 5 та 6, напруження із крайового ефекту першої ділянки переходять на другу ділянку, оскільки це є одна спільна точка. Фаска на ролику відсутня.

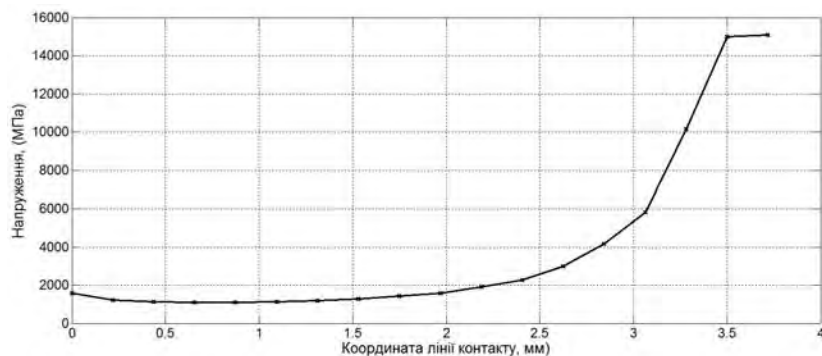


Рис. 7. Контактні напруження на третій ділянці лінії контакту

На рис. 7 показано значення контактних напружень на третій ділянці контакту. Як зрозуміло з аналізу рис. 7, – це найнапруженіша ділянка ролика із яскраво вираженим крайовим ефектом.

Висновки. Проведені дослідження дають необхідну інформацію для адекватного кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії модифікованих елементів опорно-поворотних пристроїв автокранів і дослідження впливу багатьох геометричних параметрів на їх несучу здатність.

1. Киселев М.М., Вердников В.Г. *Эксплуатация и ремонт опорно-поворотных устройств башенных кранов: Обзор.* – М.: ВНИИИС, 1985. – 17 с. 2. Казанский А.М. *О закономерностях распределения контактных нагрузок опорно-поворотных устройств // Вестник машиностроения.* – 1978, – №11. – С. 5–10. 3. Патент України №74569. *Опорно-поворотный пристрій* / М.С. Кобільник, О.П. Швідлер і ін. // 2002. 4. Алямовский А.А. *SolidWorks 2007/2008. Компьютерное проектирование в инженерной практике.* – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с. 5. Алямовский А.А. *Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation.* – М.: ДМК Пресс, 2011. – 464 с. 6. *COSMOSWorks Online Users Guid. Stracnural Research and Analysis Corporation, USA, 2006.* 7. Галлагер Р. *Метод конечных элементов. Основы / пер. с англ.* – М.: Мир, 1985. 8. Пасацький С.Л. *Опір матеріалів.* – Львів: Вид-во Львівського університету. “Вища школа”, 1973. – 403 с.