

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ ДОВГОВИМІРНОЇ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ОБОЛОНКИ В УМОВАХ ЛОКАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЛАНЦЮГОМ

© Харченко Є.В., Новіцький Ю.Я., 2011

Розглянуто питання міцності циліндричних оболонкових конструкцій як основного критерію створення перспективного підйимального пристрою для проведення ремонтних робіт опор надземних переходів магістральних трубопроводів великого діаметра. Наведено розрахункові схеми та рівняння для визначення напружень у місцях контакту роликів ланцюга з довговимірною циліндричною оболонкою.

The question of the strength of cylindrical shell structures as the main criterion of a prospective lifting device for repair work above ground supports conversion of main pipelines of large diameter. Given calculation scheme and equations to determine the stresses in the ground contact roller chains with long cylindrical shell.

Постановка проблеми та аналіз відомих досліджень і публікацій. Надземні переходи магістрального газо- та нафтопроводів – це частини трубопроводів, які розташовані у повітрі над ріками та заболоченою місцевістю. Переходи є проблемним місцем трубопроводів, оскільки вони піддаються корозійному впливу атмосфери, особливо у важкодоступних для обслуговування місцях їх опор. Для проведення ремонтно-профілактичних робіт необхідно підняти трубопровід над опорою [2], а важка підйимальна техніка не може бути задіяна із-за відсутності під’їзних шляхів. Тому для проведення таких робіт використовують легкі розбірні підйимальні пристрої, що обслуговуються лише кількома робітниками. Відомі пристрої із пневмоприводом [5] мають вантажність до 30 т.с. і використовуються для обслуговування магістральних газопроводів діаметром до 1000 мм. Для обслуговування трубопроводів більшого великого діаметра (1220 та 1420 мм) необхідна вантажність пристрою становить 50 – 80 т.с.



Рис. 1. Пристрій для піднімання трубопроводів великого діаметра

Постановка завдання. Конструкцію такого підйимального пристрою показано на рис. 1. Пристрій складається із двох гідроциліндрів вантажністю 50 т.с. кожен (робочий тиск близько 70 МПа, маса – 19 кг кожного), які встановлено на шарнірних опорах. До циліндрів через відповідні подовжувачі прикріплені ланцюг із роликми, який підпоясує трубопровід знизу на 150–160° і, як бачимо із рисунка, подача робочої рідини у робочі порожнини гідравлічних циліндрів призводить до піднімання трубопроводу над опорою. Пристрій дозволяє проводити ремонтно-профілактичні роботи елементів опор надземних балкових переходів магістральних газопроводів великих діаметрів.

Основний матеріал. В результаті такого піднімання трубопровід локально навантажується ланцюгом (рис. 2, а), а точніше роликми ланцюга у місці їх контакту з оболонкою. Крім локальних навантажень, у трубопроводі виникають і глобальні навантаження від його згину. Як відомо з [4], за осьового згину трубопровід згинається ще й в поперечному напрямі, тобто форма поперечного перерізу зігнутого трубопроводу – еліпс (рис. 2, а). Внаслідок цього у трубопроводі, крім поздовжніх напружень згину $\sigma_{зг}$ (рис. 2, б), виникатимуть і кільцеві напруження згину σ_c , які матимуть різні знаки на внутрішній та зовнішній стінках трубопроводу.

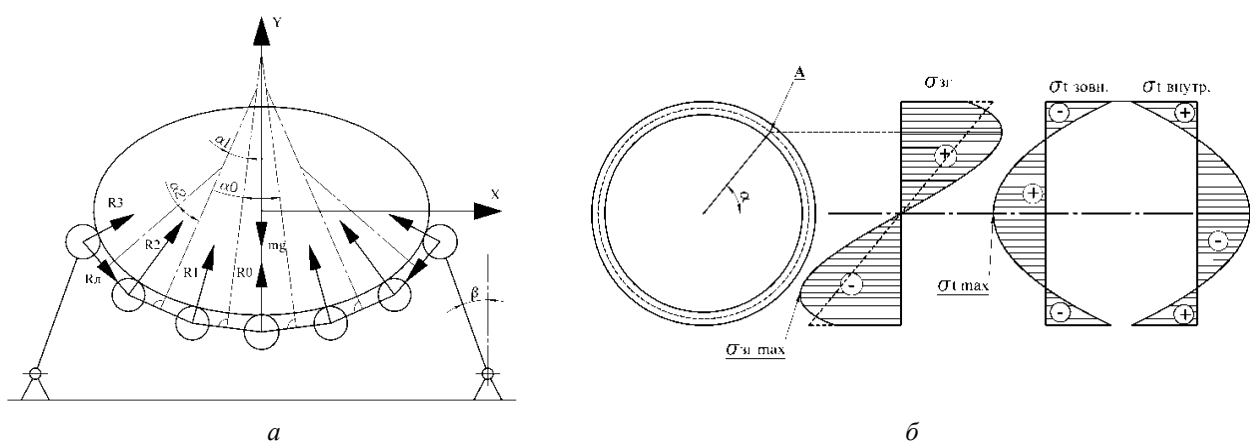


Рис. 2: а – схема навантаження трубопроводу; б – епюри напружень від згину трубопроводу

До цих напружень додаватимуться напруження згину від локальних навантажень трубопроводу роликми ланцюга, які можуть набувати великих значень. Називатимемо їх локальними напруженнями згину. Слід згадати, що ремонт опор магістральних трубопроводів відбувається без виведення їх із експлуатації, тобто в трубопроводі ще існують напруження, викликані його експлуатацією, а саме – напруження від дії тиску (кільцеві та поздовжні) і поздовжні напруження, викликані нагріванням (охолодженням) труби. Напруження від тиску є найістотнішими, однак їх можна зменшувати, зменшивши тиск газу в трубопроводі на час проведення ремонтно-профілактичних робіт. Усі ці сумарні напруження і будуть визначати міцність трубопроводу, а точніше можливість проведення ремонтно-профілактичних робіт.

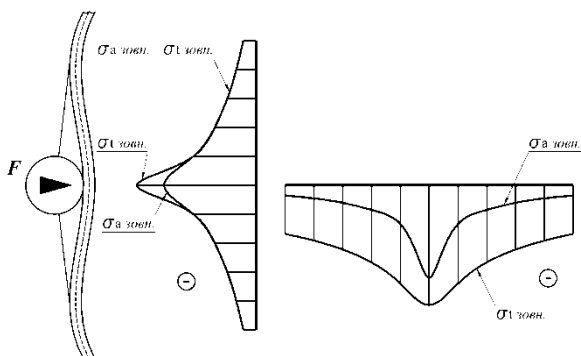


Рис. 3. Схема навантаження та епюри локальних напружень

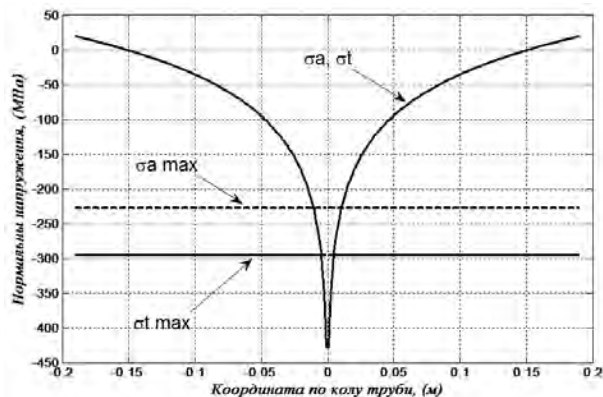


Рис. 4. Значення локальних напружень по колу труби

На рис. 3 показано схему навантаження довговимірної циліндричної оболонки одним роликот ланцюга та епюри нормальних локальних напружень згину на зовнішній поверхні її стінки. Зовнішня поверхня стінки буде стискатися, а отже, напруження матимуть від'ємний знак. Вертикальна епюра відображає розподіл напружень по колу труби, а горизонтальна – по осі.

Вперше розв'язок цієї задачі було опубліковано в [3] для постійної і незалежної від навантаження площі контакту. Згідно з цією роботою, максимальні значення кільцевих σ_t та поздовжніх (осьових) σ_a нормальних напружень від локальної взаємодії силою F ролика площею радіуса r є постійними у зоні площі контакту, а їхні значення визначаються за формулами

$$\max \sigma_t = \frac{-F}{s^2} \left[0.42 \ln \frac{0.215R}{r} + \frac{6}{4\pi} \right]; \quad \max \sigma_a = \frac{-F}{s^2} \left[0.42 \ln \frac{0.215R}{r} + \frac{6\mu}{4\pi} \right], \quad (1)$$

де R, s – середній радіус та товщина стінки оболонки; μ – коефіцієнт Пуассона.

За межею площі контакту напруження будуть згасати і ці згашання вздовж осі трубопроводу описуються такими формулами:

$$\sigma_t = \frac{-F}{s^2} \left[0.42 \ln \frac{\beta R}{x} \right]; \quad \text{де } \beta = 0.215 + 0.5 \left[\frac{y-r}{2} \right]^{1/8}; \quad (2)$$

$$\sigma_a = \left[1 - 1.1 \left(\frac{x}{R} \right)^{1/6} \right] \sigma_t, \quad (3)$$

де x – координата точки вздовж осі трубопроводу (відстань від краю площі контакту до точки вздовж осі); y – координата точки по колу трубопроводу (відстань від краю площі контакту до точки по колу).

Згашання напружень по колу трубопроводу описується таким рівнянням:

$$\sigma_a = \sigma_t = \frac{-F}{s^2} \left[0.42 \ln \frac{0.215R}{y} \right].$$

Епюри максимальних значень локальних напружень зображено на рис. 3, а числові значення напружень для трубопроводу діаметром 1420 мм з товщиною стінки 14 мм та площею контакту радіусом 15 мм зображено на рис. 4 та 5. Сила взаємодії – 40 кН.

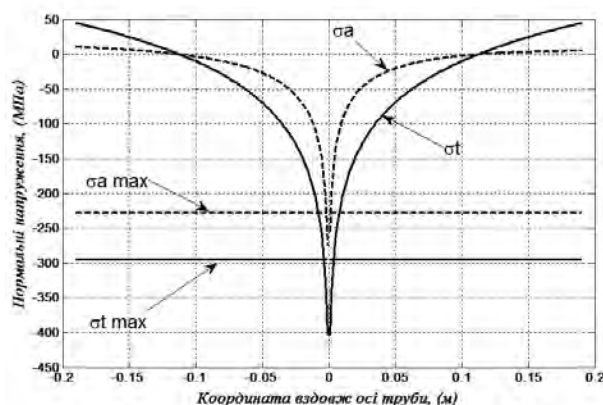


Рис. 5. Значення локальних напружень вздовж осі труби

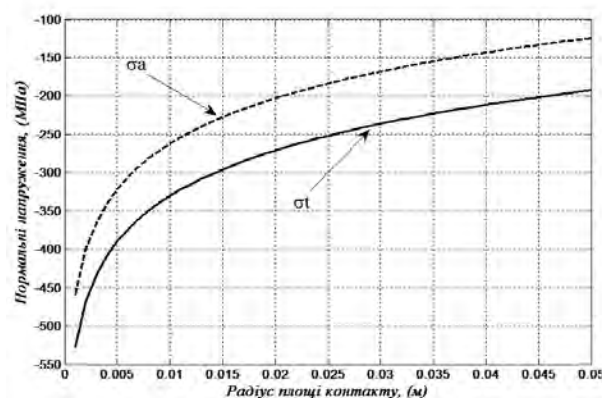


Рис. 6. Залежність локальних напружень від площі контакту

Як бачимо із рис. 4 та 5, локальні напруження вздовж осі та по колу трубопроводу згашають по-різному, а їхні максимальні значення становлять 230 та 290 МПа відповідно, що вже є доволі істотно для сталі 17Г2С, якщо врахувати ще напруження від глобального згину та експлуатації. Крім того, в зоні дії наступного ролика ланцюга залишаються напруження від дії попереднього ролика, тобто за кроку ланцюга 100 мм максимальні значення напружень вже дорівнюватимуть 260 та 320 МПа відповідно. За кроку ланцюга 150 мм (рис. 4) залишкові напруження від дії попереднього ролика будуть відсутні, а подальше збільшення кроку ще покращить ситуацію із-за

зміни знака напружень. Однак збільшення кроку призводить до зменшення кількості роликів (рис. 2, а), що, своєю чергою, призводить до збільшення зусилля взаємодії між оболонкою та роликами, а отже, і до збільшення напружень. Тому оптимізація параметрів підйомника та оболонки є актуальним завданням для вирішення цієї проблеми.

На рис. 6 показана залежність локальних напружень згину від площі контакту оболонки та ролика. Як бачимо, зменшення площі контакту призводить до зростання напружень, а у разі взаємодії оболонки і ролика площа буде непостійною і залежатиме від зусилля взаємодії. Тому встановлення реальних значень площ контакту між роликом та оболонкою є ще одним актуальним завданням для вирішення цієї проблеми.

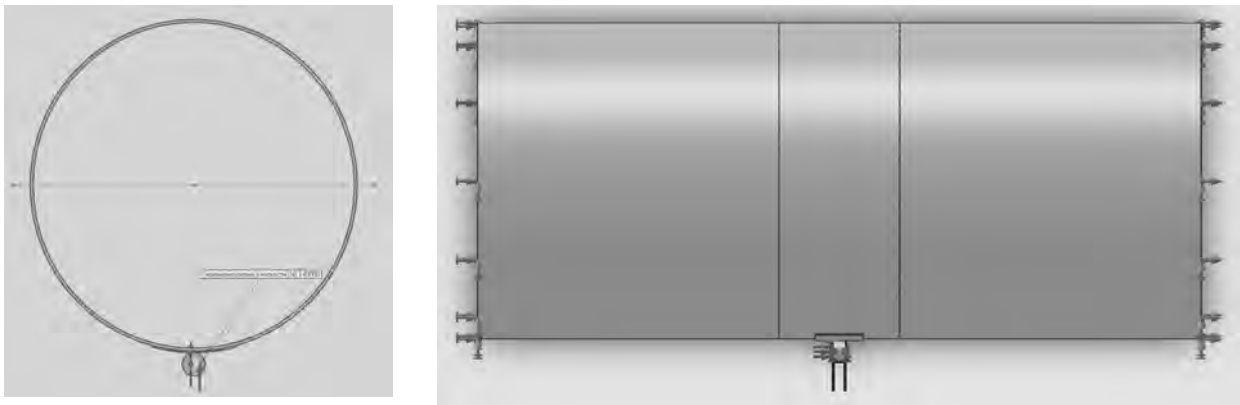


Рис. 7. Розрахункова модель в середовищі SolidWorks

Інша, не менш серйозна проблема, – рівномірність розподілу контактного тиску всередині площадки контакту, оскільки нерівномірний розподіл контактний тиску призводить до нерівномірності розподілу локальних напружень. У [3] прийнято, що напруження на площадці контакту розподілені рівномірно. Дослідимо це явище за допомогою методу скінченних елементів у програмному середовищі SolidWorks Simulation.

На рис. 7 зображено розрахункову модель ділянки трубопроводу з параметрами, описаними вище. Модель складається із центральної труби та двох бічних допоміжних труб, які з'єднані між собою, підкладки та ролика. Трубу розділено на три частини з метою підвищення точності розрахунків [1] шляхом використання достатньо дрібної сітки скінченних елементів у зоні взаємодії і грубшої сітки на довгій ділянці для усунення впливу крайових ефектів (довговимірна оболонка). Звичайно, якщо ми досліджуємо згин оболонки (напруження на внутрішній і зовнішній поверхні стінки різні і мають різні знаки), то використати безмоментну теорію оболонок ми не можемо, тобто ми не зможемо моделювати оболонку у програмному середовищі SolidWorks Simulation як оболонку (Shell) [1], а лише як тверде тіло (Solid), що вимагає значного збільшення машинного ресурсу. Саме тому ми розбиваємо трубопровід на три ділянки. Оскільки SolidWorks Simulation розв'язує контактні задачі лише за незмінних площ контакту, то ролик діаметром 70 мм спрофільовано так, що площадка його контакту (утворена «штучно») є концентричною до зовнішнього діаметра трубопроводу або підкладки (якщо вона використовується). Площа площадки контакту в усіх випадках чисельно дорівнює попередній ($r=15$ мм).

Результати розрахунків локальної взаємодії трубопроводу безпосередньо з роликом та з роликом через прокладки завтовшки 6 і 12 мм показано на рис. 8–11. На рис. 8 показано напружено-деформований стан трубопроводу під час його безпосередньої взаємодії з роликом (без прокладки). На рисунку зображено нормальні напруження стосовно осі Z, тобто одну із компонент кільцевих локальних напружень. Як бачимо із рисунка, ця компонента у цій точці і є кільцевим напруженням σ_r . Максимальні значення напружень на внутрішній поверхні стінки трубопроводу становлять 215 МПа, а на зовнішній – 336 МПа (на жаль, у чорно-білому зображенні не зовсім добре відображається інформація), що не відповідає аналітично визначеним кільцевим напруженням на зовнішній поверхні стінки величиною у – 290 МПа.

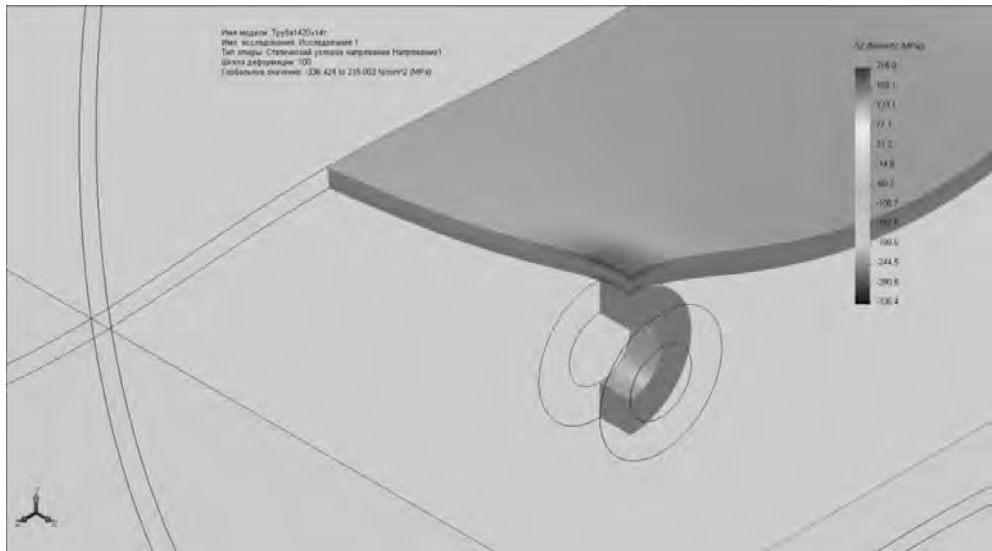


Рис. 8. Напружено-деформований стан трубопроводу (фрагмент)

Для кращої передачі інформації у чорно-білому зображенні на рис. 9, а градацію напружень розділено лініями, а розподіл контактної тиску (рис. 9, б) на площадці зображено векторами (ролик не показано). Як бачимо із обох рисунків, контактний тиск і напруження на площадці розподілені дуже нерівномірно, переважно на торцях ролика. Саме цим і пояснюється невідповідність між аналітичними (усередненими) та числовими значеннями. Максимальні напруження становлять – 336 МПа, а максимальний контактний тиск – 170 МПа.

На рис. 10, а та б зображено кільцеві напруження та контактні тиски за взаємодії ролика і оболонки через прокладку завтовшки 6 мм, а на рис. 11, а і б – через прокладку завтовшки 12 мм. Як бачимо із цих рисунків, використання прокладки приводить до кращого розподілу контактної тиску і напружень та до зменшення їх максимальних значень. Так, у випадку використання прокладки завтовшки 6 мм $\sigma_{t \max} = -303$ МПа, а максимальне значення контактної тиску – 80 МПа.

Подальше збільшення товщини прокладки до 12 мм (рис. 11) зменшує максимальне значення напруження на зовнішній поверхні стінки трубопроводу до – 218 МПа, а контактної тиску – до 40 МПа. З рисунків бачимо покращання їхнього розподілу на площадці контактної взаємодії. Однак використання товстостінних прокладок для трубопроводів великих діаметрів утруднене їхньою значною масою – 40 кг 12-міліметрова та 20 кг – 6-міліметрова прокладка. Для робіт на висоті в обмеженому просторі два робітники ще якось можуть справитися максимум з 6-міліметровою прокладкою, яка ще не дає значного зменшення напружень та розподілу контактної тиску. Отже, вихід один – профілювання ролика, тобто поверхня контакту буде непрямолінійною.

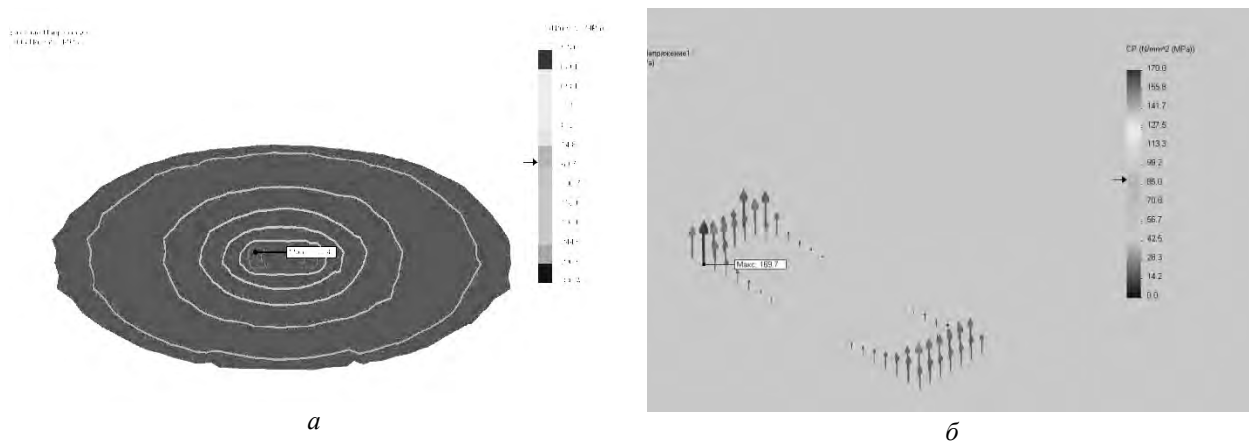


Рис. 9: а – кільцеві напруження на зовнішній поверхні стінки без прокладки;
б – розподіл контактної тиску на площадці контакту без прокладки

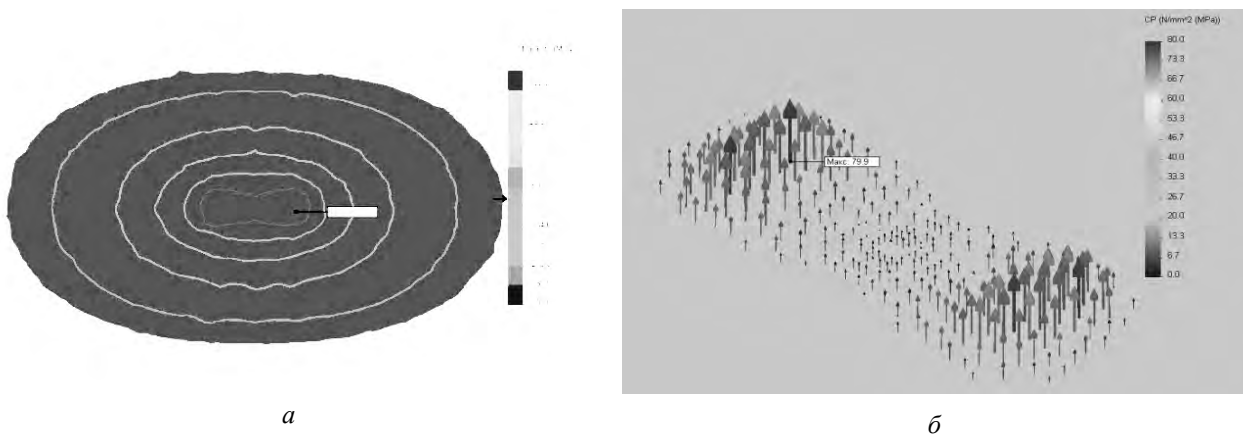


Рис. 10: а – кільцеві напруження на зовнішній поверхні стінки з прокладкою;
б – розподіл контактної тиску на площадці контакту з прокладкою

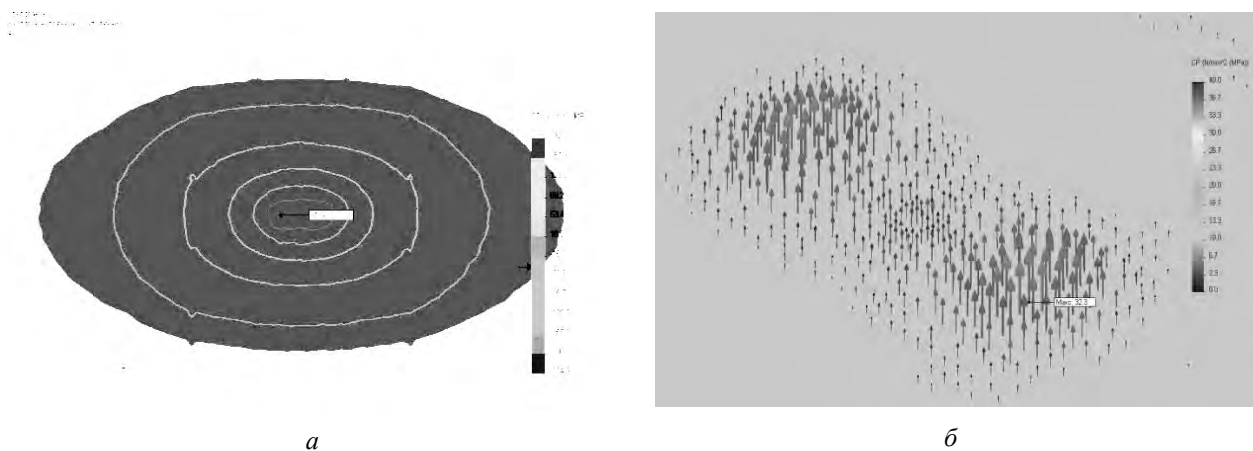


Рис. 11: а – Кільцеві напруження на зовнішній поверхні стінки з прокладкою;
б – Розподіл контактної тиску на площадці контакту з прокладкою

Отже, для зменшення нормальних напружень згину від дії локальних навантажень необхідно так спроектувати форму бічної поверхні ролика, щоб домогтися рівномірного розподілу контактної тиску між роликом та прокладкою. На жаль, контактні задачі із змінною площею контакту сучасні CAD/CAE – системи сьогодні ще не вирішують, тому задачі контактної взаємодії бічної криволінійної поверхні ролика з довговимірною циліндричною оболонкою можуть бути розв'язані лише аналітичними методами.

Висновки. Отже для успішного використання гідропідйомника в процесі ремонту елементів опор повітряних переходів магістральних трубопроводів великих діаметрів необхідно додатково розв'язати ще такі задачі:

- контактної взаємодії нелінійної поверхні ролика з поверхнею довговимірної циліндричної оболонки або її підкладки;
- оптимізації форми криволінійної поверхні бочкоподібного ролика;
- оптимізації розмірів та кроку розташування роликів у ланцюгу підйомника.

1. Алямовский А.А. и др.. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с. 2. Беккер М.В., Мандра А.С., Николаев В.О., Ксендзюк С.В. Технология ремонта воздушных переходов магистральных трубопроводов та методика її застосування // Інформаційний огляд ДК “Укртрансгаз”. – 2004. – №4 (28). – С. 5–6. 3. Галеркин Б.Г., Перельман Я.И. Напряжения и перемещения в круговом цилиндрическом трубопроводе // «Известия НИИГ». – 1940. – № 27. 4. Искрицкий Д.Е. Строительная механика элементов машин. – Л.: Судостроение, 1970. – 448 с. 5. Савула С.Ф., Банахевич Ю.В., Зубик Й.Л., Кичма А.О., Новицький Я.М. Спосіб ремонту ділянок трубопроводів, розташованих на колонах балкових переходів // Деклараційний патент України № 21540. Опубл. в Бюл. №3 від 15.03.2007. – 2 с.