

DOI: [https://doi.org/10.25140/2411-5363-2026-2\(44\)-89-99](https://doi.org/10.25140/2411-5363-2026-2(44)-89-99)

УДК [62-253.1:621.79]:004.94

**Сергій Владиславович Олексієнко¹, Михайло Миколайович Руденко²,
Світлана Михайлівна Ющенко³, Ірина Вячеславівна Нагорна⁴**

¹кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технологій зварювання та будівництва,
Національний університет «Чернігівська політехніка» (Чернігів, Україна)
E-mail: sv.oleks@stu.cn.ua. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5475-4439>
ResearcherID: F-8197-2014. SCOPUS Author ID: 57190370561

²старший викладач кафедри технологій зварювання та будівництва,
Національний університет «Чернігівська політехніка» (Чернігів, Україна)
E-mail: m.rudenko@stu.cn.ua. ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9542-7792>
ResearcherID: G-6235-2014. SCOPUS Author ID: 57190378153

³кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технологій зварювання та будівництва,
Національний університет «Чернігівська політехніка» (Чернігів, Україна)
E-mail: rasssveta@stu.cn.ua. ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0863-9020>
ResearcherID: F-7741-2014. SCOPUS Author ID: 57190373626

⁴старший викладач кафедри технологій зварювання та будівництва,
Національний університет «Чернігівська політехніка» (Чернігів, Україна)
E-mail: irynanahorna@stu.cn.ua. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5075-8712>
ResearcherID: M-4382-2019. SCOPUS Author ID: 57192820279

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНОГО ВИКОНАННЯ ЗВАРНИХ КОЛІС РЕДУКТОРІВ ПРИ ПРОЄКТУВАННІ

У конструкціях зварних коліс редукторів використовуються сталі, які вимагають попереднього нагріву перед зварюванням. Встановлено величини сил, які виникають у зварних з'єднаннях обода з дисками від повздовжньої та поперечної усадки в них при зварюванні. Запропоновано алгоритм обчислення напружено-деформованого стану у зварних колесах з використанням CAE-систем. Проведено комп'ютерне моделювання напружено-деформованого стану у конструкціях коліс з урахуванням силових факторів від усадки швів та температурних деформацій деталей. Розроблено рекомендації щодо конструювання коліс.

Ключові слова: зварне колесо; конструювання; усадка шва; залишкові напруження; залишкові деформації.

Рис.: 8. Бібл.: 9.

Актуальність теми дослідження. Сучасний стан та перспективи оптимального проектування металоконструкцій невід'ємно пов'язані з використанням сучасних CAD/CAE систем, які дають змогу ще на початкових етапах проектування знаходити найкращі конструктивні рішення шляхом застосування топологічної оптимізації [1] та параметричної оптимізації.

У свою чергу, технологічний процес виготовлення зварної конструкції визначає не тільки її економічні показники, але і її міцнісні характеристики. Це зумовлено тим, що при зварюванні відбувається зміна властивостей основного металу в навколошовній зоні, виникають деформації конструкції, створюється поле залишкових напружень. Усі ці зміни відбиваються на умовах роботи зварних з'єднань і можуть спричинити як підвищення, так і зниження працездатності зварної конструкції [2].

Не менш важливо при проектуванні технологічного процесу виготовлення зварних конструкцій враховувати вплив на міцність зварювальних деформацій. Перекручування форми зварної деталі чи зварного з'єднання, викликані деформаціями при зварюванні, можуть настільки змінити умови роботи з'єднання чи деталі, що розрахункові напруження, які визначають міцність, зростуть у кілька разів.

Постановка проблеми. На рис. 1 наведена схема конструкції зварного колеса редуктора, диски якого виконані з низьковуглецевої сталі 20, а обід і вал – з легованої сталі марки 40X. Конструкція сполучення дисків з ободом показана умовно у виді з'єднань упругих із двома кутовими швами. Щоб уникнути підкалювання навколошовної зони при зварюванні легованої сталі 40X, необхідний її попередній підігрів. Сталь 20 підігріву не вимагає.

Якщо виходити з технологічних вимог, зумовлених обраною маркою матеріалу обода і вала, то обід з дисками й диски з валом необхідно зварювати при попередньому підігріві.

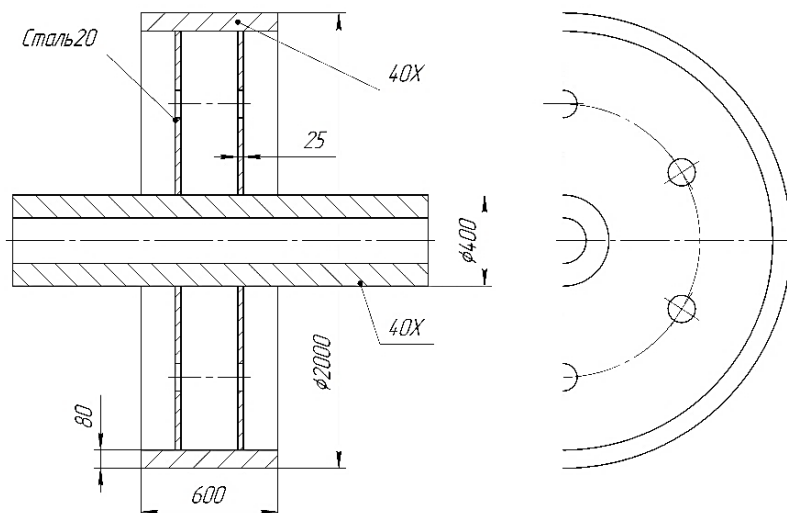


Рис. 1. Зварне колесо редуктора

Дійсно, підігрів обода перед зварюванням призведе до того, що зменшення його діаметра при охолодженні після зварювання викликає стиск швів, які з'єднують обід з дисками, що позитивно відіб'ється на роботі цих швів, розтягнутих в умовах експлуатації [2]. Однак за певних конструктивних чинників, таких як зовнішній діаметр дисків, внутрішній діаметр обода, розмір зазору між цими елементами при зварюванні, та залежно від температури попереднього підігріву обода перед зварюванням вплив цих чинників на працездатність може бути різним. Зменшення обода при охолодженні також може викликати і втрату стійкості дисків та спотворення форми колеса.

Отже, якісний проект конструкції зварного колеса може бути отриманий при врахуванні впливу технологічних факторів – розвитку напружено-деформованого стану при зварюванні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Деформації втрати стійкості листових конструкцій належать до специфічних видів деформацій [3]. Визначення ймовірності втрати стійкості встановлюється шляхом порівняння критичних та зварювальних напружень стиску. У випадку, коли критичні напруження будуть менші за зварювальні, після зварювання слід очікувати появи втрати стійкості – хвилястості на кромках та «бухтин» на поверхні листів. У випадку зварного колеса з двома дисками між ободом та валом розрахункова схема, яка відображає реальну конструкцію, може бути представлена розгорткою з довжиною l , товщиною s , підкріпленою ребрами жорсткості, відстань між якими a (рис. 2).

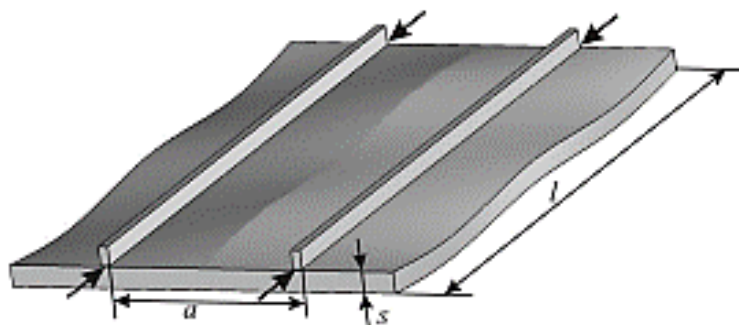


Рис. 2. Втрата стійкості панелі з ребрами жорсткості [3]

Критичні напруження наближено можуть бути визначені за виразом:

$$\sigma_{кр} = 3,6E \left(\frac{s}{a} \right)^2, \tag{1}$$

де E – модуль пружності сталі.

Повздожня усадкова сила від виконання кільцевих швів колеса спрямована по радіусу всередину до осі колеса. Як правило, сучасні дослідження спрямовані на визначення величини зменшення радіусів оболонок в зоні розташування кільцевих швів [4] (рис. 3).

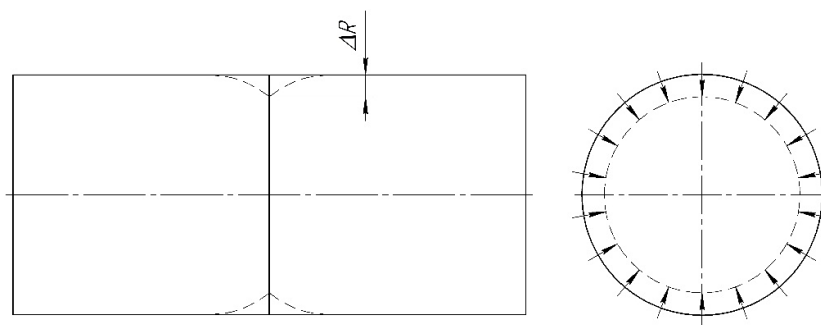


Рис. 3. Викривлення твірної оболонки за рахунок повздожньої усадки шва [3]

Величина зменшення радіуса оболонки від повздожньої усадкової сили може бути знайдена за виразом:

$$\Delta R_p = -0,64 \frac{v}{s} \sqrt{\frac{R}{s}}, \tag{2}$$

де v – відносний об’єм повздожнього укорочення шва;
 R – радіус оболонки;
 s – товщина оболонки.

У роботі [4] для визначення функції усадки були використані методи математичного моделювання температурних розподілів і напружено-деформованого стану зварних з’єднань великогабаритної циліндричної ємності. Вказується, що для визначення залишкових напружень і деформацій (визначення функції усадки) можна використовувати спрощену модель у двовимірному представленні стикового кільцевого з’єднання, що потребує значно менших комп’ютерних ресурсів і часу на розрахунок.

Додатковий злам усередину (при зварюванні кільцевих швів товстостінних оболонок ззовні) та відповідна зміна радіуса на величину $\Delta R_\beta = -0,2\beta\sqrt{Rs}$ (β – кут зламу поверхні, який визначається як при нагріванні плоских листів) можуть спричинятися також кутовим зломом, пов’язаним з нерівномірним прогріванням по товщині [3]. При зварюванні зсередини кутовий злам буде спрямований назовні, та зміна радіуса буде додатною. Загальна зміна радіуса складе $\Delta R = \Delta R_p + \Delta R_\beta$.

При зварюванні кутових швів таврових з’єднань кутова деформація, яка є наслідком поперечного укорочення, окрім ливарної усадки наплавленого металу між стінкою та поверхнею, буде викликана також нерівномірним прогріванням полиці (обода у випадку колеса редуктора). При зварюванні стикових з’єднань при повному прогріванні кутова деформація може бути знижена до рівня 0,005...0,017 рад [3].

У свою чергу, величина поперечного укорочення (поперечної усадки) залежить від відносного об'єму поперечного укорочення шва w , який у декілька разів більший за відносний об'єм повздовжнього укорочення шва v . Поперечна усадка у випадку відсутності зазору на 15...20 % менша, ніж при зварюванні із зазором [3].

Роботи [5-9], опубліковані у закордонних виданнях, більшою мірою присвячені дослідженню питань комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану приводних барабанів стрічкових конвеєрів, шківів та колісних автомобільних дисків з метою оптимізації їх конструктивних параметрів та забезпечення втомної міцності.

Виділення недосліджених частин загальної проблеми. З огляду на викладене вище можна констатувати, що дослідження розвитку зварювальних напружень та деформацій при зварюванні кільцевих швів здійснюється на конструкціях оболонкового типу. Відсутній структурований підхід до визначення напружено-деформованого стану у конструкціях з кільцевими з'єднаннями з ребрами жорсткості – кільцями, діафрагмами тощо. Відсутній алгоритм вирішення подібних задач, який враховує наявність у зварних колесах додаткових зусиль при зменшенні розмірів попередньо нагрітих деталей при наступному охолодженні після завершення процесу зварювання.

Мета роботи. Метою дослідження є створення спрощеної розрахункової моделі для визначення напружено-деформованого стану у конструкціях оболонкового типу з кільцевими швами та внутрішніми елементами жорсткості.

Для досягнення поставленої мети вирішувались наступні задачі:

- 1) встановити значення діючих зусиль від повздовжньої та поперечної усадки кільцевих швів;
- 2) розробити розрахункову схему та алгоритм обчислення напружено-деформованого стану у зварних колесах з використанням САЕ-систем;
- 3) визначити вплив розмірів деталей, зазорів у з'єднаннях та температури попереднього підігріву на величину напружень та деформацій в з'єднаннях дисків з ободами.

Виклад основного матеріалу. Технологія зварювання сталі 40Х передбачає її попередній підігрів, тому обід перед складанням розшириться зі збільшенням внутрішнього діаметра на величину $2\Delta_n$. Після складання з диском зазор між ними, який попередньо був забезпечений механічною обробкою, збільшиться. Після виконання зварювання повздовжня усадка шва викликати зменшення його у діаметрі, відбуватиметься обтиснення диска разом з обтисненням його ободом при охолодженні. Тому для визначення величини усадкової сили скористалися значеннями характеристик теплофізичних властивостей низьковуглецевих сталей (середніми у діапазоні температур 20...600 °C): коефіцієнт термічного розширення $\alpha = 13,25 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ та питома теплоємність $c_p = 4,1 \text{ Дж}/(\text{см}^3 \cdot ^\circ\text{C})$.

Відносний об'єм повздовжнього укорочення шва:

$$v = -1,08 \cdot 10^{-6} q_n \text{ см}^2, \quad (3)$$

де q_n – погонна енергія зварювання, Дж/см.

Відповідно, значення усадкової сили при значенні модуля пружності сталі $E = 2 \cdot 10^7 \text{ Н}/\text{см}^2$ [3]:

$$P_{yc} = vE = -1,08 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 10^7 q_n = -21,6 q_n \text{ Н}. \quad (4)$$

Для визначення зусиль, які призводять до обтиснення дисків за рахунок повздовжньої усадки кільцевого шва, скористалися схемою, зображеною на рис. 4.

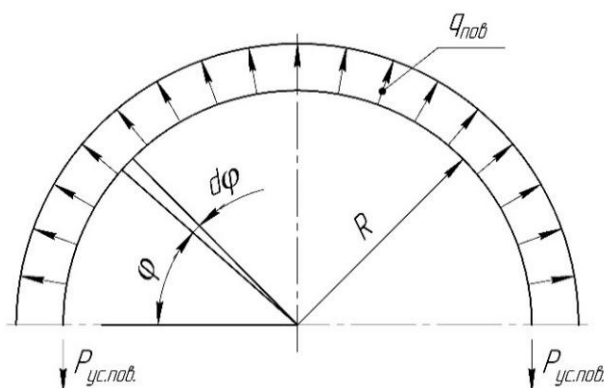


Рис. 4. Розподілене навантаження на кільце від повздожньої сили

Навантаження, яке діє на нескінченно малу ділянку криволінійного стержня довжиною $dL = R d\varphi$, дає на вертикальну вісь проєкцію величиною $q \cdot R d\varphi \cdot \sin \varphi$. Інтегруючи цю величину за φ від 0 до π , отримуємо проєкцію рівнодіючого навантаження на вертикальну вісь: $\int_0^\pi q \cdot R d\varphi \cdot \sin \varphi = 2qR$. Із умови, що сума проєкцій всіх діючих на частину системи сил на вертикальну вісь дорівнює нулю, отримуємо $2P_{ус.пов.} = 2qR$.

Отже, розподілене навантаження по кільцю від повздожньої усадкової сили:

$$q_{нов} = \frac{P_{ус.пов.}}{R}. \tag{5}$$

Як зазначається вище, при зварюванні стикових з'єднань поперечна усадка у випадку відсутності зазору на 15...20 % менша, ніж при зварюванні із зазором. Також мінімізується величина кутових деформацій. Тому у дослідженнях передбачали виконувати з'єднання дисків з ободом стиковими зварними швами (за умови виконання по внутрішній поверхні обода буртиків) використовуючи наступні параметри режиму автоматизованого дугового зварювання під шаром флюсу: зварювальний струм $I_{зв} = 700 \text{ А}$; швидкість зварювання $V_{зв} = 27 \text{ м / год} = 0,75 \text{ см / с}$; теплова потужність дуги $q = 4700 \text{ кал / с}$.

Погонна енергія при зварюванні:

$$q_n = \frac{q}{V_{зв}} = \frac{4700}{0,75} = 6266,7 \text{ кал / см} = 26257,5 \frac{\text{Дж}}{\text{см}}.$$

Відповідно значення повздожньої усадкової сили:

$$P_{ус.пов.} = -21,6 \cdot 26257,5 = 567162 \text{ Н} = -567,162 \text{ кН}.$$

Знак мінус означає, що відбувається укорочення.

Розподілене навантаження по кільцю від повздожньої усадкової сили, яка викликає напруження розтягу у шві:

$$q_{нов} = \frac{567,162}{0,92} = 616,48 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Розширення і деформації сталевих деталей при зварюванні відбуваються також і у поперечному напрямку (рис. 5).

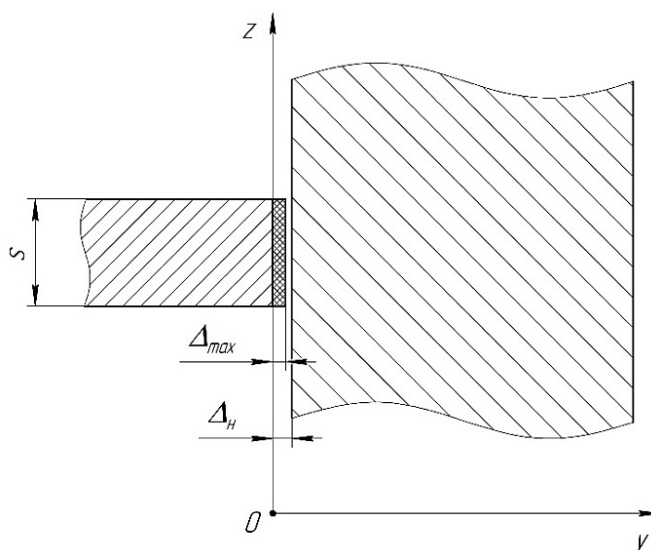


Рис. 5. Температурна деформація кромки диска та обода

Максимальна величина зближення кромки при нагріванні може бути визначена за виразом [3]:

$$\Delta_{\max} = \frac{\alpha q_n}{c \rho s}. \tag{6}$$

Зважаючи на те, що у представленій на рис. 5 схемі товщина обода набагато перевищує товщину диска, знехтуємо переміщенням кромки обода у напрямку диска. На користь цього припущення виступає і той факт, що при додатковому нагріві обода він отримує теплове розширення у сторону від диска.

Враховуючи, що фактична величина поперечної усадки менша від максимальної, при електродуговому зварюванні під шаром флюсу [3]:

$$\Delta_{\text{non}} = -0,55 \frac{\alpha q_n}{c \rho s}. \tag{7}$$

Тоді

$$\Delta_{\text{non}} = -0,55 \frac{13,25 \cdot 10^{-6} \cdot 26257,5}{4,1 \cdot 2,5} = -0,0187 \text{ см.}$$

Відповідно значення поперечної усадкової сили:

$$P_{\text{ус.non.}} = wE = \Delta_{\text{non}} sE = -0,0187 \cdot 2,5 \cdot 2 \cdot 10^7 = -933422 \text{ Н} = -933,422 \text{ кН.}$$

Розподілене навантаження по кільцю від поперечної усадкової сили, яка викликає напруження розтягу у шві:

$$q_{\text{non}} = \frac{P_{\text{ус.non.}}}{2\pi R} = \frac{933,422}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,92} = 161,559 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Досліджено характер розподілу полів залишкових напружень та деформацій в з'єднаннях дисків з ободом. Аналіз напружено-деформованого стану в з'єднаннях проведено з використанням розрахункової платформи ANSYS Workbench 2026 R1.

Розрахункова схема (модель) з'єднання диска з ободом представлена на рис. 6.

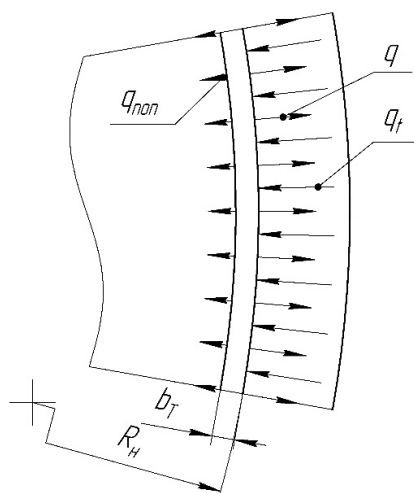


Рис. 6. Розрахункова схема з'єднання диска з ободом

На схемі величина q , яка викликає напруження розтягу в кільцевому шві, є сумою навантажень від повздовжньої та поперечної усадки швів:

$$q = q_{нов} + q_{нон}. \tag{8}$$

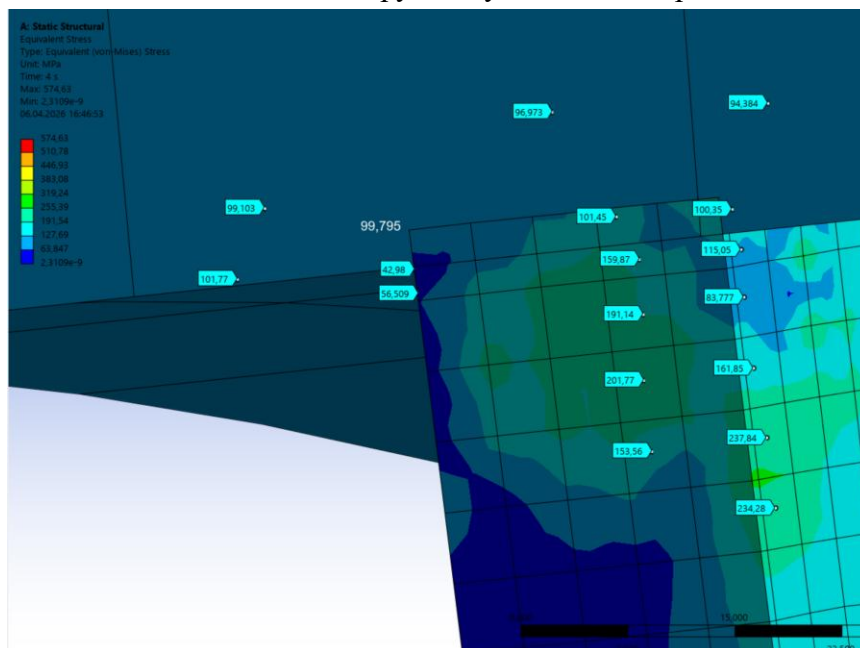
Навантаження q_f – навантаження від усадки обода при його охолодженні.

Ширина зони пружно-пластичних деформацій при зварюванні стикового шва [3]:

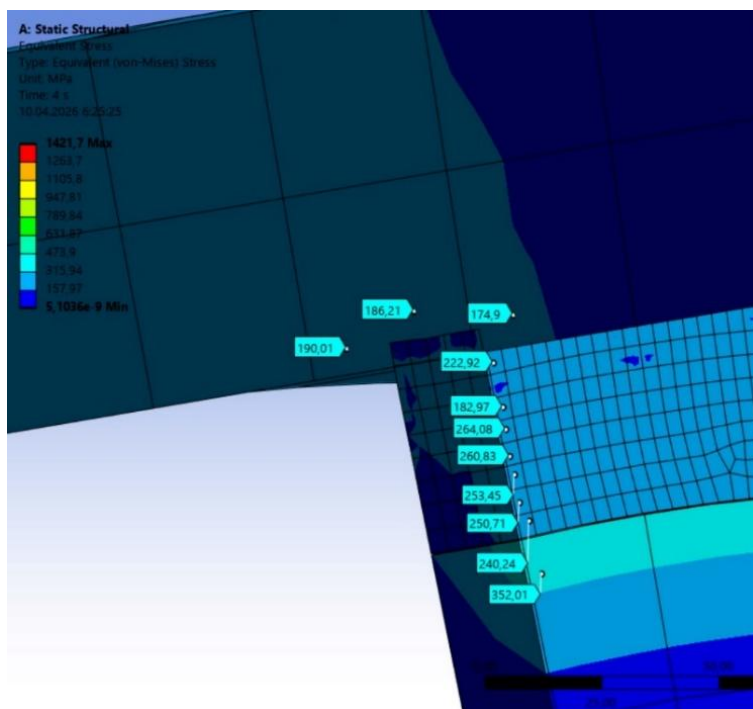
$$b_T = \frac{P_{ус.нов}}{2s\sigma_m} = \frac{567162}{2 \cdot 25 \cdot 240} = 47,26 \text{ мм}. \tag{9}$$

Величина R_n (див. рис. 6) – внутрішній радіус обода після його нагріву. Він має значення на Δ_n (див. рис. 5) більше за внутрішній радіус обода R перед нагрівом.

Величина $2\Delta_n$, на яку збільшується внутрішній діаметр, залежить від температури попереднього нагріву. У дослідженнях використовували мінімальну температуру нагріву обода, рівну 400°C , максимальну – 700°C . Розрахунки з використанням платформи ANSYS дозволили встановити значення Δ_n для зазначених температур: $4,6 \text{ мм}$ та $8,3 \text{ мм}$ відповідно. Розподілення еквівалентних залишкових напружень у з'єднаннях представлені на рис. 7.



a



б

а – попередній нагрів обода до 400 °С; б – попередній нагрів обода до 700 °С

Рис. 7. Розподілення еквівалентних залишкових напружень у з'єднаннях

Критерієм для оцінки напруженого стану у зварних з'єднаннях вузлів була величина еквівалентних напружень стиску в пружно-пластичній зоні зварного з'єднання. Оскільки при роботі колеса зварні шви піддаються розтягу, наявність початкових напружень стиску в них позитивно відіб'ється на підвищенні працездатності колеса. При нагріві до 400 °С масив величин напружень стиску знаходиться у межах від 153,56 до 237,84 МПа, при нагріві до 700 °С – від 182,97 до 264,08 МПа.

Виходячи з міркувань мінімальних витрат при виробництві коліс, нагрів до більш високих температур може виявитися недоцільним. У такому випадку, навіть при нагріві до мінімальної температури (400 °С), позитивного ефекту зниження початкових напружень розтягу у кільцевих швах аж до утворення в них напружень стиску можна досягти шляхом вибору відповідних розмірів дисків та обода.

Так, наприклад, при розробці робочої документації при призначенні розмірів дисків та внутрішнього діаметра обода керуються тим, що при їх складанні необхідно забезпечити зазор у з'єднанні. Якщо перед початком зварювання необхідна величина зазору $b = 2$ мм, тоді внутрішній діаметр обода (див. рис. 5) може бути зменшений щонайменше на величину $2\Delta_{\text{н}} - 2b = 2 \cdot 4,6 - 2 \cdot 2 = 5,2 \approx 5$ мм. Силова дія від усадки обода при охолодженні у такому разі матиме більш значний ефект з точки зору підвищення працездатності колеса.

Розвиток деформацій дисків при спільній дії силових факторів від усадки швів та обода при охолодженні (попередній підігрів до температури 400 °С) представлено на рис. 8.

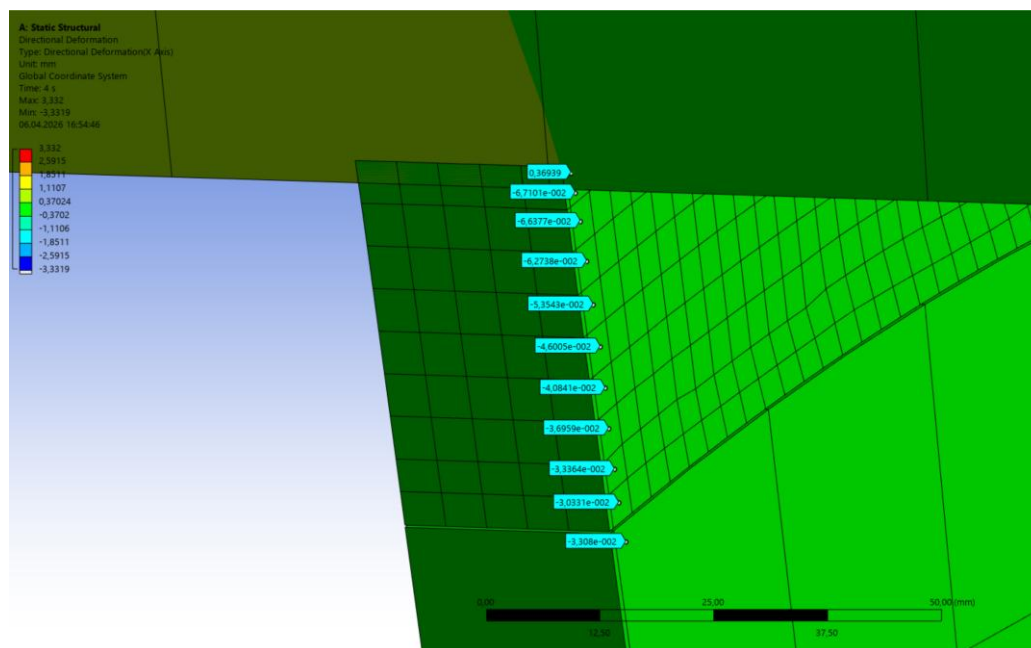


Рис. 8. Розвиток деформацій у з'єднанні диска з ободом

Як видно з отриманих результатів, деформація дисків не становить критичних значень.

Висновки. Розроблено спрощену розрахункову модель та алгоритм розрахунку для визначення напружено-деформованого стану у конструкціях оболонкового типу з кільцевими зварними швами та внутрішніми елементами жорсткості, яка потребує значно менших комп'ютерних ресурсів і часу на розрахунок.

Модель дозволяє враховувати сукупність силових факторів, які впливають на величину залишкових напружень у з'єднаннях, від повздовжньої та поперечної усадки зварних швів та від усадки деталей при їх охолодженні.

Встановлено, що для підвищення працездатності зварних коліс редукторів шляхом створення в кільцевих зварних швах попередніх напружень стиску, розмір обода, який підігривається перед зварюванням, за внутрішнім діаметром може мати менше значення за діаметр дисків.

Список використаних джерел

1. Сагіров, Ю. Г., Суглобов В. В., & Кухар, В. В. (2018). Сучасний стан та перспективи оптимізації проектування металоконструкцій порталних кранів. *Наука та виробництво: міжвуз. темат. зб. наук. пр. вип. 19*, 59–68.
2. Новомлинець, О. О., Олексієнко, С. В., & Ющенко, С. М. (2023). *Проектування технологічних процесів зварювального виробництва: навчальний посібник*. НУ «Чернігівська політехніка».
3. Лобанов, Л. М., Єрмолаєв, Г. В., Квасницький, В. В., Махненко, О. В., Єгоров, Г. В., & Лабарткава, А. В. (2016). *Напруження та деформації при зварюванні і паянні: підручник*. НУК.
4. Царик, Б., & Махненко, О. (2024). Розрахункове прогнозування залишкових деформацій при зварюванні великогабаритних ємностей з алюмінієвого сплаву. In *Матеріали I-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Прикладна механіка», присвяченої 80-ти річчю з дня народження професора Ч. В. Пульки* (pp. 141–144). Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя.
5. Mihailidis, A., Bouras, E., & Athanasopoulos, A. (2015). FEM analysis of a belt conveyor driving drum. In *Proceedings of the 6th BETA CAE International Conference*. BETA CAE Systems S.A.
6. Kezhi, L., Baoliang, X., Ziyuan, L., Yuncheng, N., Fengqin, W., Shaobo, L., & Xueqi, H. (2016). Structure optimization of wheel on fatigue failure. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Mechatronics and Information Technology (ICMIT 2016)* (pp. 686–692). Atlantis Press.

7. Chaudhari, R., & Thakur, A. G. (2021). Modern conveyor pulleys with modified end disc design, locking device & gearless drive. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE)*, 10(9), 93–99.

8. Jassinbekov, O., Isametova, M., & Kaldan, G. (2021). Development of a technique for computer simulation of the stress state of the drive drum shell of a belt conveyor to optimize its design parameters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(7), 29–31.

9. Patel, T. R., Patel, R. R., & Joshi, S. P. (2014). Conveyor pulley failure analysis. *International Journal of Engineering Development and Research*, 2(1), 445–447.

References

1. Sahirov, Y. H., Suglobov, V. V., Kukhar, V. V. (2018). Suchasnyi stan ta perspektyvy optymizatsii proektuvannia metalokonstrukttsii portalnykh kraniv [The current state and prospects for optimizing the design of metal structures of portal cranes]. *Nauka ta vyrobnytstvo – Science and production*, 19, 59–68.

2. Novomlynets, O. O., Oleksiienko, S. V., Yushchenko, S. M. (2023). Proiektuvannia tekhnolohichnykh protsesiv zvariuvannia vyrobnytstva [Technological processes of welding production]. *Chernihiv Polytechnic National University*.

3. Lobanov, L. M., Yermolayev, G. V., Kvasnytskyi, V. V., Makhnenko, O. V., Yehorov, H. V., Labartkava, A. V. (2016). Napruzhennia ta deformatsii pry zvariuvanni i paianni [Stresses and strains during welding and brazing]. *National University of Shipbuilding Mykolaiv*.

4. Tsaryk, B., Makhnenko, O. (2024). Rozrakhunkove prohnozuvannia zalyshkovykh deformatsii pry zvariuvanni velykhabarynykh yemnostei z aliuminiievoho splavu [Estimated prediction of residual strains during welding of large-sized aluminum alloy tanks]. *Proceedings Book: Materialy I Mizhnarodnoi naukovo-tekhnichnoi konferentsii «PRYKLADNA MEKHANIKA» prysviachenoj 80-ty richchii z dnia narodzhennia profesora Ch.V. Pulky – Ternopil: Ternopilskyi natsionalnyi tekhnichnyi universytet imeni Ivana Puliuia – 1st International Scientific and Technical Conference ‘Applied Mechanics’, dedicated to the 80th anniversary of the birth of Professor Ch. V. Pulka* (pp. 141–144). Ivan Pul’uj Ternopil National Technical University.

5. Mihailidis, A., Bouras, E., & Athanasopoulos, A. (2015). FEM analysis of a belt conveyor driving drum. In *Proceedings of the 6th BETA CAE International Conference*. BETA CAE Systems S.A.

6. Kezhi, L., Baoliang, X., Ziyuan, L., Yuncheng, N., Fengqin, W., Shaobo, L., & Xueqi, H. (2016). Structure optimization of wheel on fatigue failure. In *Proceedings of the 3rd International Conference on Mechatronics and Information Technology (ICMIT 2016)* (pp. 686–692). Atlantis Press.

7. Chaudhari, R., & Thakur, A. G. (2021). Modern conveyor pulleys with modified end disc design, locking device & gearless drive. *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering (IJITEE)*, 10(9), 93–99.

8. Jassinbekov, O., Isametova, M., & Kaldan, G. (2021). Development of a technique for computer simulation of the stress state of the drive drum shell of a belt conveyor to optimize its design parameters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2(7), 29–31.

9. Patel, T. R., Patel, R. R., & Joshi, S. P. (2014). Conveyor pulley failure analysis. *International Journal of Engineering Development and Research*, 2(1), 445–447.

Дата першого надходження статті до видання: 01.03.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування: 23.03.2026

Serhii Oleksiienko¹, Mykhailo Rudenko², Svitlana Yushchenko³, Iryna Nahorna⁴

¹PhD in Technical Sciences, Associate Professor
Associate Professor of Welding Technologies and Construction Department
Chernihiv Polytechnic National University (Chernihiv, Ukraine)
E-mail: sv.oleks@stu.cn.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-5475-4439>
ResearcherID: F-8197-2014. **SCOPUS Author ID:** 57190370561

²Senior Lecturer of Welding Technologies and Construction Department
Chernihiv Polytechnic National University (Chernihiv, Ukraine)
E-mail: m.rudenko@stu.cn.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-9542-7792>
ResearcherID: G-6235-2014. **SCOPUS Author ID:** 57190378153

³PhD in Technical Sciences, Associate Professor
Associate Professor of Welding Technologies and Construction Department
Chernihiv Polytechnic National University (Chernihiv, Ukraine)
E-mail: rasssveta@stu.cn.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0003-0863-9020>
ResearcherID: F-7741-2014. **SCOPUS Author ID:** 57190373626

⁴Senior Lecturer of Welding Technologies and Construction Department
Chernihiv Polytechnic National University (Chernihiv, Ukraine)
E-mail: irynanahorna@stu.cn.ua. **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0002-5075-8712>
ResearcherID: M-4382-2019. **SCOPUS Author ID:** 57192820279

STRUCRURAL DESIGN OPTIMIZATION OF WELDED WHEELS OF REDUCERS DURING DESIGNING PROCESS

Nowadays, due to the widespread use of CAD/CAE systems, opportunities are created for topological and parametric optimization of various designs. At the same time, the technological process of manufacturing a welded structure determines its strength characteristics. This is due to the fact that during welding there is a change in the properties of the base metal in the heat-affected zone, deformations of the structure occur and the residual stress field is created. All these changes affect the operation conditions of welded joints and can cause both an increase and decrease of the welded structure operability.

In the manufacture of welded wheels of reducers, which consist of a shaft, rim and discs, steels are used that require preheating before welding – steel 41CrS4 (40Kh). Heating the rim before welding lead to the fact that a decrease in its diameter during cooling after welding causes compression of the welds joining the rim with the discs. This, in turn, positively affect the operation of these welds which are tensile under operating conditions. However, under certain structural factors, such as the outer diameter of the discs, the inner diameter of the rim, the size of the gap between these elements during welding, and depending on the preheating temperature of the rim before welding, the effect of these factors on improving performance may be different.

The work developed a model that, when assessing the stress state in welded joints, allows us to take into account the presence of tensile stresses from longitudinal and transverse shrinkage. An algorithm for calculating the stress-strain state in welded wheels using CAE-systems has been developed.

Influence of sizes of parts, gaps in joints and preheating temperature on value of stresses and strains in joints of disks with rims is established.

Keywords: welded wheels; designing; weld shrinkage; residual stresses; residual strains.

Fig.: 8. **References:** 9.