

**М. М. ТКАЧУК, О. І. ЗІНЧЕНКО, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. А. ТКАЧУК,  
О. С. ЛЬОЗНИЙ**

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛІВ КОНТАКТНОГО ТИСКУ І НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЙ ТОРСІОННИХ ВАЛІВ ПІДВІСКИ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН**

У роботі показано необхідність урахування чинника сумісного взаємовпливу контактної взаємодії та пластичного деформування у зоні головки торсіонного вала на міцність торсіонних валів підвіски бойових броньованих машин задля досягнення поліпшення технічних рішень елементів систем підресорювання легкоброньованих машин, та, відповідно, тактико-технічних характеристик рухливості. Проведений аналіз впливу варіювання властивостей матеріалів та форми контактуючих поверхонь на контактну взаємодію та напружено-деформований стан торсіонних валів.

**Ключові слова:** легка броньована машина, торсіонний вал, тактико-технічні характеристики, напружено-деформований стан, головка торсіонного вала, стебло торсіонного вала, галтельний перехід, контактний тиск, пружно-пластичне деформування, шліцьова втулка

**М. ТКАЧУК, О. ЗІНЧЕНКО, А. ГРАБОВСЬКИЙ, М. ТКАЧУК, О. ЛЬОЗНИЙ**

## **RESEARCH OF THE DISTRIBUTIONS OF CONTACT PRESSURE AND THE STRESS-DEFORMED STATE OF THE ELEMENTS OF THE STRUCTURES OF THE TORSION SHAFTS OF THE SUSPENSION OF ARMORED VEHICLES**

The work demonstrates the need in accounting for the factor of the mutual influence of contact interaction and plastic deformation in the area of the head of the torsion shaft on the strength of the torsion shafts of the suspension of armored combat vehicles in order to achieve improvements in the technical solutions for the elements of the suspension systems of light-armored vehicles, and, accordingly, the tactical and technical characteristics of mobility. An analysis of the effect of varying the properties of materials and the shape of the contacting surfaces on the contact interaction and the stress-strain state of torsion shafts was carried out. In the presence of limitations on the dimensions of the head of the torsion shaft of the suspension systems of lightly armored vehicles, one of the important solutions is the modification of the working surfaces of the spline connection, which makes it possible to reduce the level of contact pressure in the spline coupling on the head of the torsion shaft.

**Key words:** light armored vehicle, torsion shaft, tactical and technical characteristics, stressed-deformed state, torsion shaft head, torsion shaft stem, pinion transition, contact pressure, elastic-plastic deformation, splined sleeve

**Вступ.** Як зазначається у роботах [1–3], для підвищення технічних і тактико-технічних характеристик (ТіТТХ) об'єктів військової техніки (ОВТ) необхідно застосовувати нові технічні рішення, матеріали і технології. У багатьох випадках це передбачає роботу в умовах контактної взаємодії та пружно-пластичного деформування матеріалів. Відповідно, необхідно розробити нові конструктивно-технологічні рішення та методи досліджень. Частково ці проблеми вирішені та описані у роботах [3–6], зокрема, розроблені варіаційні постановки задач про контактну взаємодію за наявності фізичної нелінійності у описі властивостей матеріалів [7]. На цій основі бажано здійснювати подальше моделювання напружено-деформованого стану (НДС) найбільш відповідальних елементів бойових броньованих машин (ББМ). Зокрема, це стосується торсіонних валів (ТВ) систем підресорювання (СП) легкоброньованих машин (ЛБМ). Це склало напрямок досліджень, описаних у роботі.

**Аналіз методів досліджень контактної взаємодії та напружено-деформованого стану елементів конструкцій.** При проектуванні елементів машин виникає задача розробки методу розв'язання задачі визначення НДС з урахуванням контактної взаємодії. Контактні явища, які відбуваються при взаємодії елементів машинобудівних конструкцій (ЕМБК), обумовлені реалізацією численних фізико-механічних процесів. У зв'язку із різноманіттям їх проявів необхідна розробка комплексного підходу до розв'язання дослідницьких задач у цій області. Моделі і методи досліджень повинні враховувати фізичну і структурну нелінійності. Важливим

є визначення на мікроструктурному рівні властивостей нових матеріалів на поверхні і в об'ємі. Тобто важливим є фізично адекватна і математично коректна постановка задач аналізу НДС елементів військових колісних та гусеничних машин (ВКГМ) з урахуванням контактної взаємодії тіл. Значні труднощі у вивченні механізмів контактної взаємодії викликає те, що зона їх протікання недоступна для засобів об'єктивного контролю. Практика досліджень у області контактної взаємодії заснована на методах аналізу морфології поверхонь тертя і часток зношування [8]. Класифікація часток і поверхонь за морфологічними видами дає можливість встановлювати характер протікання процесів у системах та оцінювати їх поточний стан, а також діагностувати їх деградацію.

Контактна взаємодія складнопрофільних ЕМБК у багатьох випадках є чинником, що визначає працездатність, довговічність, навантажувальну здатність та інші характеристики виробу у цілому. Прикладами можуть служити тіла кочення підшипників, зубці передач із модифікованими робочими поверхнями, кулькові поршні радіальних гідропередач та інші складнопрофільні тіла (СПТ) [8–19]. Для чисельного та аналітичного визначення контактної взаємодії застосовують різні моделі та методи. Зокрема, це модель Герца, методи граничних інтегральних рівнянь та методи скінченних елементів [20–22], теорія варіаційних нерівностей [23], варіаційний принцип Калькера [24] тощо. Але повного та ефективного розв'язання задач контактної взаємодії СПТ ці методи та моделі не забезпечують. Це стосується, у першу чергу, відсутності універсальних формулювань для створення необхідних співвідношень аналізу контактної взаємодії тіл із урахуванням різних чинників. Варіаційні принципи, які можуть бути сформовані на розвиток принципу Калькера [25], володіють певною універсальністю щодо властивостей контактуючих тіл, але на сьогоднішній день розробки, які повною мірою націлені на проблемні аспекти в області контактної взаємодії тіл, у літературі відсутні. Отже, склалося протиріччя між потребами практики промислового виробництва у нових методах і моделях аналізу контактної взаємодії та НДС елементів конструкцій, з одного боку, та можливостями механіки, – з іншого.

На противагу існуючим розробкам [26–28], підходи, які описані у роботах [20, 29–31], продемонстрували суттєвий прогрес у напрямку розвитку моделей та методів аналізу контактної взаємодії СПТ. Вони ураховують нові чинники, зокрема, вплив залежності властивостей матеріалів та форми контактуючих поверхонь на контактну взаємодію та НДС ТВ, а також їх залежності від історії навантаження.

ТВ є пружними елементами підвіски і одними із самих високонавантажених деталей ходової частини гусеничних машин, до яких пред'являється вимога підвищення пружних властивостей (робочого напруження) при одночасному збільшенні або збереженні на заданому рівні їх циклічної довговічності [32]. Виникнення пластичних деформацій у ТВ на мікрорівні може призвести до розвитку тріщин і структурних руйнувань на макrorівні. Тому дослідження розподілів контактного тиску і НДС ТВ має велику роль у їх проектуванні і становить неабиякий інтерес. Для ТВ переважним напруженим станом є чистий зсув, і зростання втомних тріщин спостерігається під кутом до осі вала у напрямку, перпендикулярному дії головних розтягуючих напружень. Для усунення небажаних результатів появи тріщин дослідники застосовували різні методи, які мають вплив на НДС і призводять до збільшення міцності деталей. Так, у роботах Блурцяна Р. Ш., Залазинського М. Г., Селихова Г. Ф., Блурцяна І. Р., Блурцяна Д. Р., В. В. Білозерова, В. В. Субботіної та інших досліджувався НДС ТВ та питання обробки валів. Наголошувалося, що спосіб обробки чинить значний вплив на міцність ТВ. Зокрема, у роботах вчених: Блурцяна Р. Ш., Блурцяна І. Р., Блурцяна Д. Р., Залазинського М. Г., Селихова Г. Ф. [33] досліджувалися натурні зразки, вирізані із різних ділянок ТВ, оброблених за базовою технологією. Матеріал ТВ – сталь 45ХН2МФА-Ш. Ними здійснювалися дослідження технологічного залишкового напруження, що формується у поверхневих шарах стебла і галтелей ТВ на операціях попереднього та остаточного шліфування, після термічної обробки, а також після операцій обкочування. Для дослідження тангенційного напруження

використовувалися зразки-кільця із зовнішнім діаметром 52...54 мм. Товщина кілець приймалася 2,5 мм, ширина – 6 мм.

Авторами [33] було досліджено тангенціальне технологічне залишкове напруження базових ТВ як до циклічних випробувань, так і після них. Було встановлено, що необхідну кількість циклів-закруток (150 000) при стендових випробуваннях забезпечують ТВ, в поверхневих шарах яких відсутні розтягуючі напруження, а стискні напруження в поверхневих шарах глибиною до 0,1 мм коливаються в межах від -20 до -500 МПа. ТВ із залишковими розтягуючими напруженнями у поверхневих шарах стебла і галтелей не витримують необхідної кількості циклів-закруток при їх випробуваннях на кручення. Також ці вчені досліджували закономірності зміни тангенціальних - технологічних залишкових напружень на різних стадіях обробки ТВ і встановили, що при термічній обробці на глибині від поверхні  $h = 0,0035...0,1$  мм формуються стискні напруження від -280 до -360 МПа [33].

Щодо попередніх операцій шліфування поверхонь стебла і галтелей ТВ, цими вченими встановлено, що у поверхневому шарі на глибині 0,02...0,1 мм формуються розтягуючі напруження (100...400 МПа), рівень яких при чистовому шліфуванні знижується. Вони також встановили, що після виконання заключних операцій механічної обробки ТВ, а також операцій обкочування, часто не вдається повністю виключити розтягуючі напруження поверхневих шарів. Ці напруження є однією із причин передчасного руйнування ТВ при їх циклічних навантаженнях на кручення і при експлуатації. Також при дослідженні технологічних залишкових напружень поверхневих шарів ТВ був виявлений суттєвий розкид значень напружень по довжині стебла [33].

Тобто можна зробити висновок, що технологічний процес механічної обробки ТВ зі шліфувальними операціями після термічної обробки не гарантує формування у поверхневих шарах тільки стискаючих залишкових напружень достатньої величини.

Одним із найбільш перспективних методів підвищення довговічності деталей машин є обкочування роликками. Вивчення закономірностей формування НДС за різних умов обкочування має велике теоретичне та практичне значення. Одержання “бажаних” результатів розрахунку в кінцевому результаті дає можливість підвищення втомної міцності ТВ.

У роботі [34] зазначається, що, в основному, при здійсненні операцій пластичної деформації, проблеми, що виникають при цьому, відносяться до області технології. Наголошується, що поверхневий шар чинить початковий вплив на експлуатаційні властивості виробів. Тому необхідно здійснювати підвищення його фізико-механічних характеристик. Для цієї мети застосовуються методи поверхнево-пластичної деформації. Авторами [34] наголошується, що найважливішим параметром процесу зміцнення, який необхідно враховувати та призначати нарівні з іншими параметрами (зусилля, подача, геометрія інструмента, яким здійснюється зміцнення, – профільний радіус ролика), є технологічна схема обкочування. Також автори наголошують на порядку проведених операцій при формуванні зміцнюваної поверхні. Неправильний вибір технологічної схеми призводить тільки до часткової реалізації зміцнювального ефекту обкочування, причому значно нижче очікуваного заданого режиму зміцнення.

Після ознайомлення із літературою, можна зробити наступні висновки: наведені у літературі теоретичні залежності ґрунтуються на теорії пружності або пластичності зі значними спрощеннями і допущеннями [35,36].

Загальним висновком із здійсненого аналізу літературних джерел є констатація того факту, що, попри значні теоретичні розробки, із точки зору застосування у тій чи іншій предметній області, аналіз пружно-пластичного деформування матеріалів високонавантажених конструкцій потребує розвитку та адаптації відповідних моделей, удосконалення методів та створення засобів, а також здійснення таких досліджень на прикладі торсіонних валів СП ЛБМ.

**Мета та постановка задачі.** Мета дослідження полягає у аналізі впливу варіювання властивостей матеріалів та форми контактуючих поверхонь на контактну взаємодію та напружено-деформований стан торсіонних валів.

**Дослідження розподілів контактного тиску і напружено-деформованого стану елементів конструкцій торсіонних валів підвіски бойових броньованих машин за варіювання властивостей матеріалів, форми контактуючих поверхонь та із урахуванням пружно-пластичного деформування.**

У роботі розглядається питання дослідження розподілів контактного тиску і НДС елементів конструкцій ТВ підвіски ББМ.

Традиційні методи розрахунку пружно-пластичного НДС елементів конструкцій – не інкрементального типу, а поставлену задачу необхідно розв'язувати саме методами інкрементального типу. Загальні рівняння інкрементальних теорій пластичності описані у праці [37]. Для проведення аналізу НДС елементів ТВ необхідно побудувати інкрементальну постановку, яка полягає у формуванні функціоналів у прирощеннях компонент НДС та контактному тиску. Із умов екстремальності певних функціоналів визначаються області контакту, розподіли контактного тиску та НДС, а також рівні пластичних деформацій і залишкові напруження та деформації [38].

Зазвичай ТВ ЛБМ мають поздовжнє (тобто уздовж осі машини) розташування. Як приклади – сімейства машин БТР-60,70,80, БТР-3, БТР-4. Попри достатньо просту будову та принцип роботи ТВ [5,6], основну складність становить саме пружно-пластичне деформування тіла вала із урахуванням контактної взаємодії зі спряженими деталями (контактує головка торсіонного валу (ГТВ) із шліцьовою втулкою (ШВ), і саме цей контакт передає крутний момент на вал). Дійсно, при цьому задіяні фізична та структурна нелінійності, а сама контактна взаємодія та НДС ТВ суттєво залежать від історії навантаження, оскільки на етапі виготовлення вал проходить технологічну операцію подвійного заневолювання. Відповідно, слід очікувати відчутного впливу форми поверхонь у контактному спряженні ГТВ із ШВ.

Як типопредставник ТВ обрано тестовий вал, близький за розмірами та конструктивним виконанням до аналогічних елементів у системі підресорювання ЛБМ типу БТР-80 та йому подібних, проте зі зміненими розмірами. Номінальна форма та розміри ТВ наведені на рис. 1.

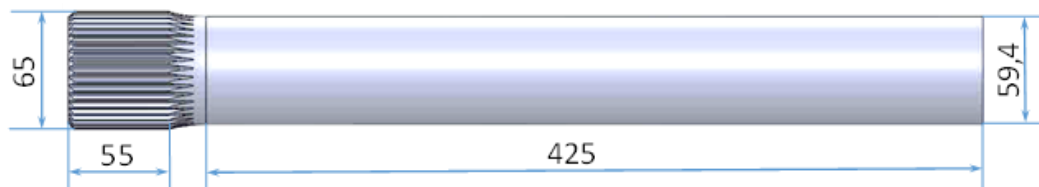


Рис. 1 – Геометрична модель торсіонного валу, що досліджується, зі зрізом на головці (симетрична половина)

Властивості матеріалу вала (сталь) умовно відповідають даним, наведеним на рис. 2. В силу циклосиметрії досліджувався типовий сектор вала (рис. 3-5). На рис. 5 задано кут закручування муфти на ГТВ.

Кінематичне навантаження здійснюється шляхом повороту кінця вала на кут закручування  $\gamma$ .

Номінальна форма у спряженні «ГТВ – ШВ» відповідає їх співпадінню на робочих поверхнях. Збурення форми контактуючих поверхонь моделюється шляхом видалення матеріалу уздовж осевого напрямку, що у проекції має форму дуги радіуса  $R$  (рис. 4) ( $\Delta R \in [0; 0.1; 0.2; 0.3; 0.4; 0.5]$  мм – зріз на головці).

Таким чином, зазор між робочими поверхнями контактуючих тіл головкою торсіонного вала та шліцьовою втулкою перестає бути нульовим та зростає при наближенні до галтельного переходу (ГП) – зони між ГТВ та стеблом торсіонного вала (СТВ).

Як чисельні значення обрані такі характеристики: модуль пружності матеріалу ТВ  $E = 2,1 \cdot 10^{11}$  Па, коефіцієнт Пуасона  $\nu = 0,3$ , межа плинності  $\sigma_T = 1600$  МПа, дотичний модуль  $E_K = 4000$  МПа.

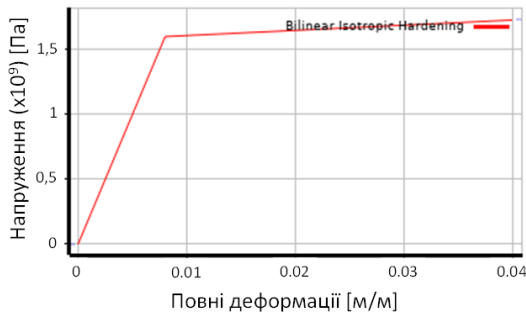


Рис. 2 – Діаграма деформування матеріалу торсіонного вала

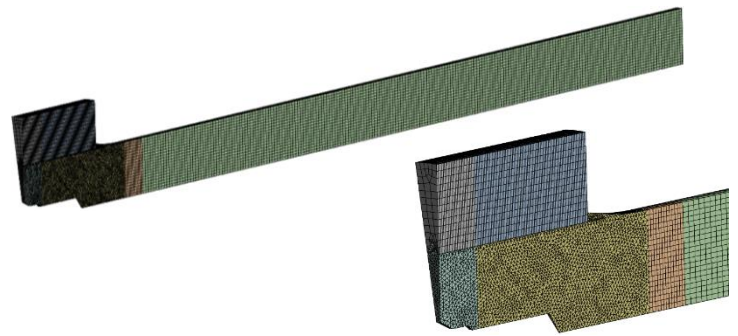


Рис. 3 – Розрахункова схема сектора торсіонного вала із умовами циклосиметрії

На рис. 5 наведена історія навантаження: два етапи – закрутка I (закручування на кут  $20^\circ$ ,  $\tau \in [0;1]$ ) та зняття навантаження II – розвантаження  $\tau \in [1;2]$ , а також  $\tau$  – параметр умовного «часу» та розподіл крутного моменту,  $\tau_0$  – момент, що відповідає нульовому крутному моменту, а у табл. 1 – 6 та на рис. 6 – 22 – результати розрахунків контактної взаємодії та НДС ТВ для варіантів: № 1 – номінальний (нульовий зазор контакту); № 2 – змінний початковий зазор із коловим розподілом та максимальною величиною його стрілки  $\Delta = 100$  мкм; № 3 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням  $\Delta = 200$  мкм; № 4 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням  $\Delta = 300$  мкм; № 5 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням  $\Delta = 400$  мкм; № 6 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням  $\Delta = 500$  мкм.

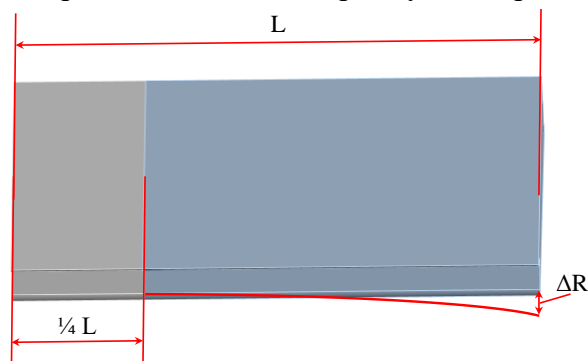


Рис. 4 – Збурення форми зазору у спряженні «головка торсіонного вала – шліцьова втулка»

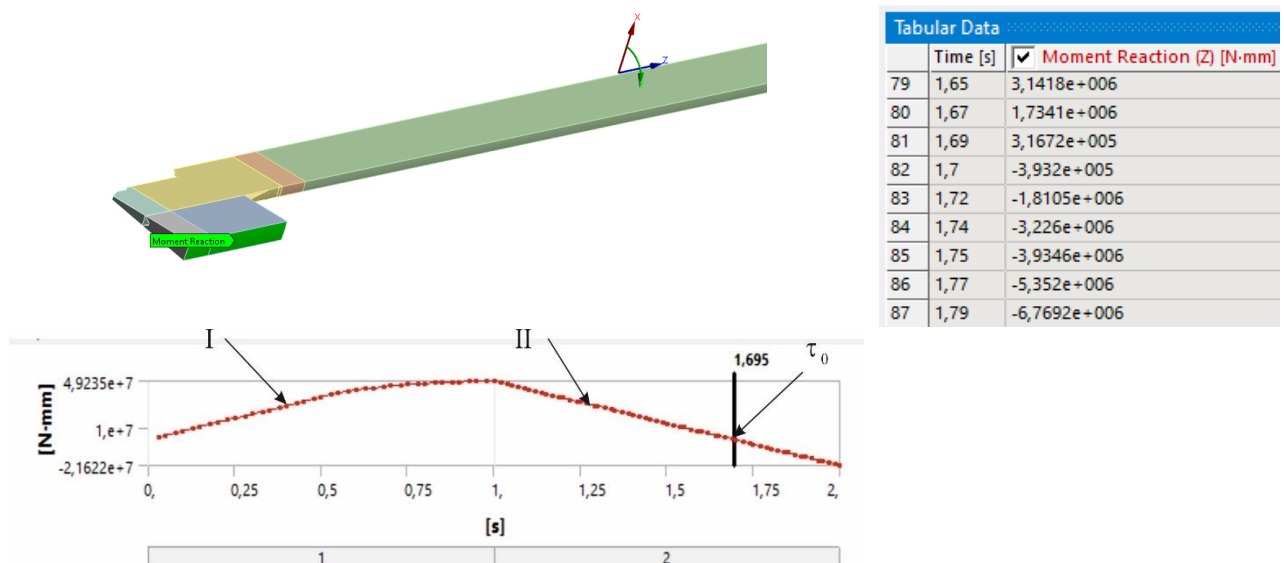


Рис. 5 – Історія двоетапного навантаження (варіант № 1),  $\tau \in [0;2]$ , та реакції у закріпленні

Таблиця 1 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 1) у торсіоні

$\tau$	Значення	Картина розподілу (варіант № 1)
<i>повні переміщення, мм (<math>10^{-3}</math> м)</i>		
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>50,755</li> <li>50,613</li> <li>50,471</li> <li>50,328</li> <li>50,186</li> <li>50,043</li> <li>49,901</li> <li>49,759</li> <li>49,616</li> <li>49,474</li> </ul>	
1,695 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>3,4923</li> <li>3,1496</li> <li>2,8068</li> <li>2,4641</li> <li>2,1214</li> <li>1,7787</li> <li>1,436</li> <li>1,0933</li> <li>0,75056</li> <li>0,40785</li> </ul>	
<i>еквівалентні напруження за Мізесом у торсіонному валі, МПа</i>		
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>1771,1</li> <li>1576</li> <li>1380,9</li> <li>1185,9</li> <li>990,8</li> <li>795,72</li> <li>600,65</li> <li>405,57</li> <li>210,49</li> <li>15,419</li> </ul>	
1,695 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>1775,8</li> <li>1578,5</li> <li>1381,2</li> <li>1184</li> <li>986,74</li> <li>789,49</li> <li>592,24</li> <li>394,98</li> <li>197,73</li> <li>0,47542</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i>		
1,695 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>0,043767</li> <li>0,038904</li> <li>0,034041</li> <li>0,029178</li> <li>0,024315</li> <li>0,019452</li> <li>0,014589</li> <li>0,009726</li> <li>0,004863</li> <li>0</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i>		
1,695 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>0,0060013</li> <li>0,0053345</li> <li>0,0046677</li> <li>0,0040009</li> <li>0,0033341</li> <li>0,0026673</li> <li>0,0020004</li> <li>0,0013336</li> <li>0,00066682</li> <li>0</li> </ul>	

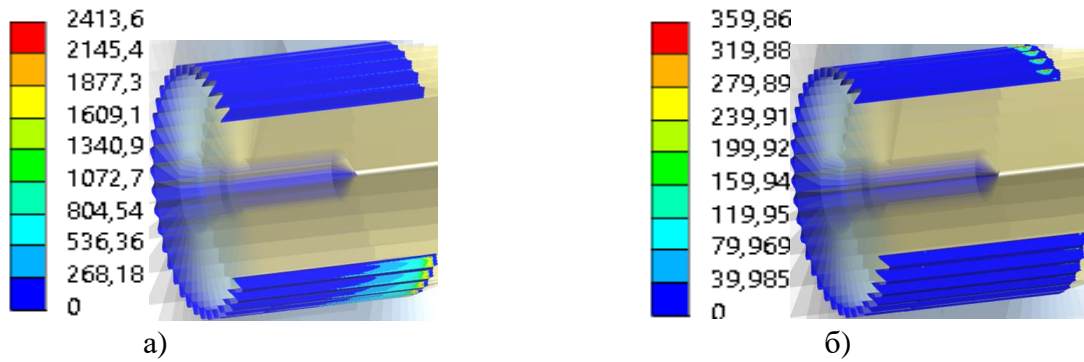


Рис. 6 – Розподіл контактної тиску (варіант № 1) у головці торсійного валу, МПа:

а)  $\tau = 1$ ; б)  $\tau = \tau_0 = 1,695$

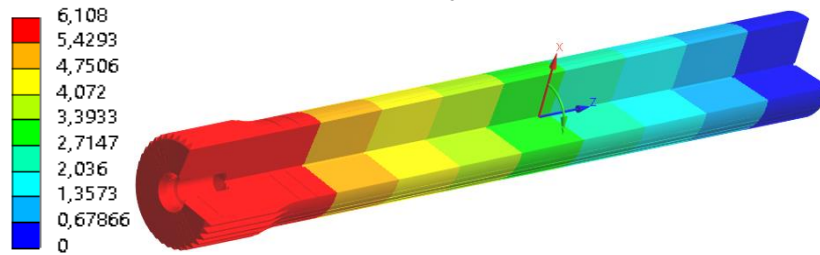


Рис. 7 – Розподіл залишкового кута (варіант № 1) у головці торсійного валу, °,  $\tau = \tau_0 = 1,695$

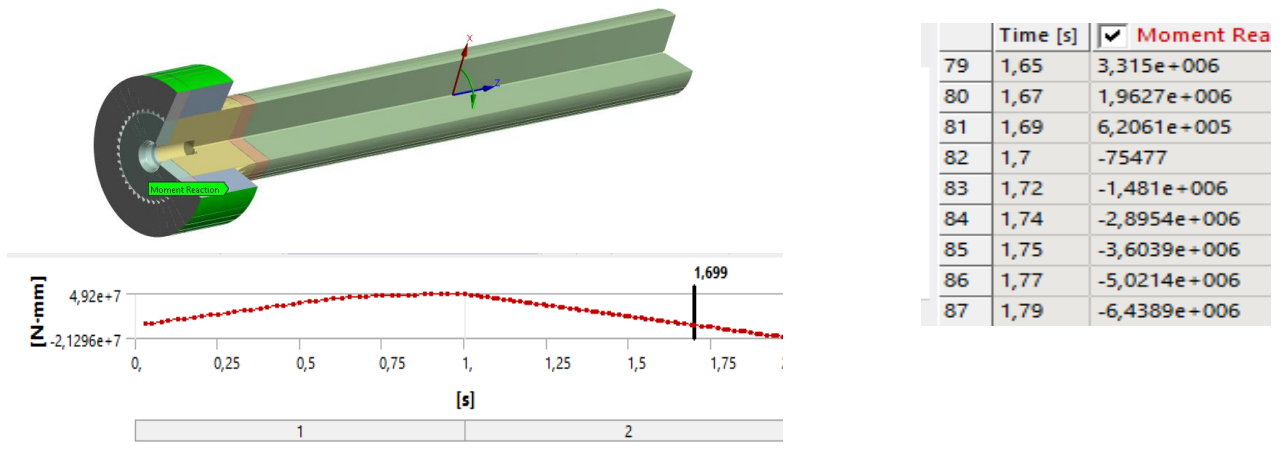


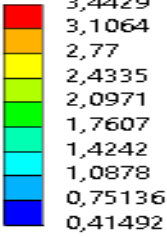
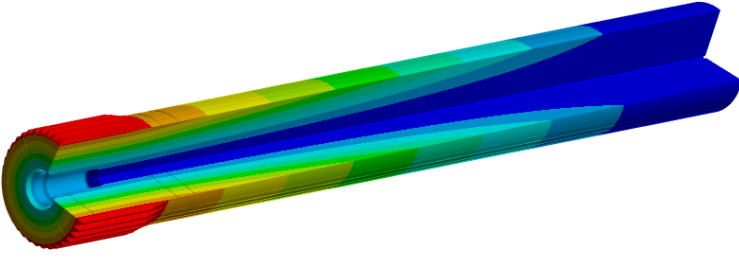
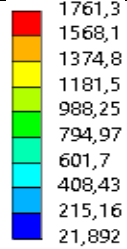
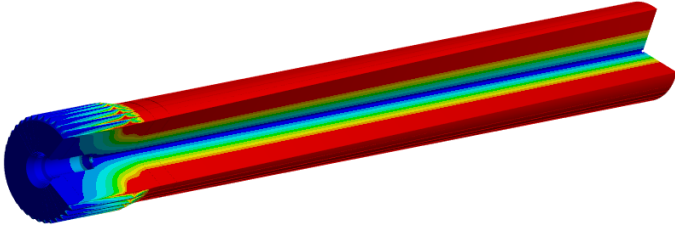
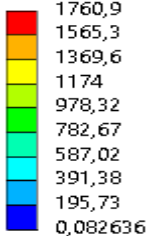
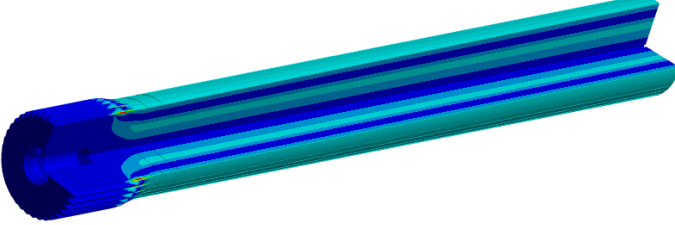
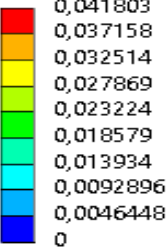
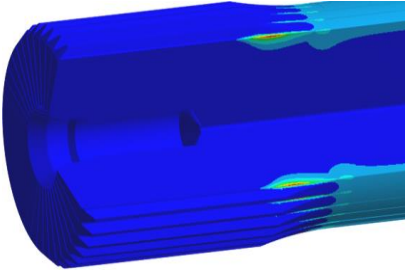
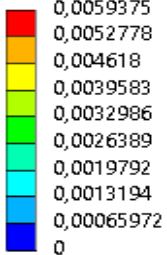
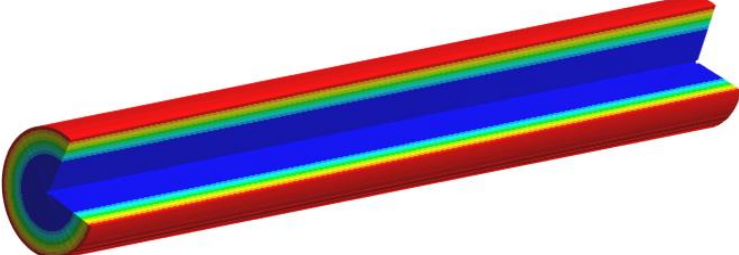
Рис. 8 – Розподіл крутного моменту у торсії (варіант № 2,  $\Delta = 100$  мкм)

Як видно, для варіанту 1 і еквівалентні напруження за Мізесом, і пластичні деформації у головці вищі, ніж у СТВ.

Таблиця 2 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 2,  $\Delta = 100$  мкм) у торсії

$\tau$	Значення	Картина розподілу
		<i>повні переміщення, мм (<math>10^{-3}</math> м)</i>
1	<p>40,356 40,177 39,998 39,819 39,64 39,461 39,282 39,103 38,924 38,745</p>	

## закінчення таблиці 2

$\tau$	Значення	Картина розподілу
1,699 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>3,4429</li> <li>3,1064</li> <li>2,77</li> <li>2,4335</li> <li>2,0971</li> <li>1,7607</li> <li>1,4242</li> <li>1,0878</li> <li>0,75136</li> <li>0,41492</li> </ul>	
<i>еквівалентні напруження за Мізесом у торсіонному валі, МПа</i>		
1	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1761,3</li> <li>1568,1</li> <li>1374,8</li> <li>1181,5</li> <li>988,25</li> <li>794,97</li> <li>601,7</li> <li>408,43</li> <li>215,16</li> <li>21,892</li> </ul>	
1,699 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1760,9</li> <li>1565,3</li> <li>1369,6</li> <li>1174</li> <li>978,32</li> <li>782,67</li> <li>587,02</li> <li>391,38</li> <li>195,73</li> <li>0,082636</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i>		
1,699 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,041803</li> <li>0,037158</li> <li>0,032514</li> <li>0,027869</li> <li>0,023224</li> <li>0,018579</li> <li>0,013934</li> <li>0,0092896</li> <li>0,0046448</li> <li>0</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i>		
1,699 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,0059375</li> <li>0,0052778</li> <li>0,004618</li> <li>0,0039583</li> <li>0,0032986</li> <li>0,0026389</li> <li>0,0019792</li> <li>0,0013194</li> <li>0,00065972</li> <li>0</li> </ul>	

Для варіанту 2, як свідчить аналіз розподілів напружень та деформацій, за характером у цілому принципівих їх змін не відбулося порівняно із варіантом 1. Проте їх рівень дещо знижується. Те ж можна розповсюдити і на рівень контактного тиску у ГТВ.





Рис. 9 – Розподіл контактної тиску (варіант № 2) у головці торсіонного валу, МПа:  
а)  $\tau = 1$ ; б)  $\tau = \tau_0 = 1,695$

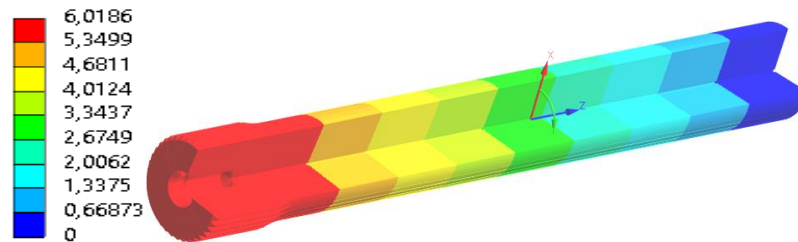


Рис. 10 – Розподіл залишкового кута (варіант № 2,  $\Delta = 100$  мкм) у головці торсіонного валу,  $^{\circ}$ ,  $\tau = \tau_0 = 1,699$

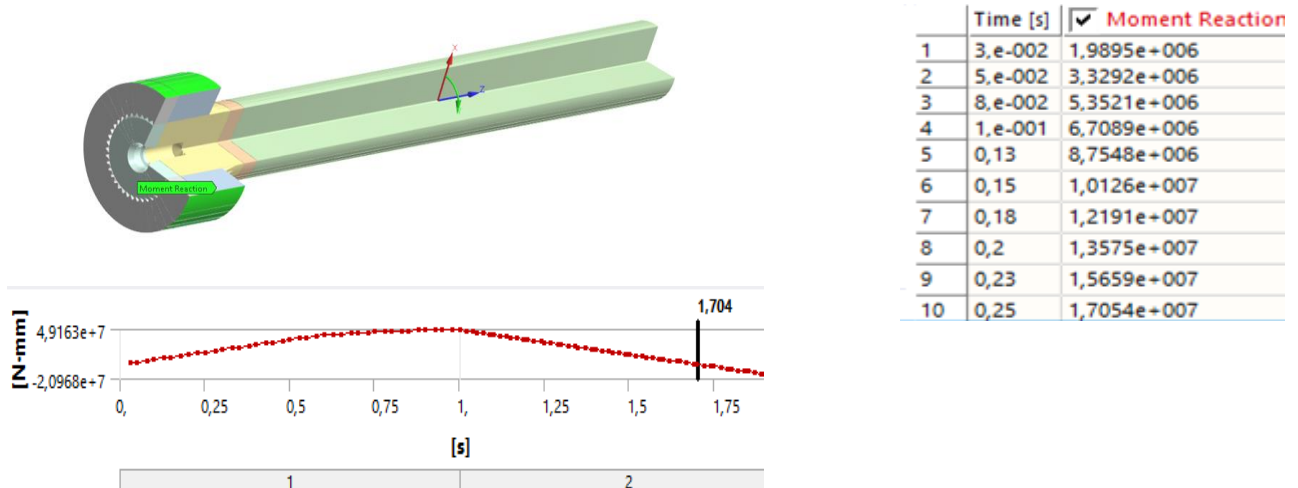
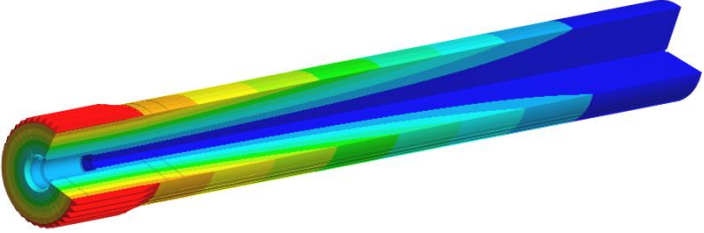
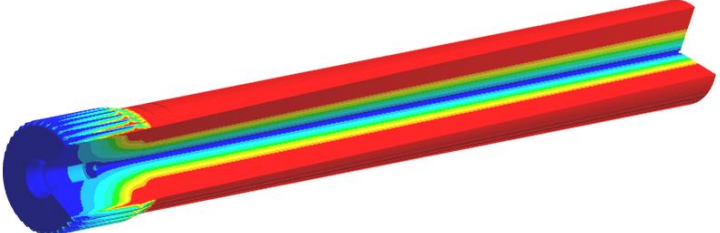
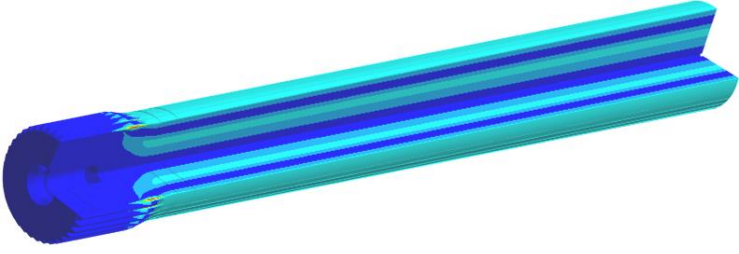
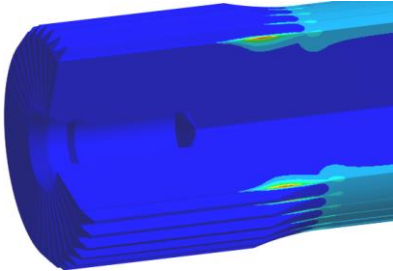
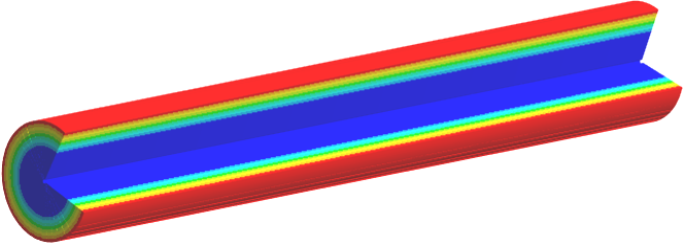


Рис. 11 – Розподіл крутного моменту у торсіоні (варіант № 3,  $\Delta = 200$  мкм)

Таблиця 3 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 3,  $\Delta = 200$  мкм) у торсіоні

$\tau$	Значення	Картина розподілу
<i>повні переміщення, мм (<math>10^{-3}</math> м)</i>		
1		

закінчення таблиці 3

$\tau$	Значення	Картина розподілу
1,704 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>3,3796</li> <li>3,0454</li> <li>2,7112</li> <li>2,377</li> <li>2,0429</li> <li>1,7087</li> <li>1,3745</li> <li>1,0403</li> <li>0,70609</li> <li>0,3719</li> </ul>	
<i>еквівалентні напруження за Мізесом у торсіонному валі, МПа</i>		
1	<ul style="list-style-type: none"> <li>1752</li> <li>1560,4</li> <li>1368,7</li> <li>1177,1</li> <li>985,45</li> <li>793,81</li> <li>602,17</li> <li>410,53</li> <li>218,89</li> <li>27,255</li> </ul>	
1,704 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>1731,8</li> <li>1539,4</li> <li>1347</li> <li>1154,6</li> <li>962,18</li> <li>769,78</li> <li>577,37</li> <li>384,97</li> <li>192,57</li> <li>0,16691</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i>		
1,704 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>0,039772</li> <li>0,035353</li> <li>0,030933</li> <li>0,026514</li> <li>0,022095</li> <li>0,017676</li> <li>0,013257</li> <li>0,0088381</li> <li>0,0044191</li> <li>0</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i>		
1,704 ( $\tau_0$ )	<ul style="list-style-type: none"> <li>0,0058702</li> <li>0,005218</li> <li>0,0045657</li> <li>0,0039135</li> <li>0,0032612</li> <li>0,002609</li> <li>0,0019567</li> <li>0,0013045</li> <li>0,00065225</li> <li>0</li> </ul>	

Як видно, відзначена вище тенденція стосовно розподілів та рівнів контактної тиску, напружень та деформацій зберігається і для варіанту 3.

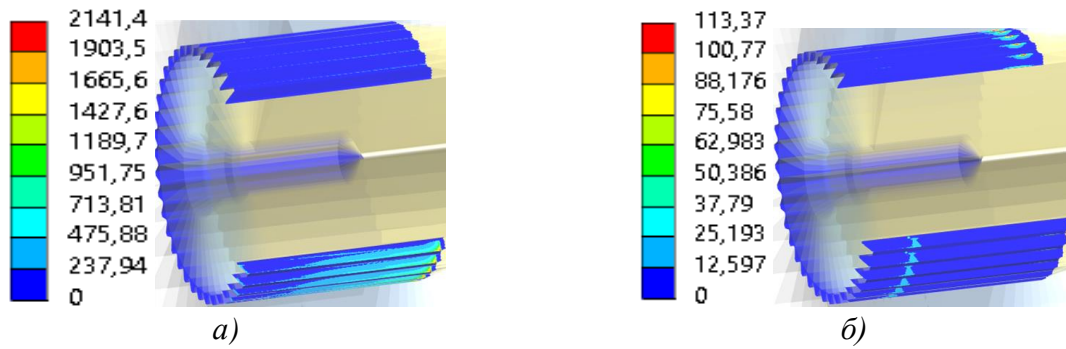


Рис. 12 – Розподіл контактного тиску (варіант № 3) у ГТВ, МПа:  
а)  $\tau = 1$ ; б)  $\tau = \tau_0 = 1,704$

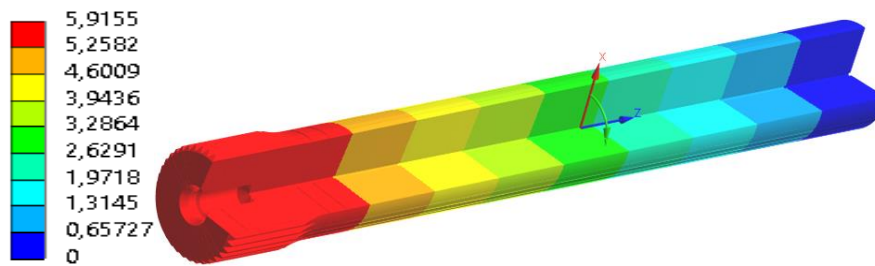


Рис. 13 – Розподіл залишкового кута, ° (варіант № 3) у головці торсійного валу,  $\tau = \tau_0 = 1,704$

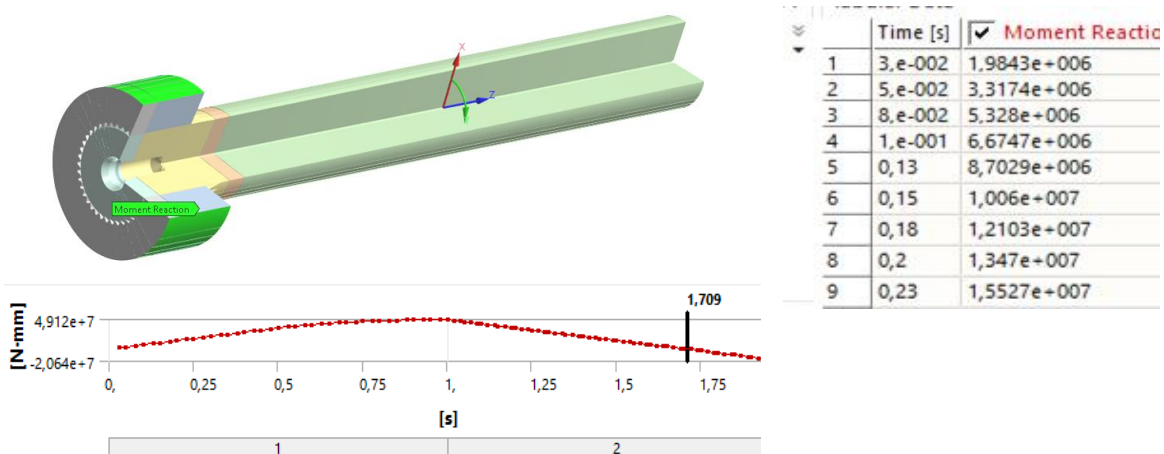

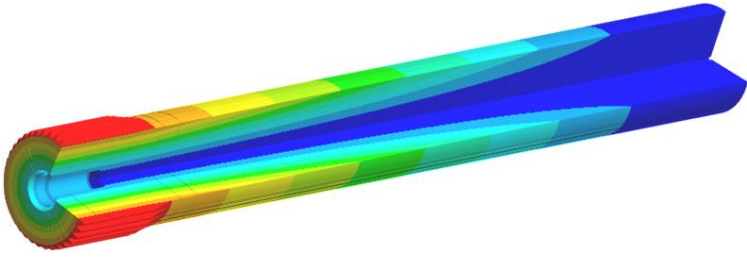

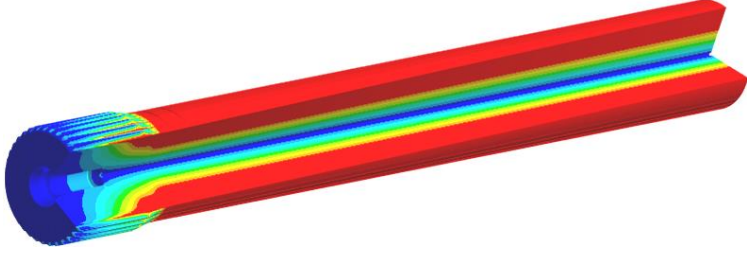

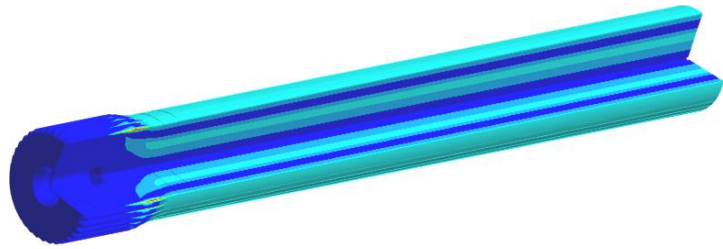

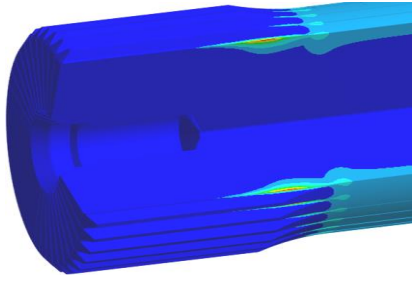

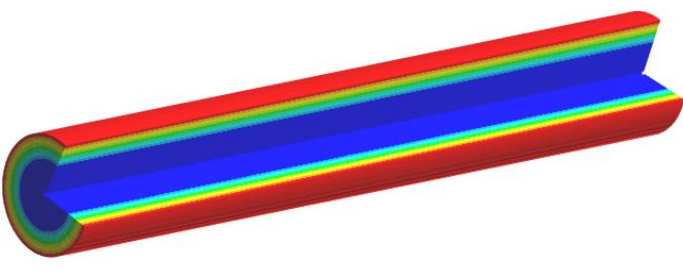


Рис. 14 – Розподіл крутного моменту у торсіоні (варіант № 4,  $\Delta = 300$  мкм)

Таблиця 4 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 4,  $\Delta = 300$  мкм) у торсіоні

$\tau$	Значення	Картина розподілу
		<i>повні переміщення, мм (<math>10^{-3}</math> м)</i>
1	<p>19,869 19,485 19,102 18,718 18,334 17,95 17,566 17,182 16,798 16,414</p>	

закінчення таблиці 4

$\tau$	Значення	Картина розподілу
1,709 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>3,3193</li> <li>2,992</li> <li>2,6646</li> <li>2,3373</li> <li>2,01</li> <li>1,6826</li> <li>1,3553</li> <li>1,028</li> <li>0,70062</li> <li>0,37328</li> </ul>	
<i>еквівалентні напруження за Мізесом у торсіонному валі, МПа</i>		
1	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1742,9</li> <li>1552,8</li> <li>1362,8</li> <li>1172,8</li> <li>982,81</li> <li>792,8</li> <li>602,79</li> <li>412,77</li> <li>222,76</li> <li>32,751</li> </ul>	
1,709 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1702,5</li> <li>1513,4</li> <li>1324,4</li> <li>1135,3</li> <li>946,23</li> <li>757,16</li> <li>568,1</li> <li>379,03</li> <li>189,96</li> <li>0,89056</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i>		
1,709 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,037792</li> <li>0,033593</li> <li>0,029394</li> <li>0,025195</li> <li>0,020996</li> <li>0,016797</li> <li>0,012597</li> <li>0,0083983</li> <li>0,0041992</li> <li>0</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i>		
1,709 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,0057996</li> <li>0,0051552</li> <li>0,0045108</li> <li>0,0038664</li> <li>0,003222</li> <li>0,0025776</li> <li>0,0019332</li> <li>0,0012888</li> <li>0,0006444</li> <li>0</li> </ul>	

Такі ж тенденції зберігаються і для варіанту 4.

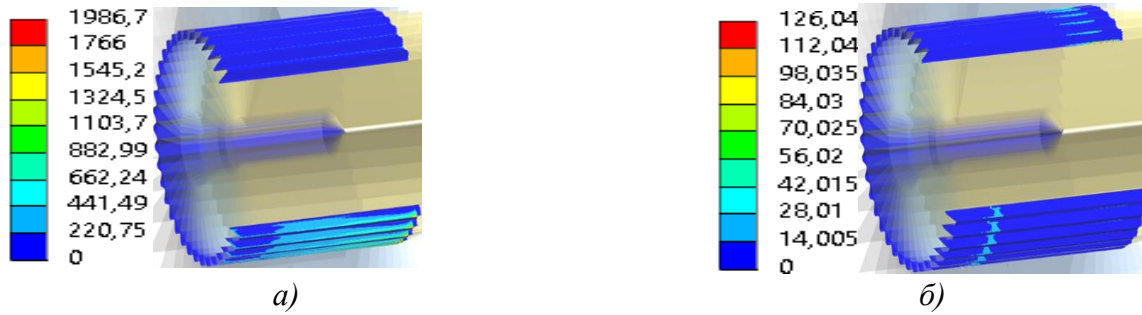


Рис. 1.15 – Розподіл контактної тиску (варіант № 4,  $\Delta = 300$  мкм) у головці торсійного валу, МПа: а)  $\tau = 1$ ; б)  $\tau = \tau_0 = 1,709$

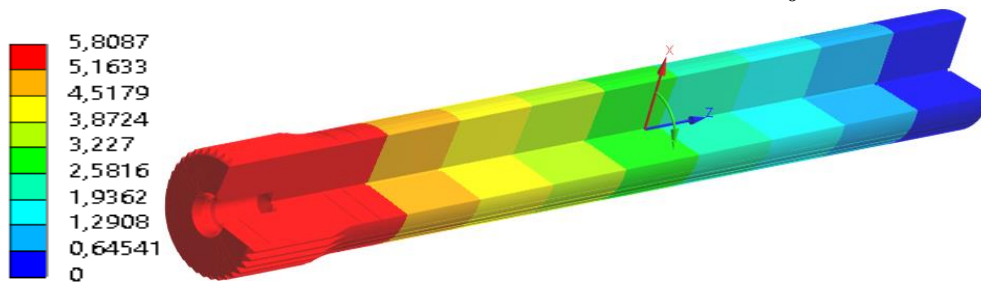


Рис. 1.16 – Розподіл залишкового кута (варіант № 4,  $\Delta = 300$  мкм) у головці торсійного валу, °,  $\tau = \tau_0 = 1,709$

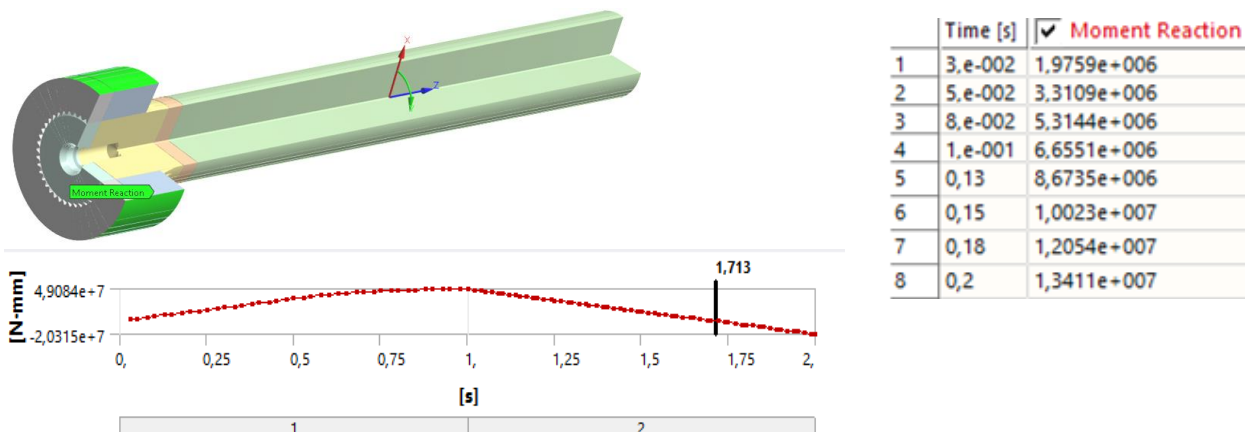
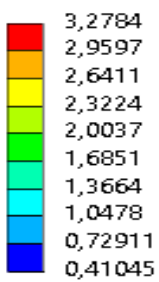
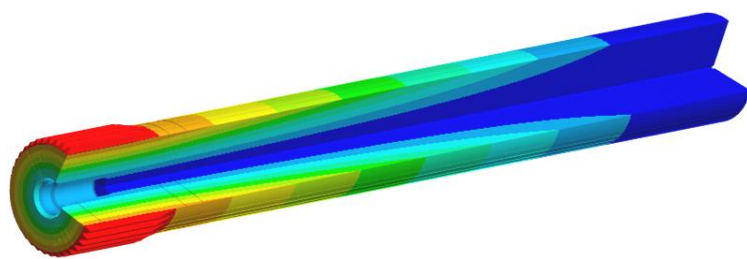
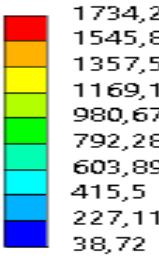
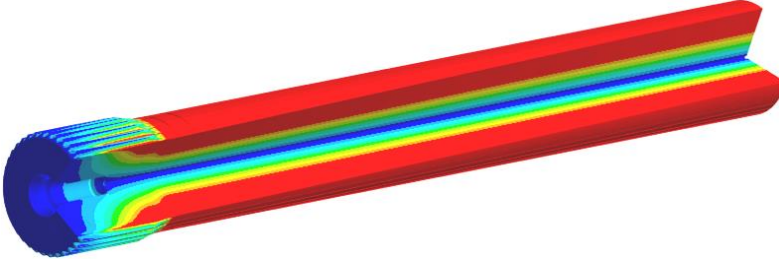
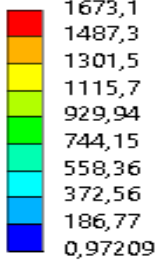
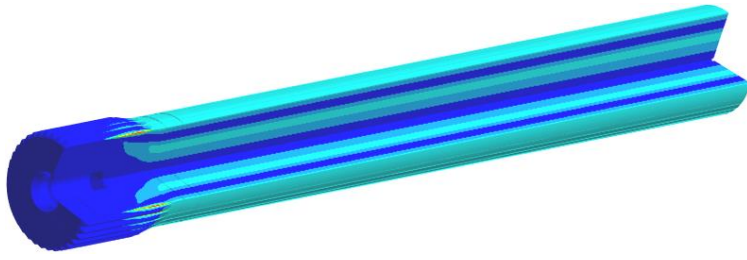
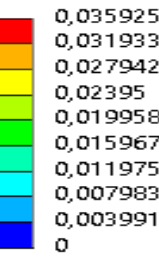
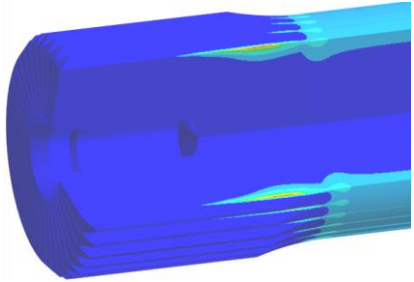
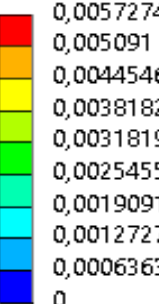
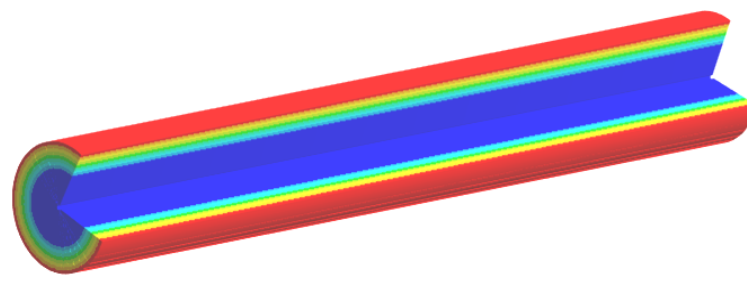


Рис. 17 – Розподіл крутного моменту у торсії (варіант № 5,  $\Delta = 400$  мкм)

Таблиця 5 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 5,  $\Delta = 400$  мкм) у торсії

$\tau$	Значення	Картина розподілу
		<i>повні переміщення, мм (<math>10^{-3}</math> м)</i>
1		

закінчення таблиці 5

$\tau$	Значення	Картина розподілу
1,713 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>3,2784</li> <li>2,9597</li> <li>2,6411</li> <li>2,3224</li> <li>2,0037</li> <li>1,6851</li> <li>1,3664</li> <li>1,0478</li> <li>0,72911</li> <li>0,41045</li> </ul>	
<i>еквівалентні напруження за Мізесом у торсіонному валі, МПа</i>		
1	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1734,2</li> <li>1545,8</li> <li>1357,5</li> <li>1169,1</li> <li>980,67</li> <li>792,28</li> <li>603,89</li> <li>415,5</li> <li>227,11</li> <li>38,72</li> </ul>	
1,713 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1673,1</li> <li>1487,3</li> <li>1301,5</li> <li>1115,7</li> <li>929,94</li> <li>744,15</li> <li>558,36</li> <li>372,56</li> <li>186,77</li> <li>0,97209</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i>		
1,713 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,035925</li> <li>0,031933</li> <li>0,027942</li> <li>0,02395</li> <li>0,019958</li> <li>0,015967</li> <li>0,011975</li> <li>0,0079834</li> <li>0,0039917</li> <li>0</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i>		
1,713 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,0057274</li> <li>0,005091</li> <li>0,0044546</li> <li>0,0038182</li> <li>0,0031819</li> <li>0,0025455</li> <li>0,0019091</li> <li>0,0012727</li> <li>0,00063637</li> <li>0</li> </ul>	

Відповідно, варіант 5 демонструє стабільність тенденції, визначеної для перших чотирьох варіантів.

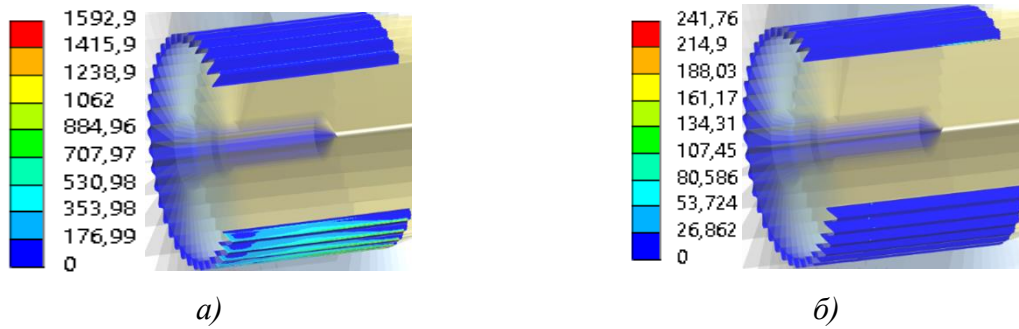


Рис. 18 – Розподіл контактної тиску (варіант № 5,  $\Delta = 400$  мкм) у головці торсійного валу, МПа: а)  $\tau = 1$ ; б)  $\tau = \tau_0 = 1,713$

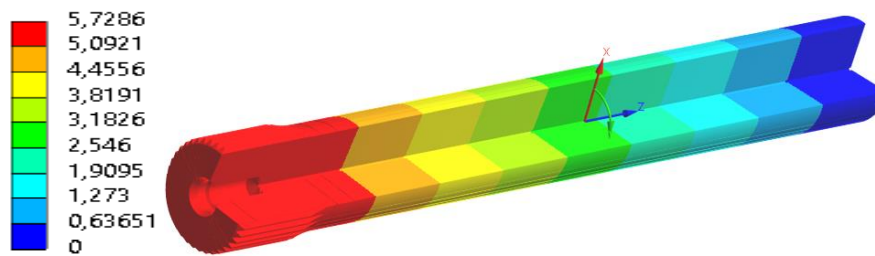


Рис. 19 – Розподіл залишкового кута (варіант № 5,  $\Delta = 400$  мкм) у головці торсійного валу, °,  $\tau = \tau_0 = 1,713$

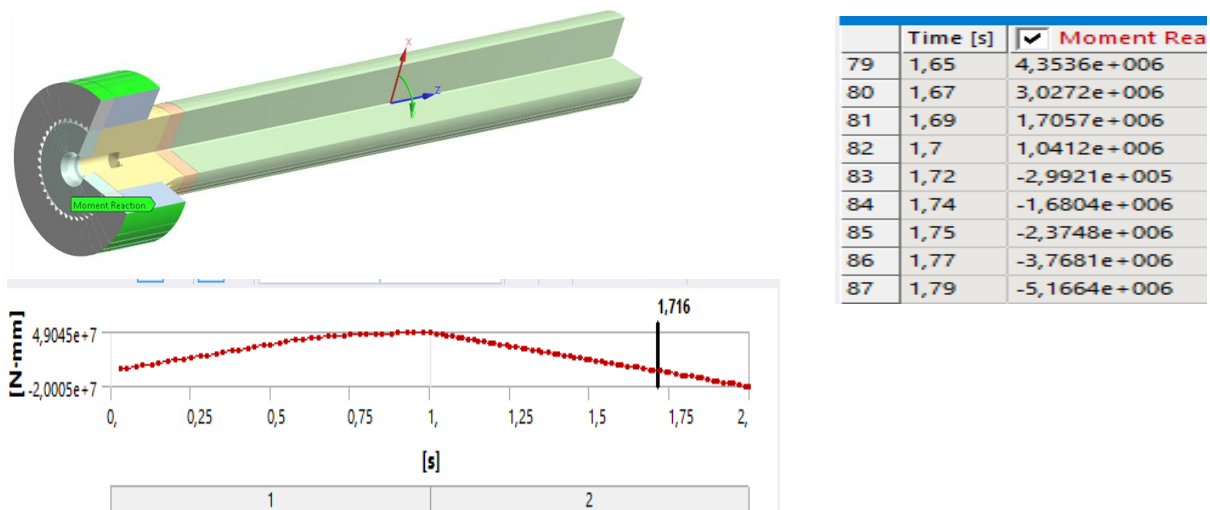
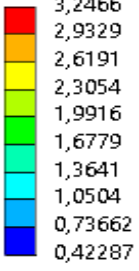
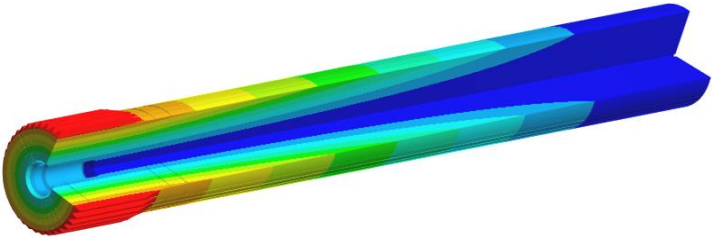
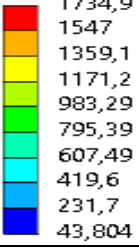
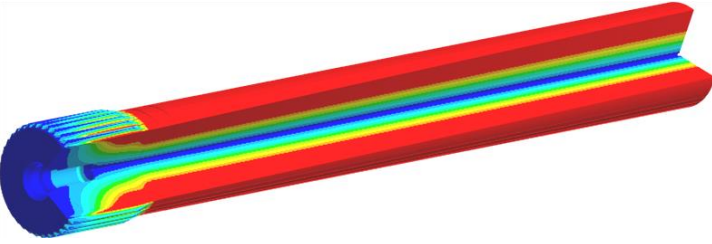
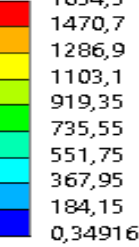
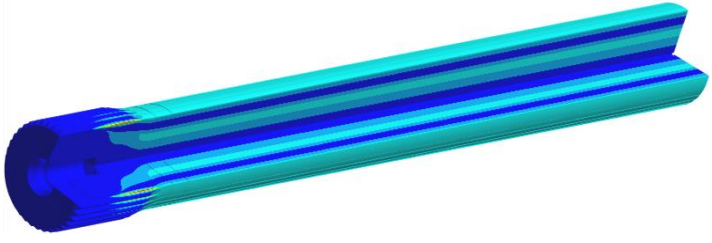
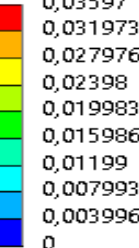
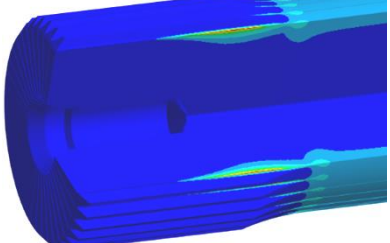
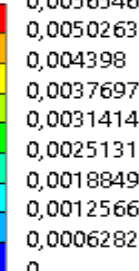
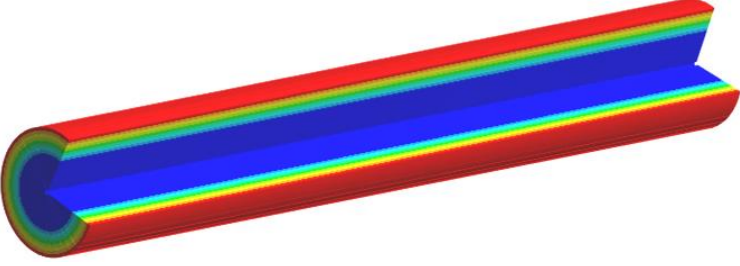


Рис. 20 – Розподіл крутного моменту у торсіоні (варіант № 6,  $\Delta = 500$  мкм)

Таблиця 6 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 6,  $\Delta = 500$  мкм) у торсіоні

$\tau$	Значення	Картина розподілу <i>повні переміщення, мм (<math>10^{-3}</math> м)</i>
1		

закінчення таблиці 6

$\tau$	Значення	Картина розподілу
1,716 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>3,2466</li> <li>2,9329</li> <li>2,6191</li> <li>2,3054</li> <li>1,9916</li> <li>1,6779</li> <li>1,3641</li> <li>1,0504</li> <li>0,73662</li> <li>0,42287</li> </ul>	
<i>еквівалентні напруження за Мізесом у торсіонному валі, МПа</i>		
1	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1734,9</li> <li>1547</li> <li>1359,1</li> <li>1171,2</li> <li>983,29</li> <li>795,39</li> <li>607,49</li> <li>419,6</li> <li>231,7</li> <li>43,804</li> </ul>	
1,716 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>1654,5</li> <li>1470,7</li> <li>1286,9</li> <li>1103,1</li> <li>919,35</li> <li>735,55</li> <li>551,75</li> <li>367,95</li> <li>184,15</li> <li>0,34916</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i>		
1,716 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,03597</li> <li>0,031973</li> <li>0,027976</li> <li>0,02398</li> <li>0,019983</li> <li>0,015986</li> <li>0,01199</li> <li>0,0079932</li> <li>0,0039966</li> <li>0</li> </ul>	
<i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i>		
1,716 ( $\tau_0$ )	 <ul style="list-style-type: none"> <li>0,0056546</li> <li>0,0050263</li> <li>0,004398</li> <li>0,0037697</li> <li>0,0031414</li> <li>0,0025131</li> <li>0,0018849</li> <li>0,0012566</li> <li>0,00062828</li> <li>n</li> </ul>	

Для варіанту 6 тенденції попередніх варіантів стосовно контактної тиску зберігаються, а стосовно напружень та деформацій – дещо заглушуються.

У цілому за варіантами 1 – 6 видно, що збурення (варіювання) зазору у контактні ГТВ із шлицевою втулкою чинить відчутний вплив на його контактну взаємодію та НДС.



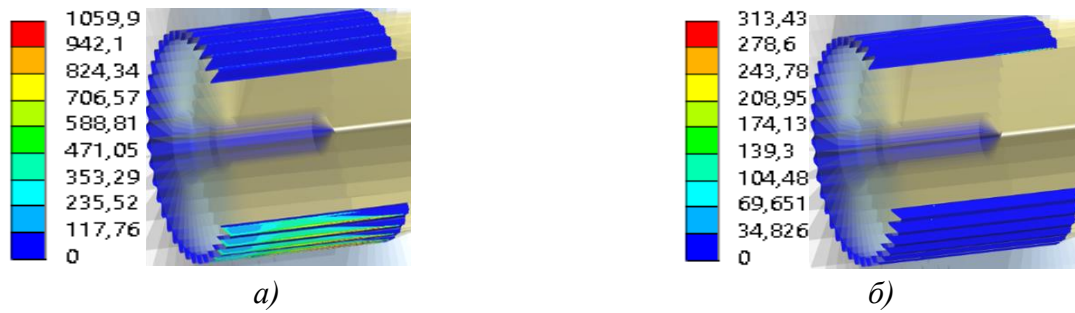


Рис. 21 – Розподіл контактної тиску (варіант № 6,  $\Delta = 500$  мкм) у головці торсіонного валу, МПа: а)  $\tau = 1$ ; б)  $\tau = \tau_0 = 1,716$

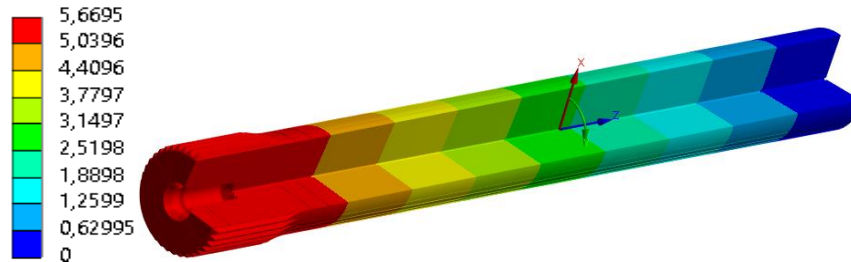


Рис. 22 – Розподіл залишкового кута (варіант № 6,  $\Delta = 500$  мкм) у головці торсіонного валу,  $^{\circ}$ ,  $\tau = \tau_0 = 1,716$

**Аналіз результатів досліджень контактної взаємодії та напружено-деформованого стану тестових варіантів торсіонних валів легкоброньованих машин.** Із наведених результатів видно (рис. 23–39), що рівень модифікації (величина зрізу  $\Delta$  (тотожно дорівнює  $\Delta R$  на рис. 4) на шліці ГТВ у зоні, наближеній до ГП суттєво впливає на рівень переміщень – вони знижуються при зростанні  $\Delta$  від  $0$  до  $5 \cdot 10^{-4}$  м із  $5 \cdot 10^{-2}$  м до  $10^{-2}$  м, тобто вп'ятеро.

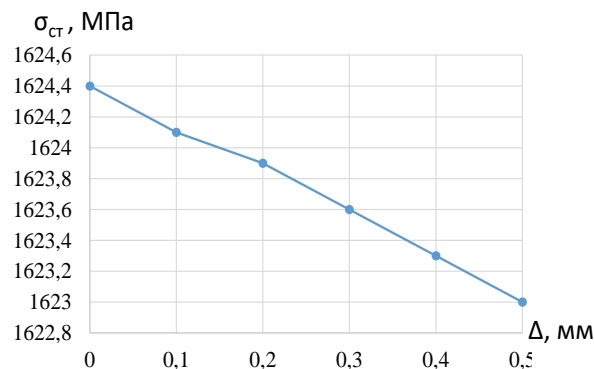


Рисунок 23 – Залежність максимальних еквівалентних напружень за Мізесом  $\sigma_{CT}$ , МПа, у стеблі торсіона від величини зрізу  $\Delta$ , мм, за кута закрутки  $40^{\circ}$

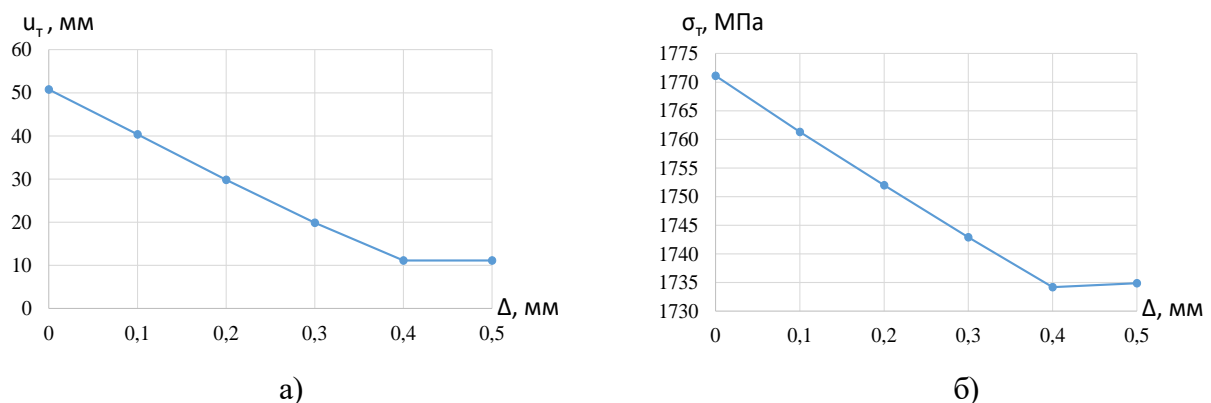


Рисунок 24 – Залежність рівня компонент напружено-деформованого стану у торсіоні від величини зрізу, мм, за кута закрутки  $40^{\circ}$ : а) – повні переміщення, б) – максимальні еквівалентні напруження

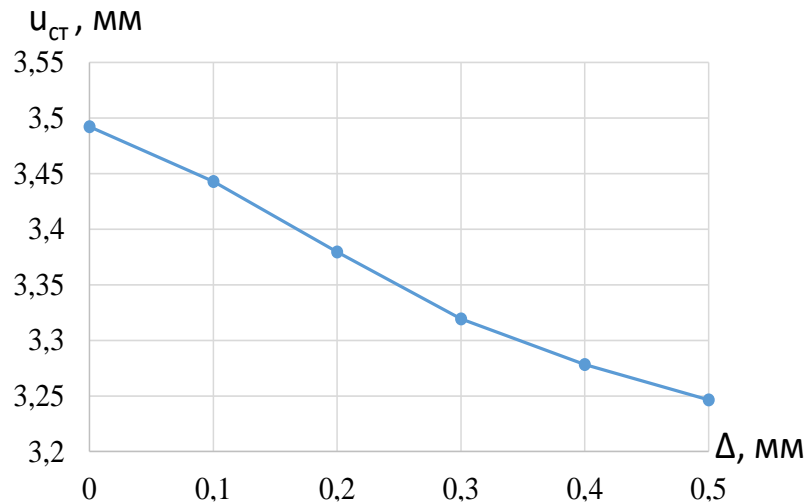


Рисунок 25 – Залежність рівня максимальних переміщень у стеблі торсіона  $u_{CT}$ , мм, від величини зрізу  $\Delta$ , мм, за зняття навантажень

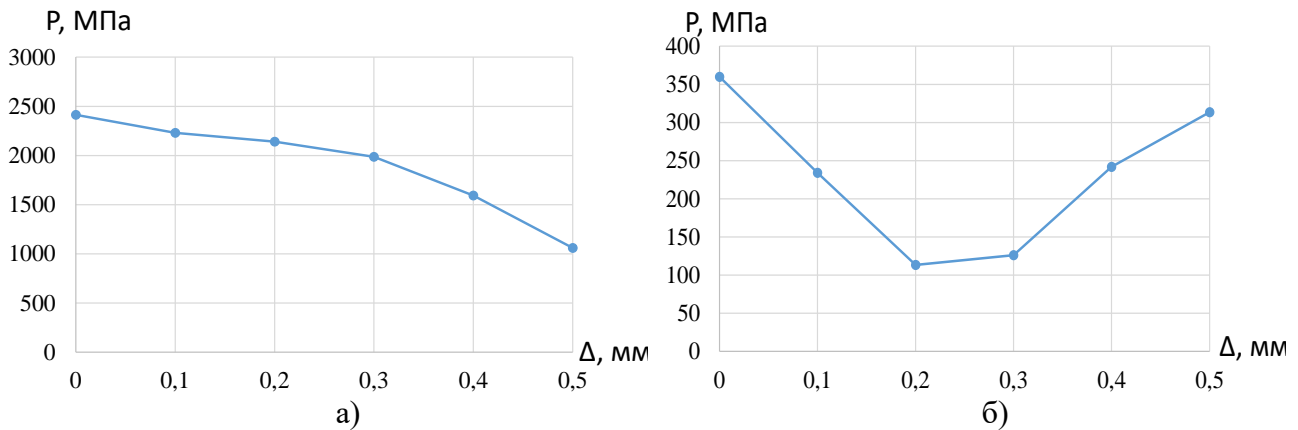


Рисунок 26 – Залежність максимального контактної тиску  $p$ , МПа, у головці торсіону від величини зрізу  $\Delta$ , мм: а – за кута закрутки  $40^\circ$ , б – за відсутності обертання

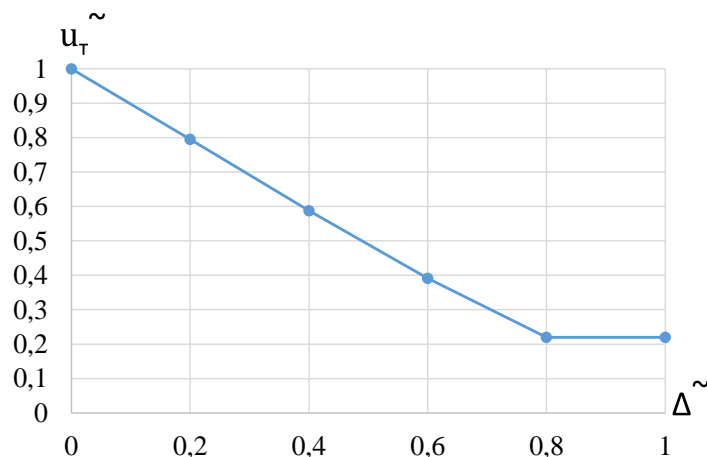


Рисунок 27 – Залежність рівня відносних максимальних переміщень у торсіоні  $u_T^{\sim}$  від відносної величини зрізу  $\Delta^{\sim} = \Delta/0,5$  за кута закрутки  $40^\circ$  (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу)

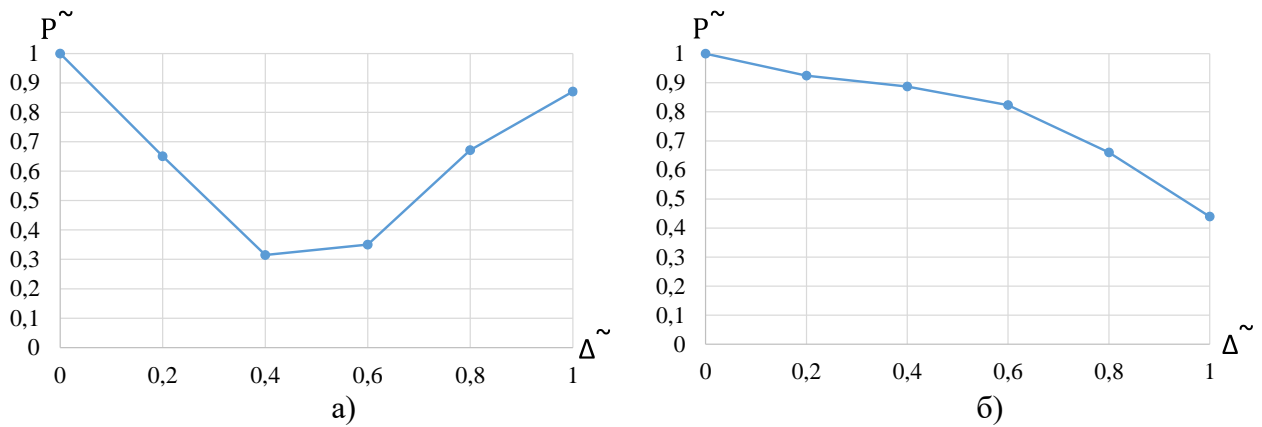


Рисунок 28 – Залежність відносного максимального контактної тиску  $\tilde{p}$  у торсіоні від відносної величини зрізу  $\tilde{\Delta}$  (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу): а) – за відсутності обертання; б) – за кута закрутки  $40^\circ$

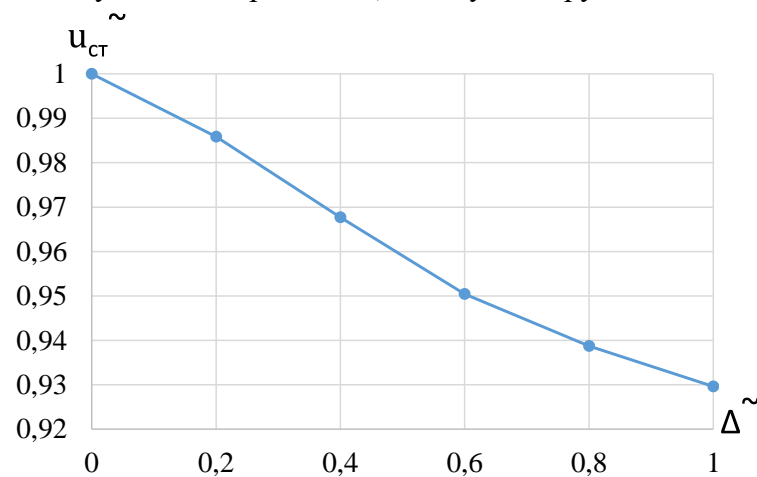


Рисунок 29 – Залежність відносних максимальних переміщень у стеблі торсіону  $u_{СТ} \tilde{}$  від відносної величини зрізу  $\tilde{\Delta}$  при розвантаженні (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу)

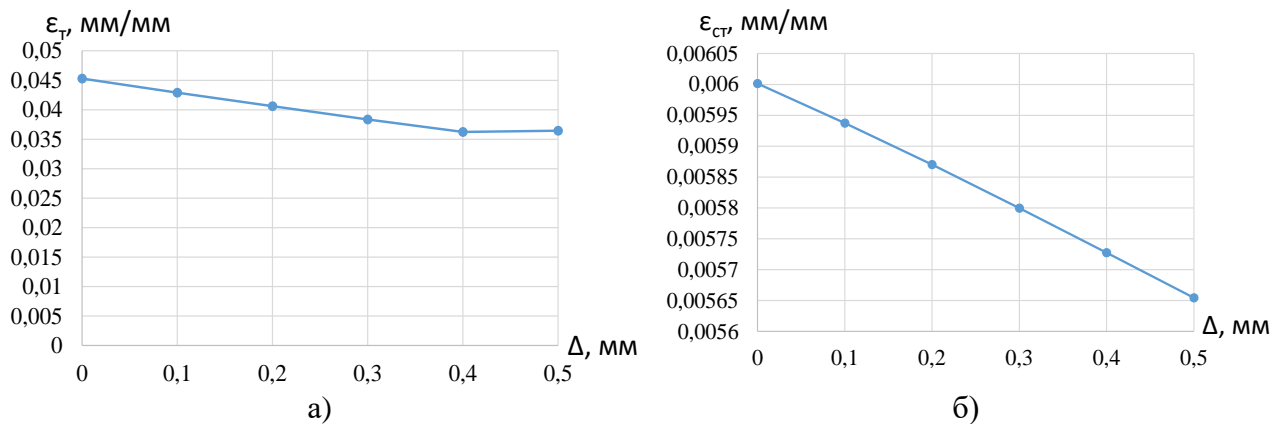


Рисунок 30 – Залежність відносних максимальних пластичних деформацій у торсіоні  $\tilde{\epsilon}_T$  та у стеблі торсіону  $\tilde{\epsilon}_{СТ}$  від величини зрізу  $\Delta$ , мм, за кута закрутки  $40^\circ$ : а) – у торсіоні; б) – у стеблі торсіону

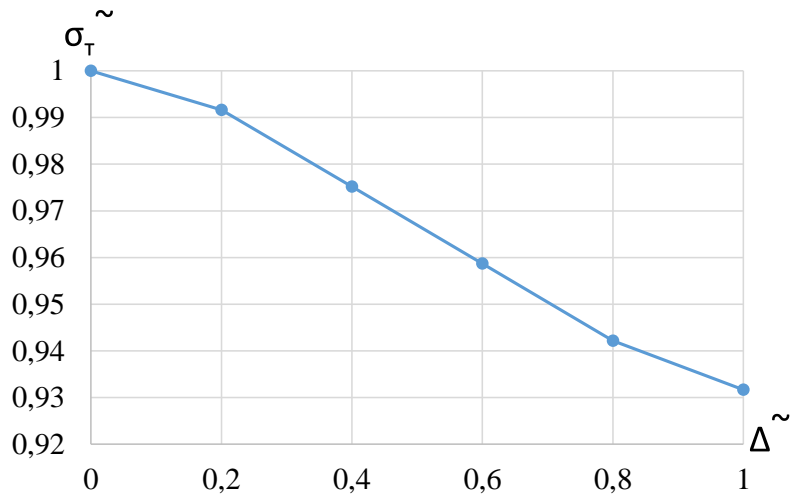


Рисунок 31 – Залежність відносних максимальних еквівалентних напружень у торсіоні  $\sigma_T^{\sim}$  від відносної величини зрізу  $\Delta^{\sim}$  за розвантаження (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу)

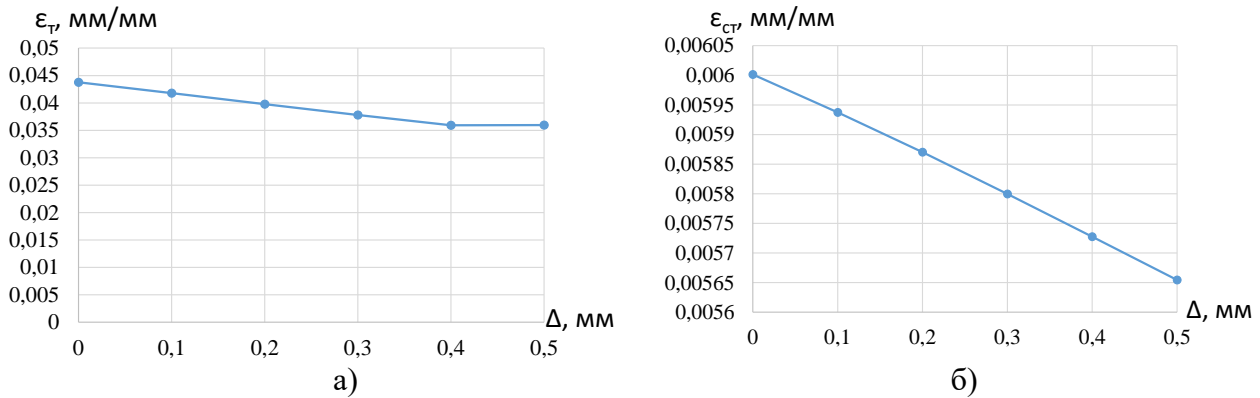


Рисунок 32 – Залежність максимальних пластичних деформацій у торсіоні  $\epsilon_T$  та у стеблі торсіону  $\epsilon_{CT}$  від величини зрізу  $\Delta$ , мм, за розвантаження: а) – у торсіоні; б) – у стеблі торсіону

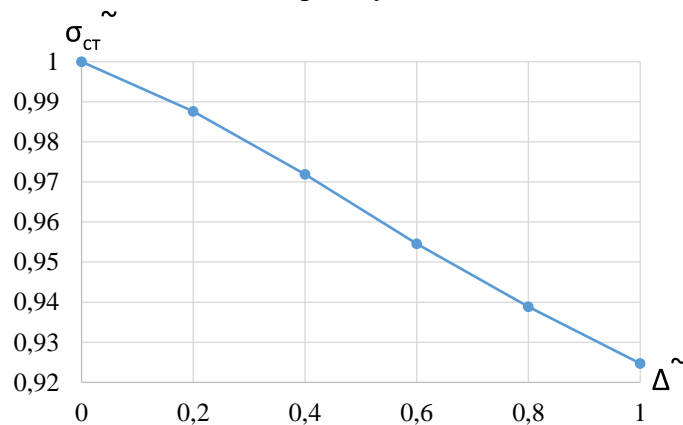


Рисунок 33 – Залежність відносних максимальних залишкових еквівалентних напружень у стеблі торсіону  $\sigma_{CT}^{\sim}$  від відносної величини зрізу  $\Delta^{\sim}$  за розвантаження (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу)

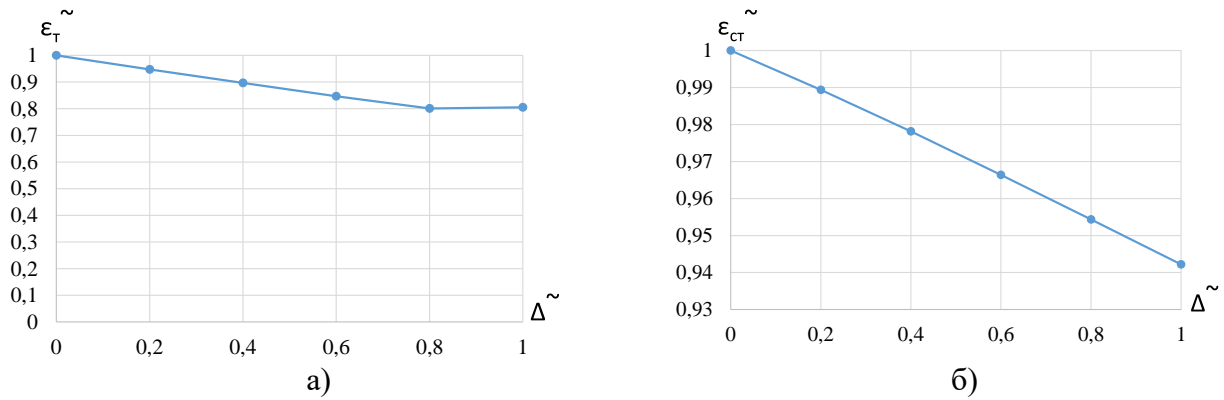


Рисунок 34 – Залежність відносних максимальних пластичних деформацій у торсіоні  $\varepsilon_T \sim$  та у стеблі торсіону  $\varepsilon_{СТ} \sim$  від величини зрізу  $\Delta \sim$  за кута закрутки  $40^\circ$  (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу): а) – у торсіоні; б) – у стеблі торсіону

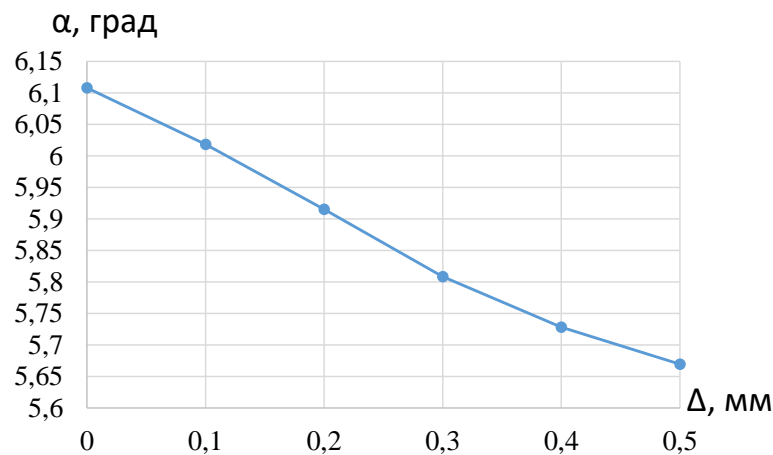


Рисунок 35 – Залежність залишкового кута  $\alpha$ ,  $^\circ$ , від величини зрізу  $\Delta$ , мм, за відсутності обертання

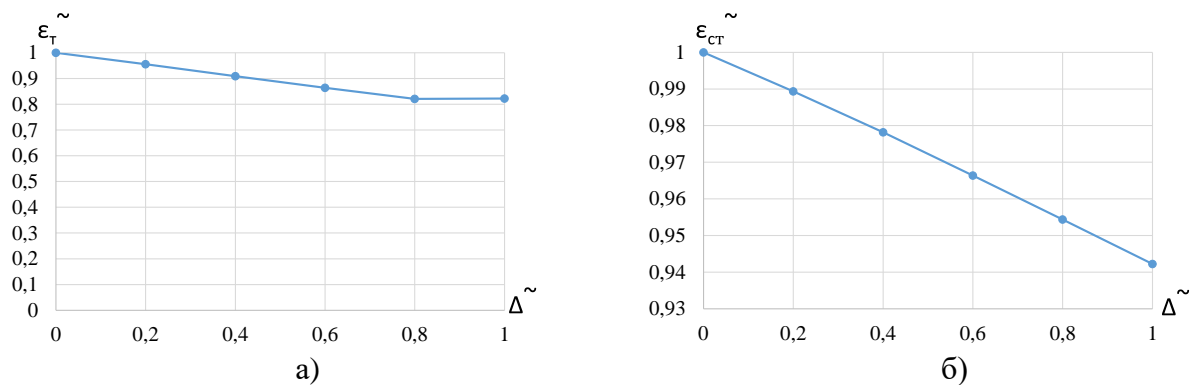


Рисунок 36 – Залежність відносних максимальних пластичних деформацій у торсіоні  $\varepsilon_T \sim$  та у стеблі торсіону  $\varepsilon_{СТ} \sim$  від відносної величини зрізу  $\Delta \sim$  за розвантаження (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу): а) – у торсіоні; б) – у стеблі торсіону

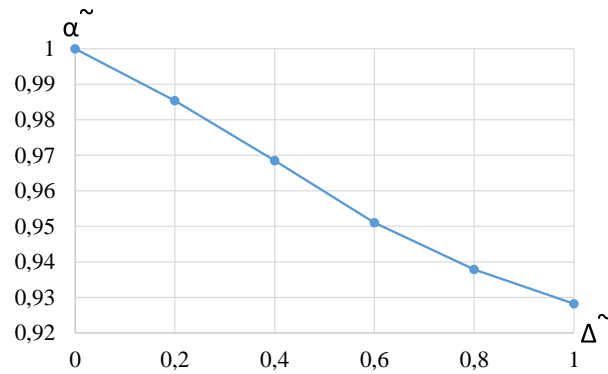


Рисунок 37 – Залежність відносного залишкового кута у торсіоні  $\alpha \sim$  від відносної величини зрізу  $\Delta \sim$  за розвантаження (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу)

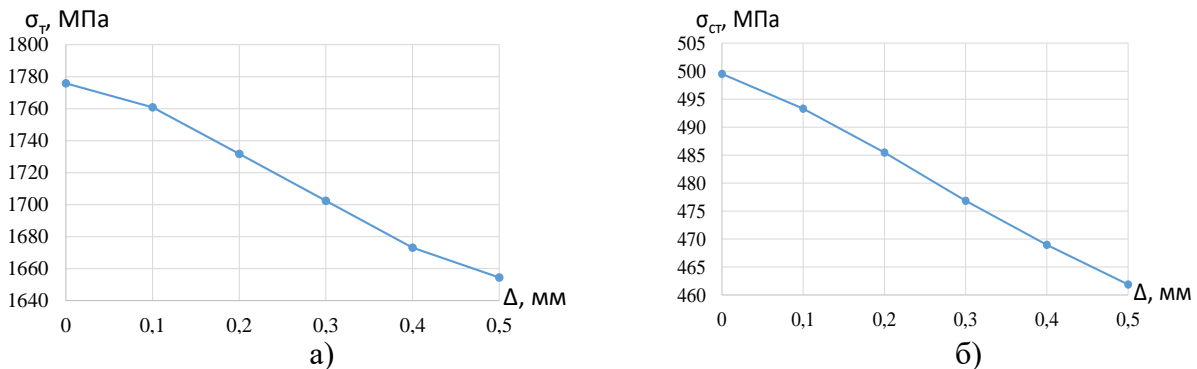


Рисунок 38 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у торсіоні  $\sigma_T$  та у стеблі торсіону  $\sigma_{CT}$  від величини зрізу  $\Delta$ , мм, за розвантаження: а) – у торсіоні; б) – у стеблі торсіону

Рівень напружень у ТВ у цілому знижується при цьому приблизно на 140 МПа (із рівня 1775 МПа), хоча у СТВ – практично не змінюється.

Це пояснюється суттєвим (із приблизно 2500 МПа до  $\sim 1000$  МПа, тобто майже у 2,5 рази) зниженням рівня контактного тиску у ГТВ.

Рівень пластичних деформацій у ТВ теж знижується, хоча менш суттєво, ніж ступінь зниження рівня контактного тиску.

У цілому можна визначити позитивний вплив модифікації робочої поверхні ГТВ і на рівень напружень, і контактний тиск, і переміщень у ТВ.

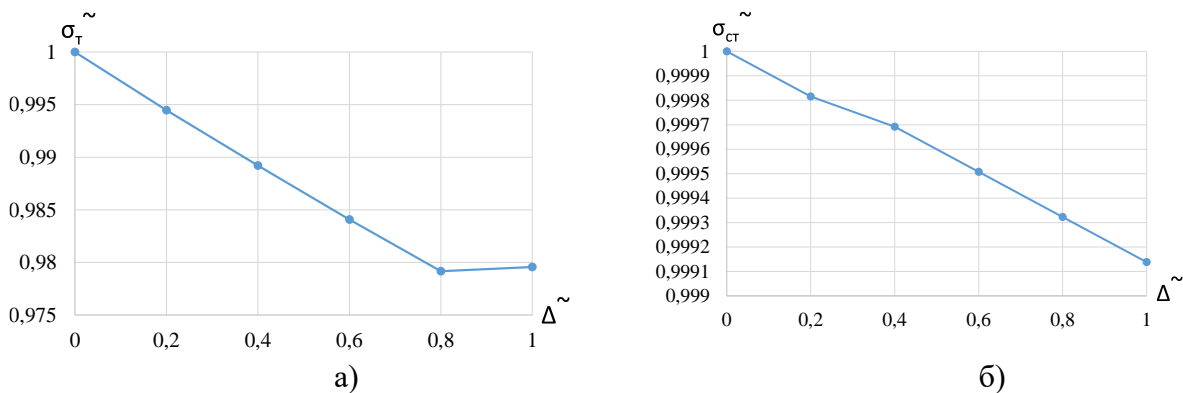


Рисунок 39 – Залежність відносних максимальних еквівалентних напружень у торсіоні  $\sigma_T \sim$  та стеблі торсіону  $\sigma_{CT} \sim$  від відносної величини зрізу  $\Delta \sim$  за кута закрутки  $40^\circ$  (віднесено до аналогічного для торсіону без зрізу): а) – у торсіоні; б) – у стеблі торсіону

### Висновки.

1. Із точки зору забезпечення міцності та довговічності систем підресорювання легкоброньованих машин, зокрема, торсіонних валів, принципово новим аспектом, порівняно із традиційними методиками, є визначення проблемних чинників, які раніше не бралися до уваги. Мова йде у першу чергу про сумісний взаємовплив на міцність торсіонних валів контактної взаємодії та пластичного деформування у зоні головки торсіонного вала. Тобто, без урахування цього чинника неможливо досягати поліпшення технічних рішень елементів систем підресорювання легкоброньованих машин, та, відповідно, тактико-технічних характеристик рухливості. Більш того, це створює додаткові можливості в умовах проектно-технологічних обмежень стосовно реалізації тих чи інших заходів.

2. За наявності обмежень на габарити головки торсіонного валу систем підресорювання легкоброньованих машин одним із важливих рішень є модифікація робочих поверхонь шліцевого з'єднання. Цей рекомендований захід дає можливість, наприклад, у  $2,0 \div 2,5$  рази знизити рівень контактної тиску у шліцевому спряженні на головці торсіонного вала.

Для обґрунтування конкретних рекомендацій стосовно торсіонних валів необхідно розв'язувати задачу синтезу раціональних технічних рішень на повній математичній моделі задачі аналізу напружено-деформованого стану, що враховує контактну взаємодію та пластичне деформування.

### Список літератури:

1. Грабовський А. В., Васильєв А.Ю., Ткачук М.М., Танченко А.Ю., Мартиненко О.В., Киричук Д.В., Борисенко С.В., Касай О.І. Забезпечення тактико-технічних характеристик військових гусеничних і колісних машин на етапі проектних досліджень // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: *Нові рішення у сучасних технологіях*. Харків: НТУ «ХПІ». 2016. №. 18 (1190). С. 22–29.
2. Ткачук М. М. Теоретичні основи забезпечення високих технічних характеристик машин військового та цивільного призначення на основі дослідження міцності складнопрофільних деталей // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ «ХПІ». 2017. №. 12. С. 86–95.
3. Ткачук М.М., Заворотній А.В., Зінченко О.І., Грабовський А.В., Ткачук М.А., Пінчук Н.В., Шевченко А.В., Цендра Г.В. Розвиток підходів, моделей та методів дослідження міцності та довговічності торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*, №2, 2022. С. 80-93.
4. М.М. Ткачук, М.С. Саверська, С.В. Куценко, О.І. Зінченко, І.Є. Клочков, М.А. Ткачук, І.О. Волошина. Теоретичні основи досліджень контактної взаємодії та пружно-пластичного деформування елементів машин військового та цивільного призначення // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*, №1, 2022. С. 139-147.
5. Грабовський А.В., Ткачук М.М., Заворотній А.В., Куценко С.В., Саверська М.С., Клочков І.Є, Ткачук М.А., Зінченко О.І., Деревянкін Р.П. Контактна взаємодія торсіонного вала із шліцевою втулкою при пружно-пластичних деформаціях // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*, №1, 2021. С. 34-46.
6. Ткачук М.М., Грабовський А.В., Заворотній А.В., Куценко С.В., Саверська М.С., Клочков І.Є., Зінченко О.І., Ткачук М.А., Назаренко С.О., Пінчук Н.В., Марусенко С.І. Чисельне моделювання пружно-пластичного деформування торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів із урахуванням контактної взаємодії // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*, №1, 2022. С. 91-114.
7. М. М. Ткачук, Н. В. Пінчук, Г. В. Ткачук, І. Є. Клочков, М.А. Ткачук, А. В. Грабовський, В. І. Сериков, І. П. Гречка, С. В. Куценко, Г. І. Цимбал, А. М. Коба. Нові фізичні чинники за контактної взаємодії пружних тіл уздовж поверхонь близької форми // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*, № 2, 2022. С. 94-126.
8. Savinkin V. V. et al. Investigation of the Strength Parameters of Drilling Pumps during the Formation of Contact Stresses in Gears // *Applied Sciences*. 2021. Т. 11. №. 15. Pp. 70-76.
9. Kuznetsova V.N.; Savinkin V.V.; Ratushnaya T.Y.; Sandu A.V.; Vizureanu P. Study of the spatial distribution of forces and stresses on wear surfaces at optimization of the excavating part of an earthmoving machine transverse profile. *Coatings*. 2021, 182, 1–16.
10. Kadhimm Zarzoor A.; Almuramady N.; Hussein E.S. Stress analysis for spur gears using solid works simulation. *Int. J. Mech. Eng. Technol.* 2018, 259, 927–936.
11. Savinkin V.V. *Development of the Theory of Energy Efficiency of Single-Bucket Excavators*; Siberian State Automobile and Road University: Omsk, 2016. [[Google Scholar](#)]

12. Savinkin V.V.; Kuznetsova V.N. Investigation of the influence of the displacement of the contact spot of engagement on the durability of the crown of the rotary wheel of the excavator. In *Scientific, Technical and Industrial Journal: Scientific Peer-Reviewed Journal "Construction and Road Machines"*; Publishing House of Technical Literature SDM-Press. 2017. Volume 1, pp. 12–15.
13. Xiaofeng Q.; Jie L.; Xingguo Z.; Li F.; Ruiqiang P. Fracture failure analysis of transmission gear shaft in a bidirectional gear pump. *Eng. Fail. Anal. Mach. Reliab.* 2020, 118, 138–141.
14. Rossetti A.; Macor A.; Scamperle M. Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions. *Int. J. Fluid Power.* 2017, 318, 123–134.
15. Das S.; Nayak B.; Sarangi S.K.; Biswal D.K. Condition Monitoring of Robust Damage of Cantilever Shaft Using Experimental and Adaptive Neuro-fuzzy Inference System (ANFIS). *Technol. Eng.* 2016, 144, 328–335.
16. Xiang-Yu Y.; Shi-Jeng T. Computerized method for analyzing the contact of loaded teeth of spur gears with a high contact ratio with or without modification of the side surface, taking into account the angular contact of the tip and shaft misalignment. *Theory Mech. Mach.* 2016, 97, 190–214.
17. Tan J.; Hu Z.; Wu L.; Feng Z.; Song C. Influence of Geometric Design Parameters on Static Strength and Dynamics of Spiral Bevel Gears. *Int. J. Rotating Mach.* 2017, 148, 211–223.
18. Furch J. et al. Simulation of failure in gearbox using MSC. ADAMS // *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis.* 2017. T. 65. №. 2. С. 419-428.
19. Furch J., Glos, J., Nguyen T. T. 2016. Vibration analysis of manual transmission using physical simulation. In: *Deterioration Dependability Diagnostics.* Brno, 11 – 12 October. Brno: University of Defence, 57 – 68.
20. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., Грабовський А.В. *Контактне взаємодія складнопрофільних деталей машинобудівних конструкцій з урахуванням локальної податливості поверхню сталевого шару: монографія. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2019. 148 с.*
21. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor, J. Z. Zhu. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals.* 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
22. Slobodyan, B. S., Lyashenko, B. A., Malanchuk, N. I., Marchuk, V. E., Martynyak, R. M. (2016). Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip. *Journal of Mathematical Sciences*, 215 (1), 110–120. doi: <https://doi.org/10.1007/s10958-016-2826-x>
23. Кравчук А.С. Метод вариационных неравенств в контактных задачах. *Механика контактных взаимодействий.* 2001. С. 93–115.
24. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. And Appl.* 1977. Vol. 20. P. 199 – 221.
25. Zhao J., E. Vollebregt, C. Oosterlee Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Mathematical Modelling and Analysis.* 2016, 21 (1), pp. 119–141.
26. Ciavarella, M., Joe, J., Papangelo, A., Barber, J. R. (2019). The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*, 16(151), 20180738.
27. Kozachok O. P., B. S. Slobodyan, R. M. Martynyak. Interaction of two elastic bodies in the presence of periodically located gaps filled with a real gas. *J. Math. Sci.* 2017. Vol. 222. № 2. Pp. 131–142.
28. Козачок О. П., Б. С. Слободян, Мартиняк Р. М. Вплив реального газу у міжконтактних просвітах на взаємодію тіла та жорсткої основи з періодичною системою прямокутних виїмок. *Прикладні проблеми механіки і математики.* 2016. Вип. 14. С. 69–75.
29. Atroshenko O, Tkachuk M, Martynenko O, Tkachuk M, Saverska M, Hrechka I, Khovanskyi S. 2019. The study of multicomponent loading effect on thin-walled structures with bolted connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/7 (97). 15–25.
30. Tkachuk M. A. Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2018. No. 3/7(93). Pp. 34–41.
31. Tkachuk M. M., A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk, M. Saverska, Hrechka I. A semi-analytical method for analysis of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2020. 1/7 (103). Pp. 16-25.
32. Дущенко В. В. *Системи підресорювання військових гусеничних і колісних машин: розрахунок та синтез / В. В. Дущенко; ред. О. І. Шпільова; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". Харьков: Панов А. М., 2018. 336 с.*  
<https://science-education.ru/ru/article/view?id=19898>.
33. Белозеров В.В., Махатилова А.И., Субботина В.В. Циклическая прочность деталей с зонами перекрытия, сформированными при обкатывании роликами // *Проблемы прочности.* 2006. №. 3. С. 144-148.
34. Chakrabarty J. *Theory of Plasticity.* Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2006. 882 p.
35. Jones R. M. *Deformation Theory of Plasticity.* Blacksburg: Bull Ridge Publ., 2009. 615 p.
36. Рудаков К.М. *Числові і аналітичні методи аналізу динаміки і міцності машин та стійкості руху: Посібник.* К.: НТУУ "КПІ ім. Ігоря Сікорського", 2022. 120 с.
37. Ткачук М. М., Грабовський А.В, Ткачук М. А., Волошина І.О. Математичні моделі процесів і станів в елементах вітчизняних бойових машин/ *Проблеми математичного моделювання: матеріали Всеукр. наук.-метод. конф., 25-27 трав. 2022 р.* Кам'янське: ДДТУ, 2022, с. 16-22.



## References (transliterated):

1. Hrabovskiy A. V., Vasyliov A.Iu., Tkachuk M.M., Tanchenko A.Iu., Martynenko O.V., Kyrychuk D.V., Borysenko S.V., Kasai O.I. Zabezpechennia taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk viiskovykh husenychnykh i kolisnykh mashyn na etapi proektnykh doslidzhen // *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Novi rishennia u suchasnykh tekhnolohiiakh*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2016. No.18 (1190). Pp. 22–29.
2. Tkachuk M. M. Teoretychni osnovy zabezpechennia vysokykh tekhnichnykh kharakterystyk mashyn viiskovoho ta tsyvilnoho pryznachennia na osnovi doslidzhennia mitsnosti skladnoprofilnykh detalei // *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2017. No.12. Pp. 86–95.
3. Tkachuk M.M., Zavorotnii A.V., Zinchenko O.I., Hrabovskiy A.V., Tkachuk M.A., Pinchuk N.V., Shevchenko A.V., Tsendra H.V. Rozvytok pidkhodiv, modelei ta metodiv doslidzhennia mitsnosti ta dovhovichnosti torsionnykh valiv system pidresoriuvannia lehkykh bronovanykh mashyn // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, No. 2, 2022. Pp. 80-93.
4. M.M. Tkachuk, M.S. Saverska, S.V. Kutsenko, O.I. Zinchenko, I.Ie. Klochkov, M.A. Tkachuk, I.O. Voloshyna. Teoretychni osnovy doslidzhen kontaktnoi vzaiemodii ta pruzhno-plastychnoho deformuvannia elementiv mashyn viiskovoho ta tsyvilnoho pryznachennia // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, No.1, 2022. Pp. 139-147.
5. Hrabovskiy A.V., Tkachuk M.M., Zavorotnii A.V., Kutsenko S.V., Saverska M.S., Klochkov I.Ie, Tkachuk M.A., Zinchenko O.I., Dereviankin R.P. Kontaktna vzaiemodiia torsionnoho vala iz shlitsevoi vtulkoiu pry pruzhno-plastychnykh deformatsiiah // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, No.1, 2021. Pp. 34-46.
6. Tkachuk M.M., Hrabovskiy A.V., Zavorotnii A.V., Kutsenko S.V., Saverska M.S., Klochkov I.Ie., Zinchenko O.I., Tkachuk M.A., Nazarenko S.O., Pinchuk N.V., Marusenko S.I. Chyselne modeliuvannia pruzhno-plastychnoho deformuvannia torsionnykh valiv system pidresoriuvannia transportnykh zasobiv iz urakhuvanniam kontaktnoi vzaie-modii // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, No.1, 2022. Pp. 91-114.
7. M. M. Tkachuk, N. V. Pinchuk, H. V. Tkachuk, I. Ye. Klochkov, M.A. Tkachuk, A. V. Hrabovskiy, V. I. Sierykov, I. P. Hrechka, S. V. Kutsenko, H. I. Tsymbal, A. M. Koba. Novi fizychni chynnyky za kontaktnoi vzaiemodii pruzhnykh til uzdozh poverkhon blyzkoj formy // *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, No. 2, 2022. Pp. 94-126.
8. Savinkin V. V. et al. Investigation of the Strength Parameters of Drilling Pumps during the Formation of Contact Stresses in Gears // *Applied Sciences*. 2021. T. 11. No. 15. Pp. 70-76.
9. Kyznetsova V.N.; Savinkin V.V.; Ratushnaya T.Y.; Sandu A.V.; Vizureanu P. Study of the spatial distribution of forces and stresses on wear surfaces at optimization of the excavating part of an earthmoving machine transverse profile. *Coatings*. 2021, 182, 1–16.
10. Kadhimm Zarzoor A.; Almuramady N.; Hussein E.S. Stress analysis for spur gears using solid works simulation. *Int. J. Mech. Eng. Technol.* 2018, 259, 927–936.
11. Savinkin V.V. Development of the Theory of Energy Efficiency of Single-Bucket Excavators; *Siberian State Automobile and Road University*: Omsk, 2016. [[Google Scholar](#)]
12. Savinkin V.V.; Kuznetsova V.N. Investigation of the influence of the displacement of the contact spot of engagement on the durability of the crown of the rotary wheel of the excavator. In *Scientific, Technical and Industrial Journal: Scientific Peer-Reviewed Journal “Construction and Road Machines”*; Publishing House of Technical Literature SDM-Press. 2017. Volume 1, pp. 12–15.
13. Xiaofeng Q.; Jie L.; Xingguo Z.; Li F.; Ruiqiang P. Fracture failure analysis of transmission gear shaft in a bidirectional gear pump. *Eng. Fail. Anal. Mach. Reliab.* 2020, 118, 138–141.
14. Rossetti A.; Macor A.; Scamperle M. Optimization of components and layouts of hydromechanical transmissions. *Int. J. Fluid Power*. 2017, 318, 123–134.
15. Das S.; Nayak B.; Sarangi S.K.; Biswal D.K. Condition Monitoring of Robust Damage of Cantilever Shaft Using Experimental and Adaptive Neuro-fuzzy Inference System (ANFIS). *Technol. Eng.* 2016, 144, 328–335.
16. Xiang-Yu Y.; Shi-Jeng T. Computerized method for analyzing the contact of loaded teeth of spur gears with a high contact ratio with or without modification of the side surface, taking into account the angular contact of the tip and shaft misalignment. *Theory Mech. Mach.* 2016, 97, 190–214.
17. Tan J.; Hu Z.; Wu L.; Feng Z.; Song C. Influence of Geometric Design Parameters on Static Strength and Dynamics of Spiral Bevel Gears. *Int. J. Rotating Mach.* 2017, 148, 211–223.
18. Furch J. et al. Simulation of failure in gearbox using MSC. ADAMS // *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 2017. T. 65. No. 2. Pp. 419-428.
19. Furch J., Glos, J., Nguyen T. T. 2016. Vibration analysis of manual transmission using physical simulation. In: *Deterioration Dependability Diagnostics*. Brno, 11 – 12 October. Brno: University of Defence, 57 – 68.
20. Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk N.A., Grabovskij A.V. *Kontaktne vzaïmodejstvie slozhnoprofilnykh detalej mashinostroitelnykh konstrukcij s uchëtom lokalnoj podatlivosti poverhnostnogo sloya*: monografiya. 2-e izd., pererab. i dop. Harkov: FOP Panov A.N., 2019. 148 p.

21. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor, J. Z. Zhu. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
22. Slobodyan, B. S., Lyashenko, B. A., Malanchuk, N. I., Marchuk, V. E., Martynyak, R. M. (2016). Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip. *Journal of Mathematical Sciences*, 215 (1), 110–120. doi: <https://doi.org/10.1007/s10958-016-2826-x>
23. Kravchuk A.S. Metod variacionnyh neravenstv v kontaktnykh zadachah. *Mehanika kontaktnykh vzaemodejstvij*. 2001. Pp. 93–115.
24. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. And Appl.* 1977. Vol. 20. Pp. 199 – 221.
25. Zhao J., E. Vollebregt, C. Oosterlee Extending the BEM for elastic contact problems beyond the half-space approach. *Mathematical Modelling and Analysis*. 2016, 21 (1), pp. 119–141.
26. Ciavarella, M., Joe, J., Papangelo, A., Barber, J. R. (2019). The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*, 16(151), 20180738.
27. Kozachok O. P., B. S. Slobodyan, R. M. Martynyak. Interaction of two elastic bodies in the presence of periodically located gaps filled with a real gas. *J. Math. Sci.* 2017. Vol. 222. No. 2. Pp. 131–142.
28. Kozachok O. P., B. S. Slobodian, Martyniak R. M. Vplyv realnoho hazu u mizhkontaktnykh prosvitakh na vzaємodіuu tila ta zhorstkoi osnovy z periodychnoiu systemoiu priamokutnykh vyimok. *Prykladni problemy mekhaniky i matematyky*. 2016. Vyp. 14. Pp. 69–75.
29. Atroshenko O, Tkachuk M, Martynenko O, Tkachuk M, Saverska M, Hrechka I, Khovanskyi S. 2019. The study of multicomponent loading effect on thin-walled structures with bolted connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/7 (97), 15–25.
30. Tkachuk M. A. Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No. 3/7(93). Pp. 34–41.
31. Tkachuk M. M., A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk, M. Saverska, Hrechka I. A semi-analytical method for analys of contact interaction between structural elements along aligned surfaces. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. 1/7 (103). Pp. 16-25.
32. Dushchenko V. V. *Systemy pidresoriuvannia viiskovykh husenychnykh i kolisnykh mashyn: rozrakhunok ta syntez* / V. V. Dushchenko; red. O. I. Shpilova; Nats. tekhn. un-t "Kharkiv. politekhn. in-t". Kharkiv: Panov A. M., 2018. 336 p.
33. <https://science-education.ru/ru/article/view?id=19898>.
34. Belozero V.V., Mahatilova A.I., Subbotina V.V. Tsiklicheskaya prochnost detaley s zonami perekryitiya, sformirovannyimi pri obkатыivanii rolikami // *Problemy prochnosti*. 2006. No.3. Pp. 144-148.
35. Chakrabarty J. *Theory of Plasticity*. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2006. 882 p.
36. Jones R. M. *Deformation Theory of Plasticity*. Blacksburg: Bull Ridge Publ., 2009. 615 p.
37. Rudakov K.M. *Chyslovi i analitychni metody analizu dynamiky i mitsnosti mashyn ta stiikosti rukhu*: Posibnyk. K.: NTUU "KPI im. Ihoria Sikorskoho", 2022. 120 p.
38. Tkachuk M. M., Hrabovskiy A.V, Tkachuk M. A., Voloshyna I.O. Matematychni modeli protsesiv i staniv v elementakh vitchyznianskykh boiovykh mashyn/ *Problemy matematychnoho modeliuвання: materialy Vseukr. nauk.-metod. konf., 25-27 trav. 2022 r.* Kamianske: DDTU, 2022, p. 16-22.

*Надійшла (received) 30.05.2024*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Ткачук Микола Миколайович (Tkachuk Mykola)** – доктор технічних наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e mail: [m.tkachuk@tmm-sapr.org](mailto:m.tkachuk@tmm-sapr.org).

**Зінченко Олена Іванівна (Zinchenko Olena)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", докторантка кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: [ez99953@gmail.com](mailto:ez99953@gmail.com).

**Грабовський Андрій Володимирович (Grabovskiy Andrey)** – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; e-mail: [andrej8383@gmail.com](mailto:andrej8383@gmail.com).

**Ткачук Микола Анатолійович (Tkachuk Mykola)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213> ; e-mail: [tma@tmm-sapr.org](mailto:tma@tmm-sapr.org).

**Льозний Олег Сергійович (Loznyi Oleg)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0009-0001-1122-9068>; e-mail: [s1708@tmm-sapr.org](mailto:s1708@tmm-sapr.org).