

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Інжинірингу машинобудівних технологій

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення технології виготовлення корпусу 954674.024 з
дослідженням параметрів затискних елементів для тонкостінних деталей

Виконав: студент II курсу, групи МПм-62
спеціальності 131 “Прикладна механіка”

(шифр і назва спеціальності)

Прокопів О.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Дячун А.Є.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Ткаченко І.Г.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри Окіпний І.Б.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2025

РЕФЕРАТ

Тема кваліфікаційної роботи: “Розроблення технології виготовлення корпусу 954674.024 з дослідженням параметрів затискних елементів для тонкостінних деталей”.

У кваліфікаційній роботі представлено дві дослідні конструкції затискних кулачків із U-подібними пружними елементами для патронів токарно-гвинторізних верстатів: з двома затискними кулачками із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами. Перевагою таких кулачків є зменшення навантаження на циліндричну поверхню кільцевої заготовки за рахунок зменшеної їх жорсткості порівняно із звичайними кулачками. Відповідно зменшується величина деформації кільцевої заготовки та похибка її оброблення.

Розроблено розрахункову схему для визначення величини деформації горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки. За допомогою інтеграла Мора виведено рівняння для прогнозування деформації U-подібного пружного елемента у вертикальному та горизонтальному напрямках при затиску заготовки. Побудовано графіки залежності деформації горизонтального U-подібного пружного елемента, що виникає при затиску заготовки від сили затиску та конструктивних параметрів U-подібного пружного елемента.

Проведено дослідження напружено-деформованого стану затискних елементів для тонкостінних деталей. Для досліджень розглянуто два варіанти конструкції спеціальних затискних кулачків: із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами.

Вдосконалено технологічний процес виготовлення корпусу 954674.024.

ЗМІСТ

Вступ	
1 Аналітична частина	
1.1. Аналіз стану питання.....	
1.2. Висновки та постановка завдань.....	
2 Науково-дослідна частина	
2.1. Дослідження параметрів затискних елементів для тонкостінних деталей.....	
2.2. Дослідження напружено-деформованого стану затискних елементів для тонкостінних деталей.....	
2.3. Висновки.....	
3 Технологічно-конструкторська частина	
3.1. Службове призначення деталі.....	
3.2. Вибір способу одержання заготовки.....	
3.3. Формування технологічного процесу	
3.4. Визначення припусків на оброблення.....	
3.5. Визначення режимів різання.....	
3.6. Розрахунок пристосування.....	
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	
Висновки.....	
Перелік посилань.....	
Додатки	

ВСТУП

Деформація заготовки є однією з найскладніших проблем при виробництві тонкостінних деталей та вимагає усунення методом чистового шліфування, яка є однією з найдорожчих операцій технологічного процесу механічного оброблення. У випадку з підшипниковими кільцями витрати на усунення деформації шляхом шліфування та хонінгування можуть становити до 40% від загальних виробничих витрат залежно від внутрішнього діаметра кільця. Згідно з опитуванням підприємств, що працюють у галузі машинобудування, машинобудівна, автомобільна та трансмісійна промисловість щороку зазнає значних збитків унаслідок проблем, пов'язаних із деформацією тонкостінних деталей. Важливість дослідження явищ деформації у високо навантажених деталях надалі лише зростатиме, оскільки продовжують розвиватися тенденції до зменшення маси та габаритів деталей, наприклад, при виробництві автомобілів.

Вплив зусилля затиску на формоутворення та відхилення від круглості тонкостінних деталей під час токарної обробки є одним із ключових чинників, що визначають точність механічної обробки маложорстких циліндричних заготовок. Під час установа тонкостінних кілець, зокрема внутрішніх і зовнішніх обойм підшипників, дії сил затиску та різання викликають пружні та пружно-пластичні деформації заготовки в процесі її оброблення, що істотно ускладнює забезпечення допустимого рівня відхилення від круглості.

Тому дослідження параметрів затискних елементів для тонкостінних деталей є актуальним завданням.

Актуальним є також розроблення технологічного процесу виготовлення корпусу 954674.024.

1 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Аналіз стану питання

Вплив зусилля затиску на формоутворення та відхилення від круглості тонкостінних деталей під час токарної обробки є одним із ключових чинників, що визначають точність механічної обробки маложорстких циліндричних заготовок. Під час установа тонкостінних кілець, зокрема внутрішніх і зовнішніх обойм підшипників, дії сил затиску та різання викликають пружні та пружно-пластичні деформації заготовки в процесі її оброблення, що істотно ускладнює забезпечення допустимого рівня відхилення від круглості.

Першочерговим етапом аналізу впливу навантажень затиску на точність обробленої поверхні є дослідження статичної напружено-деформованої поведінки заготовки під дією зовнішніх сил. У зв'язку з цим значна кількість наукових праць присвячена моделюванню та прогнозуванню радіальної деформації тонкостінних цільних кілець, навантажених силами затиску і різання.

Огляд літературних джерел засвідчує, що у працях Walter і Stahl [12, 15] запропоновано модель, яка базується на припущенні рівномірного розміщення сил затиску, при цьому дії сил різання не враховувалися. Подальший розвиток цієї теорії привів авторів до формулювання удосконаленої моделі, яка адаптує положення теорії вигину криволінійних балок до кільцевої геометрії за наявності комбінованого навантаження — сил затиску та сил різання. Проте ця модель ґрунтується на низці спрощень щодо граничних умов, необхідних для математичної реалізації аналітичного розв'язання.

У роботах Nyamakye і Mudiam [18] експериментально та чисельно досліджено початкові сили затиску, що створюються трьохкулачковими патронами. Показано залежність початкового зусилля затиску від відцентрових сил, які виникають під дією кутової швидкості обертання.

Узагальнення наведених наукових результатів вказує на відсутність універсальної моделі, здатної з високою точністю прогнозувати радіальну

деформацію тонкостінних кілець за довільної схеми прикладання сил затиску та сил різання.

Побудова моделей пружної деформації кільцевих елементів здійснюється на основі таких припущень: поперечний переріз кільця характеризується єдиним головним моментом інерції, визначеним у площині кільця; конструктивний елемент розглядається як тонкостінна циліндрична оболонка; на кільце діють виключно статичні навантаження, прикладені в його площині; сили затиску та різання моделюються у вигляді зосереджених навантажень; рівномірно розподілені навантаження, прикладені до поверхні внутрішнього чи зовнішнього діаметра, еквівалентні силам, що діють у центрі ваги поперечного перерізу; локальні пружні деформації у зонах контакту зі затискними елементами вважаються незначними; усі зміщення та напружено-деформований стан перебувають у межах малих, лінійно-пружних деформацій.

Величина та кутова орієнтація зовнішніх силових впливів є визначальними параметрами під час формування деформованої конфігурації кільця. На конструктивній схемі кільця, поданій на рис. 1.1, продемонстровано різні типи зовнішніх і внутрішніх сил та моментів із зазначенням їх позитивних напрямків. За прийнятою умовністю, додатними вважаються радіальні сили, спрямовані від центру, тангенціальні сили, орієнтовані за годинниковою стрілкою, а також згинальні моменти, що діють у цьому ж напрямку.

Математична модель, представлена у праці [19], розроблена для опису поведінки кільця (рис. 1.1) за наявності n точкових контактів, розташованих у довільних кутових положеннях, за умови статичної рівноваги системи. На схемі в точці з кутовою координатою φ_i прикладені радіальна сила P_i , тангенціальна сила T_i та згинальний момент M_i , які інтерпретуються як зовнішні навантаження, що діють на кільцевий елемент.

Для перевірки коректності теоретичної моделі прогину кільця у роботі [4] спроектовано та виготовлено експериментальний пристрій із трьома точками контакту, що призначений для дослідження деформацій чотирьох кілець різної товщини, виготовлених із незагартованої сталі AISI 52100. Спрощений вигляд

пристрою зверху показано на рис. 1.2.

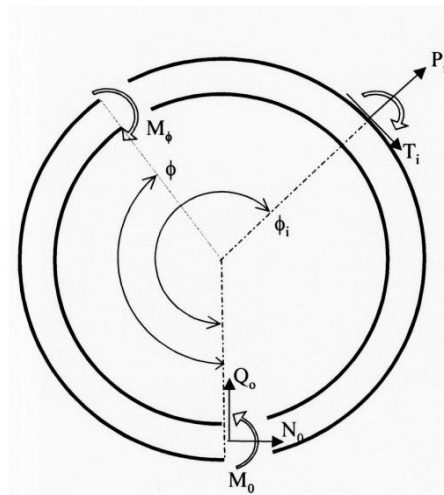


Рисунок 1.1 – Модель навантаження кільцевої тонкостінної заготовки [19]

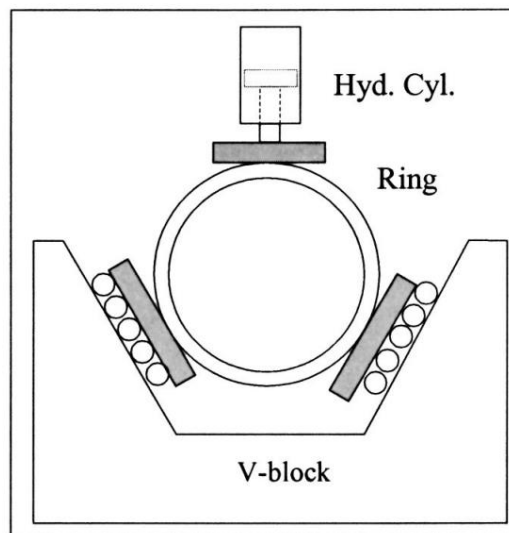


Рисунок 1.2 – Схема пристрою із трьома точками контакту для дослідження деформацій кілець різної товщини [19]

Пристрій складається із призми з кутом при основі 60° та гідроциліндра, що встановлюються на плоскій базовій плиті. Кільце, що піддається дослідженню, фіксується в пристрої трьома прецизійними опорними площинами, які контактують із ним у рівновіддалених кутових положеннях. Дві прецизійні площини мають можливість перекичуватися по внутрішній поверхні призми, тоді як третя притискається до кільця за допомогою гідроциліндра.

Знизу всі три прецизійні площини підтримуються роликовими

підшипниками, розташованими на верхній поверхні базової плити. Конструкція пристрою представлена на рис. 1.3. Оскільки прецизійні площини можуть з незначним тертям ковзати по площинах призми, під час затискання гідроциліндром на кільце не передається тангенціальне навантаження.

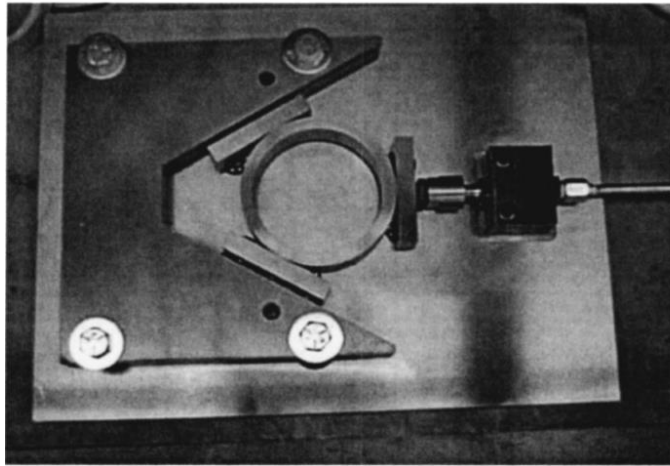


Рисунок 1.3 – Конструкція пристрою для дослідження деформацій кілець різної товщини [19]

Радіальні сили реакції, що створюються площинами всередині призми, еквівалентні силі, прикладеній гідроциліндром. Перевагою такої конструкції є те, що вона дає змогу не лише перевірити теоретичну модель, а й створює напружений стан, дуже подібний до зовнішнього затиску трьохкулачковим патроном.

У роботі [19] для вимірювання відхилень форми на внутрішній поверхні кільця використано індуктивний датчик переміщення Schaevitz LBB375TA-020, який встановлювався радіально до шпинделя верстата з ЧПК, а пристрій для дослідження розміщувався на столі верстата безпосередньо під датчиком. Перед проведенням вимірювань координатні осі столу верстата вручну розміщували так, щоб забезпечити точну співвісність кільця зі шпинделем верстата.

У цьому положенні шпиндель повертали, забезпечуючи 12 вимірювань із кроком 30° по колу внутрішньої поверхні кільця. Нульовою (0°) точкою відліку вважали точку контакту верхньої опорної площини з кільцем.

Кільце вимірювали як при навантаженому, так і в розвантаженому стані,

щоб визначити радіальну деформацію. Кожне випробування виконували щонайменше тричі.

Отримані дані вимірювань були трансформовані відносно центра найменших квадратів, що дозволило усунути похибки, пов'язані з неспіввісністю [20].

На додаток до наведеного вище експерименту у роботі [19] було розроблено скінченно-елементну модель в програмі ANSYS® з метою порівняння її з теоретичною моделлю. Кільце та три опорні площини були змодельовані та розташовані відповідно до схеми, наведеної на рис. 1.4. Для моделювання контактної взаємодії з тертям між кільцем і площинами використані контактні елементи поверхня-до-поверхні TARGET170 та CONTAC174. Коефіцієнт тертя приймався рівним 0.2.

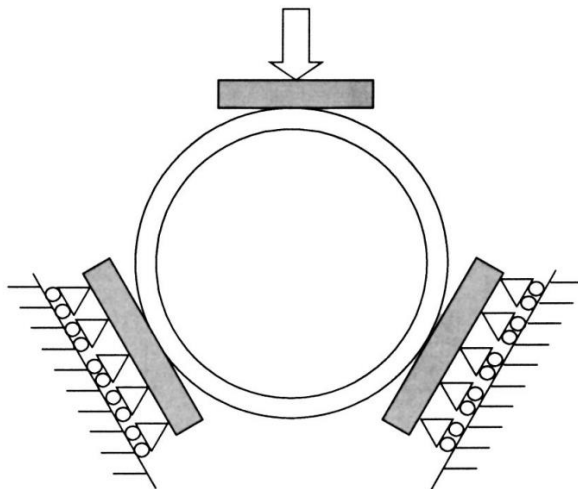


Рисунок 1.4 – Схема моделювання кільця з трьома опорними площинами [19]

Кільце дискретизували за допомогою тривимірних кубічних елементів SOLID73, які мають шість ступенів вільності в кожному з восьми вузлів (рис. 1.5). Опорні площини були змодельовані тривимірними тетраедральними елементами SOLID72 із шістьма ступенями вільності у кожному з чотирьох вузлів.

Проведено дослідження збіжності сітки для визначення необхідної густини дискретизації. На основі цього дослідження кільця А та В моделювалися

елементами зі стороною 1,27 мм, а кільця С та D — елементами зі стороною 1,778 мм.

Для моделювання використовували матеріальні властивості сталі AISI 52100: модуль пружності 212 ГПа та коефіцієнт Пуассона 0,299.



Рисунок 1.5 – Скінченно-елементна модель кільця із затискними елементами [19]

Як показано на рис. 1.5, вісім вузлів у кутах третьої опорної площини були обмежені від переміщення у напрямку осі Y . Такі обмеження були необхідні для забезпечення стабільності моделі. Усі вузли на нижніх поверхнях трьох опорних площин були обмежені від переміщення вздовж осі кільця, тобто в напрямку осі Z . Кільце також було обмежене в цьому напрямку у вузлі на нижній поверхні, розташований в безпосередній близькості до кожної з площин.

Порівняння деформацій, отриманих за теоретичною моделлю, скінченно-елементною моделлю та експериментально, для кілець А, В, С та D при радіальному навантаженні 2320 Н подано у вигляді полярних діаграм на рис. 1.6. Як і очікувалося, точки контакту при кутах 0° , 120° та 240° зміщуються всередину, утворюючи «впадини» на кривій прогину. Точки, розташовані під кутами 60° , 180° та 300° , деформуються назовні, утворюючи «виступи».

Експериментальні дані були отримані й у проміжних точках між виступами та впадинами, однак їх виключено з порівняння через надзвичайно малу

величину деформацій у цих місцях. Порівняння зосереджено на амплітудних значеннях прогину в областях виступів та падин, оскільки саме вони найбільш суттєво впливають на похибки форми під час токарної обробки кільцеподібних заготовок.

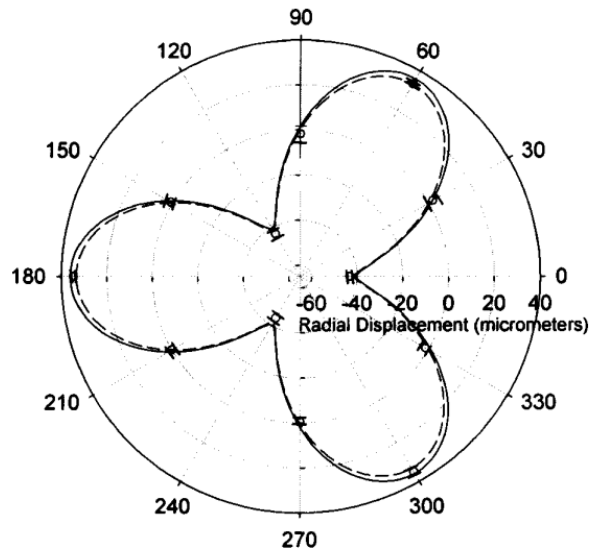


Рисунок 1.6 – Результати моделювання деформації кільця при затиску трьома кулачками [19]

Аналіз результатів, наведених на рис. 1.6, показує, що загалом теоретична та скінченно-елементна моделі добре узгоджуються з експериментальними даними, хоча похибки прогнозування зростають зі збільшенням товщини кільця. Скінченно-елементна модель демонструє кращу точність порівняно з теоретичною при збільшенні товщини кільця. Це пояснюється тим, що теоретична модель базується на припущеннях теорії тонких кілець, тоді як FEM-модель враховує вплив реальної товщини кільця.

Похибку оброблення визначають шляхом порівняння радіальної різниці деформацій у відповідних точках виступів і падин. Результати досліджень показують, що теоретична модель забезпечує точніше прогнозування цього показника порівняно зі скінченно-елементною моделлю для кільця А (співвідношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього 0,881), при цьому максимальна похибка становить менше 6%.

Із зростанням відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього точність прогнозування теоретичної моделі стає нижчим, ніж у скінченно-елементної моделі. Частково це пояснюється тим, що теоретична модель побудована на припущеннях, які є точними для відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього, близького до 1. При більших значеннях цього відношення теоретична модель не враховує вплив кільцевих деформацій на радіальний прогин.

Загалом точність прогнозування обох моделей зменшується при малих навантаженнях, особливо для кілець більшої товщини. Це може бути пов'язано з випадковою похибкою вимірювання в експерименті, оскільки при малих навантаженнях кільця із більшою жорсткістю демонстрували малу деформацію порівняно з величиною похибки вимірювання.

Найбільша похибка теоретичної моделі спостерігається для кільця D, проте вона все одно не перевищує 20%. Хоча теоретична модель демонструє результати меншої точності для співвідношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього менше 0,881, її гнучкість та простота мають важливе значення для оцінювання загальної ефективності.

Окрім скінченно-елементного моделювання, жодна інша модель не дає можливості прогнозувати радіальну деформацію на неперервному діапазоні кутів з повною свободою задавання будь-якого площинного навантаження. Крім того, теоретична модель потребує менше часу на обчислення, ніж скінченно-елементна, особливо під час оптимізації параметрів встановлення для простих кільцеподібних деталей. Це пояснюється тим, що повторний розрахунок скінченно-елементної моделі в процесі оптимізації може бути надто затратним.

Деформація заготовки є однією з найскладніших проблем при виробництві тонкостінних деталей та вимагає усунення методом чистового шліфування, яка є однією з найдорожчих операцій технологічного процесу механічного оброблення. У випадку з підшипниковими кільцями витрати на усунення деформації шляхом шліфування та хонінгування можуть становити до 40% від загальних виробничих витрат залежно від внутрішнього діаметра кільця [21].

Згідно з опитуванням підприємств, що працюють у галузі машинобудування, машинобудівна, автомобільна та трансмісійна промисловість Німеччини щороку зазнає збитків приблизно 850 млн євро унаслідок проблем, пов'язаних із деформацією тонкостінних деталей [21]. Важливість дослідження явищ деформації у високо навантажених деталях надалі лише зростатиме, оскільки продовжують розвиватися тенденції до зменшення маси та габаритів деталей, наприклад, при виробництві автомобілів.

Загалом деформація є результатом впливу всіх процесів виробничого ланцюга. Кожний процес змінює так звані носії потенціалу деформації (наприклад, геометрію деталі, залишкові напруження, хімічні та мікроструктурні неоднорідності) [22]. Тому деформацію необхідно аналізувати з позицій системного підходу.

Показано, що деформація тонкостінних кілець значною мірою визначається умовами закріплення заготовки під час токарної обробки [23]. Сили затиску деформують заготовку, що призводить до нерівномірного зняття припуску вздовж траєкторії різання, впливає на стан залишкових напружень на кільці шляхом утворення напружень згину під час різання [24].

В умовах промислового виробництва овальність і відхилення товщини стінки, спричинені нерівномірним зняттям матеріалу, можуть бути усунені лише шляхом механічної обробки надтвердими матеріалами після термічного зміцнення або мінімізовані за рахунок оптимізації стратегії затиску заготовки [25].

Залишкові напруження є ще однією причиною відхилень форми кілець і передаються як носій потенціалу деформації на термічну обробку. Під час нагрівання заготовки залишкові напруження вивільняються внаслідок зниження границі текучості, яка залежить від температури, що приводить до змін форми заготовки.

Для мінімізації деформації кілець необхідно оптимізувати стратегію механічного оброблення, для чого критично важливим є розуміння фізичних механізмів, що виникають під час затискання заготовки. Науковцями

запропоновано кілька аналітичних моделей для прогнозування овальності токарно оброблених кілець. Порівняння цих моделей наведено в роботі Solter and Brinksmeier [26].

Усі моделі припускають лінійний контакт між кулачками та кільцем, що обмежує деформації заготовки площиною навантаження (2D). Їхнім основним недоліком є те, що вони не враховують похибки форми, спричинені попередніми етапами виробництва.

З метою усунення цієї проблеми Solter і Brinksmeier [26] розробили метод, заснований на методі скінченних елементів. Цей метод застосовано для аналізу впливу послідовності затиску, що включає жорсткі кулачки для зовнішнього затиску та сегментні кулачки для внутрішнього затиску кілець, встановлених на трьохкулачковому патроні.

Встановлено, що овальність внутрішньої поверхні кільця передається на зовнішню поверхню за умови, що внутрішній діаметр кільця та зовнішній діаметр сегментних кулачків є однаковими. Крім того, результати для розглянутих схем затиску підтверджують відсутність залежності між овальністю та розподілом напружень у затиснутому стані й кутовим зсувом між зовнішнім і внутрішнім затиском.

Однак у промисловій практиці малоймовірно, що при затиску діаметр кільця точно відповідатиме діаметру сегментних кулачків. Як наслідок, можна припустити, що кутовий зсув між зовнішнім і внутрішнім затиском не можна ігнорувати.

На рисунку 1.7 показано послідовність затиску, яку було використано в дослідженні статті [27]. Жорсткі кулачки застосовувалися для зовнішнього затиску кілець. Сили затиску спричиняють пружну трикутну деформацію кільця. Під час оброблення знімається максимальна кількість матеріалу в зонах затиску та мінімальна - між ними (рисунок 1.7. I). Після розточування кільце набуває трикутної внутрішньої форми (рисунок 1.7. II).

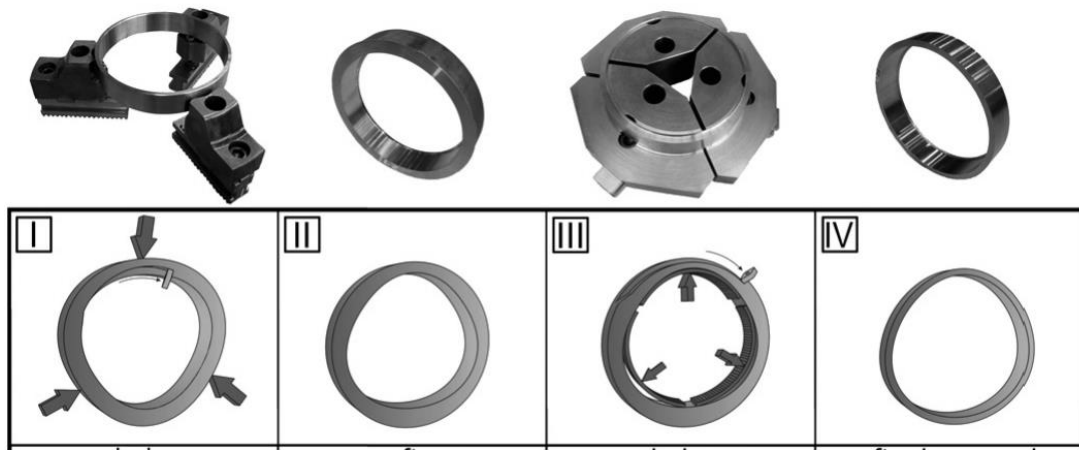


Рисунок 1.7 – Результати моделювання деформації кільця при затиску жорсткими та сегментними кулачками [27]

Під час встановлення кільця на сегментні кулачки внутрішня форма кільця деформується відповідно до форми сегментних кулачків під дією прикладених сил. Це призводить до передавання похибок форми від внутрішньої поверхні кільця до його зовнішньої поверхні. У наступному процесі точіння зрізання матеріалу буде мінімальним у центральних зонах розташування сегментних кулачків і максимальним між ними (рисунок 1.7. III). В ідеальному випадку результатом буде кільце трикутної форми з майже незмінною товщиною стінки (рисунок 1.7. IV).

Перенесення форми кільця (рисунок 1.8 I) під час затиску із застосуванням сегментних кулачків було описано в статті Brinksmeier та ін. [28]. Другий механізм, що спричиняє похибки форми, можна безпосередньо вивести з перенесення форми: якщо діаметр сегментних кулачків не збігається з внутрішнім діаметром кільця, то на зовнішній поверхні кільця виникатиме додаткове відхилення від форми.

Можна виокремити два випадки:

1. Діаметр сегментних кулачків менший за діаметр кільця. У цьому разі ділянки кільця між точками затиску зміщуються до центру кільця, щоб забезпечити контакт із сегментними кулачками. Таким чином, кільце одержує трикутну деформацію (рисунок 1.8 II).

2. Діаметр сегментних кулачків більший за діаметр кільця. У цьому випадку ділянки кільця в зонах затиску зміщуються до центру кільця (рисунок 1.8 III).

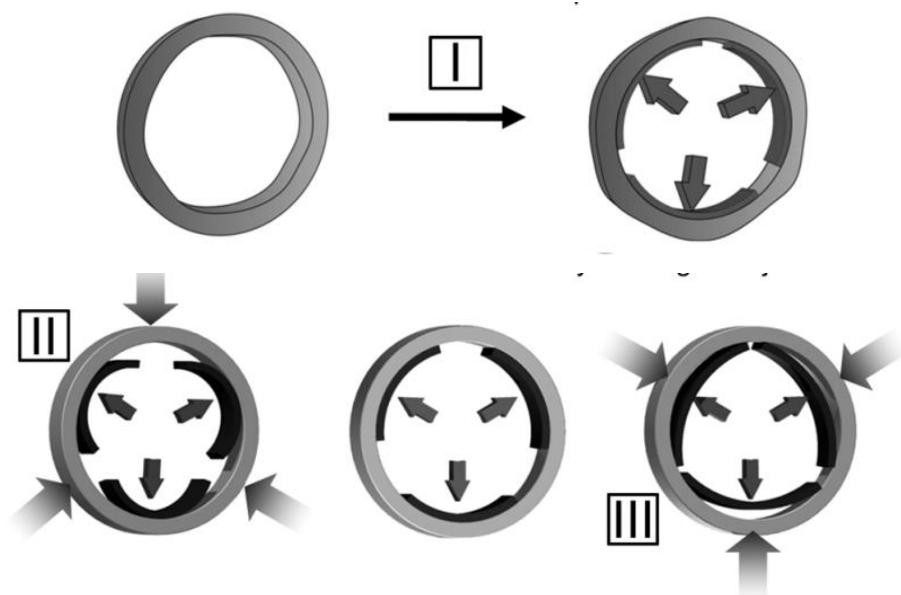


Рисунок 1.8 – Схема перенесення форми кільця під час затиску із застосуванням сегментних кулачків [27]

У межах цього дослідження другий механізм деформації варіювали за характером та орієнтацією, щоб визначити таку умову, за якої він компенсуватиме механізм перенесення форми.

Метою моделювання у статті [27] було визначення пружної деформації кільця, спричиненої затиском. Для перевірки адекватості одержаних моделей деформації було прийнято, що величина, обернена до розрахованих радіальних зміщень dr дорівнює вимірним радіальним відхиленням проточеного кільця.

Моделювання процесу затиску виконували в програмному середовищі скінченно-елементного аналізу SYSWELD, у якому комп'ютерні моделі кілець задавалися відповідно до їхньої геометрії із останнім припуском на різання згідно з експериментальною послідовністю оброблення.

Величину сили затиску визначали відповідно до експериментально визначених показників. У процесі затиску заготовки заданий тиск у силовому патроні з відповідним налаштуванням за силою спричиняє переміщення кулачків

патрона доти, доки сили реакції в зонах контакту «кулачок–кільце» не зрівноважаться із прикладеною сумарною силою від гідравлічної системи затиску.

Однак, як спрощення, у моделюваннях зовнішнього затиску сила затиску рівномірно розподілялася між шістьма позиціями затиску та безпосередньо прикладалася до вузлів (рисунок 1.9 а) плоскої деформаційної скінченно-елементної моделі. Хоча в реальних умовах виникають деформації кільця в осьовому напрямку, їх величина є малою порівняно з деформаціями у радіальному напрямку.

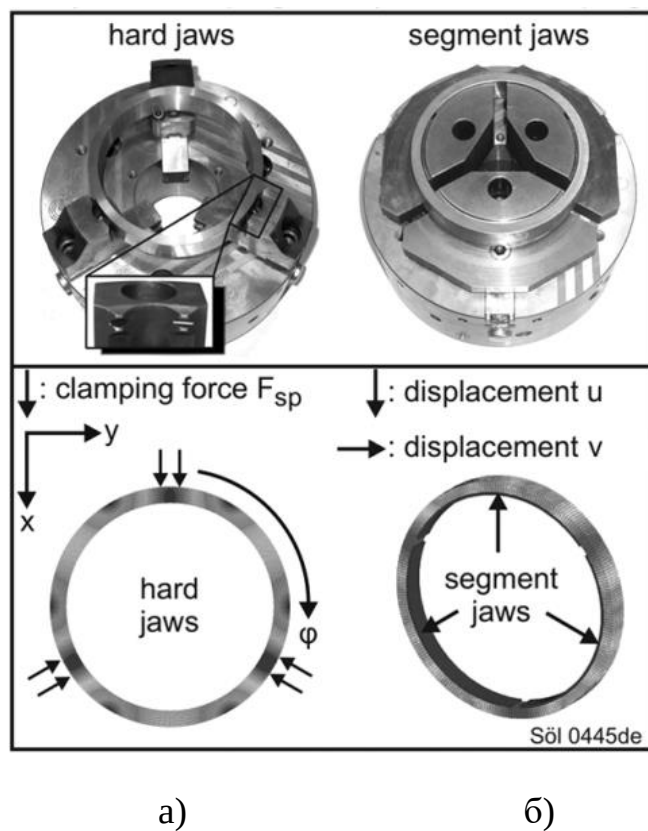


Рисунок 1.9 – Схема моделювання затиску кільця [27]

Внутрішній затиск сегментними кулачками моделювали за допомогою заданих залежних від часу переміщень моделей сегментних кулачків, щоб реалістичніше відтворити процес затиску та відповідну деформацію заготовки (рисунок 1.9 б). Жорсткість кулачків приймалася ідеальною. У тривимірному моделюванні визначався контакт за відсутності тертя, реалізований за допомогою контактних елементів між моделями кільця та сегментних кулачків.

Силу затиску визначали ітераційно - шляхом сумування сил реакції вузлів поверхні сегментних кулачків на кожному кроці моделювання. Мала швидкість переміщення кулачків $v = 0,05$ мм/с у поєднанні з достатньо малими кроками інтеруювання забезпечувала постійну сумарну силу затиску для всіх розглянутих конфігурацій.

Моделі сегментних кулачків переміщували у напрямку внутрішньої поверхні кільця доти, доки не досягалася задана сила затиску.

1.2. Висновки та постановка завдань

В результаті аналізу літературних джерел встановлено, що вплив зусилля затиску на формоутворення та відхилення від круглості тонкостінних деталей під час токарної обробки є одним із ключових чинників, що визначають точність механічної обробки маложорстких циліндричних заготовок. Під час установа тонкостінних кілець, зокрема внутрішніх і зовнішніх обойм підшипників, дії сил затиску та різання викликають пружні та пружно-пластичні деформації заготовки в процесі її оброблення, що істотно ускладнює забезпечення допустимого рівня відхилення від круглості.

Узагальнення наведених наукових результатів вказує на відсутність універсальної моделі, здатної з високою точністю прогнозувати радіальну деформацію тонкостінних кілець за довільної схеми прикладання сил затиску та сил різання.

Деформація заготовки є однією з найскладніших проблем при виробництві тонкостінних деталей та вимагає усунення методом чистового шліфування, яка є однією з найдорожчих операцій технологічного процесу механічного оброблення. У випадку з підшипниковими кільцями витрати на усунення деформації шляхом шліфування та хонінгування можуть становити до 40% від загальних виробничих витрат залежно від внутрішнього діаметра кільця. Тому розроблення та дослідження затискних елементів кулачків для тонкостінних кільцевих деталей є актуальним завданням.

У кваліфікаційній роботі потрібно вирішити такі завдання:

1. Розробити дослідні конструкції затискних кулачків із U-подібними пружними елементами для патронів токарно-гвинторізних верстатів: з двома затискними кулачками із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами.

2. Вивести рівняння для прогнозування деформації U-подібного пружного елемента у вертикальному та горизонтальному напрямках при затиску заготовки. Побудувати графіки залежності деформації горизонтального U-подібного пружного елемента, що виникає при затиску заготовки від сили затиску P та конструктивних параметрів U-подібного пружного елемента.

3. Провести дослідження напружено-деформованого стану затискних елементів для тонкостінних деталей. Для досліджень розглянути два варіанти конструкції спеціальних затискних кулачків: із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами.

4. Вдосконалити відомий технологічний процес виготовлення корпусу 954674.024.

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

2.1. Дослідження параметрів затискних елементів для тонкостінних деталей

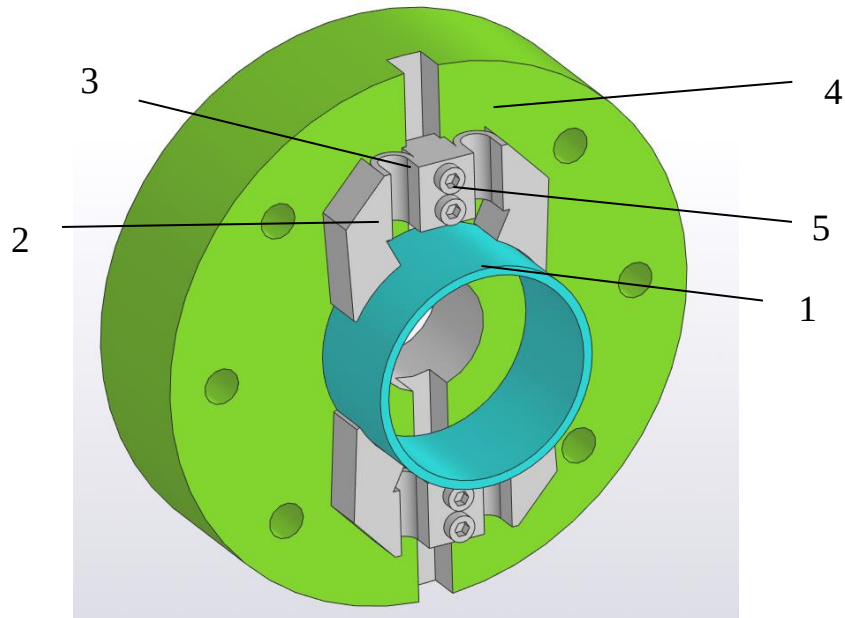
Для виконання завдань кваліфікаційної роботи з метою забезпечення затиску тонкостінних циліндричних деталей розроблено дві дослідні конструкції затискних кулачків із U-подібними пружними елементами для патронів токарно-гвинторізних верстатів, що зображено на рис. 2.1. На рис. 2.1а зображено патрон з двома затискними кулачками із вертикальними U-подібними пружними елементами, а на рис. 2.1б – із двома затискними кулачками з горизонтальними U-подібними пружними елементами. Затиск тонкостінної кільцевої заготовки 1 виконується чотирма робочими радіусними поверхнями двох затискних кулачків 2 з горизонтальними або вертикальними U-подібними пружними елементами 3. Кулачки 2 встановлюються в корпусі 4 патрона у пазах та приєднуються гвинтами 5 до передавально-підсилювального механізму патрона, при цьому кулачки можуть виконувати зміщення у радіальному напрямку відносно сі обертання патрона.

Перевагою таких кулачків є зменшення навантаження на циліндричну поверхню кільцевої заготовки за рахунок зменшеної їх жорсткості порівняно із звичайними кулачками. Відповідно зменшується величина деформації кільцевої заготовки та похибка її оброблення. Окремі зображення кулачків представлено на рис. 2.2.

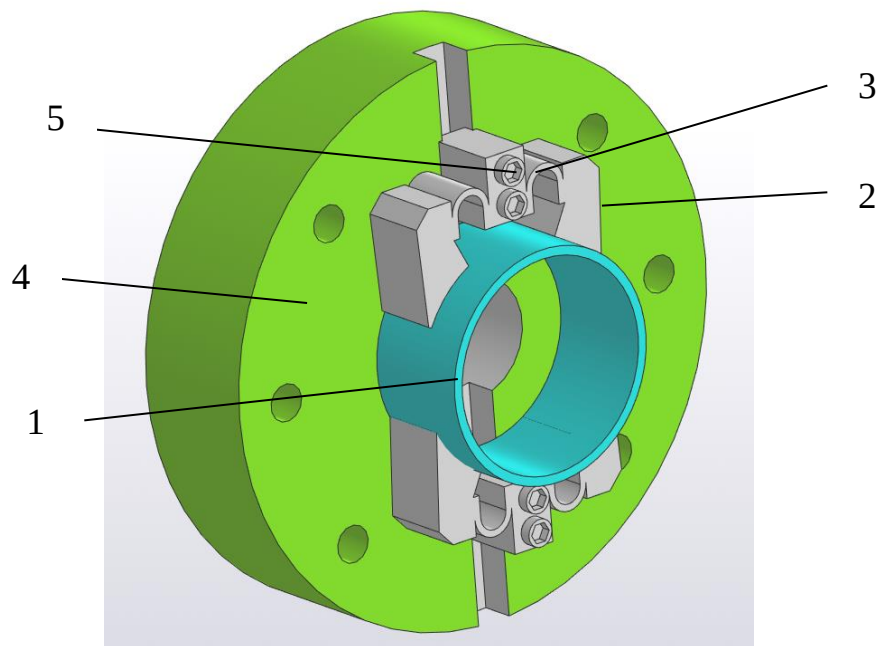
Для розрахунку величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки розроблено розрахункову схему, яку зображено на рис. 2.3. Деформація горизонтального U-подібного пружного елемента виникає при затиску заготовки і дії сили затиску P у вертикальному напрямку, визначається сумарною деформацією в напрямках осей x та y :

$$\delta = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2}, \quad (2.1)$$

де δ_x - деформація U-подібного пружного елемента у вертикальному напрямку;
 δ_y - деформація U-подібного пружного елемента у горизонтальному напрямку.

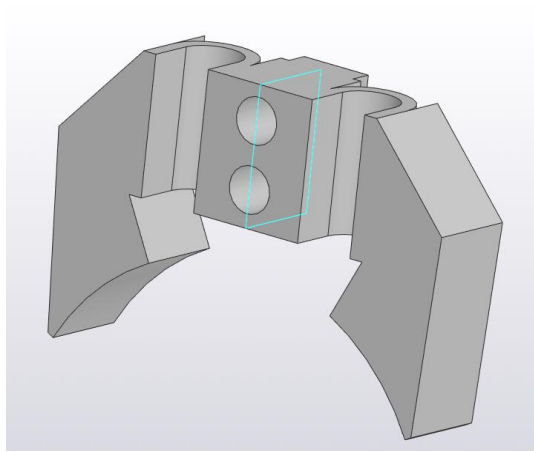


а)

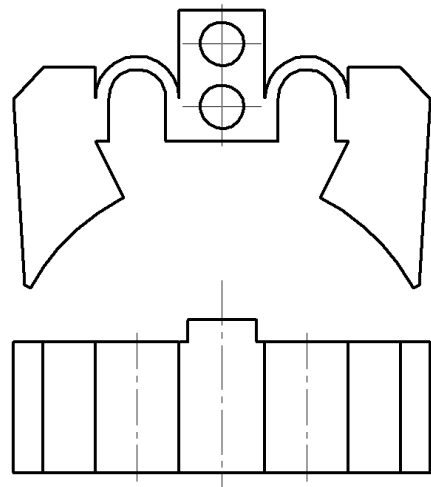
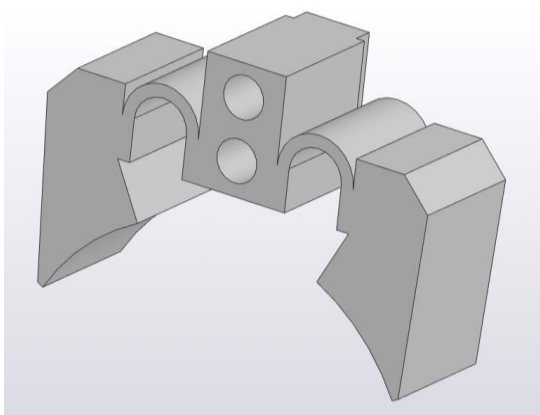


б)

Рисунок 2.1 – Патрони для токарного верстата з двома затискними кулачками із вертикальними а) та горизонтальними б) U-подібними пружними елементами



а)



б)

Рисунок 2.2 – Затискні кулачки із вертикальними а) та горизонтальними б) U-подібними пружними елементами

Деформації U-подібного пружного елемента у вертикальному та горизонтальному напрямках визначаємо за допомогою інтеграла Мора:

$$\delta_x = \int_s \frac{M \cdot \bar{M}_{1x}}{EI} dS; \quad (2.2)$$

$$\delta_y = \int_s \frac{M \cdot \bar{M}_{1y}}{EI} dS, \quad (2.3)$$

де M – момент деформації U-подібного пружного елемента;

$\bar{M}_{1x}, \bar{M}_{1y}$ - момент від одиничної сили, прикладеної в напрямку деформації U-подібного пружного елемента вздовж осей x та y ;
 dS – елемент дуги U-подібного пружного елемента;
 E – модуль Юнга матеріалу U-подібного пружного елемента;
 I – осьовий момент інерції поперечного січення U-подібного пружного елемента;
 S – довжина дуги U-подібного пружного елемента.

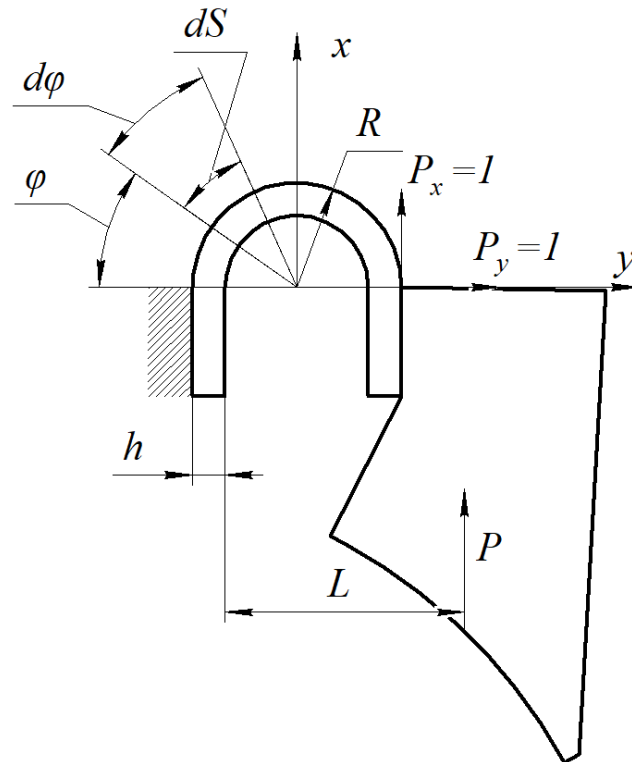


Рисунок 2.3 – Схема для розрахунку величини деформації горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки

Записуємо інтеграли Мора (2.2) та (2.3) у полярних координатах, де $S = Rd\varphi$:

$$\delta_x = \int_0^\pi \frac{M(\varphi) \cdot \bar{M}_{1x}(\varphi)}{EI} R d\varphi; \quad (2.4)$$

$$\delta_y = \int_0^\pi \frac{M(\varphi) \cdot \bar{M}_{1y}(\varphi)}{EI} R d\varphi; \quad (2.5)$$

де φ - полярна кутова координата дуги U-подібного пружного елемента;

R – зовнішній радіус дуги U-подібного пружного елемента.

Момент деформації U-подібного пружного елемента:

$$M(\varphi) = P \cdot R(1 - \cos \varphi) + M_3, \quad (2.6)$$

де M_3 - момент затиску заготовки.

Момент затиску заготовки визначаємо із розрахункової схеми рис. 2.3:

$$M_3 = P \cdot L, \quad (2.7)$$

де L – відстань від точки прикладання сили затиску заготовки до основи U-подібного пружного елемента.

Тоді

$$M(\varphi) = P \cdot R(1 - \cos \varphi) + P \cdot L. \quad (2.8)$$

Момент від одиничної сили, прикладеної в напрямку деформації U-подібного пружного елемента вздовж осі x :

$$\bar{M}_{1x}(\varphi) = 1 \cdot R(1 - \cos \varphi). \quad (2.9)$$

Момент від одиничної сили, прикладеної в напрямку деформації U-подібного пружного елемента вздовж осі y :

$$\bar{M}_{1y}(\varphi) = 1 \cdot R \sin \varphi. \quad (2.10)$$

Підставляємо рівняння (2.8) та (2.9) у рівняння (2.4):

$$\delta_x = \frac{1}{EI} \int_0^\pi (P \cdot R(1 - \cos \varphi) + P \cdot L) R(1 - \cos \varphi) R d\varphi; \quad (2.11)$$

$$\delta_x = \frac{\pi R^2 P}{EI} \left(\frac{3}{2} R + L \right). \quad (2.12)$$

Підставляємо рівняння (2.8) та (2.10) у рівняння (2.5):

$$\delta_y = \frac{1}{EI} \int_0^\pi (P \cdot R(1 - \cos \varphi) + P \cdot L) R \sin \varphi R d\varphi; \quad (2.13)$$

$$\delta_y = \frac{2R^2P}{EI} (R + L). \quad (2.14)$$

Осьовий момент інерції поперечного січення U-подібного пружного елемента:

$$I = \frac{BH^3}{12}. \quad (2.15)$$

де B – довжина U-подібного пружного елемента;

H – товщина U-подібного пружного елемента.

Підставляємо рівняння (2.15) у рівняння (2.12) і (2.14):

$$\delta_x = \frac{12\pi R^2P}{EBH^3} \left(\frac{3}{2}R + L \right); \quad (2.16)$$

$$\delta_y = \frac{24R^2P}{EBH^3} (R + L). \quad (2.17)$$

На основі рівнянь (2.1), (2.16) та (2.17) побудовано графіки залежності деформації горизонтального U-подібного пружного елемента, що виникає при затиску заготовки від сили затиску P та конструктивних параметрів U-подібного пружного елемента (рис. 2.4, 2.5, 2.6).

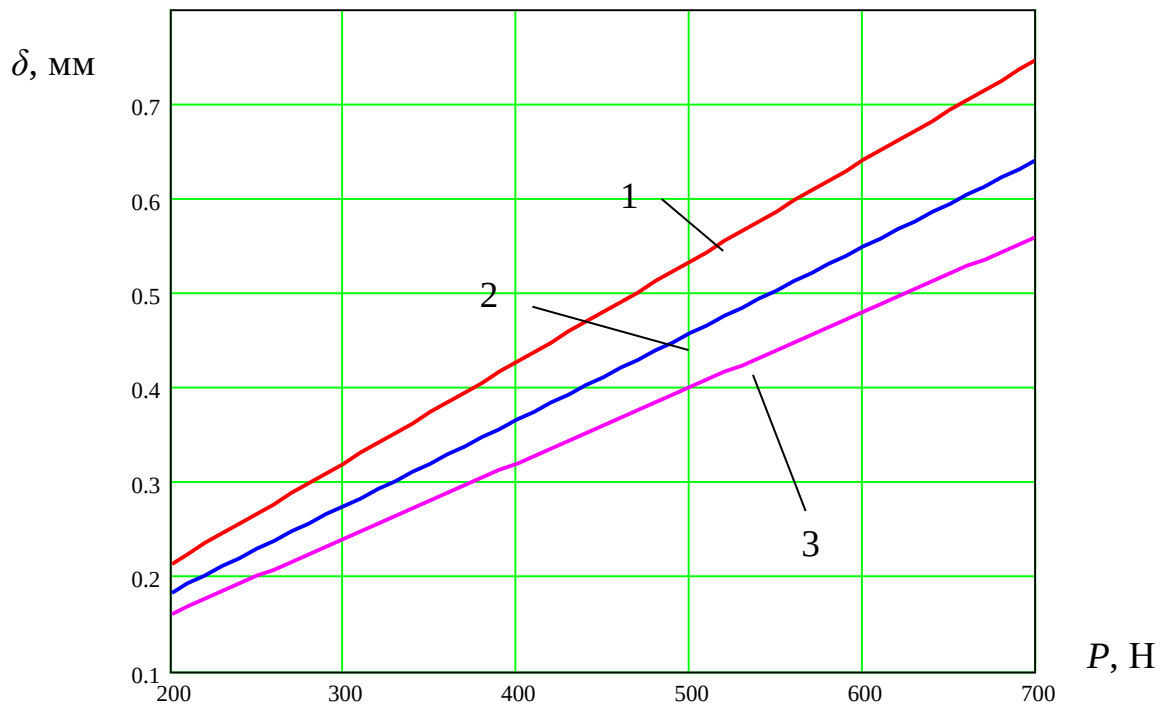


Рисунок 2.4 – Графіки залежності величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки від сили затиску P , $R=10$ мм, $H=3$ мм, $L=25$ мм: 1) $B=30$ мм; 2) $B=35$ мм; 3) $B=40$ мм

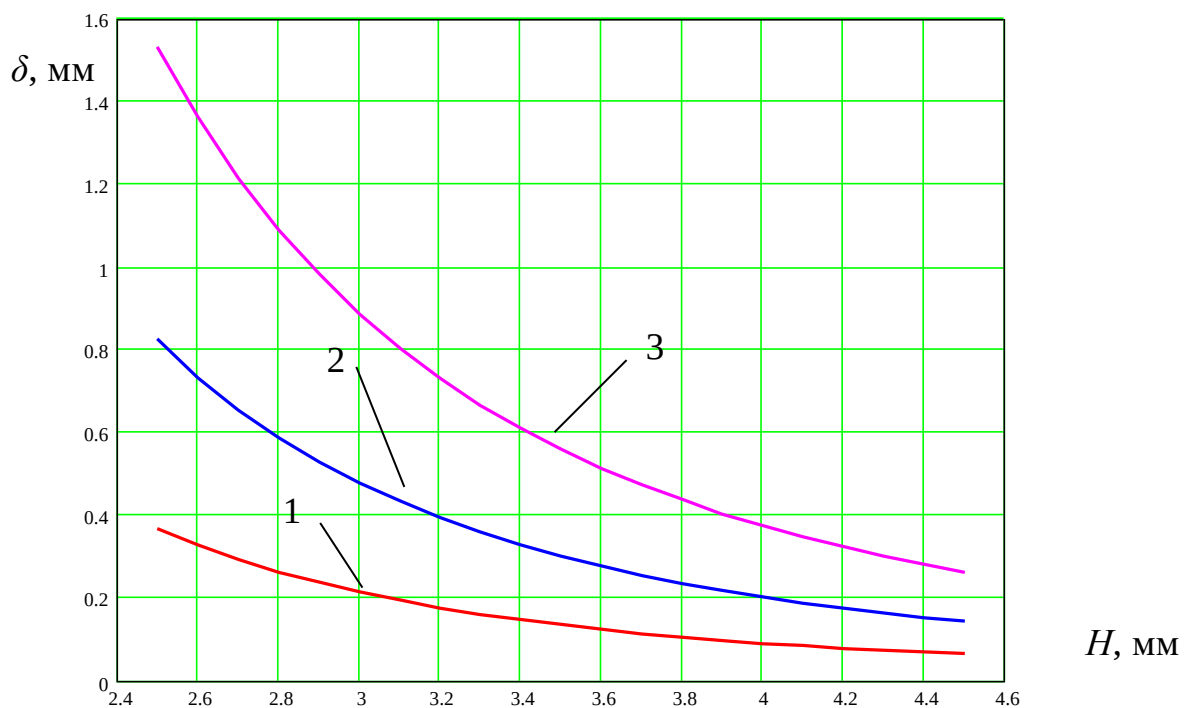


Рисунок 2.5 – Графіки залежності величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки від товщини U-подібного пружного елемента, $R=10$ мм, $B=30$ мм, $P=200$ Н, $L=25$ мм:
1) $R=10$ мм; 2) $R=14$ мм; 3) $R=18$ мм

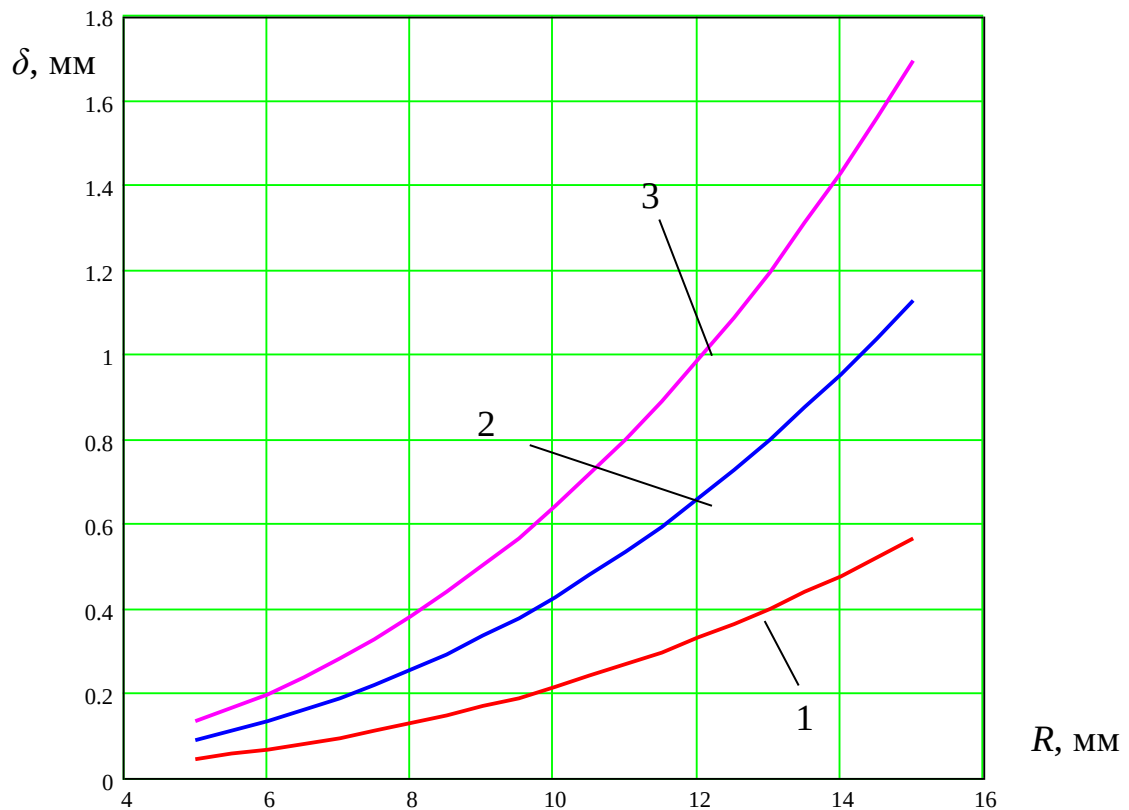


Рисунок 2.6 – Графіки залежності величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки від зовнішнього радіуса дуги U-подібного пружного елемента, $B=30$ мм, $H=3$ мм, $L=25$ мм:

1) $P=200$ Н; 2) $P=400$ Н; 3) $P=600$ Н

Із аналізу графіків рис. 2.4 – 2.6 встановлено, що збільшення сили затиску P та зовнішнього радіуса R дуги U-подібного пружного елемента призводить до величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки, при цьому збільшення товщини H U-подібного пружного елемента призводить до зменшення деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента. Найбільший вплив на величину деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента має радіус R дуги та товщина H U-подібного пружного елемента. Радіус R дуги U-подібного пружного елемента доцільно вибирати від 5 мм до 12 мм, а товщину H – від 2,5 мм до 4 мм.

2.2. Дослідження напружено-деформованого стану затискних елементів для тонкостінних деталей

Під час дослідження параметрів затискних елементів для тонкостінних деталей проведено проектування спеціальних затискних кулачків із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами, які встановлюються на патронах токарно-гвинторізних верстатів та зображені на рис. 2.1 та 2.2.

Наступним роботи етапом є дослідження напружено-деформованого стану спеціальних затискних кулачків із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами під час виконання затиску тонкостінних заготовок. Внаслідок дії сили затиску заготовки на радіусну поверхню контакту кулачків із заготовкою відбувається деформація останніх із виникненням в них внутрішніх напружень. Для визначення величини вказаних деформацій та напружень використано метод кінцевих елементів, застосовуючи відповідне прикладне програмне забезпечення.

Для досліджень розглянуто два варіанти конструкції спеціальних затискних кулачків:

1. Із вертикальними U-подібними пружними елементами.
2. Із горизонтальними U-подібними пружними елементами.

Під час досліджень здійснено:

1) Вибір матеріалів спеціальних затискних кулачків U-подібними пружними елементами (сталі AISI 1045);

2) Накладання фіксованих обмежень на два циліндричні отвори кулачків, за допомогою яких здійснюється їх приєднання двома гвинтами до рухомої частини передавально-підсилювальної ланки патрона та прикладання на радіусні поверхні контакту із заготовкою вертикальні сили затиску (рис. 2.7, рис. 2.8);

3) Генерування сітки кінцевих елементів розроблених комп'ютерних моделей (рис. 2.9, рис. 2.10);

4) Виконання процесу розрахунку величини деформацій та напружень на спеціальних затискних кулачках із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами із зображенням у вигляді кольорових моделей із відповідною шкалою.

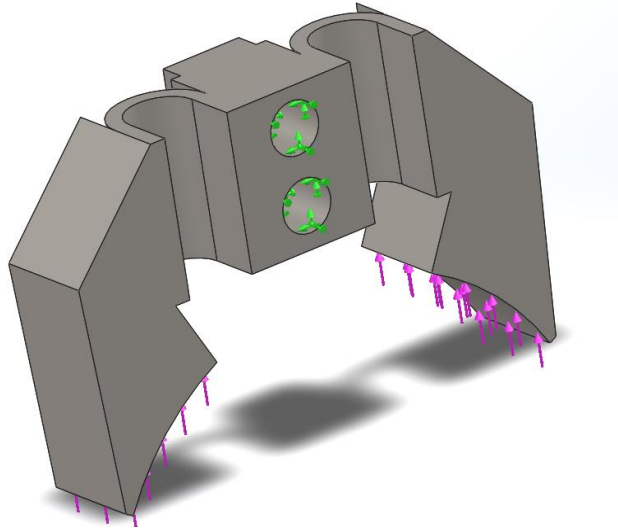


Рисунок 2.7 - Накладання фіксованих обмежень на два циліндричних отвори кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами та прикладання на радіусні поверхні сили затиску

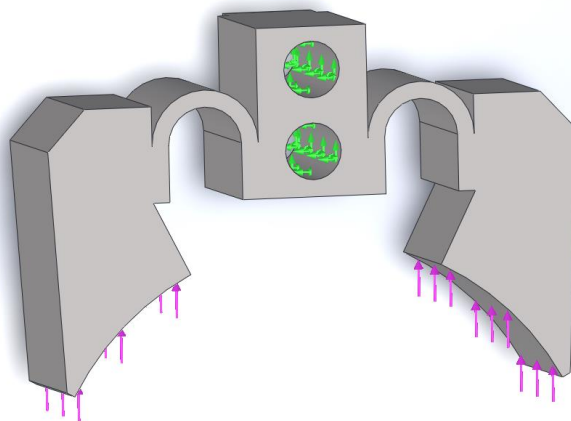


Рисунок 2.8 - Накладання фіксованих обмежень на два циліндричних отвори кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами та прикладання на радіусні поверхні сили затиску

В результаті виконаних розрахунків у середовищі прикладного програмного забезпечення одержано графічне відображення величин напружень (рис. 2.11,

рис. 2.12) та деформацій (рис. 2.13, рис. 2.14) на спеціальних затискних кулачках із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами, а також частин спеціальних затискних кулачків із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами, що мають найменший запас міцності (рис. 2.15, рис. 2.16).

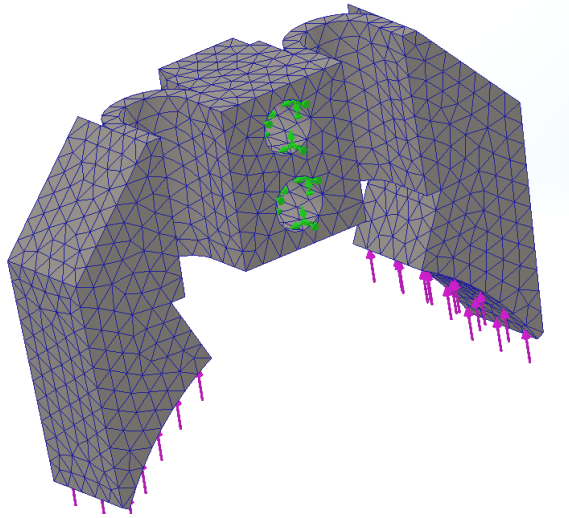


Рисунок 2.9 - Генерування сітки кінцевих елементів розробленої комп'ютерної моделі кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами

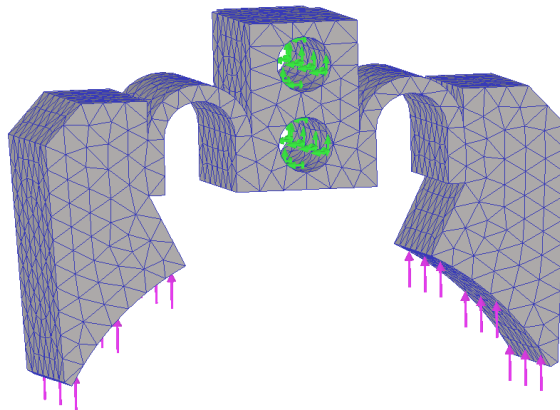


Рисунок 2.10 - Генерування сітки кінцевих елементів розробленої комп'ютерної моделі кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами

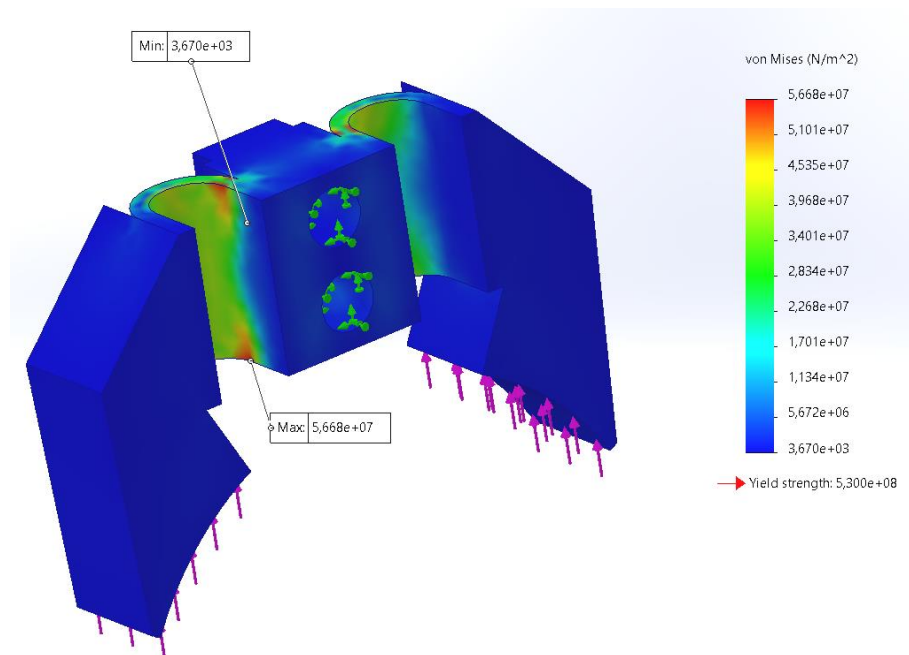


Рисунок 2.11 – Величини напружень, що виникають на спеціальних затискних кулачках із вертикальними U-подібними пружними елементами

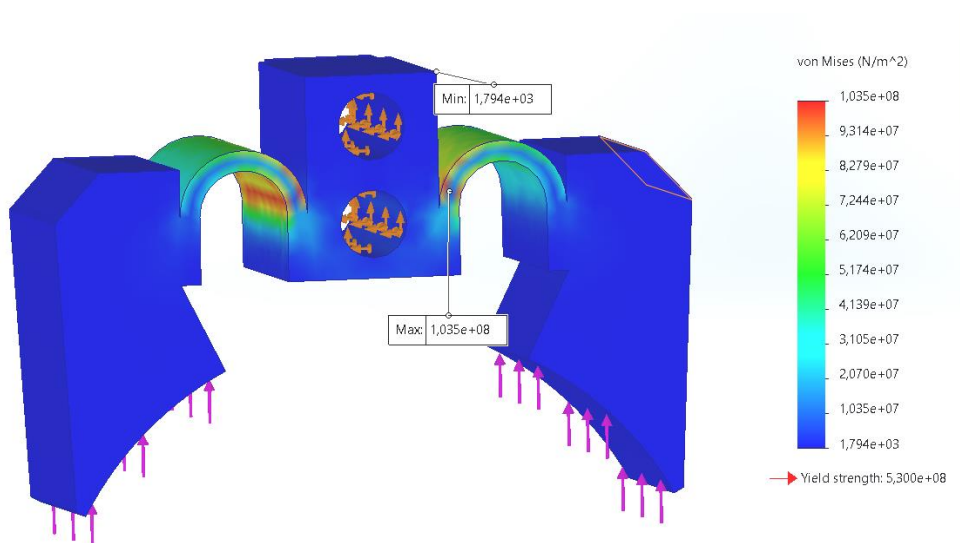


Рисунок 2.12 – Величини напружень, що виникають на спеціальних затискних кулачках із горизонтальними U-подібними пружними елементами

Аналізуючи результати моделювання на рис. 2.11, встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами максимальні напруження виникають у верхній та нижній частинах основи U-подібного пружного елемента

(57 МПа), при цьому по середині основи U-подібного пружного елемента напруження становили 38 МПа.

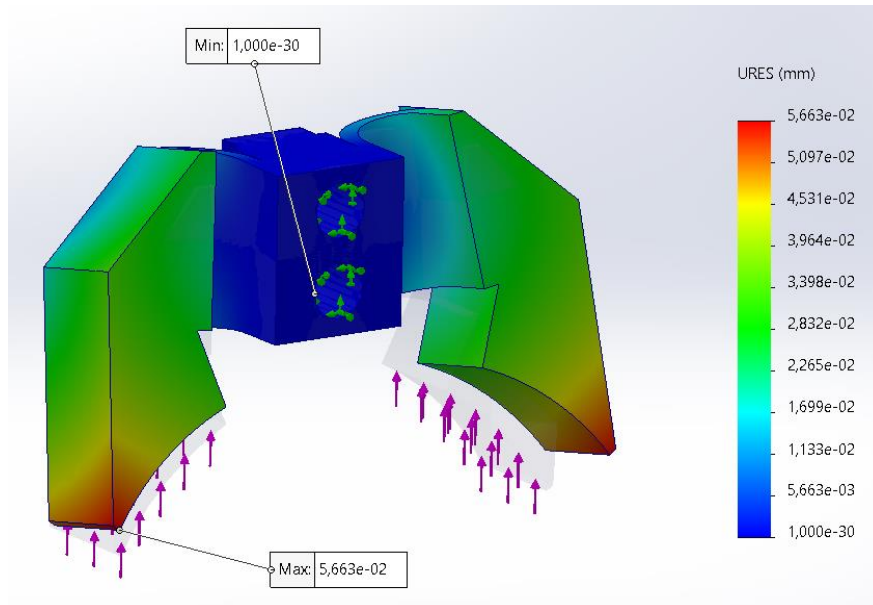


Рисунок 2.13 – Величини деформації спеціальних затискних кулачків із вертикальними U-подібними пружними елементами при дії сили затиску

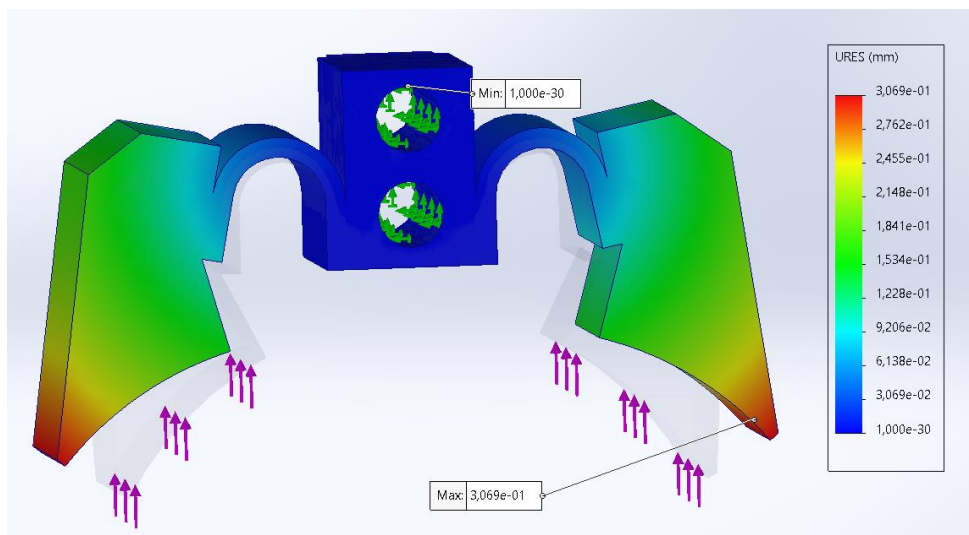


Рисунок 2.14 – Величини деформації спеціальних затискних кулачків із горизонтальними U-подібними пружними елементами при дії сили затиску

Також на основі рис. 2.12 встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із горизонтальними

U-подібними пружними елементами максимальні напруження виникають рівномірно при основі U-подібного пружного елемента (104 МПа).

Максимальні напруження, що виникають у кулачку із вертикальними U-подібними пружними елементами при затиску тонкостінної заготовки кулачками є у 1,82 рази меншими ніж у кулачку із горизонтальними U-подібними пружними елементами при однакових розмірах.

Аналізуючи результати моделювання на рис. 2.13, встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами максимальні зміщення відбуваються на радіусних поверхнях контакту кулачків із заготовкою за рахунок деформації U-подібних пружних елементів і становлять 0,057 мм.

При силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами (рис. 2.13) максимальні зміщення також відбуваються на радіусних поверхнях контакту кулачків із заготовкою за рахунок деформації U-подібних пружних елементів і становлять 0,307 мм.

Максимальні деформації, що виникають у кулачку із вертикальними U-подібними пружними елементами при затиску тонкостінної заготовки кулачками є у 5,39 рази меншими ніж у кулачку із горизонтальними U-подібними пружними елементами при однакових розмірах.

Місцями, що мають найменший запас міцності (рис. 2.15) для кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами є верхня та нижня частини основи U-подібного пружного елемента.

Місцями, що мають найменший запас міцності (рис. 2.16) для кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами є основа U-подібного пружного елемента.

Одержані величини напружень не перевищують границю текучості матеріалу спеціальних затискних кулачків із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами, а деформації затискних елементів рівномірно

розподіляються на робочих радіусних частинах кулачків, суттєво не знижуючи точність встановлення заготовки у патроні.

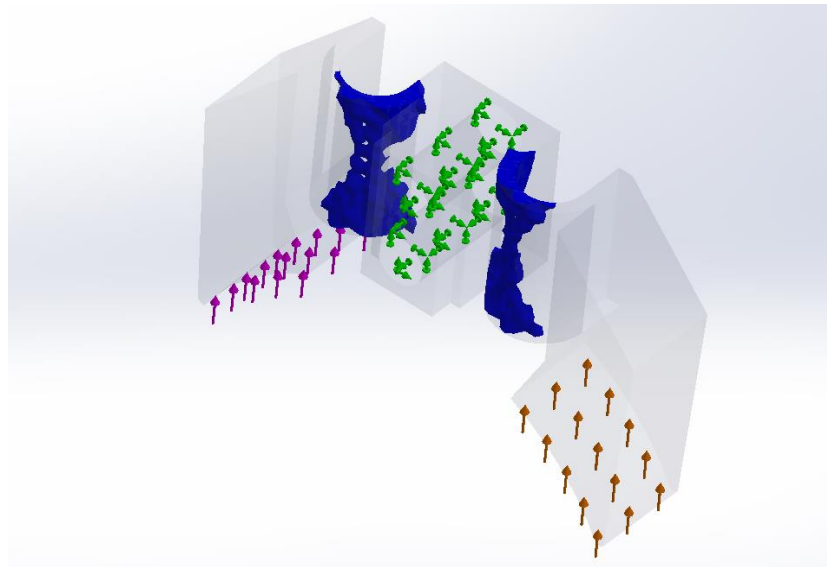


Рисунок 2.15 – Визначення місць спеціальних затискних кулачків із вертикальними U-подібними пружними елементами, що мають найменший запас міцності при дії сили затиску

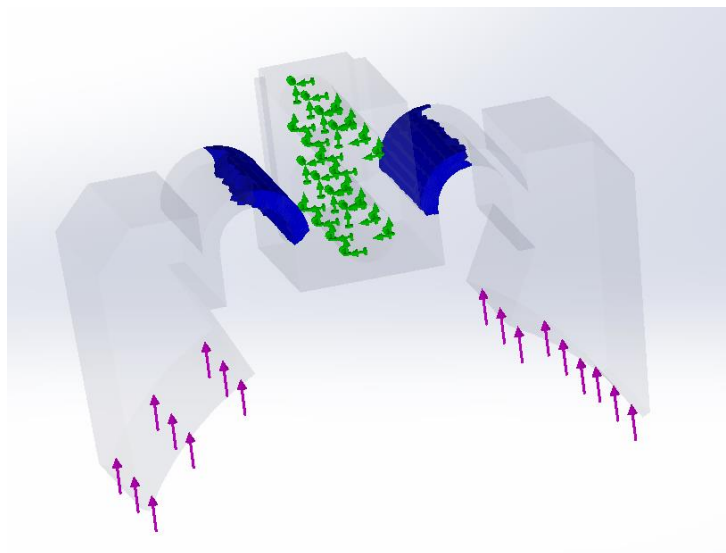


Рисунок 2.16 – Визначення місць спеціальних затискних кулачків із горизонтальними U-подібними пружними елементами, що мають найменший запас міцності при дії сили затиску

При зміні сили затиску заготовки на одній радіусній поверхні кулачка від

100 Н до 700 Н одержали графіки залежності максимальних напружень (рис. 2.17), що виникають на спеціальних затискних кулачках із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами.

Також одержали графіки залежності максимальних деформацій (рис. 2.18) спеціальних затискних кулачків із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами при дії сили затиску.

На основі графіків рис. 2.17 та 2.18 встановлено, що величини напружень та деформацій, що виникають на спеціальних затискних кулачках із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами лінійно зростають при збільшенні сили затиску заготовки.

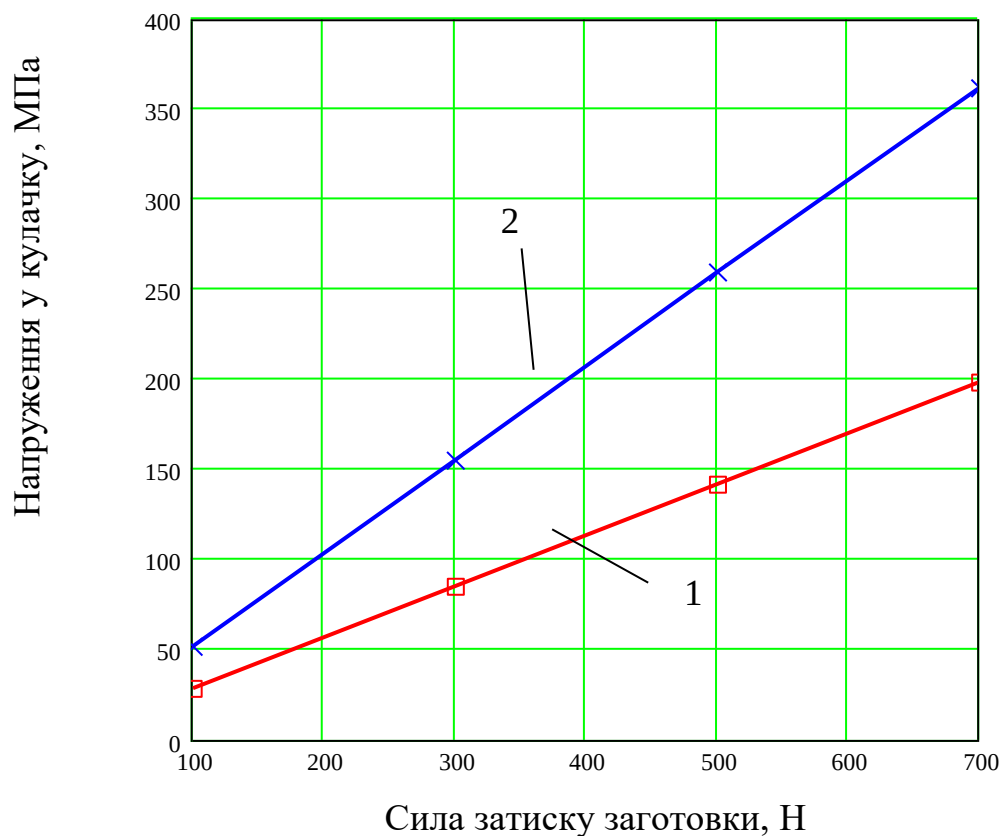


Рисунок 2.17 - Графік залежності максимальних напружень, що виникають на спеціальних затискних кулачках із 1) вертикальними та 2) горизонтальними U-подібними пружними елементами

Мінімальна величина напружень на спеціальних затискних кулачках із вертикальними U-подібними пружними елементами дорівнює 28 МПа, а

максимальна – 198 МПа, при цьому мінімальна та максимальна величини деформації елементів затискного кулачка становлять 0,028 мм та 0,198 мм відповідно, жорсткість дорівнює 3535 Н/мм. Мінімальна величина напружень на спеціальних затискних кулачках із горизонтальними U-подібними пружними елементами дорівнює 52 МПа, а максимальна – 362 МПа, при цьому мінімальна та максимальна величини деформації елементів затискного кулачка становлять 0,153 мм та 1,07 мм відповідно, жорсткість дорівнює 654 Н/мм.

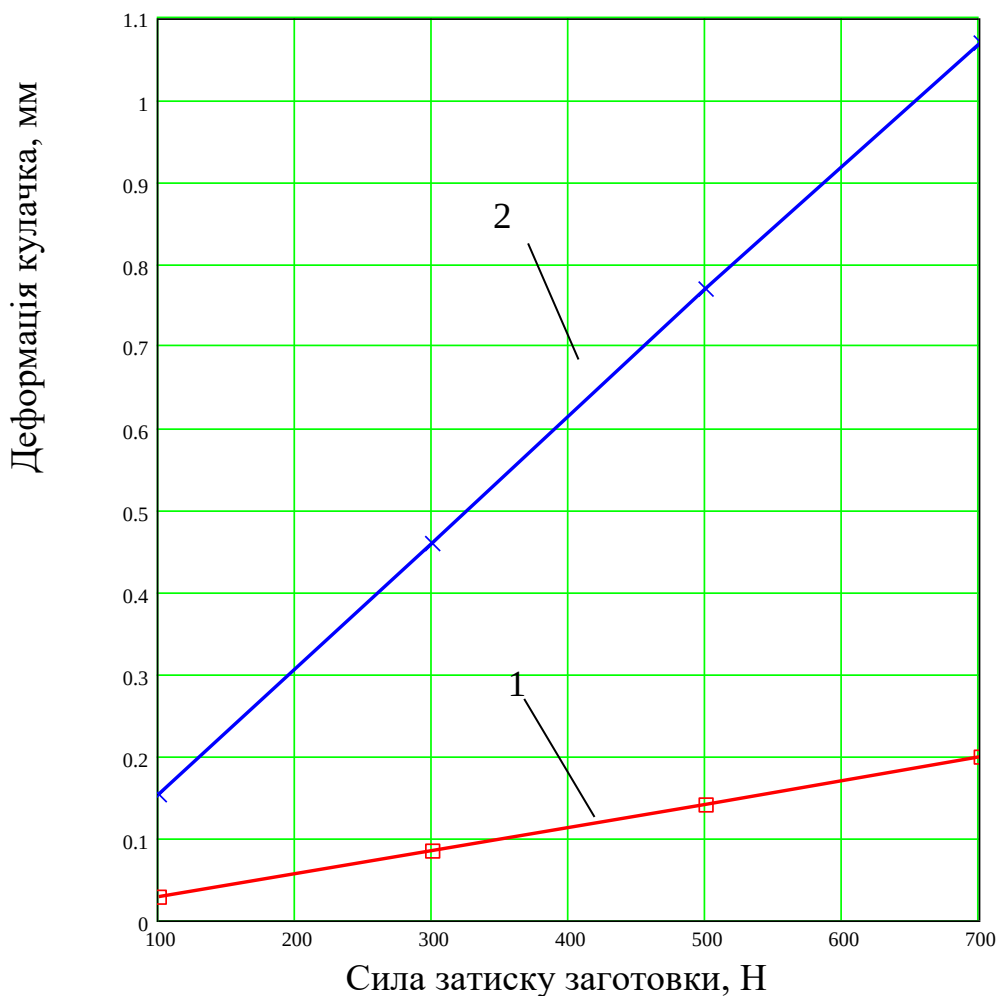


Рисунок 2.18 - Графік залежності максимальних деформацій спеціальних затискних кулачків із 1) вертикальними та 2) горизонтальними U-подібними пружними елементами

Жорсткість затискних кулачків із вертикальними U-подібними пружними елементами у 5,4 рази більша ніж кулачків із горизонтальними U-подібними пружними елементами. Тому кулачки із вертикальними U-подібними пружними

елементами доцільно застосовувати для затиску кільцевих заготовок із більшою товщиною стінки, а із горизонтальними U-подібними пружними елементами - для затиску кільцевих заготовок із меншою товщиною стінки.

2.3. Висновки

У розділі представлено дві дослідні конструкції затискних кулачків із U-подібними пружними елементами для патронів токарно-гвинторізних верстатів: з двома затискними кулачками із вертикальними U-подібними пружними елементами та із двома затискними кулачками з горизонтальними U-подібними пружними елементами. Перевагою таких кулачків є зменшення навантаження на циліндричну поверхню кільцевої заготовки за рахунок зменшеної їх жорсткості порівняно із звичайними кулачками. Відповідно зменшується величина деформації кільцевої заготовки та похибка її оброблення.

Розроблено розрахункову схему для визначення величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки. За допомогою інтеграла Мора виведено рівняння для прогнозування деформації U-подібного пружного елемента у вертикальному та горизонтальному напрямках при затиску заготовки. Побудовано графіки залежності деформації горизонтального U-подібного пружного елемента, що виникає при затиску заготовки від сили затиску P та конструктивних параметрів U-подібного пружного елемента.

Встановлено, що збільшення сили затиску P та зовнішнього радіуса R дуги U-подібного пружного елемента призводить до величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки, при цьому збільшення товщини H U-подібного пружного елемента призводить до зменшення деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента. Найбільший вплив на величину деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента має радіус R дуги та товщина H U-подібного пружного елемента. Радіус R дуги U-подібного пружного елемента доцільно вибирати від 5 мм до 12 мм, а товщину H – від 2,5 мм до 4 мм.

Проведено дослідження напружено-деформованого стану затискних елементів для тонкостінних деталей. Для досліджень розглянуто два варіанти конструкції спеціальних затискних кулачків: із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами.

Встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами максимальні напруження виникають у верхній та нижній частинах основи U-подібного пружного елемента (57 МПа), при цьому по середині основи U-подібного пружного елемента напруження становили 38 МПа. Також визначено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами максимальні напруження виникають рівномірно при основі U-подібного пружного елемента (104 МПа). Максимальні напруження, що виникають у кулачку із вертикальними U-подібними пружними елементами при затиску тонкостінної заготовки кулачками є у 1,82 рази меншими ніж у кулачку із горизонтальними U-подібними пружними елементами при однакових розмірах. Встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами максимальні зміщення відбуваються на радіусних поверхнях контакту кулачків із заготовкою за рахунок деформації U-подібних пружних елементів і становлять 0,057 мм. При силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами максимальні зміщення також відбуваються на радіусних поверхнях контакту кулачків із заготовкою за рахунок деформації U-подібних пружних елементів і становлять 0,307 мм.

Максимальні деформації, що виникають у кулачку із вертикальними U-подібними пружними елементами при затиску тонкостінної заготовки кулачками є у 5,39 рази меншими ніж у кулачку із горизонтальними U-подібними пружними елементами при однакових розмірах.

3 ТЕХНОЛОГІЧНО-КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Службове призначення деталі

Деталь “Корпус” 954674.024 є однією із основних елементів промислового світильника, що застосовується для освітлення робочих приміщень, де є необхідність захисту від самовільного запалювання дрібних частинок матеріалів у повітрі..

Основними поверхнями деталі, що визначають її поєднання з іншими елементами світильника є: ступінчастий отвір $\varnothing 258H9(^{+0,130})$, Ra2,5 для точного встановлення корпусу світильника; зовнішня циліндрична різьба M210×3-8g; Ra 6,3, що призначена для приєднання корпусу світильника із розсіювачем та ущільнючими елементами; дві торцеві поверхні на відстані 102h14, Ra 12,5 для суміщення складових елементів вузла світильника; чотири отвори з різьбою M4-7H, Ra 6,3 та чотири отвори з різьбою M6-7H; Ra 6,3 призначені для загвинчування гвинтів для кріплення складових світильника, зокрема захисної сітки. Фаски призначені для забезпечення з'єднання вузлів в умовах серійного виробництва. Зовнішня канавка $\varnothing 205_{-1,0}$ для виходу інструмента при нарізанні різьби M210×3-8g. Решта поверхонь визначають конструктивні особливості корпусу.

Основні технічні вимоги до основних поверхонь деталі представлено у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Аналіз технічних вимог

Номер поверхні	Назва поверхні	Квалітет	Шорсткість
1	2	3	4
1	Торцева поверхня $45\pm 0,4$	14	Ra12,5
2	Фаска внутрішня $1,5\times 45^\circ$	14	Ra12,5
3	Ступінчастий отвір $\varnothing 258H9(^{+0,130})$	9	Ra2,5
4	Фаска зовнішня $1\times 45^\circ$	14	Ra12,5

Закінчення таблиці 3.1

1	2	3	4
5	Зовнішня циліндрична різьба M210×3-8g	ступінь точності 8	Ra 6,3
6	Зовнішня канавка Ø205 _{-1,0} ; 1,5×45°	14	Ra12,5
7	Зовнішня канавка Ø205 _{-1,0} ; 5×45°	14	Ra12,5
8	Зовнішня торцева поверхня 38±IT14/2	14	Ra12,5
9...12	Чотири отвори з різьбою M4-7H; 14H16; 90°±10'	ступінь точності 7	Ra 6,3
13...16	Чотири отвори з різьбою M6-7H; 14H16; 90°±10'	ступінь точності 7	Ra 6,3
17	Внутрішній торець 68±0,4	14	Ra12,5
18	Внутрішній торець 2±0,5	14	Ra12,5
19	Отвір глухий Ø6; 9H14	14	Ra12,5

Елементи базового технологічного процесу виготовлення корпусу представлено у таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Елементи базового технологічного процесу виготовлення корпусу 954674.024

Операція	Технологічне обладнання	Технологічне оснащення
1	2	3
005 Токарно-гвинторізна	Токарно-гвинторізний верстат 16K20	Патрон з комплекту верстата
010 Токарно-гвинторізна	Токарно-гвинторізний верстат 16K20	Патрон з комплекту верстата
015 Вертикально-свердлильна	Вертикально-свердлильний верстат 2H135	Кондуктор спеціальний поворотний
020 Вертикально-свердлильна	Вертикально-свердлильний верстат 2H135	Кондуктор спеціальний поворотний
025 Різенарізна	Різенарізний верстат 2056	Пристрій спеціальний поворотний
030 Вертикально-свердлильна	Вертикально-свердлильний верстат 2H135	Кондуктор спеціальний
035 Вертикально-свердлильна	Вертикально-свердлильний верстат 2H135	Пристрій спеціальний
040 Різенарізна	Різенарізний верстат 2056	Пристрій спеціальний

3.2. Вибір способу одержання заготовки

Матеріал деталі “Корпус” 954674.024 є алюмінієво-кремнієвий сплав АК12, що відповідає вимогам експлуатації та захисту світильника. Вказаний матеріал має високі показники рідкотекучості та добрі ливарні властивості.

Для умов середньосерійного типу виробництва проведено порівняння двох методів отримання заготовки:

Перший метод: лиття в піщані форми.

Другий метод: лиття під низьким тиском.

Для корпуса складної форми масу заготовки визначаємо за рівнянням:

$$Q = q + m_{\text{пр}}, \quad (3.1)$$

$q = 2,6$ кг – маса деталі;

Маса припуску:

$$m_{\text{пр}} = V_{\text{пр}} \cdot \rho. \quad (3.2)$$

Результати розрахунків припусків для поверхонь корпуса, що необхідно обробляти механічним способом представлено у таблиці 3.3.

Ескізи варіанту заготовки для виготовлення корпуса представлено на рис. 3.1 для лиття під низьким тиском.

За рівнянням (3.2) розраховуємо об’єми припусків запропонованих двох варіантів заготовок.

Таблиця 3.3 – Припуски деталі “Корпус” 954674.024

Оброблювана поверхня, її розмір, точність	Параметр шорсткості деталі, мкм	Допуск заготовки, мм	Загальний припуск, мм	Розмір заготовки із граничними відхиленнями
1	2	3	4	5
1) лиття в піщані форми				
Торцева поверхня $45 \pm 0,4$	Ra12,5	4,0	4,0	$49 \pm 2,0$
Торцева поверхня $40_{-0,62}$	Ra12,5	3,6	4,0	$44 \pm 1,8$

Продовження таблиці 3.3

1	2	3	4	5
Отвір Ø258Н9	Ra3,2	6,4	$6,5 \times 2 = 13,0$	$\varnothing 245 \pm 3,2$
Зовнішня різьба М210-8g	Ra12,5	5,6	$5,0 \times 2 = 10,0$	$\varnothing 220 \pm 2,8$
Торцева поверхня $68 \pm 0,4$	Ra12,5	4,4	4,0	$72 \pm 2,2$
Торцева поверхня $2 \pm 0,5$	Ra12,5	2,0	2,6	$4,8 \pm 1,0$
2) ЛИТТЯ ПІД НИЗЬКИМ ТИСКОМ				
Торцева поверхня $45 \pm 0,4$	Ra12,5	1,0	1,0	$46 \pm 0,5$
Торцева поверхня $40_{-0,62}$	Ra12,5	0,9	1,0	$41 \pm 0,45$
Отвір Ø258Н9	Ra3,2	1,6	$2,0 \times 2 = 4,0$	$\varnothing 254 \pm 0,8$
Зовнішня різьба М210-8g	Ra12,5	1,4	$1,4 \times 2 = 2,8$	$\varnothing 212,8 \pm 0,7$
Торцева поверхня $68 \pm 0,4$	Ra12,5	1,0	1,2	$69,2 \pm 0,5$
Торцева поверхня $2 \pm 0,5$	Ra12,5	0,5	0,8	$2,8 \pm 0,25$

Об'єми припусків циліндричної форми:

$$V_{\text{пр}} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot H}{4}, \quad (3.3)$$

де D – діаметральний розмір, мм;

H – величина припуску, мм.

- лиття в піщані форми:

$$V_{\text{пр1}} = \frac{\pi \cdot (285^2 - 245^2) \cdot 4,0}{4} = 66568 \text{ мм}^3 = 66,57 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр2}} = \frac{\pi \cdot (258^2 - 245^2) \cdot 33,2}{4} = 170419 \text{ мм}^3 = 170,4 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр3}} = \frac{\pi \cdot (258^2 - 210^2) \cdot 4,8}{4} = 84644 \text{ мм}^3 = 84,64 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр4}} = \frac{\pi \cdot (220^2 - 210^2) \cdot 40}{4} = 135020 \text{ мм}^3 = 135,02 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр5}} = \frac{\pi \cdot (220^2 - 190^2) \cdot 4,0}{4} = 38622 \text{ мм}^3 = 38,62 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр}} = \sum V_{\text{пр}_i} ;$$

$$V_{\text{пр}} = 66,57 + 170,4 + 84,64 + 135,02 + 38,62 = 495,25 \text{ см}^3.$$

- ЛИТТЯ ПІД НИЗЬКИМ ТИСКОМ:

$$V_{\text{пр1}} = \frac{\pi \cdot (285^2 - 254^2) \cdot 1,0}{4} = 13116 \text{ мм}^3 = 13,12 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр2}} = \frac{\pi \cdot (258^2 - 254^2) \cdot 30,2}{4} = 48552 \text{ мм}^3 = 48,55 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр3}} = \frac{\pi \cdot (258^2 - 210^2) \cdot 2,8}{4} = 49376 \text{ мм}^3 = 49,38 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр4}} = \frac{\pi \cdot (212,8^2 - 210^2) \cdot 40}{4} = 37173 \text{ мм}^3 = 37,17 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр5}} = \frac{\pi \cdot (212,8^2 - 190^2) \cdot 1}{4} = 7209 \text{ мм}^3 = 7,21 \text{ см}^3.$$

$$V_{\text{пр}} = \sum V_{\text{пр}_i} ;$$

$$V_{\text{пр}} = 13,12 + 48,55 + 49,38 + 37,17 + 7,21 = 155,43 \text{ см}^3.$$

Загальні маси припусків:

— лиття в піщані форми:

$$m_{\text{пр1}} = 495,25 \cdot 2,6 = 1287,65 \text{ (г)} \approx 1,288 \text{ кг.}$$

— лиття під низьким тиском:

$$m_{\text{пр2}} = 155,43 \cdot 2,6 = 404,12 \text{ г} \approx 0,404 \text{ кг.}$$

Визначаємо маси заготовок:

— лиття в піщані форми:

$$Q_1 = 2,6 + 1,288 = 3,888 \text{ кг.}$$

– лиття під низьким тиском:

$$Q_2 = 2,6 + 0,404 = 3,004 \text{ кг.}$$

Коефіцієнт використання матеріалу:

$$K_{\text{в.м.}} = \frac{q}{Q}, \quad (3.4)$$

– лиття в піщані форми:

$$K_{\text{в.м.1}} = \frac{2,6}{3,888} = 0,67.$$

– лиття під низьким тиском:

$$K_{\text{в.м.2}} = \frac{2,6}{3,004} = 0,87.$$

Для умов середньосерійного типу виробництва, забезпечення технічних вимог та конструктивних параметрів деталі “Корпус” 954674.024 вибираємо спосіб виготовлення заготовки - лиття під низьким тиском.

3.3. Формування технологічного процесу

Проводимо проектування технологічного процесу механічної обробки деталі “Корпус” 954674.024.

В проектному варіанті пропонуємо токарну обробку поверхонь та розточування отворів деталі виконувати на токарних верстатах з ЧПК замість звичайних токарно-гвинторізних верстатів. Для одночасного свердління восьми отворів під різьбу на торці деталі запропоновано використовувати багатошпиндельну свердлильну головку на вертикально-свердлильному верстаті, замість послідовного оброблення отворів.

005 Токарна з ЧПК

1. Підрізання остаточне торця 17 в розмір $68,8 \pm 0,4$.
2. Точіння попереднє поверхні 5 з підрізанням торця 8 у розмірі $\varnothing 211_{-1,0}$; $40_{-0,62}$
3. Точіння остаточне зовнішньої поверхні 5 під різьбу, у розмірі $\varnothing 209,79_{-0,4}$; $40_{-0,62}$; точіння остаточне зовнішньої канавки 6, у розмірі $2 \pm 0,2 \times 45^\circ$; $\varnothing 205_{-1,0}$; точіння остаточне зовнішньої канавки 7, у розмірі $5 \times 45^\circ$; $\varnothing 205_{-1,0}$ послідовно.

4. Нарізання різьби 5 у розмір M210×3-8g ; $40_{-0,62}$.

Перевірити розміри: $68,8 \pm 0,4$; $5 \times 45^\circ$; $2 \pm 0,2 \times 45^\circ$; $\varnothing 205_{-1,0}$; M210×3-8g; $40_{-0,62}$. Контроль 30%

010 Токарна з ЧПК

1. Підрізання торця 1 у розмір $45 \pm 0,4$.
2. Розточування внутрішньої фаски 2 у розмір $1,7 \times 45^\circ$; розточування попереднє внутрішньої поверхні 3, витримуючи розмір $\varnothing 257,64^{+0,32}$; підрізання внутрішнього торця 18 у розмір $2 \pm 0,5$ послідовно.
3. Розточування остаточне внутрішньої поверхні 3, витримуючи розмір $\varnothing 258^{+0,130}$.

Перевірити розміри: $\varnothing 258^{+0,130}$; $1 \times 45^\circ$; $1,5 \times 45^\circ$; $2 \pm 0,5$; $45 \pm 0,5$. Контроль 30%

015 Вертикально-свердлильна

1. Свердління одночасне чотирьох отворів під різьбу 9...12 M4-7H та чотирьох отворів під різьбу 19...16 M6-7H у розміри $\varnothing 3,3^{+0,16}$; $l=14H16$, $\varnothing 4,95^{+0,26}$; $l=14H16$.

2. Перевірити розміри: $\varnothing 3,3^{+0,16}$; $l=14H16$, $\varnothing 4,95^{+0,26}$. Контроль 30%

020 Різенарізна

1. Нарізання послідовне різьби 9...12 у розміри M4-7H $l=8\text{min}$

2. Перевірити розміри: M4-7H $l=9\text{min}$. Контроль 30%

025 Вертикально-свердлильна

1. Свердління отвору 19 у розміри $\varnothing 6^{+0,1}$; $l=9H14$.

2. Перевірити розміри: $\varnothing 6^{+0,1}$; $l=9H14$. Контроль 30%

030 Різенарізна

1. Нарізання послідовне різьби 13...16 послідовно у розміри М6-7Н l=9mm.
2. Перевірити розміри М6-7Н l=9mm. Контроль 30%

Операція 035. Контроль.

3.4. Визначення припусків на оброблення

Для розрахунку припусків використано аналітичні та табличні методи, що відображено у таблиці 3.5.

Схема розташування припусків та допусків при обробленні поверхні $\varnothing 258^{+0,130}$ представлено на рис. 3.2.

Таблиця 3.5 – Розрахункові припуски деталі “Корпус” 954674.024

Технологічні операції і переходи обробки поверхонь деталі	Квалітет (ступінь точності)	Шорсткість, мкм	Допуск, мм	Припуск, мм	Операційні (проміжні) розміри із граничними відхиленнями
1	2	3	4	5	6
Зовнішня поверхня $\varnothing 209,8_{-0,4}$ під різьбу М210-8g					
Напівчистове точіння	12	Ra6,3	0,4	$0,6 \times 2 = 1,2$	$\varnothing 209,8_{-0,4}$
Чорнове точіння	14	Ra12,5	1,0	$0,9 \times 2 = 1,8$	$\varnothing 211_{-1,0}$
Заготовка	клас точності 7	R _z 50	1,4	$1,5 \times 2 = 3,0$	$\varnothing 212,8 \pm 0,7$
Торцева поверхня $45 \pm 0,4$; Ra12,5					
Напівчистове точіння	14	Ra12,5	0,8	1,0	$45 \pm 0,4$
Заготовка	клас точності 7	R _z 50	1,0		$46 \pm 0,5$
Торцева поверхня $40_{-0,62}$; Ra12,5					
Напівчистове точіння	14	Ra12,5	0,62	1,0	$40_{-0,62}$
Заготовка	клас точності 7	R _z 50	0,9		$39 \pm 0,45$

Закінчення таблиці 3.5

1	2	3	4	5	6
Торцева поверхня $68\pm 0,4$; $Ra12,5$					
Напівчистове точіння	14	$Ra12,5$	0,8	1,2	$68\pm 0,4$
Заготовка	клас точності 7	R_z50	1,0		$69,2\pm 0,5$
Торцева поверхня $2\pm 0,5$; $Ra12,5$					
Напівчистове точіння	14	$Ra12,5$	1,0	0,8	$2\pm 0,5$
Заготовка	клас точності 7	R_z50	1,0		$2,8\pm 0,5$

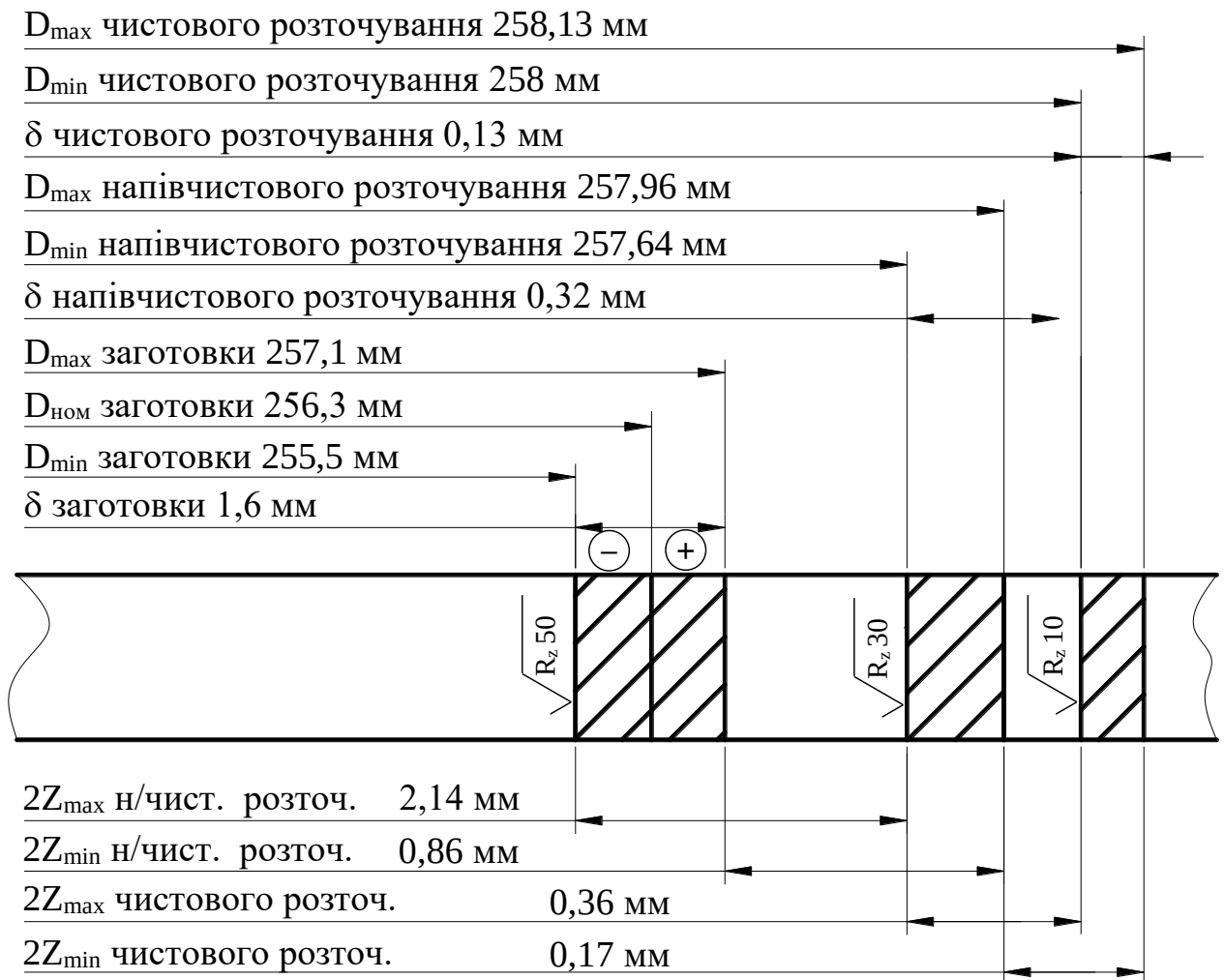


Рисунок 3.2 – Схема розташування припусків та допусків при обробленні поверхні $\varnothing 258^{+0,130}$

3.5. Визначення режимів різання

Для розрахунку режимів різання процесів виготовлення деталі “Корпус” 954674.024 використано аналітичні та табличні методи, що відображено у таблиці 3.6.

Таблиця 3.6 – Режими різання процесів виготовлення деталі “Корпус” 954674.024

Номер, назва операції, зміст переходу	t, мм	L, мм	i	T _m , хв	S, мм/об	n, об/хв	V, м/хв	S _m , мм/хв	T _о , хв	N, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
005 Токарна з ЧПК										
Перехід 2 Підрізання остаточне торця 17 в розмір 68,8±0,4.	1,0	18	1	50	0,7	280	190	–	0,08	3,8
Перехід 3. Точіння попереднє поверхні 5 з підрізанням торця 8 у розміри Ø211 _{-1,0} ; 40 _{-0,62}	0,9	43	1	50	0,7	340	218	–	0,15	4,2
Перехід 4 Точіння остаточне зовнішньої поверхні 5 під різьбу, у розміри Ø209,8 _{-0,4} ; 40 _{-0,62} ; точіння остаточне зовнішньої канавки 6, у розміри 2±0,2×45°; Ø205 _{-1,0} ; точіння остаточне зовнішньої канавки 7, у розміри 5×45°; Ø205 _{-1,0} поєдновано.	0,6	43	1	50	0,6	440	280	–	0,14	4,4
Перехід 5										
Нарізання різьби 5 у розмір М210×3-8g ; 40 _{-0,62} .	1,624	43	7	50	3,0	260	172	–	0,36	2,4
010 Токарна з ЧПК										
Перехід 2 Підрізання торця 1 у розмір 45±0,4.	1	24	1	50	0,7	200	190	–	0,14	3,2

Закінчення таблиці 3.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Перехід 3 Розточування внутрішньої фаски 2 у розмір 1,7×45°; розточування попереднє внутрішньої поверхні 3, витримуючи розмір Ø257,64 ^{+0,32} ; підрізання внутрішнього торця 18 у розмір 2±0,5 послідовно.	0,67	42	1	50	0,3	3800	320	—	0,4	5,2
Перехід 4 Розточування остаточне внутрішньої поверхні 3, витримуючи розмір Ø258 ^{+0,130}	0,18	42	1	50	0,08	720	590	—	0,68	2,9
015 Вертикально-свердлильна										
Свердління одночасне чотирьох отворів під різьбу 9...12 М4-7Н та чотирьох отворів під різьбу 19...16 М6-7Н у розміри Ø3,3 ^{+0,16} ; l=14Н16, Ø4,95 ^{+0,26} ; l=14Н16.	1,65	17	4	25	0,1	440	4,6	—	0,5	4,8
020 Різенарізна										
Нарізання послідовне різьби 9...12 у розміри М4-7Н l=9min	0,379	12	4	25	0,7	190	3,2	—	0,63	0,09
025 Вертикально-свердлильна										
Свердління отвору 19 у розміри Ø6 ^{+0,1} ; l=9Н14.	3	12	1	20	0,1	440	7,1	—	0,4	0,87
030 Різенарізна										
Нарізання послідовне різьби 13...16 послідовно у розміри М6-7Н l=9min	0,541	12	4	25	1,0	190	3,6	—	0,47	0,11

Для розрахунку технічних норм часу процесів виготовлення деталі “Корпус” 954674.024 використано аналітичні та табличні методи, що відображено у таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Розрахунки технічних норм часу операцій виготовлення деталі “Корпус” 954674.024

Номер та назва операції	T _о , хв	Допоміжний час, T _д хв			T _{оп} , хв	Час обслуговування, T _{об} , хв			T _{шт} , хв.	T _{п.з.} , хв.	п, шт	T _{шт.к.} , хв
		T _{у.}	T _{пер.}	T _{вим.}		T _{тех.об.}	T _{орг.об.}	T _{відп.}				
005 Токарна з ЧПК	0,73	0,17	0,6	0,4	1,9	0,15			2,05	30	400	2,125
010 Токарна з ЧПК	1,22	—	—	—	—	—	—	—	—	—		2,5
015 Вертикально-свердлильна	0,5											0,9
020 Різенарізна	0,63											1,07
025 Вертикально-свердлильна	0,4											0,8
030 Різенарізна	0,47											0,9

3.6. Розрахунок пристосування

Для закріплення та базування заготовки деталі “Корпус” 954674.024 на 010 токарній з ЧПК операції на токарному верстаті з ЧПК проведено проектування спеціального пристосування.

Базування заготовки для виконання переходів 010 операції виконується по зовнішньому торцю 8 із закріпленням по внутрішньому торцю. У конструкції патрона виконано діаметральні пази, в яких базуються ребра жорсткості деталі для попередження повертання деталі та для попередньої орієнтації деталі.

Затиск деталі виконується тягою 2, що закріплено до привідного штоку у шпинделі верстата. Тяга 2 від приводу верстата вліво здійснює переміщення хрестовини з прихватами. Останні знаходяться у контакті з установочними пальцями. Прихват завдяки конічній поверхні при переміщенні здійснює одночасно поворотний рух і затискає деталь.

Пружини 27 відводять прихвати пристрою від заготовки при її розтиску.

Креслення конструкції спроектованого пристосування представлено у графічній частині роботи та у додатках.

Похибку установки заготовки у спроектованому патроні розраховано за відомим рівнянням [11]:

$$\Delta \epsilon_y = \sqrt{\Delta \epsilon_6^2 + \Delta \epsilon_3^2 + \Delta \epsilon_{пр}^2}. \quad (3.5)$$

На 010 токарній з ЧПК операції здійснюється процес розточування отвору $\varnothing 258H9(^{+0,13})$; $l=33$ мм.

Для розрахунку похибки базування заготовки представлено схему на рис. 3.4, де зображено наявність зазору між заготовкою та базовою поверхнею патрона.

Для зображеної схеми похибку базування розраховуємо за рівнянням:

$$\Delta \epsilon_{б.} = S_{\max}, \quad (3.6)$$

де $S_{\max}$ – максимальний зазор між заготовкою та базовою поверхнею патрона.

Максимальний зазор між заготовкою та базовою поверхнею патрона визначається за рівнянням:

$$S_{\max.} = D_{\max.} - d_{\min}, \quad (3.7)$$

де $D_{\max}$ – максимальний розмір базової поверхні патрона;

$d_{\min}$ – мінімальний розмір поверхні заготовки.

Максимальний розмір базової поверхні патрона:

$$D_{\max.} = D_H + ES, \quad (3.8)$$

де D_H – номінальний розмір базової поверхні патрона;

ES - верхнє відхилення базової поверхні патрона.

Мінімальний розмір поверхні заготовки

$$d_{\min} = d_H + ei \quad (3.9)$$

де d_H – номінальний розмір поверхні деталі;

ei – нижнє відхилення розміру поверхні деталі.

Розмір поверхні деталі $\varnothing 238H7(+0,046)$.

розмір базової поверхні патрона – $\varnothing 238h9(-0,115)$.

Визначаємо максимальний зазор між заготовкою та базовою поверхнею патрона.

$$D_{\max} = 238 + 0,046 = 238,046 \text{ мм.}$$

$$d_{\min} = 238 + (-0,115) = 237,885 \text{ мм.}$$

$$S_{\max.} = 238,046 - 237,885 = 0,161 \text{ мм.}$$

Тоді, похибка базування:

$$\Delta \varepsilon_6 = 0,161 \text{ мм} = 161 \text{ мкм.}$$

Під час виготовлення патрона базову поверхню припасовують по зразках заготовок, тому похибку базування зменшуємо в 4 рази, тобто $\Delta \varepsilon_6 = 0,040 \text{ мм}$.

Похибка закріплення при встановленні деталі у патроні: $\varepsilon_3 = 70 \text{ мкм}$.

Похибка виготовленого патрона: $\varepsilon_{\text{пр}} = 100 \text{ мкм}$.

Підставляємо дані у рівняння (3.5):

$$\Delta \varepsilon_y = \sqrt{40^2 + 70^2 + 100^2} = 129 \text{ мкм.} = 0,129 \text{ мм.}$$

Допустима похибка установки для досягнення розміру $\varnothing 258H9(+0,13) \text{ мм}$:

$$\Delta \varepsilon_{y.d} = \delta_1, \quad (3.10)$$

де $\delta_1 = 0,130 \text{ мм}$.

Умова забезпечення точності розміру $\varnothing 258H9(+0,13) \text{ мм}$ виконується, оскільки:

$$0,129 \text{ мм} < 0,130 \text{ мм}.$$

Розрахункову схему патрона для визначення необхідної сили затиску заготовки під час чорнового розточування отвору $\varnothing 258H9(^{+0,13})$ на 010 токарній з ЧПК операції представлено на рисунку 3.5.

Умова затиску заготовки визначається тим, що момент різання розточним різцем $M_{\text{різ}}$ буде меншим за момент тертя $M_{\text{тр}}$, що виникає при затиску деталі:

$$KM_{\text{різ}} = \sum M_{\text{тр}}, \quad (3.11)$$

де $K = 2,6$ - коефіцієнт запасу.

Момент різання розточним різцем визначаємо за формулою:

$$M_{\text{різ}} = P_z \cdot r, \quad (3.12)$$

де P_z – сила різання при розточуванні;

$r = 129 \text{ мм}$ – радіус різання.

Сила різання при розточуванні [16]:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p, \quad (3.13)$$

де $C_p = 40$; $x = 1,0$; $y = 0,75$; $n = 0$ [16];

$t = 0,67 \text{ мм}$;

$S = 0,3 \text{ мм/об}$;

$V = 360 \text{ м/хв}$;

$K_p = 1,0$. [16]

Підставляємо дані у рівняння (3.13):

$$P_z = 10 \cdot 40 \cdot 0,67^{1,0} \cdot 0,3^{0,75} \cdot 360^0 \cdot 1 = 109 \text{ Н.}$$

Момент тертя $M_{\text{тр}}$, що виникає при затиску деталі:

$$\sum M_{\text{тр}} = Q \cdot R \cdot f_1 + \frac{2Qf_2 \cdot (R_2^3 - R_1^3)}{3(R_2^2 - R_1^2)}, \quad (3.14)$$

де Q – сила затиску заготовки;

$f_1 = f_2 = 0,3$ – коефіцієнти тертя між елементами системи;

$R_1 = 107 \text{ мм}$; $R_2 = 114 \text{ мм}$; $R = 98 \text{ мм}$.

На основі рівнянь (3.11), (3.12) та (3.14) одержуємо:

$$Q = \frac{K \cdot P_z \cdot r}{f_1 \cdot R + 2 f_2 \cdot \frac{R_2^3 - R_1^3}{3(R_2^2 - R_1^2)}}. \quad (3.15)$$

Підставляємо дані у рівняння (3.15):

$$Q = \frac{2,6 \cdot 109 \cdot 129}{0,3 \cdot 98 + 2 \cdot 0,3 \cdot \frac{114^3 - 107^3}{3 \cdot (114^2 - 107^2)}} = 605 \text{ Н}.$$

Для затиску заготовки необхідно забезпечити умову:

$$Q \leq W, \quad (3.16)$$

де W – сила затиску, що забезпечується механізмами пристрою.

Силу затиску, що забезпечується механізмами пристрою [11]:

$$W = 0,785 \cdot (D_{\text{ц}}^2 - d_{\text{шт}}^2) \cdot p \cdot \eta, \quad (3.17)$$

$$W = 0,785 \cdot (0,08^2 - 0,02^2) \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 0,9 = 1695,6 \text{ Н}.$$

При умові $W = 1695,6 \text{ Н} > Q = 605 \text{ Н}$ забезпечено нерівність (3.16) тому заготовка корпусу буде надійно закріплена на 010 токарній з ЧПК операції.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Характеристики охорони праці на дільниці механічної обробки деталі

Проектована виробнича дільниця з механічної обробки деталі організована відповідно до вимог чинних нормативних документів.

Планувальні рішення приміщення забезпечують дотримання ергономічних, санітарно-гігієнічних, електробезпечних і пожежобезпечних умов праці, а також можливість подальшої модернізації та технічного переоснащення виробництва. Внутрішнє зонування враховує вимоги до логістики потокових процесів, забезпечення прямих маршрутів транспортування заготовок, проміжних та готових виробів.

Технологічне обладнання розташоване з дотриманням нормативних відстаней:

- з боку робочої зони – не менше 1,0 м;
- з боку неробочої зони – не менше 0,6 м.

Підведення електроенергії до обладнання передбачає вільний доступ для обслуговування, а також наявність заземлення. Усі металеві частини технологічного обладнання заземлені, що забезпечує захист персоналу від ураження електричним струмом у випадку пошкодження ізоляції.

З урахуванням маси заготовок та вузлів передбачене використання вантажопідіймального обладнання. Робочі місця обладнані пристроями для міжопераційного накопичення продукції, стелажми та ємностями для розміщення інструменту, відходів та комплектуючих.

Показники мікроклімату на дільниці підтримуються за допомогою систем загальнообмінної витяжної вентиляції та централізованого водяного опалення низького тиску:

- температура повітря: +20...+25°C;
- відносна вологість: 40–60%;

- швидкість повітряного потоку: до 0,2 м/с (взимку), до 0,3 м/с (влітку);
- барометричний тиск: $0,9-1,06 \cdot 10^5$ Па;
- теплове опромінення: до 70 Вт/м².

Покриття підлоги – щільне, зносостійке, вогнестійке, не допускає проникнення вологи, мастил, агресивних речовин.

Природне освітлення реалізоване у вигляді двобічного бокового освітлення з вікнами шириною 4,5 м і підвіконною висотою 1,5 м. Штучне освітлення виконується за допомогою світлодіодних ламп. На верстатах встановлено локальне (місцеве) освітлення лампами розжарювання. Застосовувати лише місцеве освітлення – заборонено.

Освітленість:

- робоча (загальна) – 300 лк;
- аварійна – 2 лк;
- евакуаційна – 0,5 лк;
- охоронна – 0,5 лк.

Рівні шуму і вібрацій на робочих місцях відповідають стандартним вимогам. За необхідності застосовуються засоби індивідуального захисту органів слуху та антивібраційні прокладки.

Захист від прямих ударів блискавок реалізований через окремо встановлені стрижневі блискавководводи. Елементи блискавкозахисту об'єднані з контуром захисного заземлення технологічного обладнання.

Протипожежна безпека ділянки:

- категорія пожежної небезпеки – Д;
- клас вогнестійкості будівлі – IIIа;
- передбачено систему протипожежного водопостачання з об'єднаним внутрішнім господарсько-пожежним водогоном низького тиску, розрахованим на 2 години пожежогасіння;
- на ділянці встановлено неадресну систему пожежної сигналізації типу ЕПС променевої дії;
- евакуація персоналу забезпечується через два розосереджених виходи,

шириною не менше 1,2 м та висотою 2,2 м;

- ширина основних проходів – 1,5 м, проїздів – 2,5 м.

Пожежний інвентар:

- ящик з піском (1 м³) з лопатою;
- протипожежні покривала (1×1 м – 2 шт., 2×2 м – 2 шт.);
- вогнегасники ВВ-5 (3 шт.);
- гаки (3 шт.), ломи (2 шт.), сокири (2 шт.).

Для підвищення візуальної безпеки застосоване сигнальне маркування конструкцій і зон небезпеки.

Загалом, організація праці на ділянці відповідає вимогам технічної безпеки, ергономіки, пожежної та електробезпеки, що дозволяє забезпечити безпечні умови праці для персоналу та ефективну експлуатацію виробничих потужностей.

4.2. Заходи щодо підвищення стійкості систем енергопостачання водопостачання підприємства

Найбільш вразливими елементами систем енергопостачання є повітряні лінії електропередач, будівлі і споруди трансформаторних станцій та розподільчих пунктів [38]. У разі руйнування будівель можливими є обриви проводів у середині приміщень, що при збереженні кабельних мереж призведе до короткого замикання, а ті в свою чергу можуть призвести до пожеж. Для забезпечення надійного електропостачання в умовах надзвичайних ситуацій (НС) при його проектуванні і будівництві також повинні враховуватися вимоги цивільного захисту (ЦЗ). Електропостачання повинно здійснюватися від енергосистем, до складу яких входять електростанції, що працюють на різних видах палива. Великі електростанції потрібно розміщувати на значних відстанях одна від одної і від великих міст поза зоною можливих руйнувань. Районні понижувальні станції, диспетчерські пункти та лінії електропередач необхідно розміщувати розосереджено і вони повинні бути надійно захищені.

Постачання об'єктів промисловості, що продовжують роботу під час НС мирного часу та в особливий період, потрібно передбачати від двох незалежних і територіально розмежованих джерел. При електропостачанні від одного джерела повинно бути не менш двох введів з різних напрямів. Це значно підвищить надійність електропостачання, оскільки одночасний вихід з ладу двох ліній подачі електроенергії (у разі кільцювання мережі) є менш імовірним. Також доцільним є заміна повітряних ліній на підземні кабельні. Трансформаторні підстанції повинні бути надійно захищені і їх стійкість повинна бути не нижче за стійкість самого об'єкта. Електроенергію до ділянок виробництва потрібно подавати по незалежних електрокабелях, прокладених в землі на глибині 0,8...1,2 м. Для стійкого постачання об'єктів енергією необхідно створювати автономні резервні джерела електропостачання (пересувні ДЕС на залізничних або автомобільних платформах). Особливо це стосується забезпечення електроенергією цехів з безперервним технологічним циклом, водопровідних і каналізаційних станцій, котелень, медичних та інших закладів. Система електропостачання повинна бути надійно захищена від дії удару блискавки (грозового розряду) та електромагнітного імпульсу ядерного вибуху.

Нормальна робота більшості підприємств залежить від безперебійного постачання технічною і питною водою. Потреба промислових підприємств у воді досить висока. Так, для отримання 1 т хімічних волокон потрібно біля 2000 м³ води. Порушення постачання промислових об'єктів водою може призвести до їх зупинки і викликати ускладнення в проведенні робіт щодо ліквідації наслідків НС. Для підвищення стійкості постачання об'єктів водою необхідно, щоб система водопостачання базувалася не менш ніж на двох незалежних джерелах води, одне з яких повинне бути підземним. На випадок виходу з ладу системи водопостачання створюється запас питної води на 3 доби з розрахунку 10 л на добу на одну людину. На об'єкті господарювання мережі водопостачання повинні бути закільцьовані. Водопровідне кільце об'єкта треба підключати до двох різних міських магістралей, а також до підземних і відкритих джерел. Артезіанські свердловини, резервуари чистої води і шахтні колодязі повинні бути пристосовані для роздачі води в пересувну тару. Резервуари для зберігання

і роздачі питної води повинні бути обладнані герметичними люками та системою вентиляції для очищення повітря від пилу, радіоактивних речовин (РР), крапельно-рідинних отруйних речовин (ОР) та пристроями для роздавання води у переносну тару. Стійкість мереж водопостачання підвищується при заглибленні в ґрунт всіх ліній водопроводу і розміщенні пожежних гідрантів та вимикаючих пристроїв на території, яка не може бути завалена при руйнуванні будівель, а також при влаштуванні перемичок, що дозволяють відключати пошкоджені лінії і споруди. Стійкість роботи системи водопостачання полягає в тому, щоб за будь-яких умов забезпечити подачу необхідної кількості води навіть у разі руйнування її окремих елементів. З цією метою комунікації насосних станцій, головних, очисних та інших споруд обладнуються великою кількістю вимикаючих і перемикаючих пристроїв, що забезпечують подачу води насосами в будь-який напірний трубопровід, обминаючи пошкоджені споруди і трубопроводи. У разі пошкодження електромережі, що живить занурювальні і глибинні насоси в бурильних свердловинах, можуть застосовуватися ерліфти, виготовлені безпосередньо на підприємстві. На підприємствах також потрібно передбачати очищення і оборотне використання води для технічних цілей, це зменшить потребу у воді і підвищить стійкість водопостачання. Одним із способів підвищення стійкості водопостачання об'єктів для виробничих потреб є будівництво на відкритих джерелах самостійних водозаборів. Звідси вода може подаватися безпосередньо в мережу підприємства.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі представлено дві дослідні конструкції затискних кулачків із U-подібними пружними елементами для патронів токарно-гвинторізних верстатів: з двома затискними кулачками із вертикальними та горизонтальними U-подібними пружними елементами. Перевагою таких кулачків є зменшення навантаження на циліндричну поверхню кільцевої заготовки за рахунок зменшеної їх жорсткості порівняно із звичайними кулачками. Відповідно зменшується величина деформації кільцевої заготовки та похибка її оброблення.

Розроблено розрахункову схему для визначення величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки. За допомогою інтеграла Мора виведено рівняння для прогнозування деформації U-подібного пружного елемента у вертикальному та горизонтальному напрямках при затиску заготовки. Побудовано графіки залежності деформації горизонтального U-подібного пружного елемента, що виникає при затиску заготовки від сили затиску P та конструктивних параметрів U-подібного пружного елемента.

Встановлено, що збільшення сили затиску P та зовнішнього радіуса R дуги U-подібного пружного елемента призводить до величини деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента при затиску заготовки, при цьому збільшення товщини H U-подібного пружного елемента призводить до зменшення деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента. Найбільший вплив на величину деформації δ горизонтального U-подібного пружного елемента має радіус R дуги та товщина H U-подібного пружного елемента. Радіус R дуги U-подібного пружного елемента доцільно вибирати від 5 мм до 12 мм, а товщину H – від 2,5 мм до 4 мм.

Проведено дослідження напружено-деформованого стану затискних елементів для тонкостінних деталей. Для досліджень розглянуто два варіанти конструкції спеціальних затискних кулачків: із вертикальними та

горизонтальними U-подібними пружними елементами.

Встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами максимальні напруження виникають у верхній та нижній частинах основи U-подібного пружного елемента (57 МПа), при цьому по середині основи U-подібного пружного елемента напруження становили 38 МПа. Також визначено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами максимальні напруження виникають рівномірно при основі U-подібного пружного елемента (104 МПа). Максимальні напруження, що виникають у кулачку із вертикальними U-подібними пружними елементами при затиску тонкостінної заготовки кулачками є у 1,82 рази меншими ніж у кулачку із горизонтальними U-подібними пружними елементами при однакових розмірах. Встановлено, що при силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із вертикальними U-подібними пружними елементами максимальні зміщення відбуваються на радіусних поверхнях контакту кулачків із заготовкою за рахунок деформації U-подібних пружних елементів і становлять 0,057 мм. При силі затиску 200 Н тонкостінної заготовки на одній радіусній поверхні кулачка із горизонтальними U-подібними пружними елементами максимальні зміщення також відбуваються на радіусних поверхнях контакту кулачків із заготовкою за рахунок деформації U-подібних пружних елементів і становлять 0,307 мм.

Максимальні деформації, що виникають у кулачку із вертикальними U-подібними пружними елементами при затиску тонкостінної заготовки кулачками є у 5,39 рази меншими ніж у кулачку із горизонтальними U-подібними пружними елементами при однакових розмірах.

Розроблено технологічний процес виготовлення корпусу 954674.024.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Кухарський О. М., Кушак І. В. Методичний посібник до курсового проекту по курсу “Технологія машинобудування”. Тернопіль, 2001. 58 с.
2. Пилипець М.І., Комар Р.В. Технологічні методи виробництва заготовок деталей машин. Тернопіль, 2019. 58 с.
3. Паливода Ю. Є. Заготовки у машинобудівному виробництві : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є. Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2023. 148 с.
4. Боженко Л. І. Технологія виробництва заготовок у машинобудуванні. Київ: НМК ВО, 1990. 264 с.
5. Добрянський С. С., Малафєєв Ю. М. Методичні вказівки до лабораторних занять та самостійної роботи з дисципліни «Проектування та виробництво заготовок» Частина І. Розробка креслення та технології виготовлення литої заготовки. К.: НТУУ «КПІ», 2012. 71 с.
6. Кухарський, О. М., Кузьмін М. І. Визначення припусків табличним методом. Тернопіль : Видавництво ТДТУ, 2004. 135 с.
7. Паливода Ю. Є., Кухарський О. М. Визначення припусків розрахунково-аналітичним методом, Тернопіль, 2003. 81 с.
8. Розмірні ланцюги: навчально-методичний посібник / Укладачі : Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Капаціла Ю.Б, Ткаченко І.Г. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2018. – 132 с.
9. Паливода Ю. Є., Ткаченко І. Г., Капаціла Ю. Б., Гевко Ів. Б. Технологія оброблення корпусних деталей : навч. посіб. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 156 с.
10. Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з дисциплін “Теоретичні основи технології виробництва деталей та складання машин ” та “Технологія машинобудування” для студентів спеціальностей 131 “Прикладна механіка” і 133 “Галузеве машинобудування” на тему “Структура технологічного процесу. Принципи побудови технологічних операцій” / Укладачі : Паливода Ю.Є., Дячун А.Є. - Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 53 с.

11. Дячун А. Є. Методичний посібник з виконання курсового проекту з дисципліни «Технологія обробки типових деталей та складання машин» / А. Є. Дячун, Ю. Б. Капаціла, Ю. Є. Паливода, І. Г. Ткаченко. Тернопіль : ТНТУ, 2016. 75 с.
12. Walter M. F., Stahl, J. E. Theories for Adaptive Control of Chucking Devices in NC-Turning Centers. Proc. of the Information Technology for Advanced Manufacturing Systems. 1992. IFIP. P. 249–256.
13. Жидецький В. Ц., Джигирей В. Ц., Мельников О. В. Основи охорони праці : навчальний посібник. Львів: Афіша, 2000. 350 с.
14. Жидецький В. Ц. Практикум із охорони праці : Навчальний посібник. Львів: Афіша, 2000. 349 с.
15. Walter M. F., Stahl J. E. The Connection Between Cutting and Clamping Forces in Turning. Int. J. Mach. Tools Manuf., 1994. 34(7). P. 991–1003.
16. Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. Інструментальні матеріали, режими різання і технічне нормування механічної обробки : навчальний посібник. Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. 240 с.
17. Кубах В.-Н.В., Прокопів О.В., Блацишин А.О. Дослідження параметрів процесу завальцювання кульок у тонкостінні циліндричні втулки. Матеріали XIV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів "Актуальні задачі сучасних технологій": 11-12 грудня 2025 р.: тези доп. Тернопіль: вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2025.
18. Nyamekye K., Mudiam S. S. A Model for Predicting the Initial Static Gripping Force in Lathe Chucks. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 1992. 7. P. 285–291.
19. John A. Malluck, Shreyes N. Melkote. Modeling of Deformation of Ring Shaped Workpieces Due to Chucking and Cutting Forces. Journal of Manufacturing Science and Engineering. 2004, Vol. 126. P. 141-147.
20. Malluck, J. A. Prediction of Ring Deformation Due to Fixturing in the Turning Process. M.S. Thesis. Mechanical Engineering. 2002. Georgia Tech.
21. Zoch H.W. From single production step to entire process chain – The global approach of distortion engineering. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, 2006.

37(1). P. 6–10.

22. Hoffmann F., Keßler O., Lubben Th., Mayr P. Distortion Engineering – Verzugsbeherrschung in der Fertigung. HTM. 2002. 57(3). P. 213–217.

23. Keßler O., Prinz Ch., Sackmann T., Nowag L., Surm H., Frerichs F., Lubben Th., Zoch H.-W. Experimental study of distortion phenomena in manufacturing lines. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik. 2006. 37(1). P. 11–18.

24. Solter J., Nowag L., de Rocha A., Walter A., Brinksmeier E., Hirsch Th. Einfluss von Maschinenstellgrößen auf die Eigenspannungszustände beim Drehen von Walzlagerringen. HTM. 2004. 59(3). P. 169–175.

25. Brinksmeier E., Solter J., Grote C. Distortion engineering – identification of causes for dimensional and form deviations of bearing rings. Annals of the CIRP. 2007. 56(1). P. 109–112.

26. Solter J., Brinksmeier B. Modelling and simulation of ring deformation due to clamping. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik. 2009. 40(5–6). P. 380–384.

27. Jens Sölter , Christian Grote, Ekkard Brinksmeier. Influence of clamping strategies on roundness deviations of turned rings. Machining Science and Technology: An International Journal. 2011. 15:3. P. 338-355.

28. Brinksmeier E., Solter J., Grote C. Distortion engineering – identification of causes for dimensional and form deviations of bearing rings. Annals of the CIRP. 2007. 56(1). P. 109–112.

29. Гевко І. Б., Дячун А. Є., Дубиняк Т. С., Стібайло О. Ю., Гупка А. Б. Технологічні особливості виготовлення ножів-подрібнювачів на спіралях шнеків. Центральноркранський науковий вісник. Технічні науки. 2025. Вип. 11 (42). Ч. І. С. 75- 83.

30. Гевко І. Б., Дячун А. Є., Дубиняк Т. С., Стібайло О. Ю., Золотий Р. З. Дослідження операцій технологічного процесу виготовлення ножів-подрібнювачів на спіралях шнеків. Центральноркранський науковий вісник. Технічні науки. 2025. Вип. 11 (42), Ч. ІІ. С. 99 - 108.

31. Ivan Hevko, Andrii Diachun, Oleg Lyashuk, Yuriy Vovk, Andriy Hupka Study of Dynamic and Power Parameters of the Screw Workpieces with a Curved Profile Turning. Design, Simulation, Manufacturing: The Innovation Exchange. IV. DSMIE 2021. Springer, Cham. P. 385-394.

32. Дичковський М. Г. Технологічна оснастка. Проектно-конструкторські розрахунки пристосувань: навч. посіб. Тернопіль : ТДТУ, 2001. 277 с.

33. Andriy Diachun, Vasyl Vasykiv, Oleg Korol, Volodymyr Myhailiuk, Ivan Golovaty, Andriy Kuras. Investigation of geometrical parameters in screw surfaces whirling process. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2021. № 1(101). С. 68–78.

34. Oleg Lyashuk, Andrii Diachun, Ivan Kuchvara, Yuriy Vovk, Volodymyr Dzyura. Study of power parameters of forming profile elliptical screw workpieces. The International Journal of Integrated Engineering. Universiti Tun Hussein Onn Malaysia Publisher's Office, 2021. Vol. 13 No. 4. P. 142-151.

35. Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Третяков О.Л. Дослідження деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм із декількома різцями. Перспективні технології та прилади. Зб. наук. праць. Луцьк, 2018. Вип. 12. С. 105-110.

36. Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Клендій В.М., Третяков О.Л. Дослідження силових параметрів процесу зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів деформуючими пуансонами. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. Івано-Франківськ, 2018. №. 1 (66). С. 38-43.

37. Окіпний І.Б., Сенчишин В.С., Ткаченко І.Г., Комар Р.В., Дячун А.Є. Кваліфікаційна робота магістра. Методичні вказівки для здобувачів другого (освітньо-професійного) рівня вищої освіти за спеціальністю G9 Прикладна механіка галузі знань G Інженерія, виробництво та будівництво. Тернопіль : 2025. 40 с.

38. Стручок В.С. “Техноекологія та цивільна безпека. Частина «Цивільна безпека». Навчальний посібник. Тернопіль, 2022. 150 с.

39. Гевко І. Б., Ляшук О. Л., Дячун А. Є., Гупка А. Б., Третяков О. Л. Технологічне проектування та виготовлення гвинтових транспортно-технологічних робочих органів : монографія. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 457 с.