МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ

ТРЕТЬЯКОВ ОЛЕКСАНДР ЛЕОНІДОВИЧ

УДК 621.91.002

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ

05.02.08 – технологія машинобудування

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2019

Дисертація на правах рукопису.
Роботу виконано в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, доцент
Ляшук Олег Леонтійович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, завідувач кафедри автомобілів.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Ларшин Василь Петрович,
Одеський національний політехнічний університет, професор кафедри технології машинобудування;

кандидат технічних наук, доцент
Денисюк Віктор Юрійович,
Луцький національний технічний університет, доцент кафедри приладобудування.

Захист відбудеться «5» липня 2019 р. об 11:00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 58.052.03 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, аудиторія 79.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, корпус №2.

Автореферат розіслано «4» червня 2019 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради А.Є. Дячун

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Підвищення надійності, довговічності та конкурентноздатності машин і обладнання є одним із важливих завдань машинобудування. Огляд спеціальної літератури свідчить, що близько 80 відсотків несправностей у роботі машин, агрегатів і механізмів відбувається в результаті зношення та руйнування поверхонь тертя їх деталей.

Удосконалення продукції утруднене без застосування нових прогресивних технологічних процесів, що дозволяють підвищити ресурс і надійність, забезпечити працездатність деталей і вузлів у найтяжчих умовах експлуатації, при високих температурах, в агресивних середовищах, дії динамічних і контактних навантажень. Цим викликано застосування процесів зміцнювальної технології в провідних галузях промисловості, що розширюється, і широких досліджень, що проводяться в цій галузі в нашій країні і за кордоном. Технології поверхневого зміцнення значно відрізняються один від одного фізико-хімічною природою зміцнюючої дії, сферою застосування, технічними показниками й ефективністю.

Формування якісних та кількісних характеристик (твердості, шорсткості та інших) поверхневого шару деталі після механічної обробки вимагає розрахунку та обґрунтування вибору елементів режиму різання, обкатного інструмента, верстатного устаткування. Таким чином, у процесі виготовлення деталей, що працюють в умовах тертя, слід дотримуватись комплексного підходу до технологічного забезпечення якості поверхнево зміцненого шару для забезпечення показників якості поверхні після механічної обробки за рахунок зменшення інтенсивності зношування.

Тому дослідження в межах означених завдань і, зокрема, створення технологічного процесу виготовлення та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів екструдерів та формування показників якості поверхні є актуальним і має важливе значення.

Зв’язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Роботу виконано відповідно до тематики наукового напрямку Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя в рамках науково-дослідних держбюджетних тем ДІ 232-17 «Розробка нового методу технічного діагностування стану зварних швів магістральних газопроводів на основі статистичного аналізу їх структурної неоднорідності» (№ державної реєстрації 0117U002245) та ДІ 242-19 «Створення нового покоління методів фрактодіагностування матеріалів і конструкцій на основі використання нейронних мереж» (№ державної реєстрації 0119U001323).

Мета роботи й завдання дослідження. *Мета роботи* – розроблення технологічного процесу та устаткування для формування якості гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів.

Для досягнення поставленої мети сформульовано та розв’язано такі завдання:

– проаналізовано відомі технологічні процеси (ТП) виготовлення та зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів та на цій основі

вдосконалено технологію виготовлення та зміцнення гвинтових поверхонь із подальшим розвитком теоретичних передумов і технологічного спорядження;

– виведено аналітичні залежності для визначення деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх гвинтових радіусних канавок пристроєм із декількома різцями;

– виведено аналітичні залежності для визначення основних силових параметрів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами;

– розроблено динамічну модель процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами;

– розроблено динамічну модель імпульсного зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів;

– спроектовано та виготовлено відповідне технологічне устаткування й інструмент для нарізування зовнішніх радіусних канавок та процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів;

– проведено комплекс експериментальних досліджень для визначення основних конструктивних та силових параметрів процесів нарізування зовнішніх радіусних канавок спеціальним пристроєм та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів;

– виведено регресійні залежності для визначення зусилля нарізування зовнішніх радіусних канавок від зміни величини подачі різця, швидкості різання, радіуса канавки та визначення твердості, сили удару бойка, крутного моменту й максимальної спожитої потужності при зміцненні поверхні гвинтового робочого органа екструдера від зміни величини частоти обертання обкатного інструмента, часу обробки заготовки та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки для різних матеріалів;

– розроблено інженерну методику проектування технологічного оснащення для зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів з подальшим упровадженням у виробництво результатів досліджень.

Об'єкт дослідження – технологічний процес виготовлення і зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів.

Предмет дослідження – взаємозв'язок якості гвинтових робочих поверхонь екструдерів з технологічними параметрами процесів їх виготовлення та зміцнення.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проведено із застосуванням фундаментальних засад технології машинобудування, методів механіко-математичного моделювання, інженерної творчості, опору матеріалів, теорії пружності та інформатики. Експериментальні дослідження здійснено за допомогою методів математичного планування експерименту з використанням комп'ютерної техніки і прикладного програмного забезпечення та стандартних методик із застосуванням спеціально спроектованого й виготовленого технологічного устаткування та інструменту.

Наукова новизна отриманих результатів. На основі комплексного підходу до технологічного процесу виготовлення та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів екструдерів вирішено науково-прикладну задачу,

що підтверджується такими науковими результатами:

– вдосконалено існуючі дослідження процесу нарізування зовнішніх радіусних канавок гвинтових робочих органів із виведенням аналітичних та емпіричних залежностей, які дозволяють встановити силові й технологічні параметри процесу для підвищення точності обробки та зменшення величини деформації заготовки;

– вперше виведено теоретичні залежності для визначення силових параметрів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами від їх конструктивних параметрів, що дозволяє визначити максимальне значення перекриття гвинтової поверхні робочого органа деформуючим пуансоном;

– набуло подальшого розвитку дослідження динамічних характеристик процесу зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами, що дає змогу визначити основні параметри процесу зміцнення та встановити характер зміни величин деформацій складових технологічної системи;

– вперше на основі динаміки імпульсного зміцнення гвинтової поверхні робочого органа виведено аналітичні залежності, які встановлюють співвідношення параметрів процесу зміцнення поверхонь для резонансного і нерезонансного випадку.

Практичне значення отриманих результатів. На основі реалізованих математичних моделей розроблено методики визначення конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа екструдера. Спроектовано й виготовлено пристрій для нарізування зовнішніх радіусних канавок гвинтових робочих органів та робочого обкатного інструменту для зміцнення гвинтової поверхні робочого органа. Експериментально підтверджено теоретичні залежності для визначення впливу конструктивних і технологічних параметрів на процес формування поверхні після механічної обробки.

Технічну новизну отриманих результатів захищено 4 патентами України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації впроваджено у ТДВ «Булат» (с. м. т. Микулинці), ТзОВ «ВМП Електроконструкція» (м. Рівне).

Особистий внесок здобувача. Основні результати експериментальних і теоретичних досліджень отримані дисертантом самостійно. Розроблення методик досліджень, аналіз і узагальнення отриманих результатів, формулювання основних підсумкових положень роботи виконано автором особисто. В роботах, опублікованих у співавторстві, автор: запропонував конструкцію пристрою для визначення деформації заготовки в процесі нарізування зовнішніх радіусних канавок [2]; вивів аналітичні залежності, які дають можливість встановлювати силові параметри процесу поверхневого зміцнення [1, 3, 4, 5, 7]; розробив практичні рекомендації для виготовлення та зміцнення гвинтових поверхонь робочого органа екструдера, компонувальні схеми обладнання та установки [8, 9, 13, 15]; провів експериментальні дослідження та здійснив опрацювання їх результатів [6, 10–12, 14]. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 4 патенти України на корисні

моделі [18–21].

Апробація матеріалів дисертації. Основні результати наукових досліджень, що містяться в дисертації, доповідались та обговорювались на науково-технічних конференціях: Міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій” (м. Тернопіль, ТНТУ, 2015–2016 р.р.); XXI науковій конференції ТНТУ ім. І. Пулюя (м. Тернопіль, ТНТУ, 2016 р.); Міжнародній молодіжній науково-технічній конференції «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво» (м. Суми, СумДУ, 2016 р.); Міжнародній науково-технічній конференції „Транспорт: механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство (ТМІЕТ–2017)”, (м. Херсон, 2017 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції „Обладнання і технології сучасного машинобудування“, присвяченій пам’яті заслуженого винахідника України академіка АН вищої школи України, доктора технічних наук, професора Нагорняка Степана Григоровича (м. Тернопіль, ТНТУ, 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» (м. Тернопіль, ТНТУ, 2018 р.); XIX Міжнародній науково-технічній конференції «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта» (м. Київ, 2018 р). Робота доповідалась й отримала позитивний відгук на розширеному засіданні науково-технічного семінару Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Публікації. За результатами дисертаційної роботи опубліковано 21 наукову працю, з них 10 – у наукових фахових виданнях, одна з яких опублікована в журналі, що входить до міжнародної наукометричної бази даних Scopus, 4 –патенти України на корисні моделі, 7 – у матеріалах наукових конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, 5 розділів, загальних висновків і додатків. Загальний обсяг дисертації – 208 сторінок, в тому числі 97 рисунків, 13 таблиць, список використаних літературних джерел із 146 найменувань, 4 додатки. Обсяг основного тексту дисертації – 151 сторінка.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі подано загальну характеристику роботи, обґрунтовано актуальність теми дисертаційного дослідження, визначено мету й завдання роботи, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі проведено аналіз та узагальнення відомих наукових напрацювань і проблемних питань із застосування методів для виготовлення і зміцнення деталей машин, обґрунтовано доцільність проведення досліджень та перспективність виготовлення й зміцнення деталей машин даними методами.

У формування наукових основ теорії проектування гвинтових механізмів, а також розроблення конструкцій із визначенням їх оптимальних конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів, значний вклад внесли вчені Рене І.П., Мошнін Є.М., Аверкієв Ю.А., Журавльов А.З., Церна А.Е.,

Шифрін Д.Я., Гевко Б.М., Пилипець М.І., Рогатинський Р.М., Васильків В.В. та інші.

Дослідженнями процесів зміцнення деталей машин з метою отримання зміцнених поверхневих шарів гвинтових елементів займались Аверченков В.І., Бабичев А.П., Грабченко А.І., Дальский А.М., Дрозд М.С., Киричек А.В., Кудрявцев І.В., Кудінов В.В., Лур'є Г.Б., Похмурський В.І., Новіков Ф.В., Ящеріцин П.І., Sivaprahasam D., S.K. Jha та багато інших.

Проведено патентний пошук комплексних методів виготовлення та відновлення деталей машин, їхньої фінішної обробки. На основі проведеного аналізу визначено наукові підходи та напрямки досліджень як вихідні дані для вирішення поставлених у роботі завдань.

Аналіз технологічного процесу виготовлення показує, що найбільш трудомісткими технологічними витратами є точіння спіральних канавок та доведення до відповідної шорсткості їх поверхонь.

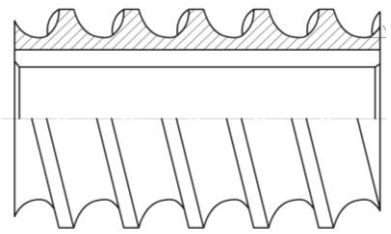


Рис. 1. Конструкція секції робочого органа екструдера

У другому розділі наведено конструкцію секції робочого органа екструдера (рис. 1), проведено аналіз її технологічності та розглянуто технологічний процес її виготовлення. Характерною конструктивною ознакою для робочого органа екструдера є наявність зовнішньої 2-х західної спіральної канавки з шорсткістю R_a 0,63…1,25, яка працює в умовах тертя й підлягає інтенсивному зношенню.

Для забезпечення заданої точності нарізування зовнішньої канавки доцільно застосовувати багаторізцевий пристрій з круговим розміщенням різців замість використання одного різця (рис.2), оскільки це призводить до зменшення величини деформації заготовки за рахунок вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців, крім цього це забезпечить зниження трудомісткості механічного оброблення деталі.

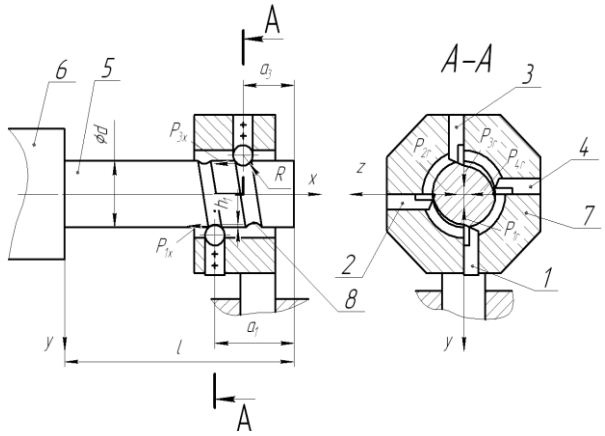


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення деформації заготовки в процесі нарізування зовнішніх радіусних канавок чотирма різцями одночасно: 1, 2, 3, 4 – радіусні канавкові різці; 5 – заготовка; 6 – патрон; 7 – пристрій для нарізування канавки; 8 – зовнішня радіусна канавка

У процесі розрахунків прийнято жорсткість шпинделя і патрона набагато більшою ніж жорсткість заготовки, тому деформації у цих елементах не враховані. Радіальні переміщення заготовки визначено із аналізу деформацій пружної системи, представленої на рис. 2, де зображено розрахункову схему для визначення деформації заготовки 5 у процесі нарізування зовнішньої радіусної канавки 8 чотирма різцями 1, 2, 3, 4 одночасно, що розміщені у пристрої для нарізування канавки. На заготовку в процесі різання

радіусної канавки діють радіальні P_{1r}, P_{2r}, P_{3r}, P_{4r}, осьові P_{1x}, P_{2x}, P_{3x}, P_{4x} та тангенціальні P_{1z}, P_{2z}, P_{3z}, P_{4z} сили різання на кожному різці. Ці сили різання залежать від величини подачі різців S, швидкості різання V, радіуса R та глибини h_i канавки і визначаються експериментальним методом. При цьому їх представлено степеневими функціями

$$P_{ir} = K_1 R^{m_1} S^{y_1} V^{n_1} h_i^{z_1}; P_{ix} = K_2 R^{m_2} S^{y_2} V^{n_2} h_i^{z_2}; P_{iz} = K_3 R^{m_3} S^{y_3} V^{n_3} h_i^{z_3}, \quad (1)$$

де K_1, K_2, K_3, m_1, m_2, m_3, y_1, y_2, y_3, n_1, n_2, n_3, z_1, z_2, z_3 – коефіцієнти, що визначаються експериментально і залежать від властивостей оброблюваних та різальних матеріалів, а також від геометрії різального інструменту; i – номер різця.

Диференціальні рівняння пружної лінії деформації заготовки в напрямку осі y в процесі нарізування зовнішньої канавки кількома різцями із застосуванням пристрою для нарізування канавки має такий вигляд:

$$\left(E\frac{\pi d^4}{64} + E_2 I_y\right)\frac{d^2 y}{dx^2} = P_{3r}(l - a_3 - x) - P_{1r}(l - a_1 - x) - (P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + P_{4x}) \cdot y; \quad (2)$$

$$\left(E\frac{\pi d^4}{64} + E_2 I_z\right)\frac{d^2 z}{dx^2} = P_{4r}(l - a_4 - x) - P_{2r}(l - a_2 - x) - (P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + P_{4x}) \cdot z, \quad (3)$$

де E – модуль пружності матеріалу заготовки, МПа; E_2 – модуль пружності матеріалу пристрою для нарізування канавки, МПа; I_y – момент інерції поперечного перерізу пристрою для нарізування канавки в напрямку осі y, м^4; I_z – момент інерції поперечного перерізу пристрою для нарізування канавки в напрямку осі z, м^4; l – довжина заготовки, мм; a_1, a_2, a_3, a_4 – відстані від кінця заготовки до середини розташування 1, 2, 3, 4 радіусних канавкових різців відповідно, м, d – діаметр заготовки, м.

На основі розв'язку диференціальних рівнянь представлено графічні залежності величин деформації заготовки в процесі нарізування зовнішніх радіусних канавок на рис. 3 і 4.

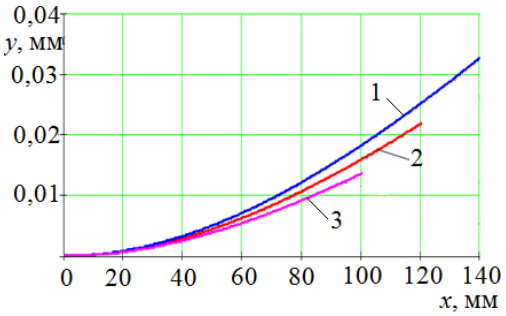


Рис. 3. Графіки залежності величини деформації в напрямку осі y заготовки з сталі 45 діаметром d=50 мм при нарізуванні канавки всіма різцями із застосуванням пристрою для нарізування канавки:
1) l=140мм; 2) l=120мм; 3) l=100мм

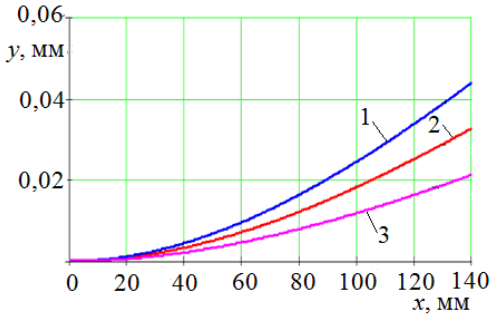


Рис. 4. Графіки залежності величини деформації в напрямку осі y заготовки з сталі 45 довжиною l=140мм при нарізуванні канавки всіма різцями із застосуванням пристрою для нарізування канавки:
1) d=40мм; 2) d=45мм; 3) d=50мм

Із аналізу рис. 3 можна побачити, що збільшення довжини заготовки l призводить до збільшення величини деформації заготовки в напрямку осі y, а на рис. 4 наведено, що зменшення діаметра заготовки d призводить до збільшення величини деформації заготовки в напрямку осі y.

Для досягнення вимог шорсткості гвинтових канавок і зниження їх зношення запропоновано технологію зміцнення гвинтових канавок

деформуючими пуансонами, розрахункова схема якої наведена на рис. 5.

При обертанні диска 1 разом із деформуючим пунсоном 3 за годинниковою стрілкою відбувається зіткнення останнього із гвинтовим робочим органом 2, внаслідок чого відбувається пружно-пластична деформація поверхневого шару гвинтового робочого органа і як наслідок його зміцнення. Забезпечення контакту деформуючого пуансона 3 з гвинтовим робочим органом здійснюється за допомогою пружини стиску 4. Величину перекриття h гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона, що значною мірою впливає на характер протікання процесу і якою можна регулювати процес зміцнення згідно розрахункової схеми на рис. 5 визначаємо за формулою $h = R_3(1-\cos\alpha)$, де R_3– радіус гвинтового робочого органа, по якому проходить зміцнення поверхні, м; α – кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органа, $\alpha = \arccos(1 - h/R_3)$, град.

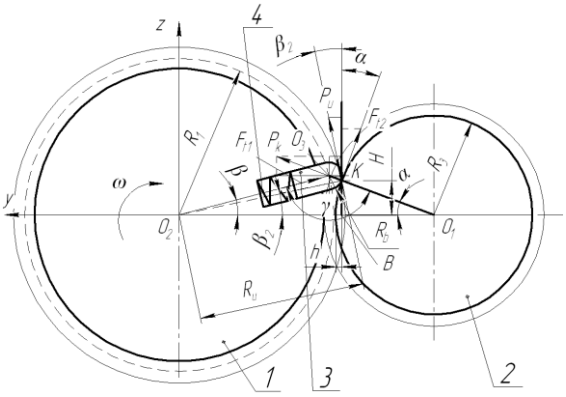


Рис. 5. Розрахункова схема процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючим пуансоном: 1 – диск, 2 – гвинтовий робочий орган, 3 – деформуючий пуансон, 4 – пружина

Силу удару P_u в точці контакту K, що направлена дотично до кола ударної взаємодії радіусом R_u із центром в точці O_2 розкладено на вектори в напрямку осей y та z

$$P_{uz} = P_u \cos\beta_2 \,;\; P_{uy} = P_u \sin\beta_2, \tag{4}$$

де β_2 – кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони диска, град.

Кут γ між радіусами взаємодії гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона визначено за формулою $\gamma = 180 - (\alpha + \beta)$, де β – кут повороту диска при взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, град. Радіус кола ударної взаємодії знайдено за виразом

$$R_u = \sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b\cos\left(180 - \left(\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right) + \arcsin\left(\frac{(R_3 + R_b)\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3}\right)^2}}{R_1}\right)\right)\right)}, \tag{5}$$

де R_1 – радіус розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска 1 в момент зіткнення із гвинтовим робочим органом, м; R_b – радіус сферичної поверхні деформуючого пуансона, м.

При цьому кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони диска дорівнює

$$\beta_2 = \arcsin\left[\frac{R_3\sqrt{1-\left(1-\frac{h}{R_3}\right)^2}}{\sqrt{R_1^2+R_b^2-2R_1R_b\cos\left(180-\left(\arccos\left(1-\frac{h}{R_3}\right)+\arcsin\left(\frac{(R_3+R_b)\sqrt{1-\left(1-\frac{h}{R_3}\right)^2}}{R_1}\right)\right)\right)}}\right]. \quad (6)$$

Допустимий кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органу

$$\arccos(1-k_1) < -\arcsin\left(\frac{(R_3+R_b)\sqrt{1-(1-k_1)^2}}{R_1}\right)+\operatorname{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right), \quad (7)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска; $k_1 = h/R_3$ – співвідношення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона і радіуса гвинтового робочого органа, по якому проходить зміцнення поверхні. Після розв’язку нерівності (7), встановлено

$$k_1 < -\cos\left[-\operatorname{arctg}\left(\frac{R_3+R_b}{\mu_1\left(R_1\frac{\sqrt{\mu_1^2+1}}{\mu_1}+R_3+R_b\right)}\right)\right]+\operatorname{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right)+1. \quad (8)$$

На основі формули (8) визначено максимально допустиме значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона

$$h < R_3\left(-\cos\left[-\operatorname{arctg}\left(\frac{R_3+R_b}{\mu_1\left(R_1\frac{\sqrt{\mu_1^2+1}}{\mu_1}+R_3+R_b\right)}\right)\right]+\operatorname{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right)+1\right). \quad (9)$$

Визначено максимально допустиме значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона на основі нерівності (9) та побудовано графічні залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона від геометричних параметрів процесу (рис. 6–8).

На основі графіків на рис. 6–8 робимо висновки, що збільшення максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона можна досягти, збільшуючи радіуси: гвинтового робочого органа, розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска, сферичної поверхні деформуючого пуансона та зменшуючи коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска, зокрема за рахунок змащування та використання опор кочення.

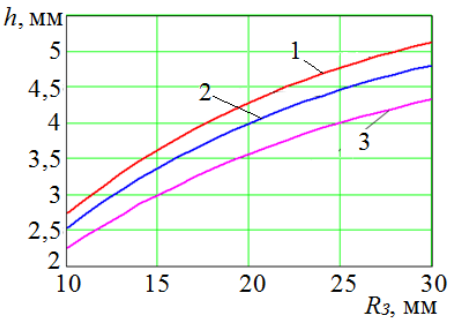


Рис. 6. Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона від радіуса гвинтового робочого органа, по якому проходить зміцнення поверхні μ_1=0,8, R_1=60мм : 1 - R_b=2мм, 2 - R_b=5мм, 3 - R_b=10мм

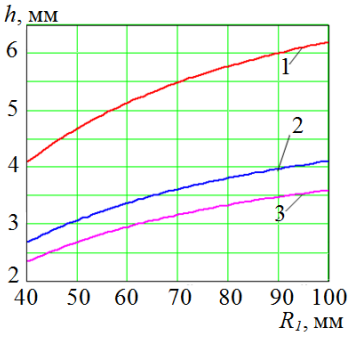


Рис. 7. Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона від радіуса розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска R_3=15мм, R_b=5мм : 1 - μ_1=0,5, 2 - μ_1=0,8, 3 - μ_1=0,9

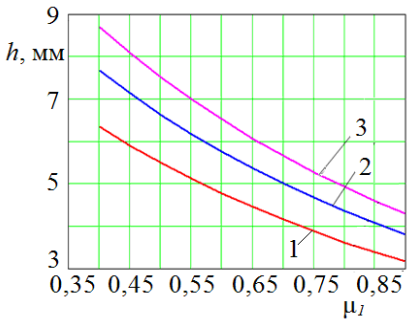


Рис. 8. Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона від коефіцієнта тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска, R_b=5мм, R_1=70мм : 1 - R_3=15мм, 2 - R_3=20мм, 3 - R_3=25мм

Силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом визначено за формулою

$$F_{t2} = \frac{k_{51}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{\left(1 - \mathrm{tg}(\alpha + \beta)\mu_1\right)\cos(\alpha + \beta)} \cdot \mu_2 , \qquad (10)$$

де μ_2 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та гвинтового робочого органу; δ – попередня деформація пружини, м; ω – частота обертання диска, рад/с; k_{51} – жорсткість пружини, Н/м; m_5 – маса деформуючого пуансона, кг; R_4 – радіус розміщення центра ваги деформуючого пуансона відносно центра обертання диска, м.

Силу удару визначено із залежності

$$P_u = K_B \cdot \frac{\sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b\cos\left(180 - \left(\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right) + \arcsin\left(\frac{(R_3 + R_b)\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3}\right)^2}}{R_1}\right)\right)\right)}\, m_5\omega}{\tau_{K2}} , \qquad (11)$$

де K_B – коефіцієнт відновлення, що враховує фізико-механічні властивості матеріалів і лежить на проміжку $0 < K_B < 1$; τ_{K2} – тривалість удару, с.

На основі наведених вище рівнянь побудовано графіки залежності проекцій сили удару P_u у точці контакту, сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, сили тертя F_{t2} між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом від перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона при R_b=5мм, R_1=100мм, R_3=20мм, μ_1=0,7 (рис. 9–10).

Аналіз залежностей (рис. 9–10) показує, що збільшення перекриття

гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів. Найбільше зростання виникає при збільшенні перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона понад 3 мм.

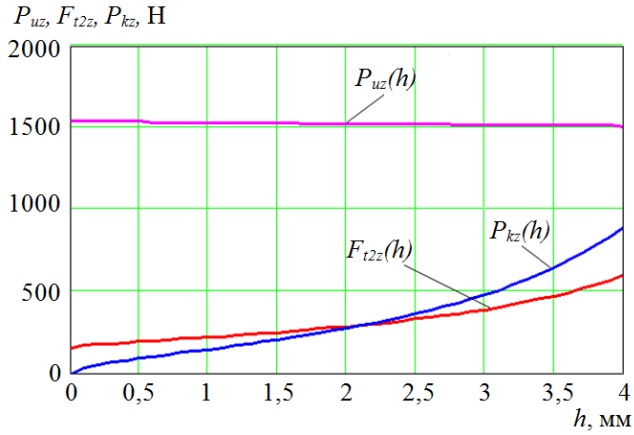


Рис. 9. Графіки залежностей проекцій сили удару P_u, сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь z від перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона

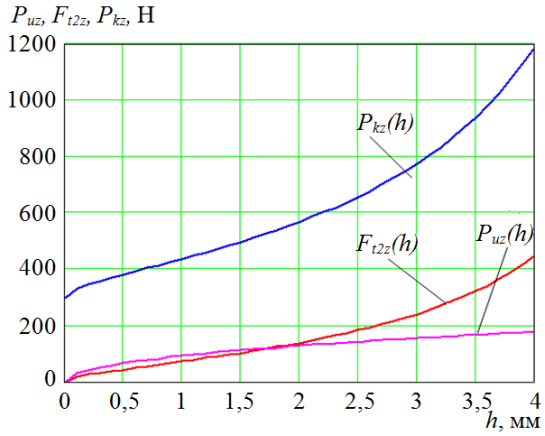


Рис. 10. Графіки залежностей проекцій сили удару P_u, сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь y від перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона

Особливості геометрії гвинтових робочих органів мають значний вплив на динаміку процесу їх зміцнення диском із деформуючими пуансонами, а також на будову необхідних пристроїв та інструментів. Систему із гвинтового робочого органа, деформуючого пуансона, диска та конструктивних елементів установки можна звести до еквівалентної багатомасової системи на рис. 11.

До зосереджених мас віднесено: I_1 – зведений момент інерції диска з деформуючими пуансонами; I_2 – зведений момент інерції муфти; I_3– зведений момент інерції ротора двигуна; I_4 – зведений момент інерції гвинтового робочого органа; m_1 – маса диска з деформуючими пуансонами; m_4 – маса гвинтового робочого органа; m_5 – маса деформуючого пуансона. Деформуючі пуансони рівномірно розміщені по колу диска.

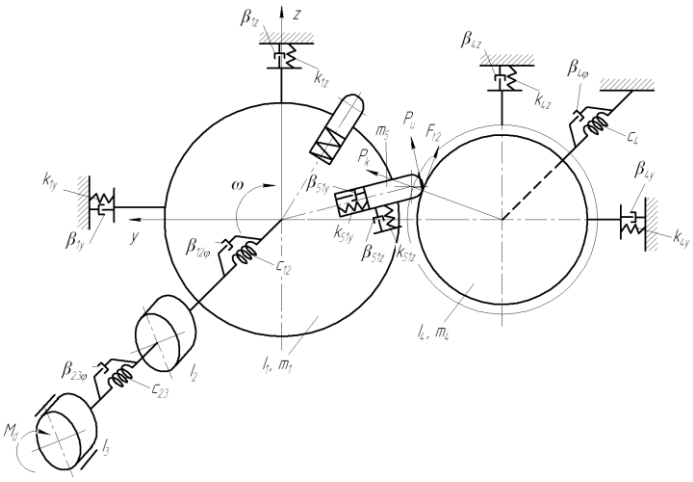


Рис. 11. Схема динамічної моделі процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органа деформуючими пуансонами

Крім того на рис. 11 є наступні складові моделі: C_{12} – зведена жорсткість вала між диском та муфтою; C_{23} – зведена жорсткість вала між муфтою та ротором двигуна; C_4 – зведена жорсткість гвинтового робочого органа; k_{1z}, k_{1y}– зведені лінійні жорсткості диска відповідно в напрямках осей z та y; k_{4z}, k_{4y}– зведені лінійні жорсткості гвинтового робочого органа в напрямках осей z та y; k_{51z}, k_{51y} –

зведені лінійні жорсткості деформуючого пуансона в напрямках осей z та y; $\beta_{12\varphi}$ – коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між диском та муфтою; $\beta_{23\varphi}$ – коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між муфтою та ротором двигуна; $\beta_{4\varphi}$ – коефіцієнт демпфування крутильних коливань між гвинтовим робочим органом та шпинделем верстата; β_{1z}, β_{1y} – коефіцієнти демпфування лінійних коливань між диском та корпусом установки в напрямках осей z та y; β_{4z}, β_{4y} – коефіцієнти демпфування лінійних коливань між гвинтовим робочим органом та шпинделем у напрямках осей z та y; β_{51z}, β_{51y} – коефіцієнти демпфування лінійних коливань між деформуючим пуансоном та диском у напрямках осей z та y. На масу I_4, m_4, а, отже, і на гвинтовий робочий орган та деформуючий пуансон m_5 будуть діяти сила удару P_u, сила тертя між деформуючим пуансоном і гвинтовим робочим органом F_{t2} та сила контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом. За час контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом виділено такі етапи: 1. Зближення на швидкості V_k, внаслідок чого проходить удар. 2. Переміщення пуансона по поверхні гвинтового робочого органа під навантаженням, що зменшується при зменшенні перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона. 3. Вихід пуансона із зони зміцнення з наступним затухаючим коливанням. Час контакту пуансона із гвинтовим робочим буде дорівнювати $t_K = \alpha / \omega = \arccos(1 - h / R_3) / \omega$. Вибрано за узагальнені координати кути повороту інерційних мас φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 та лінійні переміщення мас у напрямку осей z та y: z_1, z_4, z_5, y_1, y_4, y_5.

Диференціальні рівняння руху системи для вимушених коливань, отримано, застосовуючи рівняння Лагранжа другого роду для мас, що здійснюють крутильні коливання та лінійні переміщення на основі розрахункової схеми (рис. 11). Розв’язок системи диференціальних рівнянь (12) з нульовими початковими умовами проведено на комп’ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта.

$$\left.\begin{aligned}
&I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + \beta_{12\varphi}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - k_{51z}(z_1 - R_u\varphi_1 - z_5)R_u - \\
&-\beta_{51z}(\dot{z}_1 - R_u\dot{\varphi}_1 - \dot{z}_5)R_u = R_u\left(P_u + F_{t2}\cos(\alpha + \beta_2) + P_k \sin\alpha\cos\beta_2\right); \\
&I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 + C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1) + \beta_{12\varphi}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1) + C_{23} \cdot (\varphi_2 - \varphi_3) + \beta_{23\varphi}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0; \\
&I_3 \cdot \ddot{\varphi}_3 + C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2) + \beta_{23\varphi}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2) = -M_d; \\
&I_4 \cdot \ddot{\varphi}_4 + C_4 \cdot \varphi_4 + \beta_{4\varphi}\dot{\varphi}_4 = R_3\left(P_u\cos(\alpha + \beta_2) + F_{t2} + P_k \sin\alpha\cos\alpha\right); \\
&m_5 \cdot \ddot{z}_5 - k_{51z}(z_1 - R_u\varphi_1 - z_5) - \beta_{51z}(\dot{z}_1 - R_u\dot{\varphi}_1 - \dot{z}_5) = P_{uz} + F_{t2z} + P_{kz}; \\
&m_1 \cdot \ddot{z}_1 + k_{51z}(z_1 - R_u\varphi_1 - z_5) + \beta_{51z}(\dot{z}_1 - R_u\dot{\varphi}_1 - \dot{z}_5) + k_{1z}z_1 + \beta_{1z}\dot{z}_1 = 0; \\
&m_4 \cdot \ddot{z}_4 + k_{4z}z_4 + \beta_{4z}\dot{z}_4 = P_{uz} + F_{t2z} + P_{kz}; \\
&m_5 \cdot \ddot{y}_5 + k_{51y}(y_5 - y_1) + \beta_{51y}(\dot{y}_5 - \dot{y}_1) = P_{uy} + F_{t2y} + P_{ky}; \\
&m_1 \cdot \ddot{y}_1 + k_{1y}y_1 + \beta_{1y}\dot{y}_1 + k_{51y}(y_1 - y_5) + \beta_{51y}(\dot{y}_1 - \dot{y}_5) = 0; \\
&m_4 \cdot \ddot{y}_4 + k_{4y}y_4 + \beta_{4y}\dot{y}_4 = P_{uy} + F_{t2y} + P_{ky},
\end{aligned}\right\} \quad (12)$$

де M_d – крутний момент на двигуні, Н·м.

За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кута деформації вала між диском та муфтою в часі (рис. 12), лінійної деформації гвинтового робочого органа в напрямку осі *y* в часі (рис. 13), лінійної деформації диска в напрямку осі *z* в часі (рис. 14) та лінійної деформації пуансона в напрямку осі *y* в часі (рис. 15) під час здійснення процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органа двома послідовними пуансонами .

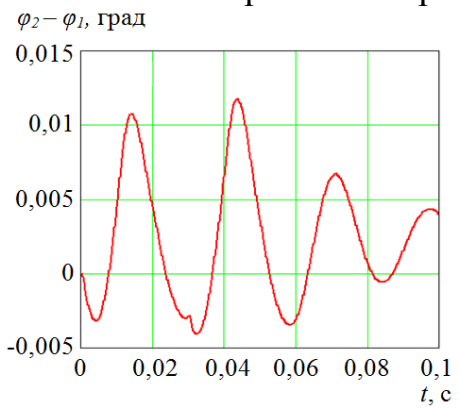


Рис. 12. Графік зміни кута деформації вала між диском та муфтою в часі

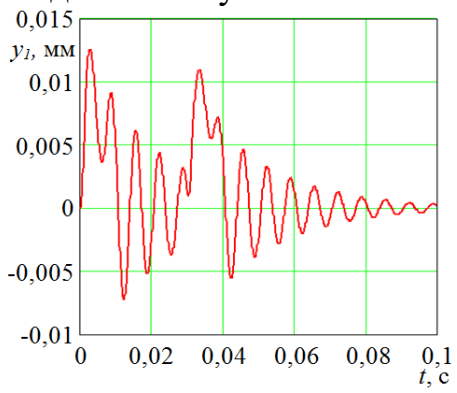


Рис. 13. Графік зміни лінійної деформації гвинтового робочого органа в напрямку осі y в часі

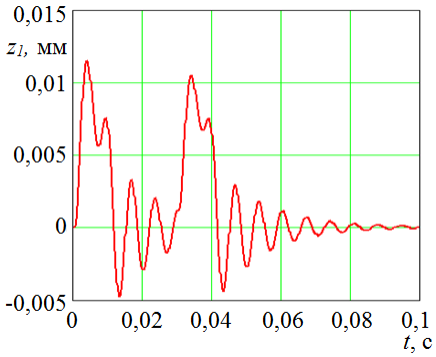


Рис. 14. Графік зміни лінійної деформації диска в напрямку осі z в часі

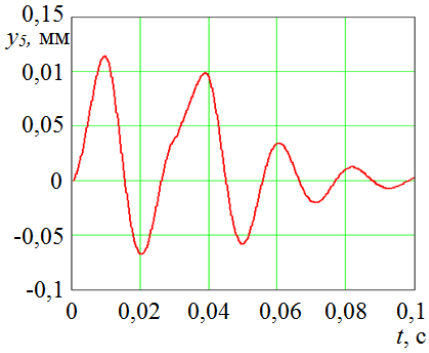


Рис. 15. Графік зміни лінійної деформації пуансона в напрямку осі *y* в часі

Також наведено фізичну модель процесу імпульсного зміцнення гвинтового робочого органа (ГРО), де його прийнято як пружне тіло із шарнірно закріпленими кінцями (рис. 16). Верхня частина його пружно взаємодіє із пружним тілом, зменшуючи амплітуду поперечних коливань робочого органу. Основними припущеннями, які прийняті для побудови фізичної моделі є: у процесі зміцнення залишаються сталими величинами

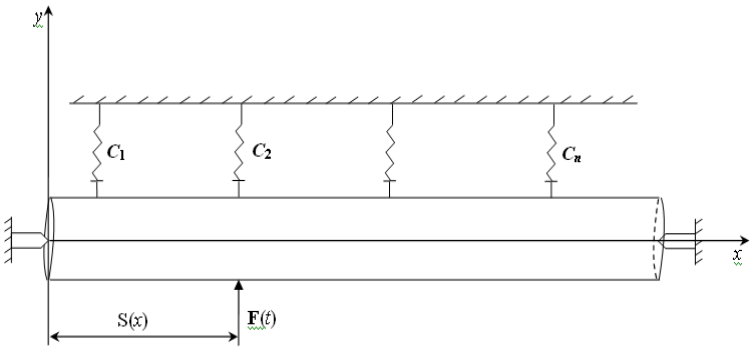


Рис. 16. Фізична модель для дослідження динаміки гвинтового робочого органа в процесі зміцнення його гвинтової поверхні

ρ – густина матеріалу робочого органа; S_1 – площа поперечного перерізу робочого органа; E – модуль пружності матеріалу; I – момент інерції поперечного перерізу робочого органа відносно осі, яка перпендикулярна до

площини згину; кутова швидкість обертання гвинтового робочого органа є малою величиною і нею у математичній моделі нехтуємо; точка прикладання сили дії пуансона на гребінь гвинта перемішається із відносною швидкістю V_1, а її величина F змінюється відповідно до закону $F = F_0 \sin \nu t$ (F_0 – величина сили, а ν – частота); дія пружних елементів на робочий орган описується лінійними співвідношеннями $Q_i = c\Delta_i$, c – еквівалентна жорсткість пружного елемента; Δ_i – значення деформації ГРО у точці дії пружного елементу на ГРО; існуюча сила опору під час коливань ГРО, пропорційна швидкості у степені $2r_1 + 1, r_1 = 0,1,2,....$

Диференціальне рівняння згинальних коливань ГРО під час поверхневого зміцнення гвинтової поверхні робочого органа за умови, що пружні елементи розміщені щільно.

$$\rho S_1 \frac{\partial^2 u(t,x)}{\partial t^2} = -EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - cu(t,x) - \alpha_1 \left(\frac{\partial u(t,x)}{\partial t} \right)^{2r_1+1} + F_0 \sin \nu t_{|x=V_1 t}, \quad (13)$$

де α_1 – коефіцієнт пропорційності у силі опору; $F_0 \sin \nu t_{|x=\zeta=V_1 t} = \delta(x-\zeta) F_0 \sin \nu t$; $\delta(x-\zeta)$ – дельта функції Дірака.

Динамічний процес систем із розподіленими параметрами визначається діючими силами, крайовими та початковими умовами для рівняння (13) узгоджено з способом закріплення робочого органа

$$u(x,t)_{|x=0} = u(x,t)_{|x=l} = 0, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}_{|x=0} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}_{|x=l} = 0, \quad (14)$$

де l – довжина ГРО.

Для побудови отриманої математичної моделі динаміки процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа використано загальні ідеї методів збурень та початкових умов (14).

$$u(t,x) = C_1 \sin(\chi x + \omega_1 t + \varphi_0) + C_2 \cos(\chi x - \omega_1 t + \psi_0), \quad (15)$$

де $C_1, C_2, \psi_0, \varphi_0$ – сталі і відповідають початковим умовам; $\omega_1 = \sqrt{c + EI(k\pi/l)^4/\rho S_1}$ – частота власних коливань ГРО, $k = 1, 2, ..., a$; χ – хвильове число, зв'язане із частотою незбуреного руху ω_1. Для визначальних параметрів поперечних коливань закони зміни в часі визначаються силою опору та дією пуансона на нього. У випадку, коли $p\omega_1 \neq q\nu$ (нерезонансний випадок) амплітуда й частота коливань визначаються диференціальними рівняннями

$$\frac{da}{dt} = \frac{1}{2\pi\omega_1 l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \left\{ -\alpha_1 \left[a\omega_1 \sin \frac{k\pi}{l} x \cos\phi \right]^{2r_1+1} + F_0 \sin \nu t_{|x=V_1 t} \right\} \sin \frac{k\pi}{l} x \cos\phi dx d\phi, \quad (16)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega_1 + \frac{1}{2\pi\omega_1 a l} \int_0^l \int_0^{2\pi} \left\{ -\alpha_1 \left[a\omega_1 \sin \frac{k\pi}{l} x \cos\phi \right]^{2r_1+1} + F_0 \sin \nu t_{|x=V_1 t} \right\} \sin \frac{k\pi}{l} x \sin\phi dx d\phi. \quad (17)$$

На рис.17 наведено реакцію шнека на поодинокі удари за різних точок їх

прикладання ζ та різних значень жорсткості $c = 0$; $c = 140$ кН/м; $c = 280$ кН/м і тривалості дії ударного імпульсу $\tau = 0{,}01$ с. Представлені залежності показують, що використання додаткових пружинних опор суттєво зменшує прогин ГРО, зумовлений дією одного ударного імпульсу.

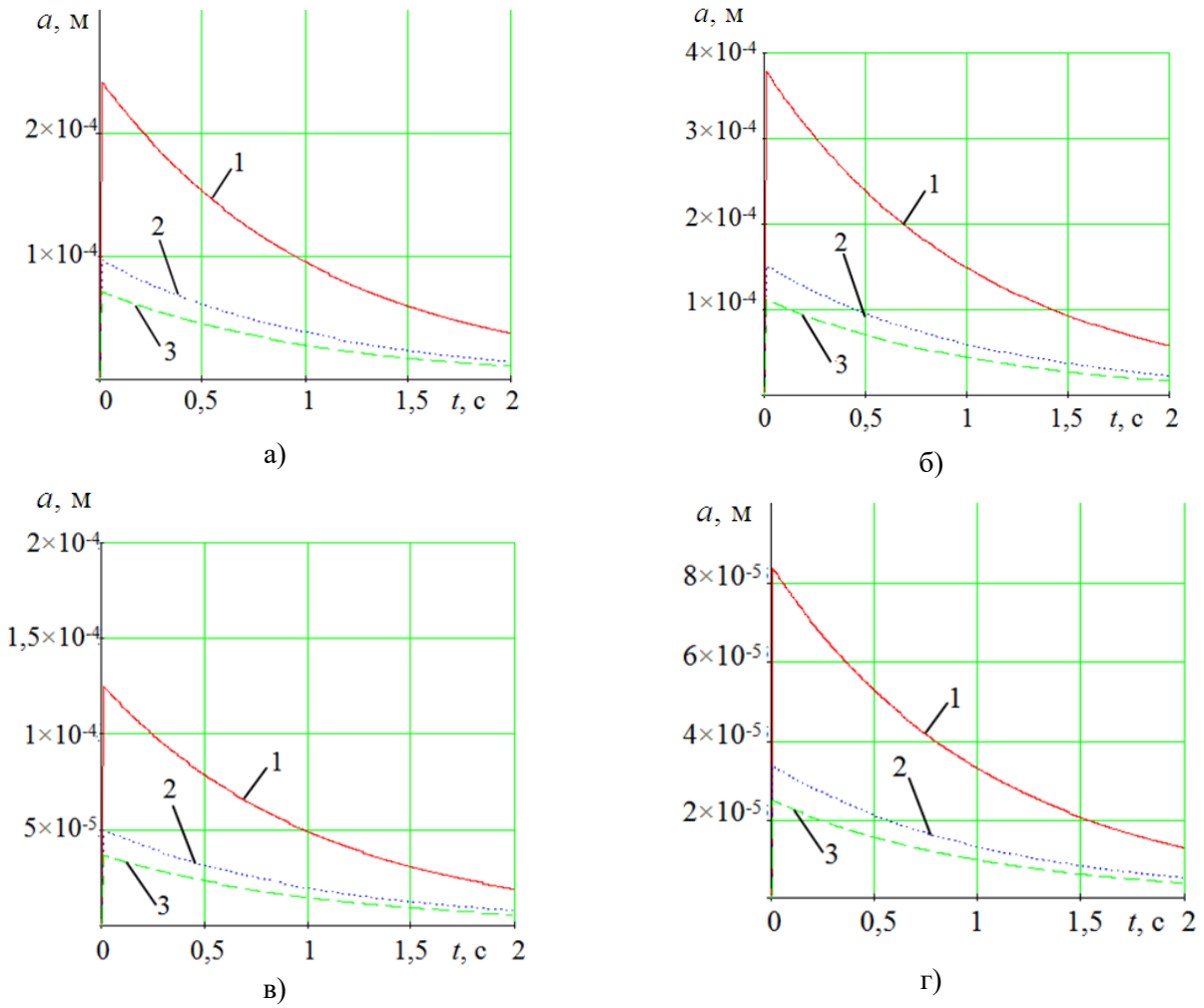


Рис. 17. Графіки зміни в часі прогину ГРО за різних точок дії ударного імпульсу та різних значень параметра c : а) $\zeta = 0{,}5l$ відстані; б) $\zeta = 0{,}3l$ відстані; в) $\zeta = 0{,}15l$ відстані; г) $\zeta = 0{,}1l$ відстані 1) $c = 0$; 2) $c = 140$ кН/м; 3) $c = 280$ кН/м

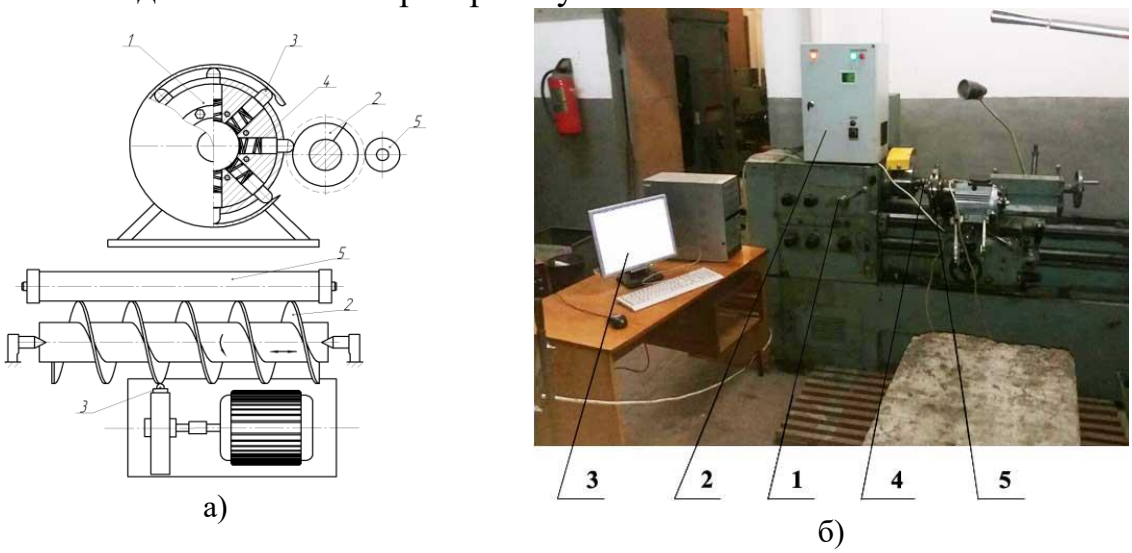
У третьому розділі наведено програму та методику проведення експериментальних досліджень, представлено конструкцію стендового оснащення для проведення експериментів. Для проведення експериментальних досліджень процесу зміцнення розроблено та виготовлено обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів (рис. 18). Поверхню гвинтового робочого органа зміцнювали частотою обертання обкатного інструменту 390 об/хв. Основними параметрами обробки були: зусилля деформування P_u, подача S, профільний радіус інструменту знаходився в межах R_b= 2…10мм.

Частота ударного навантаження становила 10-25 Гц, що спричинило пластичне деформування оброблюваної поверхні. Крім удару, деформуючі елементи за час контакту вигладжували оброблювану поверхню. Метал пластично деформували за керованої тривалої дії ударного імпульсу $\tau = 0{,}01$ с. Вимірювання твердості робочих поверхонь деталі ГРО відбувалося неруйнівним методом із використанням електроакустичного твердоміра ТЕА-5.

Для керування частотою обертання обкатного інструмента (рис. 18)

використовували стандартне ліцензоване програмне забезпечення Power Suite V2.3.0, призначене для регулювання керуючого пристрою Altivar 71 та узгодження його перетворювачів частоти, зчитування даних з керуючого пристрою, виведення їх на монітор комп'ютера у вигляді числових значень або графічних побудов.

Для перевірки адекватності теоретичних досліджень (теоретичної моделі) зусилля нарізування зовнішніх радіусних канавок P_z, Н, твердості гвинтового робочого органа *HRC*, сили удару P_u, Н, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт, проведено експериментальні дослідження за допомогою лабораторних установок.



а) б)

Рис. 18. Обкатний інструмент для зміцнення поверхні гвинтового робочого органа а): 1 – диск, 2 – гвинтовий робочий орган, 3 – пуансон, 4 – пружина; 5– пружне тіло; та загальний вигляд експериментальної установки б) : 1 – токарно-гвинторізний верстат; 2 – Altivar 71; 3 – ПК; 4 – обкатний інструмент для зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів; 5 – гвинтовий робочий орган

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень сили нарізування зовнішніх радіусних канавок та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів.

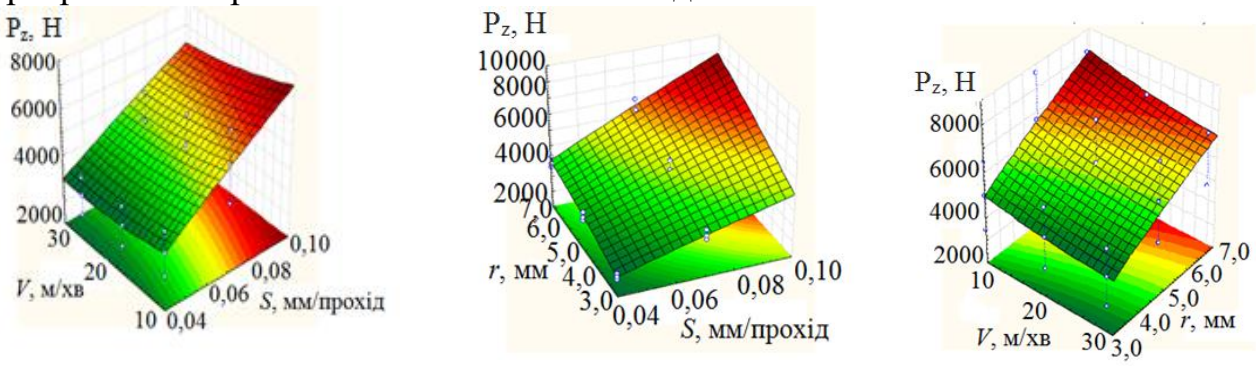
На основі проведеного багатофакторного експерименту дослідження сили нарізування зовнішніх канавок у заготовках з сталі 45 проведено лабораторні експериментальні дослідження, та отримано регресійну залежність для визначення впливу величини подачі різця *S*, швидкості різання *V* та радіуса канавки *r* на величину сили різання P_z:

$$P_{z(S,V,r)} = 616,8 + 39145,3S - 28,5V + 442,5r - 513,3SV + 8633,3Sr - 5,74Vr - 69133,3S^2 + 1,28V^2 - 23,6r^2. \quad (18)$$

Після перевірки адекватності апроксимуючої моделі й оцінювання значущості коефіцієнтів рівняння регресії згідно з критеріями Фішера та Ст'юдента отримано рівняння регресії у вигляді функції $P_z = f_z(S,V,r)$, яка описує характер зміни сили різання інструмента (рис. 19) у таких межах зміни вхідних факторів: величини подачі різця 0,04≤ S ≤ 0,1 (мм/прохід); швидкості різання 10≤ V ≤ 30 (м/хв); радіуса канавки 3 ≤ r ≤ 7 (мм).

За методикою проведення досліджень із використанням повнофакторного експерименту проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежності твердості HRC, сили удару P_u, Н, крутного моменту M, Н·м та

максимальної спожитої потужності N, кВт для процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів від зміни трьох основних факторів: частоти обертання обкатного інструмента n, часу обробки заготовки t, величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h для сталі 45.



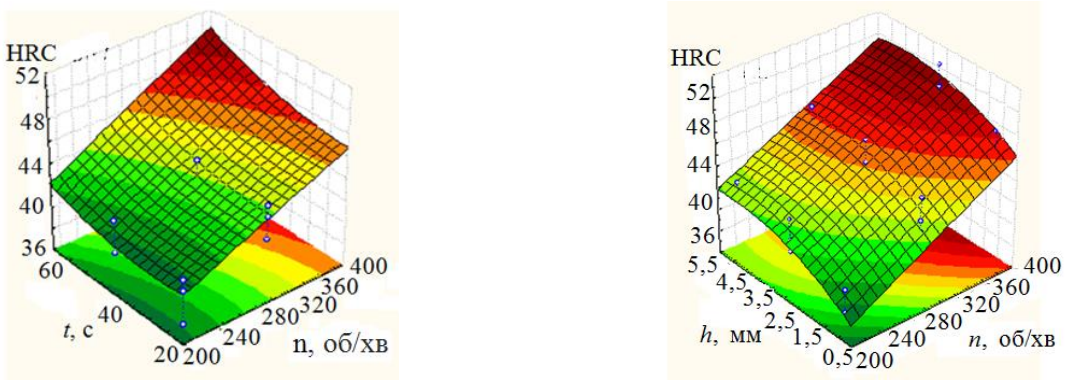
а) б) в)

Рис. 19. Поверхні відгуку зміни сили нарізування зовнішніх радіусних канавок P_z для заготовок з сталі 45: а) $P_z = f_z(S,V)$; б) $P_z = f_z(S,r)$; в) $P_z = f_z(V,r)$

Для перевірки значущості факторів експерименту використано метод штучних нейронних мереж із визначенням найвпливовіших факторів. Встановлено загальні вигляди рівнянь регресії твердості HRC, сили удару P_u, Н, крутного моменту M, Н·м та максимальної спожитої потужності N, кВт, залежно від зміни частоти обертання обкатного інструмента n, часу t обробки заготовки та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h, тобто $HRC, P_u, M, N = f_{(x_1,x_2,x_3)}(n,t,h)$ для натуральних значень факторів та матеріалу сталь 45. Побудовано окремі поверхні відгуку на рис. 20. Факторне поле мало такий діапазон зміни відповідних параметрів: $190 \le n \le 390$ (об/хв); $20 \le t \le 60$ (с); $1 \le h \le 5$ (мм).

Зокрема, для визначення твердості HRC виведено рівняння

$$HRC_{(n,t,h)} = 33,28 + 0,24n - 0,17t + 2,12h + 0,00025nt - \\ -0,00042nh + 0,0042th + 0,0000055n^2 + 0,0018t^2 - 0,24h^2 . \quad (19)$$



а) б)

Рис. 20. Поверхні відгуку визначення твердості гвинтової поверхні робочого органа для а) $HRC = f(n,t)$; б) $HRC = f(n,h)$

У п'ятому розділі наведено комп'ютерне моделювання гвинтового робочого органа екструдера. Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей. Різниця між розрахунковими та

експериментальними значеннями коливається в межах 6…9 %. Проаналізовано основні закономірності та встановлено причини руйнування вала робочого органа екструдера. Це дозволило виконати скінченно-елементне моделювання його навантажування та оцінити вплив крутного моменту двигуна на концентрацію напружень у шпонковому пазу вала. Для перевірки коректності математичної моделі обчислення ступеня зміцнення робочого органа екструдера була розроблена програма мовою C#.

Запропоновано технологічне оснащення для виготовлення робочого органа екструдера. Розрахунковий річний економічний ефект, який досягнуто за рахунок розширення функціональних можливостей виготовлення обкатного інструмента для зміцнення робочих органів екструдерів, складає 120694,37 грн.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. У дисертації наведено теоретичне узагальнення й нове вирішення науково-прикладної задачі розроблення та практичної реалізації раціонального технологічного процесу виготовлення гвинтових робочих органів, що дозволяє підвищити ресурс і надійність, забезпечити працездатність деталей і вузлів у важких умовах експлуатації при високих температурах і в агресивних середовищах, дії динамічних і контактних навантажень. Ця задача вирішена на основі досліджень силових параметрів та динаміки процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів, що дає можливість розробляти технологію і виготовляти нові робочі органи екструдерів для приготування кормових сумішей.

2. Отримано аналітичні залежності, на основі яких встановлено, що для забезпечення вищої точності нарізування зовнішніх гвинтових канавок доцільно застосовувати пристрій для нарізання канавки замість використання одного різця, оскільки це призводить до зменшення величини деформації заготовки у декілька разів при стабільному процесі різання за рахунок вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, а також часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців. Встановлено, що збільшення довжини заготовки l від 100 до 140 мм та зменшення діаметра d від 25 до 15 мм призводить до відповідного збільшення величини її поперечних деформацій на 45% та 48%.

3. Досліджено силові параметри процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами. Встановлено, що збільшення перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона від 1 мм до 4 мм призводить до зростання сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом у 4,25 раза та до зростання сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} у 2,32 раза. При зменшенні коефіцієнта тертя між поверхнями деформуючих пуансонів та диска від 0,9 до 0,4 максимально допустиме перекриття гвинтового робочого органа та деформуючого пуансона зростає у 2,17 раза.

4. Досліджено динаміку зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами. Виведено аналітичні залежності для визначення сумарних

сил взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом у проекціях на осі *z* та *y*. На основі теоретичних досліджень та розв'язку системи диференціальних рівнянь вимушених коливань елементів розрахункової схеми за допомогою чисельного методу побудовано графічні залежності зміни кута деформації вала між диском та муфтою в межах від 0 до 0,0125 рад., лінійної деформації гвинтового робочого органа в напрямку осі *y* у часі від 0 до 0,012 мм, лінійної деформації диска в напрямку осі *z* в часі від 0 до 0,0115 мм, лінійної деформації пуансона в напрямку осі *y* в часі від 0 до 0,012 мм. При цьому час затухання коливань елементів системи від 0,1 до 0,15 с.

5. Проведено дослідження динаміки імпульсного зміцнення гребеня робочого органа поодиноких ударів за різних точок їх прикладання ς, різних значень жорсткості та тривалості дії ударного імпульсу $\tau = 0,01$ с. Встановлено умову виникнення резонансних коливань у системі, де амплітуда переходу через резонанс набуває меншого значення за більших значень податливості системи робочого органа та додаткова жорсткість за умови, коли імпульсне збурення діє на більшій відстані від середини витків робочого органа.

6. Наведено методику та експериментальні дослідження нарізування зовнішніх радіусних канавок й отримано регресійні залежності із визначенням впливу величини подачі різця *S*, швидкості різання *V* та радіуса канавки *r* на величину сили різання P_z у заготовках із різних матеріалів. Факторне поле визначали таким діапазоном зміни параметрів: 0,04≤ *S* ≤ 0,1 (мм/прохід); 10≤ *V* ≤ 30 (м/хв); 3 ≤ *r* ≤ 7 (мм). Встановлено, що найбільша сила різання 8867 Н під час нарізування канавок досягається при максимальній подачі 0,1 мм/прохід і радіусі канавки 7 мм і мінімальній швидкості різання 10 м/хв.

7. Представлено методику та результати експериментальних досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів з отриманням рівнянь регресії, для визначення залежності, яка передбачала встановлення твердості *HRC* до 50, сили удару пуансона P_u =1977 Н, крутного моменту *M*=22,65 Н·м та максимальної спожитої потужності *N*=0,901 кВт при зміцненні поверхні гвинтового робочого органа екструдера від зміни основних факторів: частоти обертання обкатного інструмента, що знаходилися в межах 190 ≤ *n* ≤ 390 (об/хв), часу обробки заготовки 20≤ *t* ≤ 60 (с) та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки 1 ≤ *h* ≤ 5 (мм) для сталі 45.

8. Проведено комп'ютерне моделювання гвинтового робочого органа екструдера, яке врахувало умови, що є близькими до експериментального дослідження. Встановлено, що при збільшенні зусилля та часу обробки зростає величина деформованого шару і найбільше її зростання спостерігається для зусилля *P* = 2500 Н та часу обробки більше 3 с., а найменше – для *P* = 1000 Н. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями коливається в межах 6…9 %. Застосування методу поверхневого пластичного деформування, зміцнення гвинтової поверхні робочого органа екструдера дозволяє підвищити мікротвердість на 30 – 60 %, збільшити площу фактичного контакту поверхні в 2 – 4 рази. Збільшувати швидкості інструменту понад 1,8 ... 2,0 м/с недоцільно, так як при практично незмінній шорсткості максимальна потужність значно

зростає.

9. Проаналізовано основні закономірності та встановлено причини руйнування вала робочого органа екструдера, що дозволило виконати скінченно-елементне моделювання його навантажування та оцінити вплив крутного моменту двигуна на концентрацію напружень у шпонковому пазу вала. Встановлено, що збільшення крутного моменту вала робочого органа екструдера призводить до лінійного збільшення максимального значення інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$ на ребрі шпонкової канавки. Збільшення відстані від галтелі до шпонкової канавки на 2 мм призводить до зменшення максимальних напружень на ребрі шпонкової канавки на 15,72 % . Створені конкурентноздатні пристрої для процесу виготовлення робочих органів екструдерів, інструмент для контролю параметрів, які захищені 4 патентами України на корисні моделі. Розроблені пристрої пройшли дослідно-промислову апробацію (підтверджено 2 актами) та впроваджені у виробництво на підприємствах ТДВ «Булат» (с.м.т. Микулинці), ТзОВ «ВМП Електроконструкція» (м. Рівне) з річним економічним ефектом 120694,37 грн.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Публікації в наукових виданнях, які включені до міжнародних наукометричних баз

1. Mathematical model of bending vibrations of a horizontal feeder-mixer along the flow of grain mixture / O.L. Lyashuk, M.B. Sokil, V.M. Klendiy, O.P. Skyba, O.L. Tretiakov, L.M. Slobodian, N.O. Slobodian // INMATEH «Agricultural Engineering». − Bucharest, 2018. – Vol. 55, no 2. – PP. 35–45. ISSN 2068-2239. (Scopus) *(Автором отримано рівняння, яке описує згинні коливання гвинтового робочого органа).*

Публікації в наукових виданнях України

2. Ляшук О.Л. Дослідження деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм із декількома різцями / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, О.Л. Третьяков // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». – Луцьк, 2018. – Вип. 12. – С. 105–111. *(Автором запропоновано конструкцію пристрою для визначення деформації заготовки в процесі нарізування зовнішніх радіусних канавок).*

3. Ляшук О.Л. Динаміка процесу зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами / О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2018. – Вип. 61. – С. 127–136. (*Автором виведено аналітичні залежності для визначення сумарних сил взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом).*

4. Дослідження силових параметрів процесу зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів деформуючими пуансонами / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // Журнал “Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ”. – Івано-Франківськ, 2018. – Вип. 1(66). – С. 38–44. *(Автором досліджено силові параметри та граничні геометричні фактори процесу зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів).*

5. Технологія зміцнення гвинтових робочих органів екструдерів / О.Л. Ляшук, М.Г. Левкович, Т.Б. Пиндус, О.Л. Третьяков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. “Технічні системи і технології тваринництва”. – Харків, 2017. – Вип. 181. – С. 343–349.*(Автором виведено залежності для визначення залишкових напружень, що виникають у процесі зміцнення робочих органів*).

6. Дослідження методом 3d сканування шорсткості гвинтових поверхонь після процесу ударного зміцнення / А.Є. Дячун, В.О. Дзюра, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2017. – Вип. 38. − С. 66–74. *(Автором отримано результати експериментальних досліджень для визначення характеру впливу окремих технологічних факторів на значення шорсткості обробленої поверхні)*.

7. Стендове обладнання та теоретичне дослідження зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів». – Харків, 2018. – Вип. 11. – С.10–19. (*Автором розроблено і виготовлено експериментальне обладнання).*

8. Обґрунтування конструкцій гвинтових робочих органів екструдерів / В.М. Клендій, О.П. Скиба, О.Л. Третьяков, Т.Б. Пиндус, В.П. Дмитренко // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». – Луцьк, 2016. – Вип. №8 (1). − С. 22–28. *(Автором запропоновано нову конструкцію пружного гвинтового робочого органу).*

9. Конструктивно-технологічна характеристика гвинтових деталей у машинобудуванні / Б.М. Гевко, О.Л. Третьяков, В.П. Дмитренко, Р.М. Котик // Збірник наукових праць ВНАУ «Техніка, енергетика, транспорт АПК». – Вінниця, 2016. – Вип. 2(94). – С. 46–51. *(Автором наведено технологічну характеристику конструктивних параметрів гвинтових деталей машин, виготовлених різними способами).*

10. Технологічність конструкцій механізмів гвинтових робочих органів екструдерів / О.Л. Ляшук, О.Л. Третьяков, В.П. Дмитренко, О.А.Колесник // Збірник наукових статей «Сільськогосподарські машини». – Луцьк, 2015. – Вип. 33. − С. 94–101**.** *(Автором запропоновано конструкції гвинтових робочих органів).*

Матеріали і тези конференцій

11. Алгоритм зміцнення робочого органа екструдера / О.Л. Ляшук, А.Є. Дячун, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // XIX Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка технологія та інженерна освіта»: 19 – 22 червня 2018р.: тези допов. – Київ, 2018. – С.168–171. *(Автором запропоновано алгоритм зміцнення робочого органу)*

12. Моделювання напружено-деформованого стану контактних поверхонь шпонкової канавки навантаженого вала робочого органа екструдера / О.Л. Ляшук, Ю.І. Пиндус, О.Л. Третьяков, Т.Б. Пиндус // Міжнародна науково-технічна конференція «Транспорт, механічна інженерія, експлуатація, матеріалознавство»: 21–22 вересня 2017р.: тези допов. – Херсон, 2017. – С. 37–

39. *(Автором визначено напружено-деформований стан контактних поверхонь шпонкової канавки навантаженого вала робочого органа)*

13. Комп'ютерне моделювання робочого органу гвинтового екструдера / О. Л. Ляшук, Р.Я. Лещук, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // Міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій»: 22–24 травня 2018 р. – Тернопіль, 2018. – С. 128–131. *(Автором визначено силові параметри процесу).*

14. Третьяков О.Л. Інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів екструдерів / О.Л. Третьяков // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя: 18–19 травня 2016р.: тези допов. – Тернопіль, 2016. – С. 75. *(Автором запропоновано інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів).*

15. Ляшук О.Л. Зміцнення гвинтових робочих органів екструдерів / О.Л. Ляшук, В.М. Клендій, О.Л. Третьяков // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції «Обладнання і технології сучасного машинобудування»: 11–12 травня 2017р.: тези допов. – Тернопіль, 2017. – С. 109–110. *(Автором запропоновано технологію зміцнення гвинтових робочих органів).*

16. Третьяков О.Л. Пристрій для формування гвинтових пружніх елементів на крок / О.Л. Третьяков, Р.М. Котик // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя: 18–19 травня 2016р.: тези допов. – Тернопіль, 2016. – С. 52. *(Автором запропоновано пристрій для формування гвинтових пружніх елементів на крок).*

17. Левкович М.Г. Устаткування для зміцнення гвинтових робочих органів екструдерів / М.Г. Левкович, О.Л Третьяков // XVI Міжнародна молодіжна науково-технічка конференція «Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво»: 26–29 жовтня 2016 р.; тези допов. – Суми, 2016. – С. 39–41. *(Автором запропоновано пристрій для зміцнення гвинтових робочих органів).*

Патенти України на корисні моделі

18. Пат. № 106084. Україна, МПК (2016.01) F16F 1/00, B21F 35/00. Пристрій для навивання пружин екструдерів / Ляшук О.Л., Сокіл М.Б., Дзюра В.О., Третьяков О.Л., Дмитренко В.П., Навроцька Т.Д.; заявники і патентоотримувачі Ляшук О.Л., Сокіл М.Б., Дзюра В.О., Третьяков О.Л., Дмитренко В.П., Навроцька Т.Д. – №u201511346. заявл. 17.11.2015.; опубл. 11.04.2016, Бюл. №7. *(Частка всіх авторів однакова).*

19. Пат. № 109763. Україна, МПК (2016.01) B23G 5/00. Універсальний пристрій для нарізання комплекту заготовок гвинтових елементів екструдерів / Ляшук О.Л.; Третьяков О.Л.; Дячун А.Є.; Дмитренко В.П.; Казмірчук П.В.; Дубиняк Т.С.; заявники і патентоотримувачі Ляшук О.Л.; Третьяков О.Л.; Дячун А.Є.; Дмитренко В.П.; Казмірчук П.В.; Дубиняк Т.С. – №u201601164; заявл. 11.02.2016.; опубл. 12.09.2016, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова).*

20. Пат. № 109876. Україна, МПК (2016.01) G01D 3/00. Індикатор універсальний / Ляшук О.Л.; Марчук Н.М.; Третьяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Галан Ю.Я.; заявники і патентоотримувачі Ляшук О.Л.; Марчук Н.М.;

Третьяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Галан Ю.Я. – №u201602943; заявл. 22.03.2016; опубл. 12.09.2016, Бюл. №17. *(Частка всіх авторів однакова).*

21. Пат. № 108422. Україна, МПК (2006.01) B24B 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів / Ляшук О.Л.; Сокіл М.Б.; Третьяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М.; заявники і патентоотримувачі Ляшук О.Л.; Сокіл М.Б.; Третьяков О.Л.; Навроцька Т.Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. – №u201601511; заявл. 18.02.2016; опубл. 11.07.2016, Бюл. №13. *(Частка всіх авторів однакова).*

АНОТАЦІЯ

Третьяков О.Л. Обґрунтування параметрів виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.08 «Технологія машинобудування». – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2019.

Дисертаційна робота присвячена теоретичним і експериментальним дослідженням параметрів виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів.

Розроблено теоретичні передумови для забезпечення вищої точності нарізування зовнішніх гвинтових канавок. При цьому доцільно застосовувати пристрій для нарізування канавки замість використання одного різця, оскільки це призводить до зменшення величини деформації заготовки при стабільному процесі різання.

Досліджено силові параметри процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами. Досліджено динаміку зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами. Виведено аналітичні залежності для визначення сумарних сил взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом. Проведено дослідження динаміки імпульсного зміцнення поверхні робочого органа поодиноких ударів за різних точок їх прикладання та різних значень жорсткості й тривалості дії ударного імпульсу. Для дослідження спроектовано спеціальне технологічне оснащення й обкатний інструмент.

На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень обґрунтовано основні параметри технологічного процесу виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів Результатом теоретичних та експериментальних досліджень є впровадження у виробництво.

Ключові слова: технологічний процес, шорсткість поверхні, механічна обробка, гвинтовий робочий орган, процес зміцнення.

АННОТАЦИЯ

Третьяков А.Л. Обоснование параметров изготовления винтовых рабочих органов экструдеров. - Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.08 «Технология машиностроения». – Тернопольский

национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2019.

Диссертация посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям параметров изготовления винтовых рабочих органов экструдеров.

Разработанные теоретические предпосылки для обеспечения высокой точности резки внешних винтовых канавок. При этом целесообразно применить устройство для нарезания канавки вместо использования одного резца, поскольку это приводит к уменьшению величины деформации заготовки при стабильном процессе резания.

Исследованы силовые параметры процесса укрепления поверхностей винтовых рабочих органов деформирующими пуансонами. Исследована динамика укрепления винтовых рабочих органов деформирующими пуансонами. Выведены аналитические зависимости для определения суммарных сил взаимодействия деформирующего пуансона с винтовым рабочим органом. Проведено исследование динамики импульсного упрочнения поверхности рабочего органа редких ударов в различных точках их приложения и различных значениях жесткости и продолжительности действия ударного импульса. Для исследования спроектировано специальное технологическое оснащение и обкаточный инструмент.

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований обоснованы основные параметры технологического процесса изготовления винтовых рабочих органов экструдеров Результатом теоретических и экспериментальных исследований является внедрение в производство.

Ключевые слова: технологический процесс, шероховатость поверхности, механическая обработка, винтовой рабочий орган, процесс укрепления.

ANNOTATION

Tretyakov O.L. Justification of the parameters of manufacturing screw working extruder bodies. – Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

Dissertation for a Candidate Degree in Engineering by specialty 05.02.08 "Technology of Mechanical Engineering". – Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2019.

The dissertation is devoted to theoretical and experimental research of parameters of manufacturing screw working bodies of extruders.

Theoretical prerequisites for providing higher accuracy of cutting external screw grooves are developed, while it is advisable to use a groove cutting device instead of using one cutter, as this leads to decreasing in the amount of the workpiece deformation under a stable cutting process.

Force parameters and boundary geometric factors of the process of strengthening the screw surfaces of working bodies are investigated. Analytical dependencies are derived, which make it possible to establish the power parameters of the process of surface hardening.

Dynamics of strengthening of screw working bodies by deforming punches is

researched. Analytical dependences for determination of the total forces of interaction of the deforming punch with the screw working body are derived. It is substantiated that increase in the overlapping of screw surface of the working body and the deforming punch leads to an increase in force parameters.

Dynamics of impulse strengthening of the surface of working body by single strikes at different points of their application and different values of stiffness and duration of impact impulse action is evaluated. Special technological equipment and rolling tool for research purposes are designed.

On the basis of theoretical and experimental researches, the basic parameters of the technological process of making screw working bodies of extruders are substantiated. Introduction into production is the result of theoretical and experimental researches.

Main regularity and reasons for the destruction of the shaft of the working body of the extruder have been analyzed, which allowed completing the finite-element modeling of its loading and estimating the impact of the torque of the engine on the stress concentration in the keyhole of the shaft. It is substantiated that the increase of the torque of the shaft of the working body of the extruder leads to a linear increase in the maximum value of the stress intensity $s_{int(max)}$ on the edge of the key groove. Increasing the distance from the shaft fillet to the key groove by 2mm leads to decreasing the maximum stresses on the edge of the key groove by 15.72%.

Key words: technological process, surface roughness, mechanical processing, screw working body, process of strengthening.