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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах
рукопису

ТРЕТЬЯКОВ ОЛЕКСАНДР ЛЕОНІДОВИЧ

УДК 621.91.002

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ

05.02.08 – технологія машинобудування
13 – Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело
_____Третьяков О.Л.

Науковий керівник:
Ляшук Олег Леонтійович,
доктор технічних наук, доцент

Тернопіль – 2019

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.

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

Досліджено силові параметри та граничні геометричні фактори процесу зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів. Виведено аналітичні залежності, які дають можливість встановлювати силові параметри процесу поверхневого зміцнення. Досліджено динаміку зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами. Виведені аналітичні залежності для визначення сумарних сил взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом. Обґрунтовано, що із збільшення перекриття гвинтової поверхні робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів. Проведено дослідження динаміки імпульсного зміцнення поверхні робочого органа поодиноких ударів за різних точок їх прикладання та різних значень жорсткості та тривалості дії ударного імпульсу. Для дослідження спроектовано спеціальне технологічне оснащення і обкатний інструмент.

Наведено методику та експериментальні дослідження нарізування зовнішніх радіусних канавок й отримано регресійні залежності із визначенням

впливу величини подачі різця, швидкості різання та радіуса канавки на величину сили різання у заготовках із різних матеріалів.

Представлено методику та результати експериментальних досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів з отриманням рівнянь регресії, для визначення залежності, яка передбачала встановлення твердості, сили удару пуансона, крутного моменту та максимальної спожитої потужності при зміцненні поверхні гвинтового робочого органа екструдера від зміни основних факторів для матеріалу сталі 45.

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.

В роботі проаналізовано основні закономірності та причини руйнування вала робочого органу екструдера, що дозволило виконати скінченно-елементне моделювання його навантажування та оцінити вплив крутного моменту двигуна на концентрацію напружень в шпоночному пазу вала. Обґрунтовано, що збільшення крутного моменту вала робочого органу екструдера призводить до лінійного збільшення максимального значення інтенсивності напружень $S_{int(max)}$ на ребрі шпонкової канавки. Збільшення віддалі від галтелі до шпонкової канавки на 2 мм призводить до зменшення максимальних напружень на ребрі шпонкової канавки на 15,72 % .

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

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.

The methodology and experimental researches of cutting of external radial grooves are presented and regressive dependencies are obtained with determination of the influence of cutter feed volume, cutting speed and groove radius on the volume of cutting force in workpieces which made from different materials.

The methodology and results of experimental researches of strengthening the surfaces of screw working bodies with obtaining of regression equations for determining of dependence, which was aimed to establish of hardness, force of punch impact, torque and maximum power consumption with strengthening the surface of screw working element of extruder from the change of the main factors for the material - steel 45 are presented.

The computer modeling of the screw working body of extruder was carried out, which took into account conditions close to the experimental study. It was established that when the force and time of processing increase the value of the deformed layer increases and its greatest growth is observed for the force P=2500N and machining time more than 3 seconds, and the least for P=1000N. The difference between estimated and experimental values varies within 6 - 9%. Application of the method of surface plastic deformation, strengthening of the screw surface of working body of the extruder allows to increase the microhardness by 30 - 60% and increase the area of actual contact of the surface 2 - 4 times.

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.

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).*

ЗМІСТ

ВСТУП 13

РОЗДІЛ 1 СТАН ПИТАННЯ

1.1. Технологічне забезпечення якості поверхневого шару деталей машин 19

1.2 Аналіз способів і технологічного спорядження для виготовлення та зміцнення деталей 22

1.3 Технологічного спорядження для виготовлення гвинтових заготовок

1.3.1. Кулькові обкатники 32

1.3.2. Роликові обкатники 37

1.4 Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесів виготовлення гвинтових заготовок (ГЗ) 45

1.5 Висновки 53

РОЗДІЛ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

2.1 Дослідження деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм із декількома різцями 55

2.2. Дослідження силових параметрів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами 61

2.3 Динаміка процесу зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами 73

2.4 Динаміка імпульсного зміцнення гребеня гвинта шнеку 82

2.5 Висновок 91

РОЗДІЛ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень виготовлення та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів екструдерів 94

3.2 Стендове оснащення та методика проведення експериментальних досліджень 94

3.3 Методика проведення багатофакторних експериментальних досліджень 103

3.4 Висновки 111

РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати експериментальних досліджень сили нарізання зовнішніх радіусних канавок 113

4.2 Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень сили нарізання зовнішніх радіусних канавок 117

4.3 Результати досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів 121

4.4 Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів 128

4.5 Результати експериментальних досліджень методом 3D сканування шорсткості гвинтових поверхонь після процесу ударного зміцнення 141

4.6 Висновки 147

РОЗДІЛ 5 ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ЕКСТРУДЕРА

5.1 Комп’ютерне моделювання гвинтового робочого органу екструдера із визначенням силових параметрів процесу його формоутворення 149

5.2 Аналіз причин руйнування вала екструдера та оптимізація геометрії шпоночного канавки навантаженого вала робочого органа екструдера 152

5.3 Алгоритм зміцнення робочого органа екструдера 161

5.4. Техніко-економічне обґрунтування процесу виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів 165

5.5 Висновок 171

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ 173

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 176

ДОДАТКИ 191

ВСТУП

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 [77]; вивів аналітичні залежності, які дають можливість встановлювати силові параметри процесу поверхневого зміцнення [43, 75, 112, 122, 140]; розробив практичні рекомендації для виготовлення та зміцнення гвинтових поверхонь робочого органа екструдера, компонувальні схеми обладнання та установки [66, 76, 86, 87]; провів експериментальні дослідження та здійснив опрацювання їх результатів [42, 83, 124]. За матеріалами досліджень у співавторстві отримано 4 патенти України на корисні моделі [94–97].

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 (TMIET–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.

РОЗДІЛ 1.
СТАН ПИТАННЯ

1.1. Технологічне забезпечення якості поверхневого шару деталей машин

Підвищення надійності важконавантажених деталей представляє собою одну з найважливіших і актуальних проблем у машинобудуванні. Найбільш перспективно вирішити цю проблему шляхом технологічних методів, забезпечення параметрів якості поверхневого шару, що відповідає максимальному підвищенню необхідної сукупності експлуатаційних властивостей виробів. Прогресивним видом обробки в технології машинобудування є поверхневе пластичне деформування (ППД) [4, 30, 40, 79, 99, 112, 133]. В результаті обробки ППД знижується шорсткість і створюється поверхневий наклепаний шар із залишковими напруженнями стиску і підвищеною твердості.

Тому створення конкурентоспроможних виробів у всіх галузях машинобудування й приладобудування можливо тільки при забезпеченні необхідних показників якості.

Дослідженнями Бабея Ю.І., Балтера М.А., Біргера І.А. Демкина Н.Б., Елізаветіна М.А., Крагельского І.В., Кудрявцева І.В., Маталіна А.А., Папшева Д.Д., Подзея А.В., Рижова Є.В., Серенсена С.В., Сулими А.М., Суслова А.Г., Федорова В.П. і багатьох інших учених доведений взаємозв'язок показників якості несучого поверхневого шару з його експлуатаційними властивостями, які в більшості випадків характеризуються опором втомі, зносостійкістю й контактною витривалістю [4, 6, 40, 48, 106, 117, 129, 134].

Для характеристики й оцінки якості поверхневого шару використовується цілий ряд показників, у тому числі хімічний склад [61]. У технології машинобудування найбільш широке застосування знаходить оцінка якості поверхневого шару за твердістю та параметрами шорсткості.

Твердість є однією з основних характеристик стану робочої поверхні, від якої будуть залежати її експлуатаційні властивості. Глибина поверхневого шару

з підвищеною твердістю повинна вибиратися залежно від виду зношування.

При терті ковзання контактуючих поверхонь, у загальному випадку, не слід домагатися великої глибини твердого шару [21, 69]. Для збільшення зносостійкості створюється зміцнений шар до 2..3 мм нанесенням покриттів із твердістю до 3500 HV, хіміко-термічною обробкою (ХТО) до 1100 HV, термообробкою (ТЕ) до 850 HV.

Для збільшення контактної витривалості найбільше широко використовується термообробка. Так, при термічному зміцненні залізничних рейок по всій довжині для збільшення, як зносостійкості, так і контактної міцності підвищення твердості поверхні катання на 10 HB дає підвищення стійкості на 10...15 % [26, 30]. Підвищення твердості нанесенням покриттів і ХТО зменшує контактну витривалість. Перспективним є підвищення контактної витривалості комбінованим зміцненням ТЕ й ППД. Обробка ППД повинна забезпечувати при використанні попередньої термообробки, більший ступінь зміцнення.

Для деяких деталей машин, згідно з дослідженнями І.В. Кудрявцева, зносостійкість може бути збільшена в 2-3 рази за рахунок підвищення твердості зміцненням ППД. Причому підвищення опору втомі деталей у результаті зміцнення пластичним деформуванням за рахунок підвищення твердості поверхневого шару становить 65...75 %, а за рахунок створення залишкових напружень стиску - 25...35 %. Це пояснюється тим, що зміцнення металу ППД до певних меж зменшує амплітуду циклічної пластичної деформації й дозволяє запобігти виникненню субмікроскопічних порушень суцільності матеріалу, що породжують розвиток тріщин. Крім того, створення зміцненого наклепаного поверхневого шару перешкоджає росту існуючих і виникненню нових тріщин. Такий ріст може значно нейтралізувати шкідливий вплив зовнішніх дефектів і шорсткості поверхні.

Дослідження Андріяшина В.А., Елізаветіна М.А., Каледіна Б.А., Когаева В.П., Кудрявцева І.В., Маталина А.А., Олійника Н.В., Папшева Д.Д., Подзея А.В., Сулими А.М., Чепи П.А, свідчать про залежність границі витривалості від наклепу й залишкових напружень поверхневого шару [4, 90, 116-117, 131-132].

Отримано експериментальне підтвердження збільшення границі витривалості поверхневого шару деталі, що одержані в результаті оброблення деформаційним способом. У той же час, очікуване підвищення міцності внаслідок створення залишкових напружень у процесі термічної обробки дуже часто не знаходить експериментального підтвердження [49, 131].

Мікрогеометрія поверхонь є одним з вирішальних факторів, що впливають на характеристики тертя й абразивного зношування при роботі деталей машин [65]. Тому основним завданням при обробці поверхонь є створення мікрогеометрії, що забезпечує мінімальний час зношування періоду припрацювання, а також мінімальне зношування при рівномірному стані пари тертя. Для цього створюють поверхню з оптимальними параметрами, необхідною формою й напрямком мікронерівностей, що дозволяють знизити час припрацювання й зношування. Дослідження Шнейдера Ю.Г. довели, що тривалість припрацювання зразків, оброблених тиском, суттєво менша, ніж оброблених різанням. Це пов'язано в першу чергу з тим, що радіус закруглення вершин мікронерівностей найбільший після обробки ППД [135].

Таким чином, при забезпеченні якості поверхневого шару важливу роль відіграють способи зміцнення поверхневим пластичним деформуванням. Обробка ППД є одним з найбільш ефективних способів підвищення експлуатаційних властивостей для цілого ряду деталей машин. Технологія ППД характеризується малою енергоємністю, що дозволяє заощаджувати дорогі й дефіцитні метали. Після обробки на оптимальних режимах залишкові напруження й мікротвердість плавно вимірюється по глибині шару. Завдяки особливостям впливу ППД дозволяє повніше реалізувати потенційні властивості та створює реальні можливості їх застосування для деталей із складними конструктивними й технологічними параметрами та може успішно використовуватися як самодостатній спосіб обробки, так і в комбінації з іншими відомими способами зміцнення [14, 126].

Дослідження Іванова Г.П., Безязичного В.Ф., Киричека А.В., Когаевої В.П., Решетова Д.Н., Сизранцева В.Н., Тескера Е.І. та ін. переконливо показували необхідність розрахунків ефективної глибини й ступеня зміцнення

несучого шару для валів і зубчастих коліс, деталей гвинтових механізмів [7, 53-54, 60, 110]. Тому одним з перспективних напрямків розвитку деформаційного зміцнення є можливість створення епюр твердості й залишкових напружень у глибину поверхневого шару, що максимально відповідають експлуатаційним вимогам.

Деформаційне зміцнення для формування структурно-неоднорідних поверхонь не використовувалося. Однак це є перспективним внаслідок відносної простоти й дешевизни реалізації обробки. Крім того, у нерівномірно зміцненої структури, створеної поверхневим пластичним деформуванням, буде плавний перехід від ділянок з підвищеною твердістю до ділянок з низькою вихідною твердістю, що виключає можливість зародження між ними мікротріщин і подальшого руйнування.

1.2 Аналіз способів і технологічного спорядження для виготовлення та зміцнення деталей

Працездатність деталей машин у значній мірі залежить від стану поверхневого шару металу, структура якого, фазовий і хімічний склад відрізняються від основного металу [57, 60, 63].

Шар металу, який має відмінний від основної маси деталі структуру, фазовий і хімічний склад, називають поверхневим. Характеризується поверхневий шар, в основному, параметрами шорсткості поверхні, глибиною і ступенем зміцнення, залишковими напруженнями [63].

При виготовленні і експлуатації деталей машин на їх поверхнях утворюються нерівності і мікронерівності, а шар металу, який безпосередньо прилягає до поверхні, змінює структуру, фазовий та хімічний склад, в ньому виникають залишкові напруження [59].

За допомогою добре відомих способів фінішної обробки – шліфування, хонінгування, доведення забезпечується необхідна форма деталей з необхідною точністю, але не завжди забезпечується оптимальна з точки зору експлуатаційних властивостей якість поверхневого шару. Застосування

пружно-пластичного деформування (ППД) дозволяє підвищити експлуатаційні властивості деталей, збільшити термін їх служби [63, 68].

Незважаючи на різноманітність способів ППД, їх об’єднує спільність основних процесів і їх впливу на стан металу, деталі і поверхні, яка обробляється.

Для пояснення механізму пластичної деформації найбільше поширення набула теорія дислокацій [68, 84]. При ППД відбувається викривлення кристалічної решітки в області площин ковзання, а також зміщення атомів з положення стійкої рівноваги і пружне викривлення площин ковзання, що зумовлює появу додаткових напружень, які залишаються після зняття навантаження [14, 15].

Утворення залишкових напружень стиснення в поверхневому шарі має основне значення для покращення фізико-механічних та експлуатаційних властивостей деталей машин [4, 14, 63].

В умовах експлуатації поверхневий шар деталі підлягає найбільшому фізико-хімічному впливу: механічному, тепловому, магнітоелектричному, світловому, хімічному та ін. У більшості випадків у деталі починають погіршуватися службові властивості поверхні, наприклад, зношення, ерозія, кавітація, корозія, втомлені тріщини та інші руйнування, які розвиваються спочатку на поверхні. Тому до поверхневого шару висуваються вищі вимоги, ніж до основної маси металу [6 - 7, 19, 62].

Реальна поверхня фізичного тіла не досконала. Розрізняють наступні геометричні відхилення поверхонь в залежності від відношення кроку S до висоти нерівностей R_z: при $S / R_z < 50$ – шорсткість поверхні, при $S / R_z = 50$-1000 – хвилястість поверхні і при $S / R_z > 1000$ – макроскопічні відхилення або відхилення від правильної геометричної форми (конусність, овальність, вігнутість і ін.). Дефекти поверхні – це окремі нерівності, сукупність нерівностей або ділянки поверхні, розміри яких суттєво відрізняються від параметрів шорсткості і хвилястості. До дефектів поверхні відносять риски, царапини, вм’ятини, раковини, пори, сколи, викришування, тріщини, задири, заусениці та ін [62].

Шорсткість поверхні регламентується ГОСТ 2789-73, у якому передбачено нормування шорсткості за висотою (R_z, R_a, R_{max}) і за параметрами, які характеризують форму, розміщення і напрямок мікронерівностей у межах базової довжини – середньому кроку нерівностей Sm, середньому кроку нерівностей по вершинам S і відносної опорної довжини профілю t_p [63].

Хвилястість може утворюватись на поверхні деталі при її виготовленні у результаті вібрацій системи верстат-пристрій-інструмент-заготовка. Розрізняють хвилястість поперечну – з розміщенням хвиль перпендикулярно до руху ріжучого інструменту і поздовжню – з розміщенням хвиль у напрямку руху інструменту.

Хвилястість поверхні до даного часу не стандартизована і при її призначенні керуються галузевими нормами або рекомендаціями, які для оцінки хвилястості поверхні встановлюють три параметри: висоту хвилястості W_z, найбільшу висоту хвилястості W_{max}, середній крок хвилястості S_ω (рис. 1.1) [65].

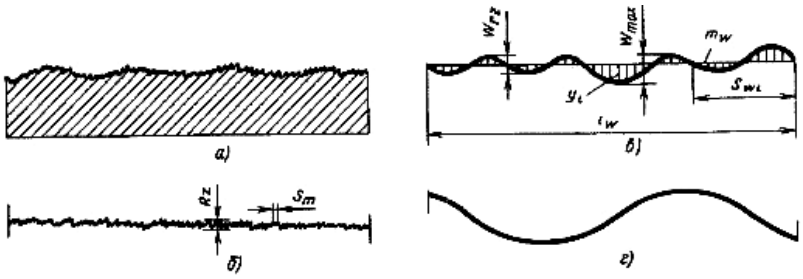


Рис. 1.1. Геометричні характеристики поверхні: *а* – характер реальної поверхні; *б* – мікрогеометрія; *в* – хвилястість; *г* – макрогеометрія

Головним чинником, що визначає позитивні зміни експлуатаційних властивостей деталей внаслідок ППД, є залишкові напруження стискання [4, 63], причиною утворення яких при обробці ППД є, насамперед, пластична деформація металу і, в меншій мірі, температура і структурні перетворення [63]. Залишкові напруження стискання особливо потрібні для деталей, від яких вимагається висока міцність на втому [106].

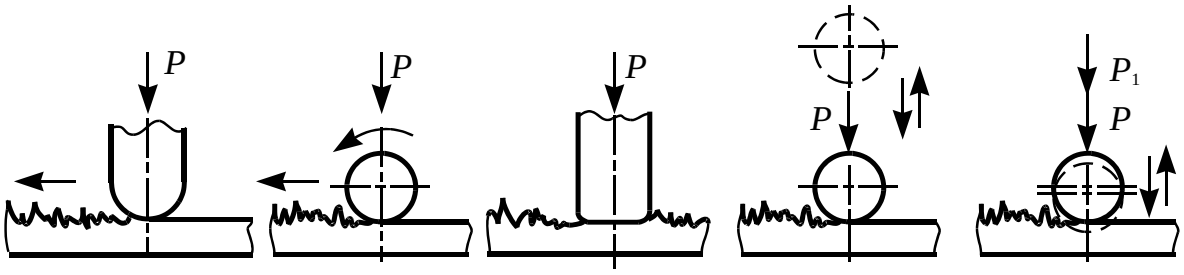
Експлуатаційні властивості деталей в значній мірі залежать від глибини

пластичної деформації в поверхневому шарі [62, 106]. Товщину верхнього шару після ППД визначає, в основному, глибина поширення залишкових напружень стискання. Як правило, залишкові напруження стискання поширюються на більшу глибину, ніж глибина пластичної деформації. Залежно від матеріалу і умов проведення ППД, глибина поширення залишкових напружень може бути в 1,3-1,8 разів більшою глибини деформованої зони [62-63].

У відповідності до ГОСТ 18296-72 методи ППД підрозділяють на статичні і ударні. При статичних методах обробки інструмент, робочі тіла або середовище впливу на поверхню, що оброблюється, з визначеною постійною силою Р, проходить плавне переміщення джерел впливу, які послідовно проходять всю поверхню, яка підлягає обробці. При цьому інерційні сили не здійснюють суттєвого впливу на ППД. До таких методів відносяться різні види вигладжування (рис. 1.2, *а*) і накатування (рис. 1.2, *б*), а також метод однократного обтискування оброблюваної поверхні (рис. 2.2, *в*) без переміщення джерел впливу [4, 26, 30].

При ударних методах (рис. 1.2, *г*) інструмент, робочі тіла або середовище багаторазово впливають на всю поверхню, що обробляється або на її частину, при цьому сила впливу P в кожному циклі змінюється від нуля або від деякого значення P_1 до максимуму, а у випадку місцевого ударного впливу джерело деформування може послідовно і рівномірно проходити всю оброблену поверхню.

Інструментами при ППД можуть бути ролик, шар, гладилка, дорн з не ріжучими кільцями, бойок-чекан і т.д. у якості робочих тіл при ППД можуть бути використані дріб, шарики із скла, пластмаси та ін. Робочим середовищем при ППД можуть бути рідина, газ і їх суспензії з частинками абразиву [4].



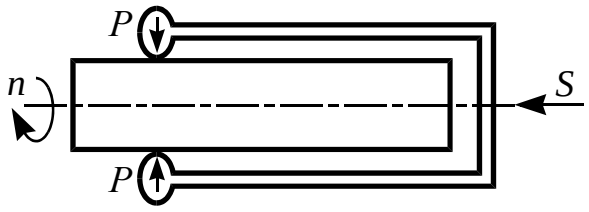
а) б) в) г)

Рис. 1.2. Характер взаємодії інструменту з поверхнею, що оброблюється, при різних методах ППД: а – вигладжування; б – накатування; в – обтискування; г – ударний

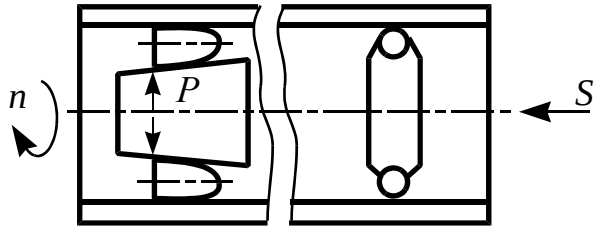
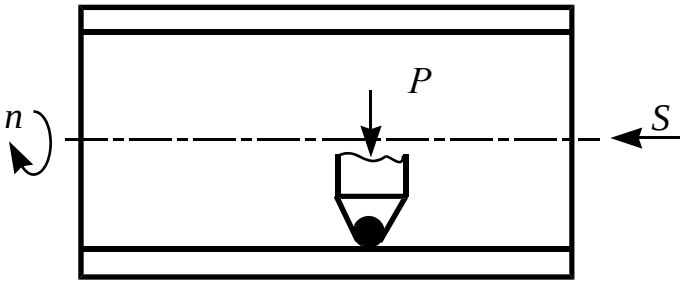
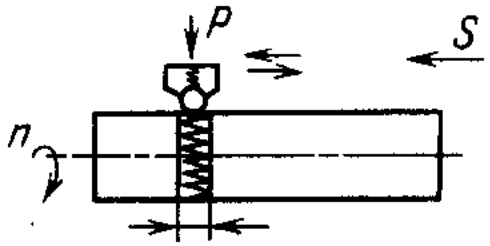
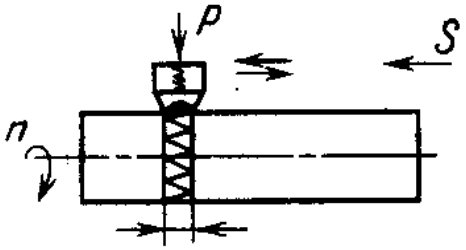
В табл. 1.1 приведені принципові схеми обробки за допомогою основних, найбільш розповсюджених методів ППД. Статичні методи ППД, як правило, забезпечують меншу шорсткість поверхні з необхідною формою мікронерівностей; за допомогою ударних методів можна досягти більшого ступеня зміцнення, яка характеризується підвищенням мікротвердості і товщиною зміцненого шару [4, 63].

Таблиця 1.1

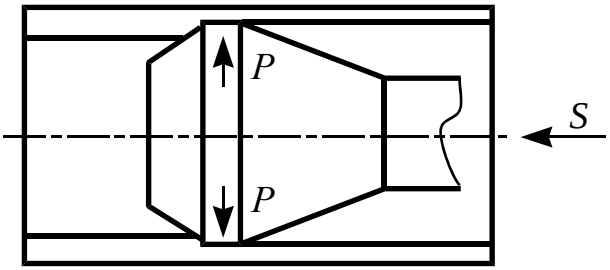
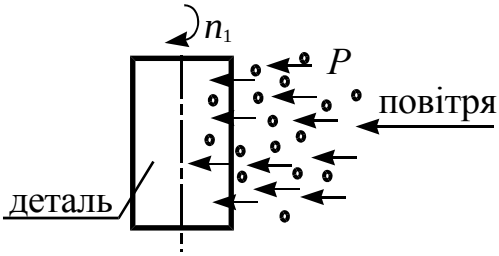
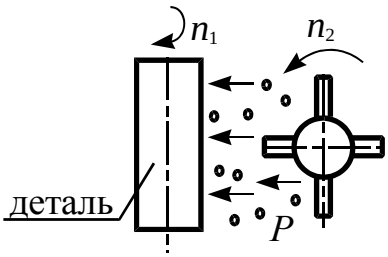
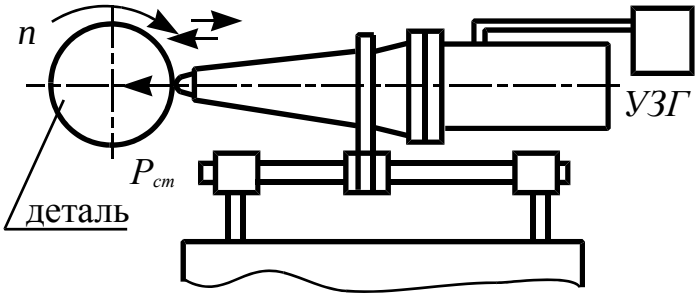
Основні методи поверхневого пластичного деформування

Методи, ескіз	Сутність методу, оброблювана поверхня, обладнання, характер виробництва
Статичні методи	
Зміцнювальне обкочування 	Універсальне і спеціальне обладнання. Серійне і масове виробництво.

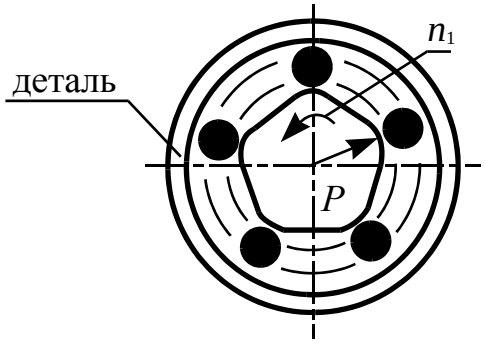
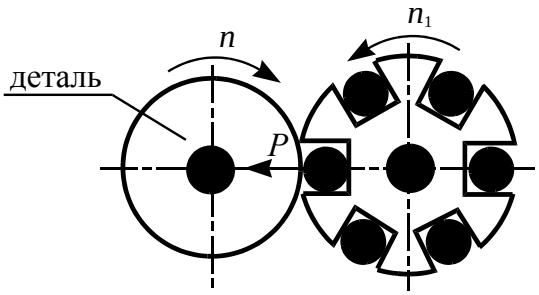
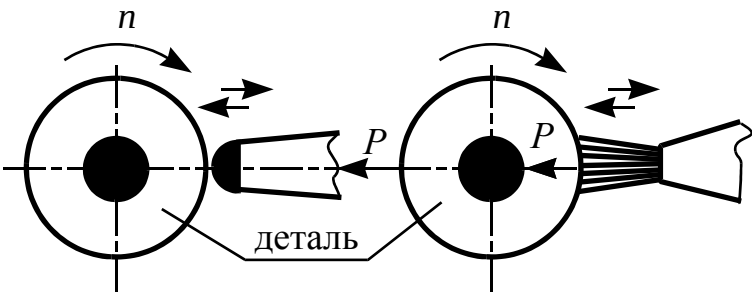
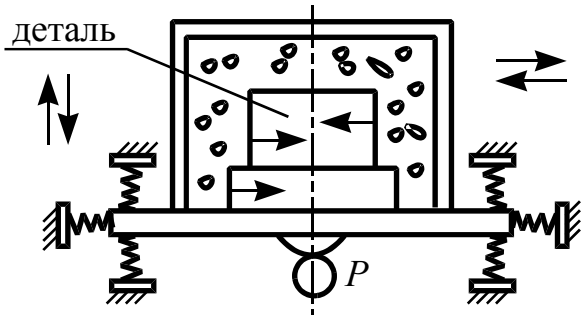
продовження таблиці 1.1

Зміцнювальне розкочування  	Кочення інструменту (ролик, кулька) по оброблюваній поверхні, для плоских і випуклих поверхонь – обкочування, для внутрішніх поверхонь – розкочування. Поверхні тіл обертання типу втулок, валів і плоскі поверхні, *HRC* ≤ 45-55.
Вигладжування  	Ковзання інструменту по локально контактуючій з ним поверхні. Поверхні тіл обертання *HRC* ≤ 70 Тонкостінні і нерівно жорсткі деталі. Універсальне і серійне виробництво.
Вібраційне накатування  	Накатування або вигладжування при вібрації інструменту (кулька, вигладжуючий наконечник) по дотичній до поверхні деформуючого металу. Поверхні тіл обертання і площинні поверхні.
Вібраційне вигладжування  	Універсальне обладнання. Одиничне і серійне виробництво.

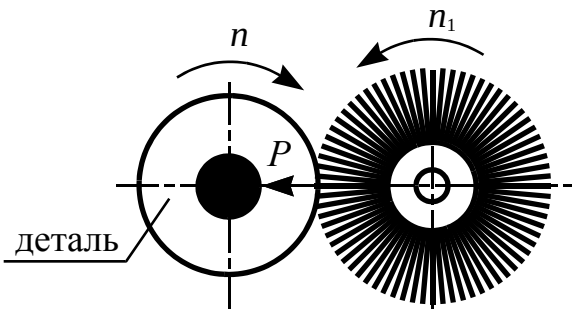
продовження таблиці 1.1

Поверхневе дорнування  	Поступове ковзання дорна по охоплюючій його поверхні. Деталі типу втулок, труб, *HRC* ≤ 40. Спеціальне або протягу вальне і пресове обладнання. Серійне і масове виробництво.
Ударні методи	
Дробоструменева обробка  Дробометальна обробка  	Удари дробу по деформуючому металу. Дріб – круглі тіла з різних матеріалів. Поверхні різної конфігурації, *HRC* ≤ 55. Спеціальне обладнання. Серійне і масове виробництво.
Ультразвукова обробка  	До постійної сили добавляється сила ударів ультразвукових коливань. Поверхні тіл обертання. Універсальне обладнання, оснащене ультразвуковим генератором і головкою. Одиничне і серійне виробництво.

продовження таблиці 1.1

Ударне розкочування  	Ролики створюють удари у момент проходження виступаючих елементів опори. Поверхні типу втулок і труб, $HRC \leq 50$. Універсальне і спеціальне обладнання. Серійне і масове виробництво.
Відцентрова обробка  	Удари інструменту по оброблюваній поверхні під дією відцентрової сили. Поверхні тіл обертання і площинні поверхні, $HRC \leq 50$. Універсальне обладнання. Серійне і масове виробництво.
Зміцнювальна чеканка  	Ударне прикладання деформуючої сили при зворотно-поступових переміщеннях інструменту. Поверхні тіл обертання і площинні поверхні, $HRC \leq 50$. Універсальне і спеціальне обладнання. Одиничне, серійне і масове виробництво.
Вібраційна ударна обробка  	Удари робочими тілами (дріб) деталі у замкнутому просторі при його вібрації. Поверхні різної конфігурації, $HRC \leq 55$. Універсальне і спеціальне обладнання.

продовження таблиці 1.1

Обробка механічною щіткою 	Удари кінцями дроту, що обертається, механічної щітки. Поверхні різної конфігурації, *HRC* ≤ 55. Універсальне і спеціальне обладнання. Одиничне, серійне і масове виробництво.

Це відноситься до статистичних і ударних методів, близьких до питомого навантаження і кратності її прикладання. Але обробка деякими ударними методами уступає, за ступенем зміцнення, обробці статичними методами, наприклад, при віброударній обробці ступінь зміцнення менший, ніж при накатуванні.

Необхідно враховувати, що обробка, основана на пластичному деформуванні тонкого поверхневого шару, має у порівнянні з обробкою точінням, шліфуванням, поліруванням, доводкою ряд переваг, в тому числі [4, 5, 7]:

- зберігається цілісність волокон металу і утворюється мілко зерниста структура-текстура у поверхневому шарі;
- відсутнє шаржування оброблюваної поверхні частинками шліфувальних кругів, полірувальних паст;
- відсутні термічні дефекти;
- стабільні процеси обробки, які забезпечують стабільну якість поверхні;
- можна досягнути мінімального параметру шорсткості поверхні (R_a=0,1…0,05 мкм і менше) як на термічно оброблених сталях, кольорових сплавах, так і на високоміцних матеріалах, зберігаючи вихідну форму заготовки;
- можна зменшити шорсткість поверхні у декілька разів за один робочий хід;

- створюється прийнятна форма мікронерівностей з більшою часткою опорної площі;

- можна утворювати регулярні мікрорельєфи з заданою площею заглиблення для утримання мастильного матеріалу;

- створюються прийнятні стискуючі остаточні напруження у поверхневому шарі;

- плавно і стабільно підвищується мікротвердість поверхні.

Вказані і інші переваги методів ППД забезпечують підвищення зносостійкості, опір втоми, контактну витривалість і інші експлуатаційних властивостей оброблених деталей на 20-50 %, а у деяких випадках – в 2-3 рази (при умові вибору в кожному конкретному випадку найбільш раціонального методу і призначення оптимальних режимів обробки) [4].

Поряд з забезпеченням високої якості поверхні ППД у багатьох випадках дозволяє механізувати ручну працю і підвищити продуктивність на фінішних операціях.

Необхідно також враховувати наступні особливості методів ППД:

- переважна кількість методів не підвищує геометричної точності поверхні, обачно зберігає точність, яка досягнута при попередній операції;

- у зв’язку з створенням корисних стискуючих остаточних напружень у поверхневому шарі при обробці тонкостінних і нерівно жорстких деталей (товщиною 3-5 мм) може проходити деформація поверхні 5-10 мкм і більше;

- у зв’язку з пластичним деформуванням металу при використанні деяких методів обробки ППД на кромках оброблюваних поверхонь утворюються рівномірні нашарування металу товщиною 0,03-0,3 мм.

Дослідженню впливу ППД на якість поверхонь деталей машин, їх фізико-механічних та експлуатаційних властивостей присвячена велика кількість робіт вчених і практиків в Україні, країнах світу [5, 7-8, 18-19].

Процеси ППД широко впроваджені на великих заводах колишнього Радянського Союзу при виготовлені різноманітних деталей машин, технологічного обладнання, приладів, інструменту. На Кременчуцькому, Камському, Мінському автомобільних заводах, ЗІЛі, Уралмаші, Харківському

заводі двигунів „Серп і молот”, ХТЗ та інших методами ППД обробляють найбільш навантажені деталі машин [4, 7, 62-63]. Це такі деталі, як колінчасті і розподільчі вали, клапани, шатуни, картери коробок передач, вали, півосі, маточини коліс та інші. Серед методів ППД використовуються вигладжування, чеканка, накатування, дробоструменева обробка.

Можливість покращувати фізико-механічні і експлуатаційні властивості деталей за допомогою ППД знаходить застосування і при відновленні деталей. засоби оснащення при цьому практично нічим не відрізняються від тих, що використовуються в машинобудуванні. Специфікою застосування процесів ППД в ремонтному виробництві є те, що обробка, в основному, ведеться по шару металу нанесеному певним способом на основний метал деталі. При цьому переслідуються ті ж цілі, що і при виготовленні деталей – зменшення шорсткості, підвищення втомної міцності і зносостійкості.

Однак методи ППД знайшли застосування тільки на великих спеціалізованих підприємствах. На підприємствах районного рівня і ЦРМ господарств ППД практично не застосовується, а тут є значний резерв їх використання.

1.3 Технологічного спорядження для виготовлення гвинтових заготовок

1.3.1. Кулькові обкатники

Особливості застосування кульових пристроїв: використання стандартних кульок з високою точністю обробки і якістю поверхні; відсутність матеріальної осі обертання кульок і самовстанавлюваність їх щодо оброблюваної поверхні під дією сил обкатування і тертя; відсутність або незначне проковзування кульок; незначні сили обробки, які пов'язані з точковим (умовно) контактом інструмента й оброблюваної поверхні; менші подача і продуктивність обробки, ніж при використанні роликових пристроїв. Область раціонального застосування кульових пристроїв – обробка маложорстких і нерівножорстких деталей, у тому числі деталей з високою поверхневою твердістю.

Зовнішні циліндричні поверхні обробляють однокульовими і багатокульковими обкатниками різних типів [107]. Сила тертя між деформуючою кулею й опорою повинна бути меншою ніж сили тертя між кулею й оброблюваною поверхнею. Для цього застосовують наступні види опор: один, два або три стандартних кулькопідшипника, розташованих під кутом 90° один відносно одного (рис. 1.3, а); кулі меншого діаметра, ніж робочі, що охоплюють половину або більше сферичної поверхні кулі; опорні шайби з фторопласта або іншого антифрикційного матеріалу (рис. 1.3, б, в) (у деяких випадках опори можуть бути з високоякісної загартованої сталі у виді добре відполірованої лунки); камеру з рідиною, повітрям або іншим спеціальним середовищем.

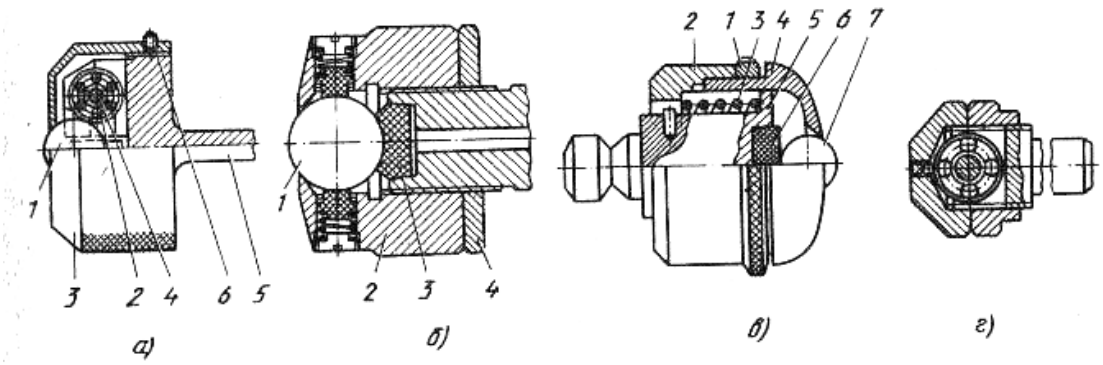


Рис. 1.3. Кулькові головки:

а – з опорою на кулькові підшипники; 1 – кулька; 2 – кулькопідшипник; 3 – кришка; 4 – вісь; 5 – корпус; 6 – штифт; *б* – з опорою на фторопластові вставки: 1 – кулька; 2 – корпус ; 3 – фторопластова опора; 4 – гайка; *в* – з компенсатором; *г* – із проміжною кулькою

Малий коефіцієнт тертя фторопласта (найчастіше ФП-4 і ФП-3) і його висока зносостійкість забезпечують надійну роботу фторопластових опор кульок діаметром більше 10 мм при обкатуванні. При цьому гранично спрощується конструкція державки і зменшуються її розміри.

Загальним недоліком кульових державок із сепараторами, що запобігають випадання кулі й обмежують його рух щодо корпуса державки в напрямку подачі, є збільшення зазору між кулею і стінками робочого отвору сепаратора

внаслідок зношування його й опори кулі, що погіршує умови протікання процесу.

В державці, показаної на рис. 1.3, в, цей недолік усунутий у такий спосіб. Зростання зазорів між робочою поверхнею сепаратора 4 і кулею 7 у результаті зношування опори 6 і сепаратора 4 компенсується підтисканням втулки 5, що утримує фторопластову або іншу опору пружиною 3, натяг якої створюється гайкою 1. Після встановлення гайки 1 у необхідне положення вона фіксується контргайкою 2.

Конструкція кульової голівки з робочою й опорною кулями діаметром 2 мм показана на рис. 1.3, г. Опорна кулька є свого роду проміжною опорою, тому що без неї, навіть при використанні кулькопідшипників мінімальних розмірів, не вдається помістити робочу кульку і кулькопідшипник у сепаратор.

Застосовують однокулькові обкатники прямої дії з пружним підтисканням деформуючої кульки (рис.1.4, а) і жорстким закріпленням (рис. 1.4, *б*), а також важільної дії (рис.1.5).

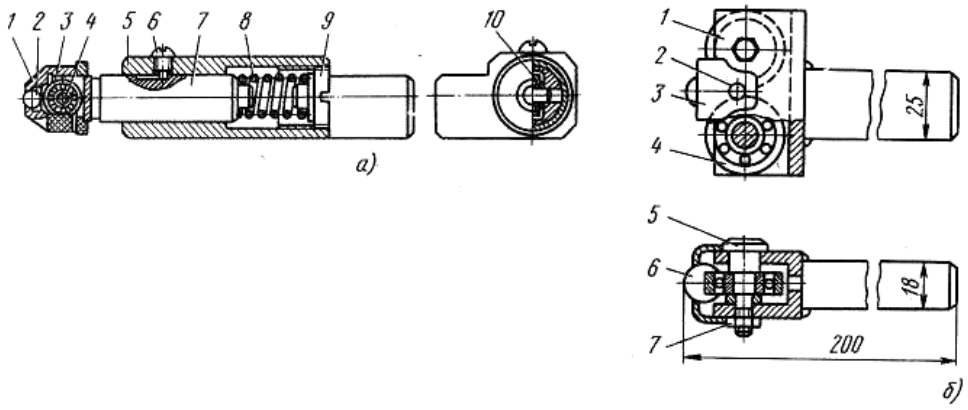


Рис. 1.4. Однокулькові обкатники:

а – з пружним підтисканням деформуючої кульки; 1 – сепаратор; 2 – кульки; 3 – кульковий підшипник; 4 – вісь; 5 – корпус; 6 – упор; 7 – шток; 8 – пружина; 9 – гвинт підтискання деформуючої кульки; 10 – шайби; *б* – з жорстким підтисканням деформуючої кульки: 1 – корпус; 2 – гвинт; 3 – сепаратор; 4 – кульковий підшипник; 5 – вісь; 6 – кульки; 7 – гайка

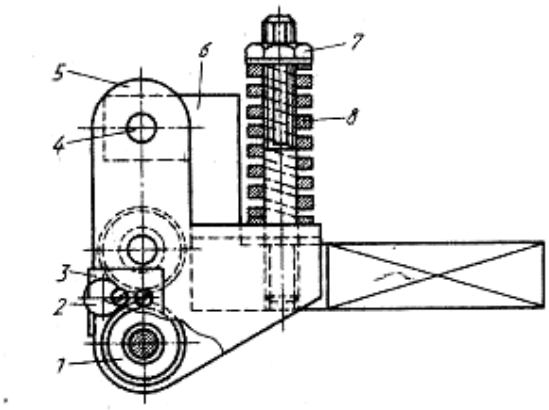


Рис. 1.5. Однокульковий обкатник важільної дії для обробки деталей з загартованих сталей:
1 – кульковий підшипник; 2 – кульки; 3 – сепаратор; 4 – вісь; 5 – державка; 6 – корпус; 7 – гайка; 8 – пружина

Спеціальні конструкції пристроїв обумовлені певними обмеженнями або особливими вимогами. На рис. 1.6 показаний пристрій для обробки роликових доріжок підшипника, доступ до яких утруднений: деформуюча кулька 1 спирається на кільце 7, напресоване на зовнішнє кільце кулькопідшипника 9. Кільце 7 виготовлене з внутрішнього кільця кулькового підшипника так, що зберігається бігова доріжка, по якій котиться кулька 1 у процесі обкатування. У вертикальній площині положення кульки фіксується торцевими поверхнями двох голчастих роликів 2, що підтискуються до кульки гвинтами 3, а також фіксованими контргайками; ролики ж запобігають випаданню кульки в неробочому положенні обкатника. Ролики і гвинти вмонтовані в сепараторні колодки 4, які вставлені в корпусі 5. Осьове переміщення опорного кільця 7 обмежується бронзовим гвинтом 10, який установлений таким чином, щоб кулька 1 могла підійти впритул до борта. Шайби 8 запобігають пошкодженню внутрішнього кільця підшипника 9. Тарована пружина 6 створює робочу силу. Обкатування роликових доріжок підшипника (HRC $\geq$ 58) із силою 750 Н кулькою діаметром 4,5 мм при подачі 0,1 мм/об знижує параметр шорсткості в 5-8 разів, підвищує мікротвердість до 25 % при глибині зміцненого (наклепанного) шару 0,8 мм.

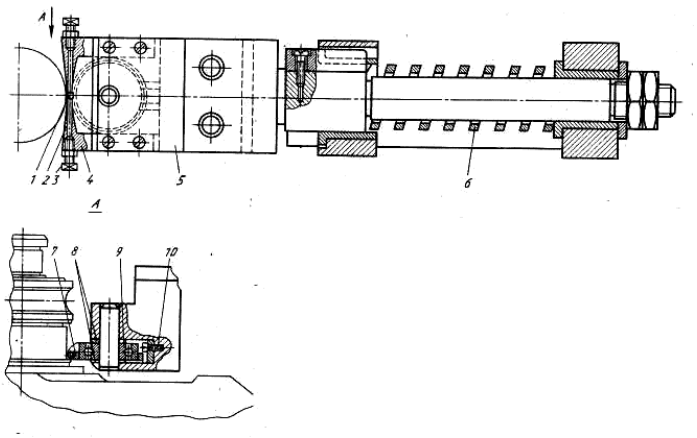


Рис. 1.6. Однокульковий обкатник спеціального виконання

Пристрій з опорою деформуючої кульки на кулі меншого діаметра (рис. 1.7) забезпечує мінімальне тертя в опорі і добре самовстановлення кульки. В якості пружного елемента використаний сам корпус, виконаний у вигляді розрізної скоби.

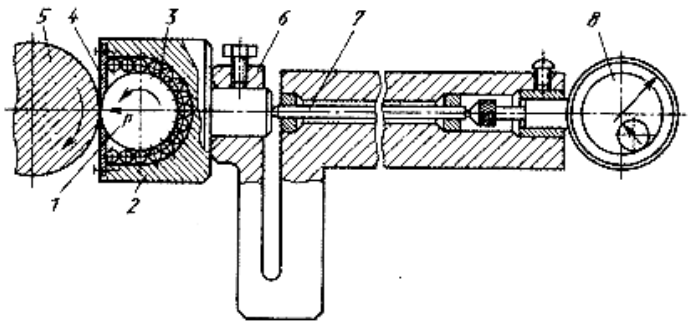


Рис. 1.7 Однокульковий обкатник з опорою кульки на кульки меншого діаметра: 1 – кулька; 2 – корпус; 3 – кульки меншого діаметра; 4 – кришка; 5 – деталь, яку відновлюємо; 6 – пружна державка; 7 – стержень; 8 – індикатор

Створення багато-кулькових обкатників обумовлене прагненням уникнути однобічного тиску деформуючого елемента на оброблювану деталь, підвищити продуктивність обкатування і ступінь зміцнення за один робочий хід. Найбільше застосування одержали багатокулькові обкатники пружної дії (рис. 1.8), що забезпечують у порівнянні з твердими обкатниками (рис. 1.9) більш рівномірну пластичну деформацію як у радіальному, так і в осьових переріз при обробці нерівножорстких сталей, битті заготовки, неоднорідної її твердості і т.д.

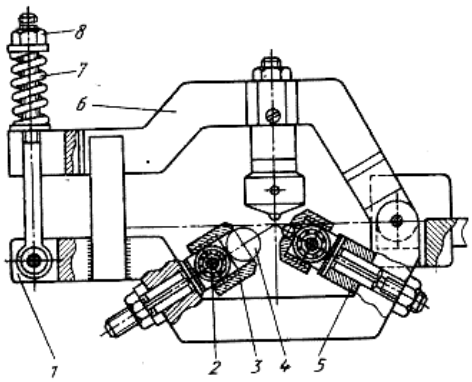


Рис. 1.8. Багатокульковий обкатник пружної дії:
1 – основа; 2 – кулькопідшипник; 3 – сепаратор; 4 – кулька; 5 – корпус; 6 – важіль; 7 – пружина; 8 – гайка

Жорсткі обкатник настроюють на заданий розмір шляхом переміщення рухомої опори в напрямку до нерухомої і висування до центра деформуючих кульок.

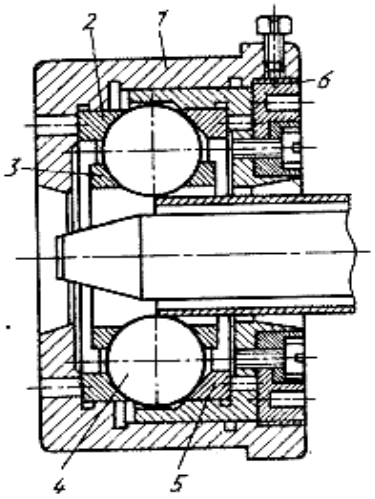


Рис. 1.9. Жорсткий багато кулько вий обкатник: 1 – корпус; 2 – опора; 3 – сепаратор; 4 –кульки; 5 – розсувна опора; 6 – гайка

Такий обкатник може бути ефективно застосований для калібрування й обробки рівно жорстких прутків і труб правильної геометричної форми з відхиленнями, які не перевищують 0,01-0,02 мм. При цих умовах точність форми і розмірів може бути отримана в межах залишкової деформації, а параметр шорсткості поверхні може бути зменшений у 3-4 рази за один робочий хід.

1.3.2. Роликові обкатники

Однороликові (рис. 1.10) і багатороликові пристрої для обкатування поділяють на безсепараторні, сепараторні та спеціальні. Ролики у сепараторних

пристроях вільно котяться по опорній поверхні і утримаються від випадання за допомогою сепаратора або якого-небудь елементу аналогічного призначення.

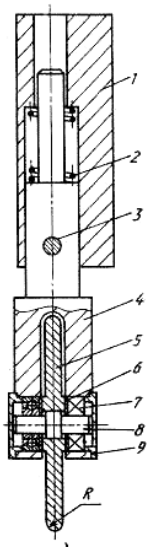


Рис. 1.10. Однороликовий обкатувальний пристрій: 1 – корпус; 2 – пружина; 3 – палець; 4 – вилка; 5 – ролик; 6 – шайба; 7 – підшипник; 8 – вісь; 9 – кришка

Ролики у безсепараторних пристроях встановлюються на осях або у спеціальних отворах за допомогою підшипників кочення або ковзання або інших елементів. Переваги без сепараторних пристроїв – простота конструкції, відносно невисока вартість, широкі технологічні можливості, швидкість і зручність налаштування.

За характером навантаження робочих роликів обкатувальні пристрої поділяють на механічні (пружинні), пневматичні, гідравлічні та комбінованої дії.

Конструкції однороликових пристроїв для обробки зовнішніх поверхонь найпростіші і вимагають найменших затрат на виготовлення. Однороликові пристрої виготовляють переважно з механічною системою навантаження, що спрощує конструкцію і експлуатацію інструмента.

Для обробки різних поверхонь деталей застосовують пристрй для обкатування (рис. 1.10), ролик якого з профільним радіусом до 6 мм окрім звичайного може мати і спеціальне виконання [104, 108].

Перевагами пристроїв, у якому пружним елементом служить пристосування з тарілчастою пружиною (рис. 1.11) є простота і компактність, однак він має значну похибку при встановленні і контролі сили обкатування, для зменшення якої в пристосуваннях такого типу іноді застосовують спеціальні індикаторні головки.

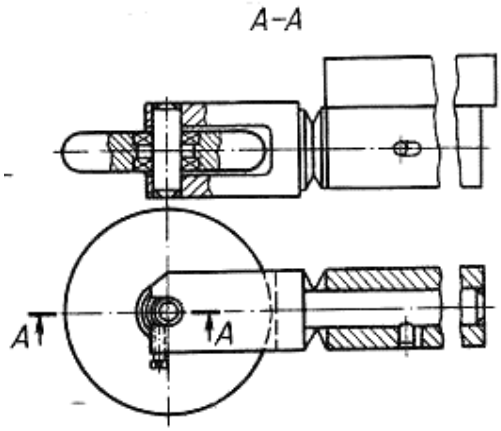


Рис. 1.11. Обкатувальний пристрій спеціального виконання з тарілчастими пружинами.

Важільний пристрій (рис. 1.12, *а*) дозволяє використовувати пружину більшої довжини, тому що вона розташована вертикально, і одержати її мінімальну твердість. Такі пристрої необхідні, наприклад, при зміцнювальному обкатуванні, де точність сили обкатування відіграє вирішальну роль, а також обробці тонкостінних або різностінних деталей.

В корпусі 5 важільного пристрою, розрахованого на силу 60 кН (рис. 1.12, б), переміщаються штоки 3 і 4 із пружинами 6 і 7, максимальна сила обкатування створюється при повному стиску обох пружин. Сила нижньої пружини передається на ролик безпосередньо, а сила верхньої – через важіль, утворений щоками 13 (співвідношення плеч-важеля 1:2,2). Робочий ролик 11 встановлений на голчастому підшипнику в самоустановлювальній головці 1, що своїми цапфами кріпиться до вилки 2. Осьові сили на ролику сприймаються кульковими упорними підшипниками. Вилка 2 циліндричним хвостовиком входить у розточку нижнього штока 3 і кріпиться шайбою 10. Для розвантаження ролика в момент відводу і підведення пристрою служать гайки 8 і 9, які дозволяють замкнути силу пружини всередині корпуса пристрою. За допомогою кронштейна 12 пристрій кріплять в різцетримачі верстата.

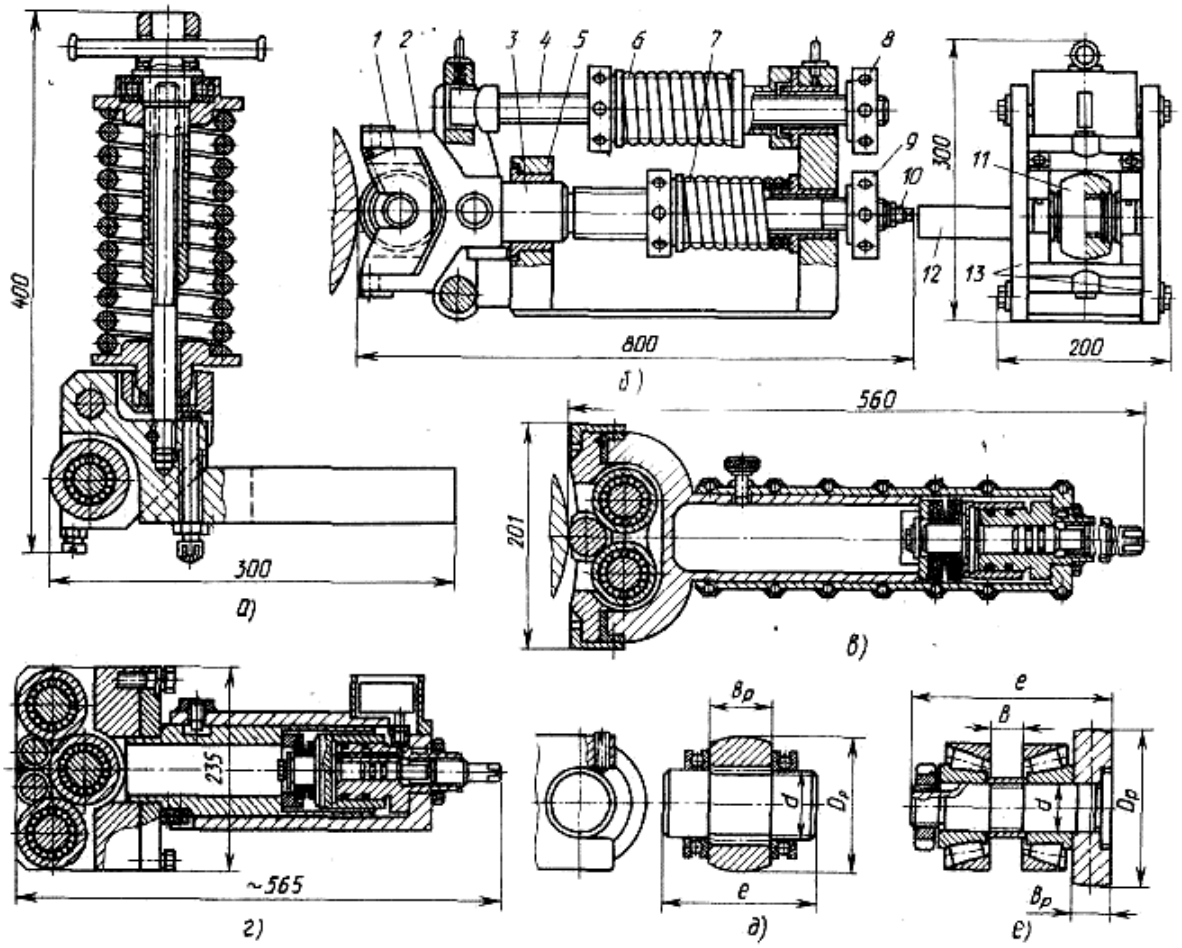


Рис. 1.12. Одноролікові пристрої:

а – важільний з малою жорсткістю пружини; *б* – важільний з двома пружинами; *в* – з циліндричними самовстановлювальним роликом; *г* – з бочкоподібним роликом малого діаметра; *д* – вузол двохопорного ролика; *е* – встановлення консольного ролика

Сила обкатування до 60 кН створюється в гідравлічних пристроях (рис. 1.12, в, г) автономним гідравлічним циліндром і контролюється по манометрі. Вона передається на ролик через пакет тарілчастих пружин. Неприпустимі перекоси циліндричних роликів (див. рис. 1.12, в) під час обробки усуваються завдяки їхньому самовстановленні. Для цього для головки, що несе робочий ролик діаметром 32 мм і два опорних ролики, передбачена свобода повороту на цапфах навколо осі, перпендикулярної до лінії контакту ролика з деталлю. Під дією моменту, що виникає при перекосах, ролик повертається до відновлення рівномірного контакту по всій довжині утворюючої. При шестироликовій схемі пристрою (рис. 1.12, г) досягнуто зменшення діаметра робочого ролика до 12,5

мм. Радіус профілю робочого ролика 600 мм. Відповідну кривизну мають і опорні ролики. Головка, що несе ролики, може повертатися навколо нормалі, що проходить через точку контакту робочого ролика з деталлю. При обкатуванні з великими подачами валів невеликого діаметра поворот головки на кут підйому гвинтового сліду ролика запобігає його ковзанню уздовж деталі. Більш раціонально при обкатуванні довгих валів, а в багатьох випадках і звичайних заготовках застосовувати багатороликові пристрої охоплювального типу (рис. 1.13).

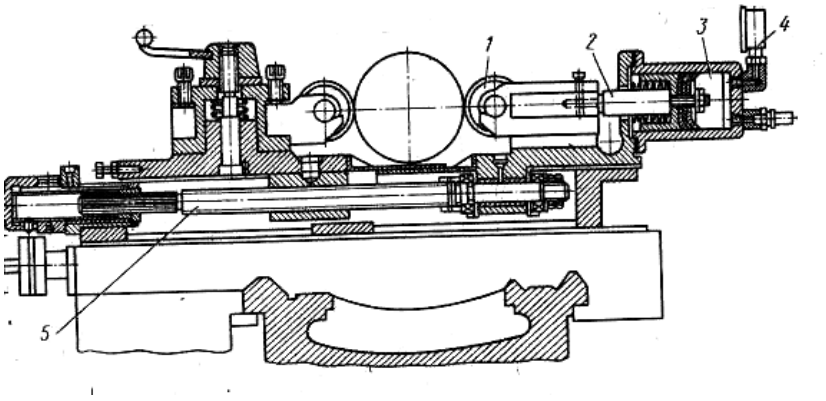


Рис. 1.13. Двохроликовий пристрій

В двохроликовому пристрої роликову головку *1*, яка безпосередньо зв'язана з штоком *2* гідроциліндра *3*, розміщують позаду супорта верстата. Державку з переднім роликом кріплять безпосередньо в різцетримачі. Силу контролюють за манометром *4*, а робочий розмір регулюють гвинтом *5*.

Для обробки різних напівсферичних поверхонь наведено пристрій (рис. 1.14) для статико-імпульсної обробки внутрішніх напівсферичних поверхонь здійснюється наступним чином. Вісь 2 встановлюють в патроні верстата, після чого пристрій підводять до оброблюваної поверхні 4 із забезпеченням попереднього натягу за рахунок якого зовнішні робочі витки 7 знаходяться в стані статичного підтиску. Після чого включать імпульсний генератор 9, який через сферичну скобу 8 передає на зовнішні робочі витки 7 імпульс, що формує динамічну складову сили деформації, яка інтенсифікує процес поверхневого пластичного деформування і зміцнює поверхневий шар оброблюваної поверхні 4. Одночасно пристрій отримує обертовий рух, чим забезпечується можливість обробки по всій поверхні і додатково виходжування поверхні. Запропонований

пристрій розширює технологічні можливості поверхневої пластичної деформації завдяки використанню оригінальної конструкції деформуючих елементів і дозволяє керувати глибиною зміцненого шару, ступню зміцнення і мікрорельєфом напівсферичної поверхні, а також підвищує продуктивність і точність обробки.

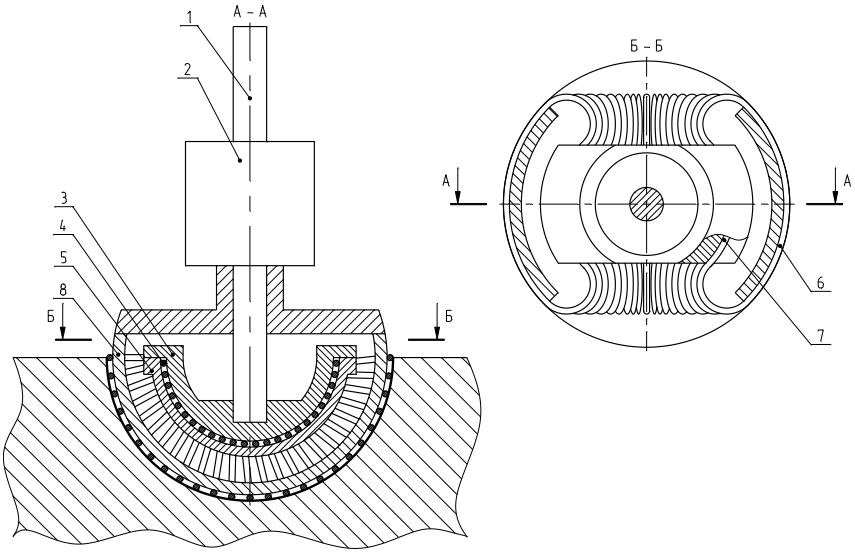


Рис.1.14. Пристрій для статико-імпульсної обробки внутрішніх напівсферичних поверхонь [Патент на корисну модель №52564]

Інструмента для імпульсного зміцнення зовнішньої крайки шнека (рис. 1.15) здійснюється наступним чином. Обробку здійснюють на токарних, шліфувальних і фрезерних верстатах. Заготовку і інструмент закріплюють на верстаті і надають їм обертовий рух $V_з$ і $V_і$ відповідною. Окрім обертового інструмент має ще поздовжній рух подачі S рівний кроку. Інструмент встановлюють (за рахунок радіальної подачі SH) з натягом h відносно оброблюваної поверхні 7, завдяки якому робоча частина 6 витків 5 контактує з оброблюваною поверхнею 7. Переміщуючи інструмент в радіальному напрямку до центральної осі оброблюваної поверхні 7, відбувається деформація демпферної частини 9 витків 5, кільця 3 і втулки 2. Інструмент обертається з високою швидкістю V_i і переміщується в поздовжньому напрямку з подачею S рівною кроку. Деформуючі елементи 4 при цьому наносять численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню 7. Крім удару деформуючі елементи 4 під час контакту здійснюють вигладжування. Завдяки сумісній ударній і вигладжувальній дії деформуючих елементів запропонований

інструмент розширює технологічні можливості процесу поверхневої пластичної деформації, підвищує параметр шорсткості оброблюваної поверхні, збільшує її твердість на значну глибину.

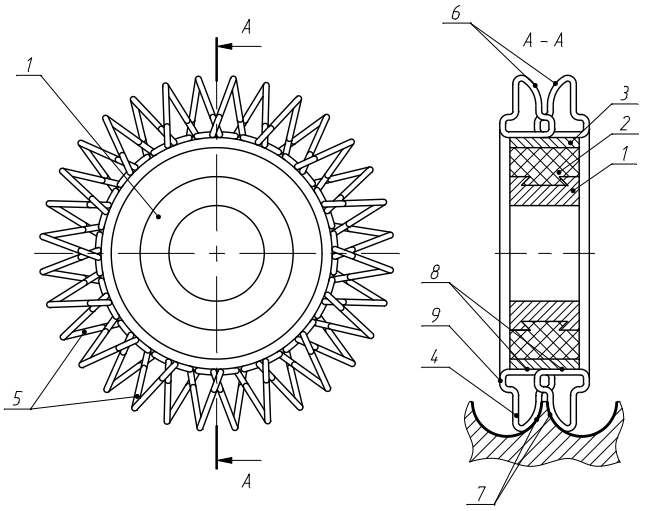


Рис. 1.15. Інструмента для імпульсного зміцнення зовнішньої крайки шнека (Патент на корисну модель №55298)

Інструмента для статико-імпульсного зміцнення (рис. 1.16) здійснюється наступним чином. Обробку здійснюють на токарних, шліфувальних і фрезерних верстатах. Заготовку та інструмент закріплюють на верстаті і надають їм обертового руху V_3 і V_i відповідно. Окрім обертового інструмент має ще поздовжній рух подачі S. Інструмент встановлюють (за рахунок радіальної подачі S_H) з натягом h відносно оброблюваної поверхні, завдяки деформації пружних елементів 3 деформуючі елементи 4, контактуючи з оброблюваною поверхнею, зміщується вздовж радіальних ступінчастих отворів 2 в напрямку до осі обертання інструмента, при цьому пружні елементи 3 забезпечують продовження часу контакту деформуючих елементів 4 з оброблюваною поверхнею. Від виходу із радіальних ступінчастих отворів 2 деформуючі елементи 4 утримуються притискними планками 5. Інструмент обертається з високою швидкістю V_i і переміщується в поздовжньому напрямку з подачею S. Деформуючі елементи 4 при цьому наносять численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню і відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи 4 за час контакту здійснюють вигладжування. Завдяки

сумісній ударній і вигладжувальній дії деформуючих елементів запропонований інструмент розширює технологічні можливості процесу поверхневої пластичної деформації, покращує параметр шорсткості оброблюваної поверхні та збільшує її твердість на значну глибину.

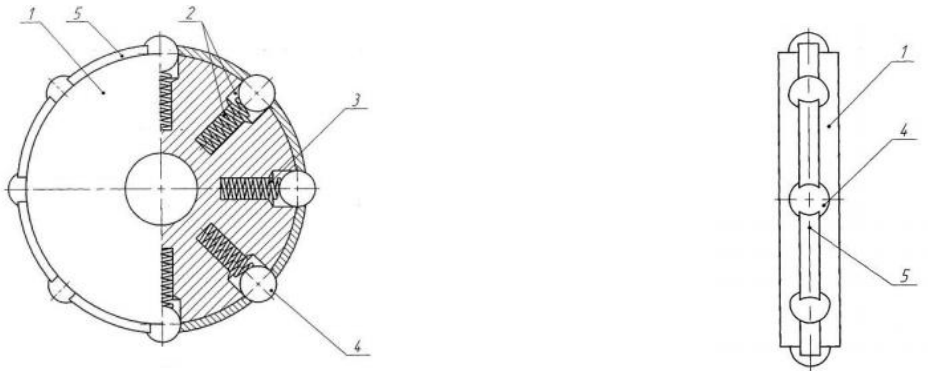


Рис. 1.16. Інструмента для статико-імпульсного зміцнення
(Патентна корисну модель №63795)

Статико-імпульсне зміцнення конічних отворів (рис. 1.17) здійснюється наступним чином. Обробку здійснюють на токарних, шліфувальних і фрезерних верстатах. Заготовку та інструмент закріплюють на верстаті таким чином, щоб вісь обертання інструмента паралельно змістити осі обертання заготовки і надають їм обертовий рух. Окрім обертового інструмент має ще поздовжній рух подачі. Інструмент встановлюють (за рахунок радіальної подачі) з натягом відносно оброблюваної поверхні. Під час деформації пружних елементів 5 деформуючі елементи 4, контактуючи з оброблюваною поверхнею, зміщуються вздовж радіальних ступінчастих отворів 3 в напрямку до осі обертання інструмента. При цьому пружні елементи 5 забезпечують продовження часу контакту деформуючих елементів 4 з оброблюваною поверхнею. Від виходу із радіальних ступінчастих отворів 3 деформуючі елементи 4 утримуються сепаратором 6. Інструмент обертається з високою швидкістю і переміщується в поздовжньому напрямку з подачею. Деформуючі елементи 4 при цьому наносять численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню і відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи 4 під час контакту здійснюють вигладжування. Завдяки сумісній, ударній і вигладжувальній дії деформуючих елементів запропонований інструмент

розширює технологічні можливості процесу поверхневої пластичної деформації, покращує параметр шорсткості оброблюваної поверхні та збільшує її твердість на значну глибину.

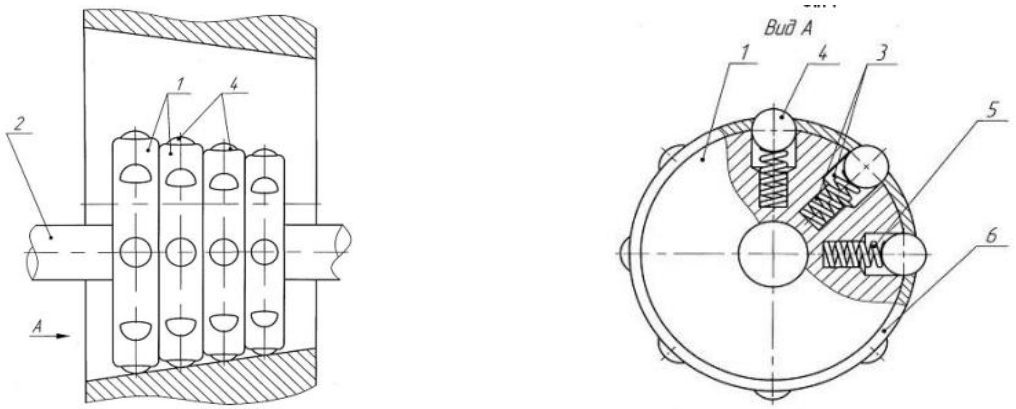


Рис. 1.17. Інструмент для статико-імпульсного зміцнення конічних отворів (Патент на корисну модель №64815)

1.4 Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесів виготовлення гвинтових заготовок (ГЗ)

Як свідчить огляд літературно-патентних джерел стосовно застосування і виробництва гвинтових виробів, процес їх створення й впровадження успішно триває. В нашій країні та за кордоном проводяться дослідження, нагромаджується теоретичний досвід, з’являються нові конструкції, розширюється область їх використання.

Найбільший об’єм наукових напрацювань стосується технологій виготовлення гвинтових заготовок (ГЗ) методом оброблення металів тиском.

Питанням розроблення та дослідження технологій виготовлення кованих ГЗ способом розганяння присвячені праці А.Ф. Маковкіна, Б.М. Гевка, М.І. Пилипця, Р.М. Рогатинського [20-21, 98, 119, 121].

Виготовлення ГЗ способами профілювання [16], з одночасним навиванням розглянуто у роботах І.Б. Гевка, В.В. Васильківа, В.М.Петрова, В.М. Павленка, В.Г. Стогова, JI.В. Сахаровського, А.Л. Увакіна, В.Г. Короткевича, В.І. Данілова. А.П. Драгана, А.Є. Дячуна, Н.А. Івченка, Г.Н. Баклаг, О.Я. Гурика, А.І. Михайлова, Dicran Davit Cheridjian, Gottfried Wegelin,

Everett Chapman, 1.Я. Муарова, Yanosu Bodasu та Arupato Bakai, Leg Rand Pierre, Heinrich Domdorf, Mathwig Richard, Vicard Pierre-Georges, Stikeleather Robert, Robert Lambert, Yanosu Bodasu, Arupato Bakai [15-17, 25, 32, 37-39, 44, 104, 121] та ін.

Встановленню раціональних конструктивних параметрів витих заготовок та розробленню технології їх виготовлення присвячені праці Е. Філяра, Г. Шенкеля, М. Дернелла, Х. Германа [25] та ін. Визначенням конструктивних параметрів гвинтових заготовок займались А.З. Журавльов, В.Е. Гурвич , А. В. Церн, Д.Я. Шифрін, В.А. Егоров, Е.М. Мошнін [85] та ін. Рекомендації щодо технології виготовлення та вибору конструктивних параметрів великогабаритних спіралей наведено в працях А.М. Григор'єва [32], П.А. Преображенського.

Розробленням та дослідження різних методів зміцнення та оброблення різанням гвинтових поверхонь присвячені праці В.А. Медведєва, Л.Ф. Косухіна, Л.І. Ізмаілова [55] та ін.

Питанням розроблення елементів САПР заготовок та конструкцій технологічного спорядження для комп'ютерного моделювання та дослідження процесів формоутворення гвинтових виробів в середовищі програмних продуктів NX, ADEM та ім. присвячені роботи Ю.Б. Капаціли, Н.Н. Щегольнікова, М.В. Тігарєва. М.О. Карякіна, Б.М. Гевка, М.І.Пилипця, В.В. Васильківа [16, 20-22, 98, 119, 121] та ін.

При виробництві сучасних технічних систем, які включають в себе гвинтові заготовки, висуваються підвищені вимоги до їх якості і точності. Виготовлення ГЗ методами деформування стрічкових або листових заготовок не завжди забезпечує необхідну точність їх зовнішніх і внутрішніх діаметрів. Відхилення від необхідних розмірів сягає до 2 мм і більше, а овальність і ексцентриситет близько 1 мм. Для сучасних машин і механізмів ці відхилення є не припустимими. Крім цього, для серійного виробництва аналіз розмірних ланцюгів показав, що граничні допуски на відхилення від розмірів і форми поверхні мають бути не більше 0,5 мм, для забезпечення стабільного процесу складання необхідних вузлів машин і механізмів, до складу яких входять ГЗ.

Тому актуальним є введення операцій токарної обробки в технологічний процес виготовлення ГЗ, а в деяких випадках і процесу шліфування.

Розточуванню ГЗ присвячено багато праць, серед яких варто виділити роботи Гевка Б.М.[20-22], Пилипця М.І. [98], Васильківа В.В. [16], Драгана А.П. [44] Гупки А.Б. [36]. Особливість розточування ГЗ полягає у тому, що в процесі різання виникають ударні навантаження та деформації ГЗ.

Проведені дослідження показали, що згідно осцилограми (рис. 1.18) чітко виділяються зони ударної та формоутворюючої взаємодій різця та витка спіралі. Крім цього, характер деформації різця після зняття навантаження (закінчення різання) свідчить про значне розсіювання (дисипацію) механічної енергії й практично повне закінчення коливного процесу за один період.

Рис. 1.18. Осцилограма процесу проточування зовнішньої крайки ГЗ
(t = 1,0 мм; S = 0,4 м/хв.; V = 150 м/хв.; Pz = 400 Н)

В процесі проведення досліджень одержано графіки, які дозволили встановити закономірності зміни параметрів процесу проточування зовнішньої крайки. Так із підвищенням швидкості різання зусилля різання зменшуються, а із зростанням подачі, глибини різання та товщини стрічки – підвищуються. Значення сили різання визначалось за формулою [20]:

$$Pz = CpzV^{0,38}S^{0,4}t^{0,75}Kz, \qquad (1.1)$$

де C_{pz}- коефіцієнт, який залежить від ширини стрічки, з якої виготовлено ГЗ; C_{pz} =3800-4500; V- швидкість різання; S- подача на один оберт; t- глибина різання; K_z- коефіцієнт, який залежить від товщини витка ГЗ по зовнішній крайці, $Kz = (h/2,5)K_{напр}K_{знош}$, $K_{напр}$ - коефіцієнт, який залежить від величини подачі різця (для розточування за напрямком гвинтової лінії = 1,1; у випадку

розточування в напрямку, протилежному гвинтовій лінії $K_{напр}$= 0,9); $K_{знош}$ - коефіцієнт, який враховує зношування різця, $K_{знош}$= 0,8-1.

У роботі [54], в результаті проведених дослідів при точінні спіралей шнеків отримано уточнені коефіцієнти для визначення стійкості різців T і, відповідно, кінцева формула розрахунку прийняла вигляд:

$$T = \frac{2,65 \cdot 10^4}{V^{1,46} S^{0,47} t^{0,16}}, \text{ хв.} \qquad (1.2)$$

Як видно із формули (1.2), на стійкість різця для ударного точіння спіралей шнеків суттєво впливає швидкість різання, а також інші режими різання. Принципові схеми такого оброблення подані на рис. 1.20 [98].

Для виконання чорнової токарної обробки ГЗ розроблено спосіб одночасного оброблення усіх витків спіралі. Так для чорнового обточування ГЗ з 30-50 витками її встановлювали на оправу, затискали та одночасно обробляли. В процесі проточування кутове положення оправи з заготовкою, на відміну від оброблення кільцевих заготовок, не потрібно орієнтувати відносно копіра, і виконується процес на спеціальних багаторізцевих токарнокопірувальних верстатах.

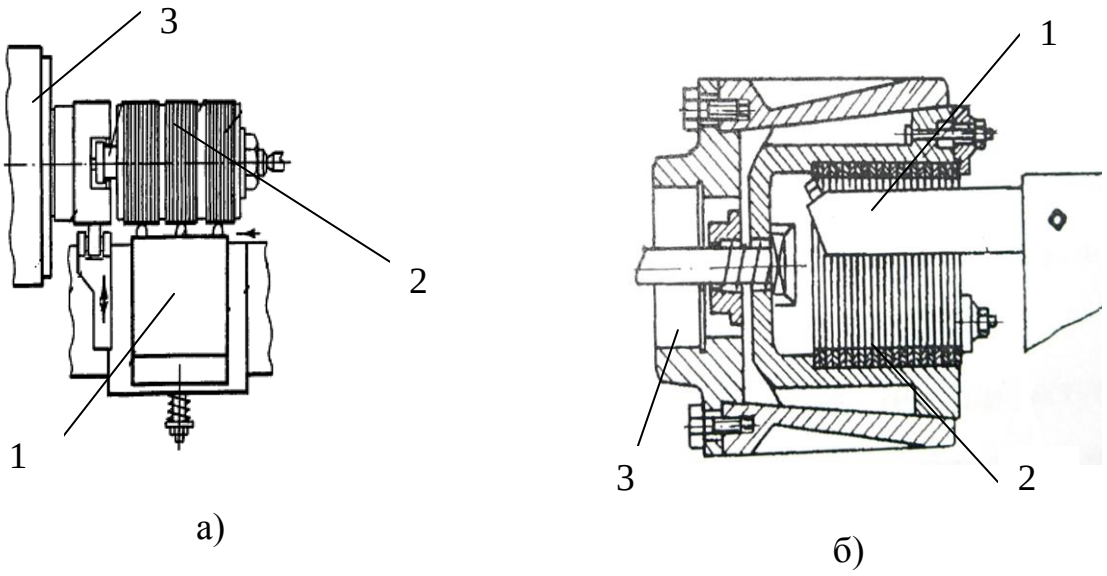


Рисунок 1.20. Схеми оброблення ГЗ: а) проточування; б) розточування

Проведений аналіз процесів токарної обробки гвинтових заготовок

показав, що даний процес супроводжується специфікою поверхні, яку оброблюють. Варто відзначити, що процеси токарної обробки профільних спіралей шнеків з вигнутим профілем не досліджувались взагалі і в подальшому потребують проведення теоретичного та експериментального дослідження. При обробці ППД створює залишкові напруження, які є результатом впливу двох основні факторів - деформації, що протікають при цьому і тепло, що виділяється при обробці. У результаті наклепу в зоні утворюються стискаючі залишкові напруження, які залежно від матеріалу й методу обробки досягають 1500 МПа, глибина залягання залишкових напружень звичайно на 50% перевищує глибину шару з підвищеною твердістю [145].

В інженерній практиці деформована (наклепана) область отримана в результаті ППД визначається вимірюванням твердості або мікротвердості по глибині. Зміна твердості в результаті в основному характеризується ступенем наклепу (ступенем зміцнення).

$$\Delta H_{\mu} = \frac{H_{\mu} - H_{\mu 0}}{H_{\mu 0}} 100\%, \qquad (1.3)$$

де H_{μ} - мікротвердість металу після зміцнення;

$H_{\mu 0}$ - вихідна мікротвердість металу.

Тому визначальним показником якості поверхневого шару при обробці ППД є твердість. У результаті обробки ППД значення твердості може досягати 600...800 HV (наприклад, за даними М.А. Балтера твердість у результаті зміцнення деяких сталей з мартенситною структурою може досягати порядку 830 HV). Твердість може змінюватися по глибині й на деякій відстані від поверхні плавно переходить до вихідної твердості не наклепаного металу.

Характер зміни твердості поверхневого шару після ППД залежить від режимів обробки й властивостей оброблюваного металу. Властивості металу характеризуються хімічним складом і структурним станом. У результаті, найбільший ступінь зміцнення досягається при обробці вуглецевих сталей, а менш схильні до зміцнення леговані сталі.

Вперше можливість навантаження пролонгованими ударними імпульсами

при деформаційному зміцненні була запропонована Лазуткиним А.Г. і Киричеком А.В. [63, 127-130]. Проведеними в результаті дослідженнями [63, 111, 128] установлений вплив амплітуди й тривалості імпульсу, що підходить до плями контакту, тобто імпульсу сформованого після удару на глибину й ступінь зміцнення.

Розроблені математичні моделі, що зв'язують ступінь деформації ε, ступінь $H_\mu / H_{\mu 0}$ й глибину h_μ зміцнення не тільки з кінетичною енергією удару A_y, наведеним радіусом кривизни контактуючих поверхонь інструмента, деталі що навантажується R_{np}, вихідною мікротвердістю матеріалу $H_{\mu 0}$ і пластичною твердістю металу, що навантажується, при ударі HD_d але й з амплітудою P_{cm} й тривалістю T ударного імпульсу.

$$\varepsilon = 0,424 + 0,00664A + 0,184 \cdot \lg A + 2,661 \cdot \lg\left(\frac{HD_d}{1000}\right) - 0,497\frac{HD_d}{1000} + 0,0077 \cdot \lg P_u . \quad (1.4)$$

$$\frac{H_\mu}{H_{\mu 0}} = \frac{H_{\mu 0}}{1000}(0,8673 - 0,2079R_{np}) + 0,0011A^2 + R_{np}(0,3412 - 0,017P_{cm} - 0,0043R_{np}) . \quad (1.5)$$

$$h_\mu = \frac{H_{\mu 0}}{1000}(0,8567R_{np} - 5,0277) - 0,097R_{np} + T(0,1249 + 0,001A - 0,0007T) . \quad (1.6)$$

На підставі аналізу моделей можна встановити, що для кожного матеріалу існує раціональна тривалість імпульсу, при якій досягається максимальний ступінь і глибина зміцнення. Перевищення раціональної тривалості імпульсу не супроводжується ростом мікротвердості. Раціональній тривалості відповідає ряд бажаних значень амплітуди імпульсу, що забезпечують необхідну глибину й ступінь зміцнення. Сталі з низькою твердості доцільно обробляти ударними імпульсами з невеликою тривалістю й високою амплітудою. Зі збільшенням вихідної твердості оброблюваного матеріалу ростуть вимоги до тривалості ударного імпульсу. Таким чином, для підвищення ефективності зміцнення способами ППД, що використовують для напруження енергію удару, необхідно керувати ударними імпульсами за рахунок регулювання параметрів ударної системи в умовах передналагоджуваного інструмента та внесення конструктивних змін у геометричні співвідношення елементів технологічного

процесу виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів. Зміна конструктивних параметрів супроводжується зміною конструкції оснащення. Технологічними є параметри, що виявляють вплив на характер протікання процесу і його результати, зміна значень яких забезпечується без якої-небудь зміни конструкції оснащення. Під конструктивно-технологічними маються на увазі параметри, характеристики яких можуть при необхідності мінятися без трансформації або з незначною трансформацією конструкції оснащення. Конструктивні параметри виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів наведено на (рис. 1.21), а також технологічне оснащення, що реалізує процес обробки.

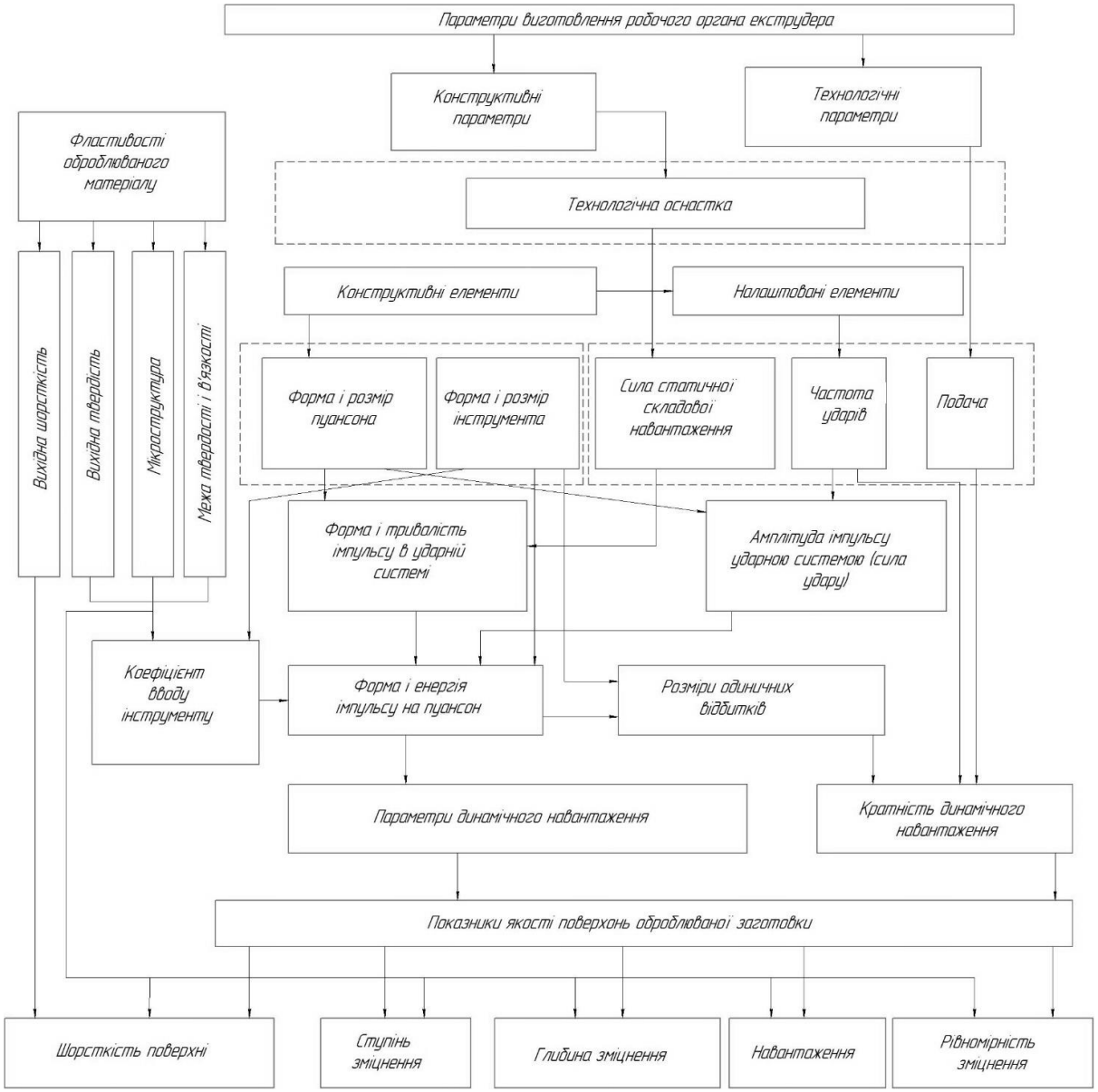
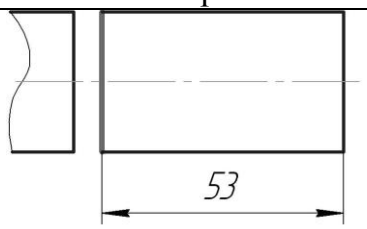
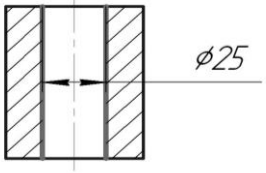
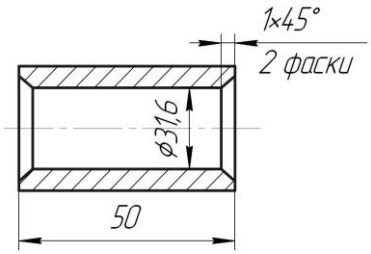


Рис. 1.21. Конструктивні параметри виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів

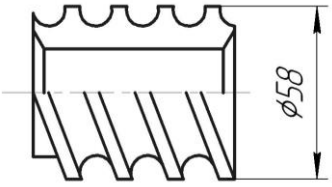
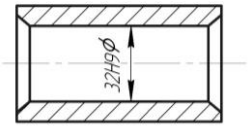
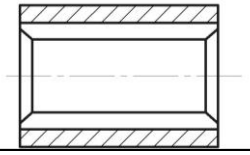
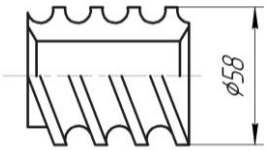
Виготовлення секцій робочого органа екструдера характеризується конструктивними елементами, у першу чергу розмірами пуансона, який визначається залежно від форми й розмірів. Рух пуансона буде визначатися налаштуванням параметрів робочої частини інструмента. Швидкість розгону й маса пуансона визначають енергію удару, частота перемикання режиму – розгін пуансона і частоту ударів.

Технологічне оснащення містить у собі устаткування, на якому встановлюється інструмент, який реалізує рух подачі, а також механізми, що здійснюють попереднє статичне навантаження. У якості такого устаткування можуть використовуватися різні металорізальні (токарні, фрезерні, стругальні), накатні або спеціальні верстати. Попереднє статичне навантаження може здійснюватися різними пристроями і механізмами. Конструктивними параметрами визначається твердість технологічної системи в цілому. На основі літературно-патентних джерел стосовно застосування і виробництва гвинтових виробів, розроблено типовий технологічний маршрут виготовлення робочого органа екструдера

Таблиця 1.2 Типовий технологічний маршрут виготовлення робочого органа екструдера

Операція, верстат	Технологічні переходи	Ескіз обробки
001 Відрізна Фрезерно-відрізний 8Б642	Відрізати заготовку ø60 в розмір L=53	
005 Свердлильна Вертикально-свердлильний 2Н150	Свердлити отвір ø 25 по осі деталі	
010 Токарна токарно-гвинторізний 16К20	Підрізати торці з двох сторін в розмір 50, розточити отвір ø31,6, розточити 2 фаски 1x45^0	

продовження таблиці 1.2

015 Токарна Токарно-гвинторізний 16К20	Обточити до ø58 точити спіральну 2-х західну канавку в розмір R3, ∟38^0, t=26	
020 Протяжна Горизонтально-протяжна 7Б55	Протягнути отвір ø32Н9	
025 Протяжна Горизонтально-протяжна 7Б55	Протягнути шпоночний паз в розмір 10 і 35,3	
030Термообробка	Гартувати і відпустити до HRC 50….55	
035Шліфувальна різешліфувальний 5822М	Шліфувати спіральну канавку R_a=1,25	
040 Полірувальна Токарно-гвинторізний 16К20 (вручну)		

Вирішення описаних проблемних питань потребує глибокого вивчення відомих технологічних процесів виготовлення гвинтових виробів, узагальнення існуючих напрацювань та отримання нових технічних рішень, які сприяють підвищенню техніко-економічної ефективності їх виробництва.

1.5 Висновки

На підставі аналізу стану питання зроблено наступні висновки.

1. На основі проведеного аналізу літературних джерел виявлено ряд аргументів, що привели до необхідності проведення досліджень і визначили мету наукової роботи. У першому розділі проведено огляд конструкцій механізмів, які використовуються для виготовлення гвинтових робочих органів.

2. Проведений аналіз літературних джерел і патентний пошук конструкцій пристроїв для виготовлення гвинтових робочих органів свідчить про можливість їх конструктивного і технологічного удосконалення. Зокрема,

конструкції існуючого технологічного устаткування дає можливість виготовляти та зміцнювати гвинтову поверхню робочого органа екструдера вузького діапазону розмірів, а складність конструкцій устаткування підвищує собівартість виготовлення і ускладнює використання даного устаткування в промислових масштабах.

3. Необхідно розробити теоретичні передумови створення технологічного процесу виготовлення та зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів. Провести теоретичні дослідження для визначення деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм із декількома різцями;

4.Слід провести дослідження силових параметрів процесу для визначення основних силових параметрів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами та розробити динамічну модель процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами, а також розробити динамічну модель імпульсного зміцнення поверхонь гвинтових поверхонь робочих органів.

5. Для перевірки теоретичних досліджень та виведених емпіричних залежностей необхідно провести комплекс експериментів для визначення основних конструктивних та силових параметрів процесів нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів для підвищення їхнього ресурсу експлуатації. Для цього необхідно спроектувати і виготовити експериментальне устаткування, робочий інструмент, провести комплекс експериментальних досліджень з використанням сучасних засобів вимірювання.

6. Розробити техніко-економічне обґрунтування розробленого технологічного процесу виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів та інженерну методику проектування спеціального технологічного устаткування та інструменту. Дати практичні рекомендації для промислового виробництва щодо уточнення аналітичних залежностей та вибору характеристик технологічного устаткування, інструменту для формування гвинтової поверхні робочого органа екструдера.

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ЗМІЦНЕННЯ ПОВЕРХОНЬ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

2.1 Дослідження деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм із декількома різцями

Стан розвитку технологічних процесів у машинобудуванні вимагає істотного покращення експлуатаційних і технологічних параметрів машин та технологічного оснащення, які б забезпечили високу конструктивну та технологічну якість виготовлення деталей машин, що дало б змогу підвищити та покращити якість продукції, підвищити надійність і довговічність машин, зменшити собівартість їх виготовлення і відновлення. На основі вище сказаного виникає необхідність у дослідженні деформації навантажень на елементи системи пристрій-різці-заготовка та характер переміщення її складових.

Деформація заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок декількома різцями одночасно на токарно-гвинторізному верстаті призводить до виникнення відхилень форми гвинтової канавки, тому дослідження цього процесу є важливою задачею. Основними причинами відхилень форми гвинтової канавки є:

1) недосконалість конструкції різців, їх ріжучих і направляючих елементів;
2) неправильна подача інструментів на початку проточування;
3) неправильно вибрані режими різання;
4) не достатня жорсткість пристрою для нарізання канавки;
5) неоднорідність матеріалу оброблюваної деталі;
6) втрата стійкості різців в процесі різання;
7) затуплення ріжучих кромок різців;
8) відсутність взаємного врівноважування радіальних сил різання на різцях.

Перші чотири причини носять систематичний характер і можуть бути легко усунені. Решта причин потребують більш детального вивчення, тому що

їх поява носить випадковий характер.

Отже, найсуттєвіший вплив на точність гвинтової канавки мають фактори, що діють в площині, яка перпендикулярна осі обертання заготовки. В процесі розрахунків приймаємо жорсткість шпинделя і патрона набагато більшою ніж жорсткість заготовки, тому деформації у цих елементах не враховані. Радіальні переміщення заготовки визначаємо із аналізу деформацій пружної системи, представленої на рис. 2.1, на якому зображено розрахункову схему для визначення деформації заготовки 5 в процесі нарізання зовнішньої радіусної канавки 8 чотирма різцями 1, 2, 3, 4 одночасно, що розміщені у пристрої для нарізання канавки. Ріжучі кромки різців опираються на поверхні різання. Розглянемо в першому наближенні статичні деформації заготовки.

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 канавки h_i і визначаються експериментальним методом.

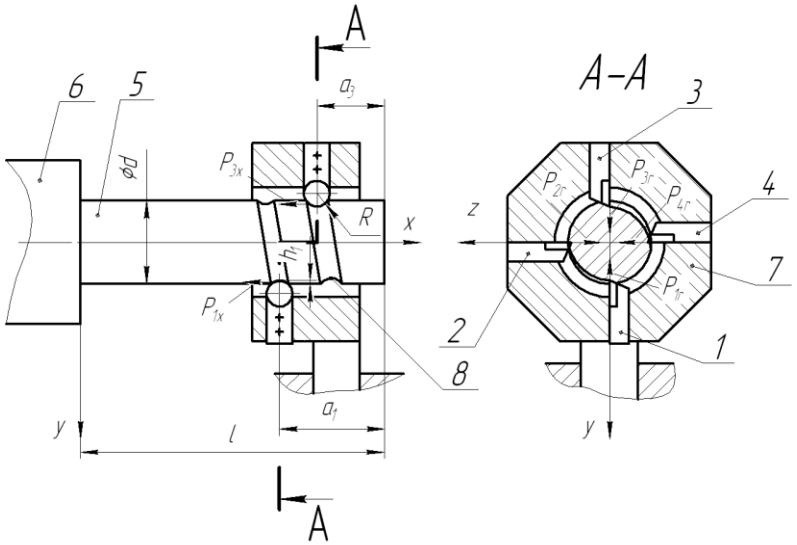


Рис. 2.1. Розрахункова схема для визначення деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок чотирма різцями одночасно: 1, 2, 3, 4 – радіусні канавочні різці; 5 – заготовка; 6 – патрон; 7 – пристрій для нарізання канавки; 8 – зовнішня радіусна канавка

При цьому їх можна представити степеневими функціями:

$$P_{ir} = K_1 R^{m_1} S^{y_1} V^{n_1} h_i^{z_1}; \quad (2.1)$$

$$P_{ix} = K_2 R^{m_2} S^{y_2} V^{n_2} h_i^{z_2}; \quad (2.2)$$

$$P_{iz} = K_3 R^{m_3} S^{y_3} V^{n_3} h_i^{z_3}, \quad (2.3)$$

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.

Для заготовки при статичному навантаженні диференціальне рівняння пружної лінії деформації в напрямку осі y в процесі нарізання зовнішньої канавки одним різцем без застосування пристрою для нарізання канавки має наступний вигляд [91, 98]:

$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = M(x) - P_{1x} \cdot y, \quad (2.4)$$

де E – модуль пружності матеріалу заготовки, МПа;

I – момент інерції поперечного перерізу циліндричної заготовки, мм^4;

$M(x)$ - момент згину, Н·мм;

Диференціальне рівняння пружної лінії деформації заготовки в напрямку осі y в процесі нарізання зовнішньої канавки декількома різцями із застосуванням пристрою для нарізання канавки має наступний вигляд:

$$(EI + E_2 I_2)\frac{d^2y}{dx^2} = M(x) - (P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + P_{4x}) \cdot y, \quad (2.5)$$

де E_2 – модуль пружності матеріалу пристрою для нарізання канавки, МПа;

I_2 – момент інерції поперечного перерізу пристрою для нарізання канавки в напрямку осі y, мм^4.

Момент згину визначаємо за формулою:

$$M(x) = \int_x^{l-a_3} P_{3r}dx + \int_x^{l-a_1} -P_{1r}dx + M(0), \quad (2.6)$$

де l – довжина заготовки, мм;

$M(0)$=0 – момент згину в початковому перерізі, Н·мм;

a_i – відстань від кінця заготовки до середини розташування різця, мм;

Підставляючи рівняння (2.6) в рівняння (2.5), одержуємо:

$$(EI + E_2 I_2)\frac{d^2 y}{dx^2} = \int_x^{l-a_3} P_{3r}dx + \int_x^{l-a_1} -P_{1r}dx - (P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + P_{4x}) \cdot y. \quad (2.7)$$

Момент інерції поперечного перерізу циліндричної заготовки [8]:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (2.8)$$

де d – діаметр циліндричної заготовки, мм.

Після інтегрування рівняння (2.7), враховуючи (2.8), одержуємо:

$$\left(E\frac{\pi d^4}{64} + E_2 I_2\right)\frac{d^2 y}{dx^2} = P_{3r}(l - a_3 - x) - P_{1r}(l - a_1 - x) - (P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + P_{4x}) \cdot y. \quad (2.9)$$

Диференціальне рівняння (2.9) описує деформацію заготовки в напрямку осі y при статичних навантаженнях.

Проводячи аналогічні розрахунки, одержуємо диференціальне рівняння пружної лінії деформації заготовки в напрямку осі z:

$$\left(E\frac{\pi d^4}{64} + E_2 I_3\right)\frac{d^2 z}{dx^2} = P_{4r}(l - a_4 - x) - P_{2r}(l - a_2 - x) - (P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + P_{4x}) \cdot z. \quad (2.10)$$

де I_3 – момент інерції поперечного перерізу пристрою для нарізання канавки в напрямку осі z, мм^4.

Загальні розв’язки диференціальних рівняння (2.9) та (2.10) мають вигляд:

$$y = A_1 \sin(k_1 x) + A_2 \cos(k_1 x) + y^*, \quad (2.11)$$

$$z = A_3 \sin(k_2 x) + A_4 \cos(k_2 x) + z^*, \quad (2.12)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – коефіцієнти, які визначаються із початкових умов, мм;

y^*, z^* - часткові розв’язки рівнянь;

k_1, k_2 – частотні характеристики.

Початкові умови для розв’язку рівнянь (2.9) та (2.10) наступні при x=0: y=0, $\frac{dy}{dx} = 0$, z=0, $\frac{dz}{dx} = 0$.

Відхилення від круглості деталі після проточування визначається

виразом

$$\Delta r = y - z\,. \tag{2.13}$$

Загальна деформація заготовки при статичних навантаженнях:

$$u = \sqrt{y^2 + z^2}\,. \tag{2.14}$$

Оскільки диференціальні рівняння (2.9) та (2.10) є досить складними, проводимо його точний розв’язок за допомогою числового методу. Результати розв’язку представлено у вигляді графіків на рис. (2.2, - 2.4).

Реальне значення величин деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок є вищими внаслідок виникнення динамічних навантажень. Оскільки частота обертання заготовки є набагато нижчою за частоту власних коливань заготовки та пристрою для нарізання канавки і ймовірність виникнення резонансу є незначною, реальне значення величини деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок визначається добутком величини загальної деформації заготовки при статичних розрахунках на коефіцієнт динамічності: $u_d = u \cdot k_d$.

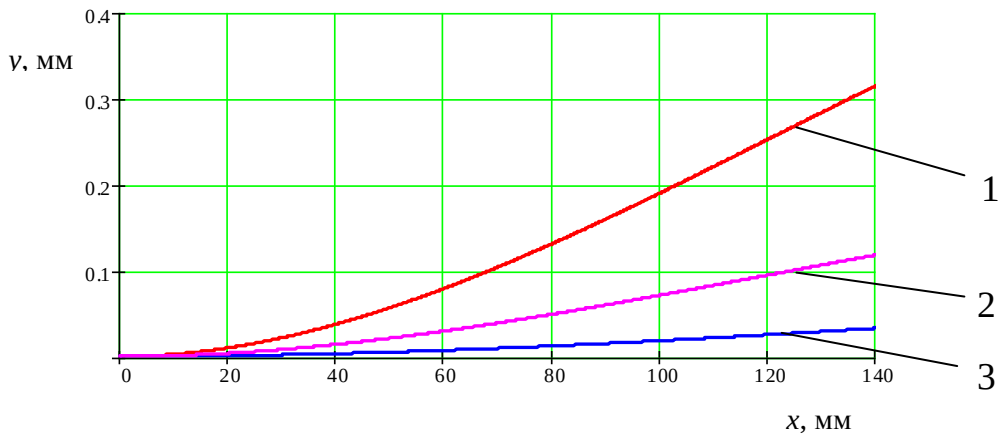


Рис.2.2. Графіки залежності величини деформації в напрямку осі *y* заготовки із сталі діаметром *d*=50 мм довжиною *l*=140мм в процесі нарізання зовнішньої канавки: 1) при нарізанні канавки одним різцем без застосуванням пристрою для нарізання канавки; 2) при врізанні першого різця, коли не відбувається часткова компенсація сил різання протилежно розташованих різців із застосуванням пристрою для нарізання канавки 3) при нарізанні канавки всіма різцями із застосуванням пристрою для нарізання канавки

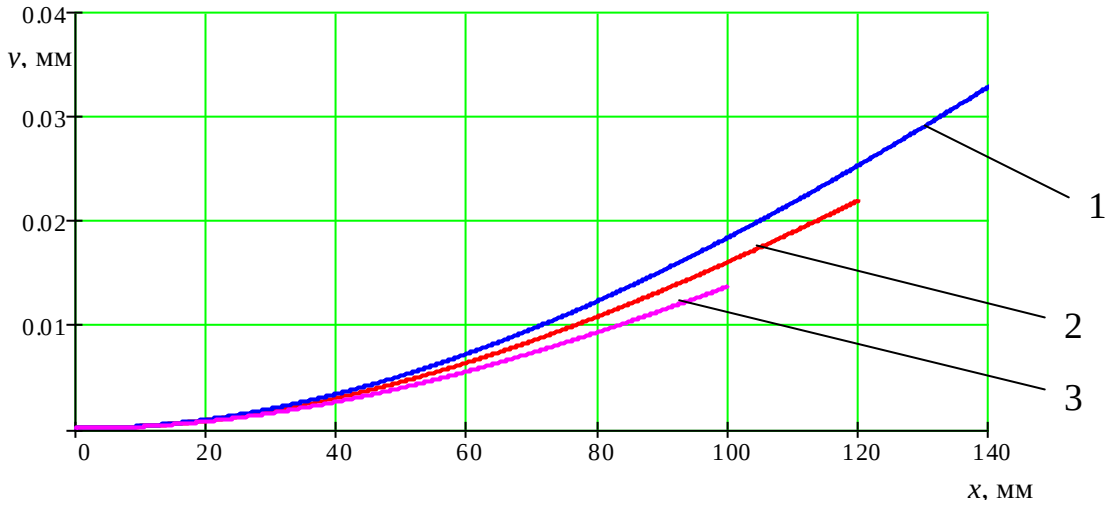


Рис. 2.3. Графіки залежності величини деформації в напрямку осі *y* заготовки із сталі діаметром *d*=50 мм при нарізанні канавки всіма різцями із застосуванням пристрою для нарізання канавки: 1) *l*=140мм; 2) *l*=120мм; 3) *l*=100мм

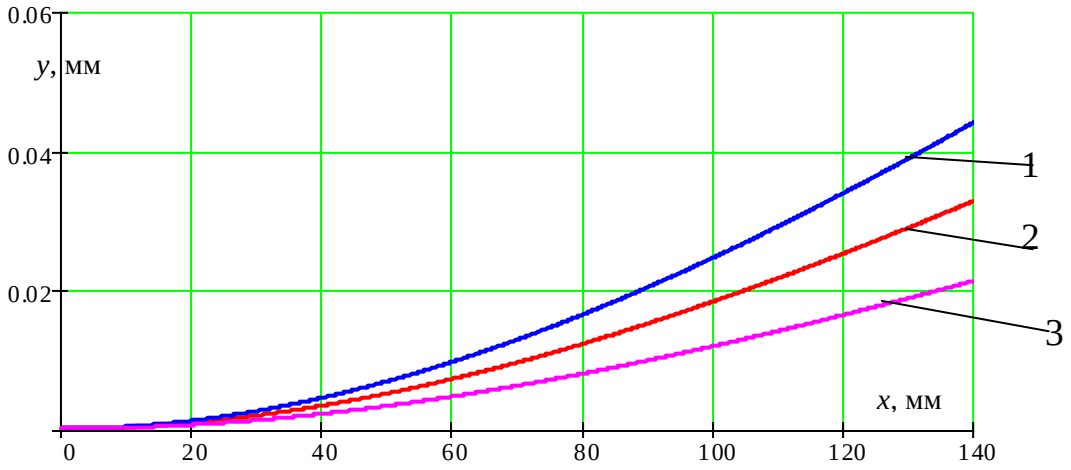


Рис. 2.4. Графіки залежності величини деформації в напрямку осі *y* заготовки із сталі довжиною *l*=140мм при нарізанні канавки всіма різцями із застосуванням пристрою для нарізання канавки: 1) *d*=40мм; 2) *d*=45мм; 3) *d*=50мм

Для забезпечення вищої точності нарізання зовнішньої канавки доцільно застосувати пристрій для нарізання канавки замість використання одного різця, оскільки це призводить до зменшення величини деформації заготовки за рахунок вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, а також часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців. Із рисунка 3 можна побачити, що збільшення довжини заготовки *l* призводить до збільшення величини деформації заготовки в напрямку осі *y*, а на рисунку 4 наведено

зменшення діаметра заготовки d призводить до збільшення величини деформації заготовки в напрямку осі y.

2.2. Дослідження силових параметрів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами

Для визначення зовнішніх силових параметрів та граничних геометричних факторів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів розглянемо розрахункову схему на рис. 2.5. 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 органу і як наслідок - його зміцнення. Забезпечення контакту деформуючого пуансона 3 з гвинтовим робочим органом здійснюється за допомогою пружини стиску 4.

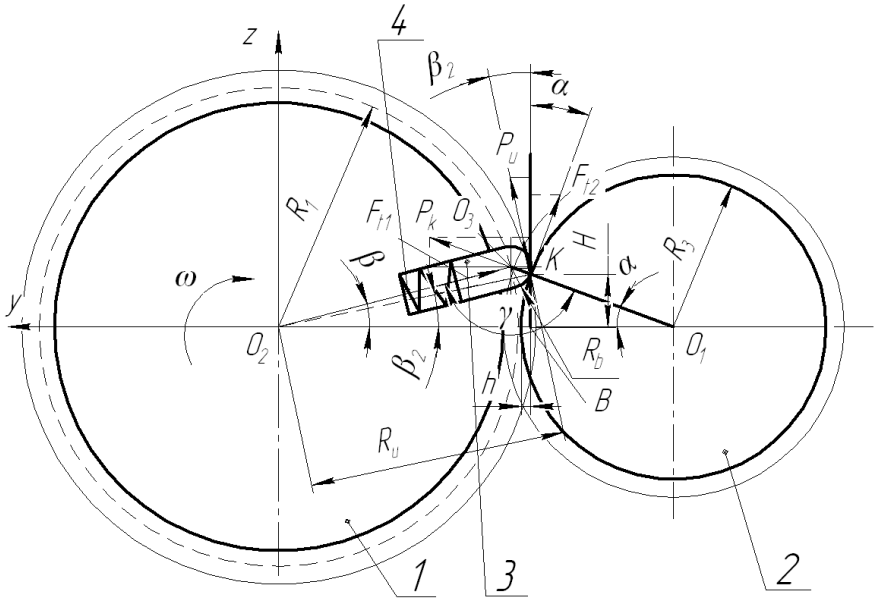


Рис. 2.5. Розрахункова схема процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів деформуючим пуансоном: 1 – диск, 2 – гвинтовий робочий орган, 3 – деформуючий пуансон, 4 – пружина

Величина перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона, що в значній мірі впливає на характер протікання процесу і яким

можливо регулювати в процесі зміцнення згідно розрахункової схеми на (рис. 2.5) визначаємо за формулою:

$$h = R_3(1-\cos\alpha), \tag{2.15}$$

де R_3 – радіус гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні, м;

α – кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органу, град.

Із рівняння (2.15) знаходимо кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом:

$$\alpha = \arccos\left(1-\frac{h}{R_3}\right). \tag{2.16}$$

За теоремою синусів із трикутника $O_1O_2O_3$ одержуємо співвідношення:

$$\frac{R_1}{\sin\alpha} = \frac{R_3+R_b}{\sin\beta}, \tag{2.17}$$

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;

β – кут повороту диска при взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, град.

Із рівняння (2.17) знаходимо:

$$\sin\beta = \frac{(R_3+R_b)\sin\alpha}{R_1}. \tag{2.18}$$

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

$$P_{uz} = P_u\cos\beta_2\ ;\ P_{uy} = P_u\sin\beta_2, \tag{2.19}$$

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

Знаходимо кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони диска із трикутників O_1BK та O_2BK:

$$\frac{H}{R_3} = \sin\alpha\,; \tag{2.20}$$

$$\frac{H}{R_u} = \sin\beta_2\,. \tag{2.21}$$

Прирівнюючи рівняння (2.20) та (2.21), одержимо:

$$\sin\beta_2 = \frac{R_3 \sin\alpha}{R_u}\,. \tag{2.22}$$

Радіус кола ударної взаємодії знаходимо на основі теореми косинусів із трикутника O_1O_3K:

$$R_u = \sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b\cos\gamma}\,, \tag{2.23}$$

Кут між радіусами взаємодії гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона γ визначаємо за формулою:

$$\gamma = 180 - (\alpha + \beta)\,. \tag{2.24}$$

Враховуючи рівняння (2.16) та (2.18), одержимо:

$$\gamma = 180 - \left(\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right) + \arcsin\left(\frac{(R_3 + R_b)\sin\alpha}{R_1}\right)\right). \tag{2.25}$$

Тоді радіус кола ударної взаємодії із рівняння (2.23), враховуючи рівняння (2.25) знаходимо за виразом:

$$R_u = \sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b\cos\left(180 - \left(\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right) + \arcsin\left(\frac{(R_3 + R_b)\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3}\right)^2}}{R_1}\right)\right)\right)}\,. \tag{2.26}$$

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

$$\beta_2 = \arcsin\left[\frac{R_3\sqrt{1-\left(1-\frac{h}{R_3}\right)^2}}{\sqrt{R_1^2+R_b^2-2R_1R_b\cos\left(180-\left(\arccos\left(1-\frac{h}{R_3}\right)+\arcsin\left(\frac{\left(R_3+R_b\right)\sqrt{1-\left(1-\frac{h}{R_3}\right)^2}}{R_1}\right)\right)\right)}}\right] \quad (2.27)$$

Силу контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, що проходить в напрямку між центрами гвинтового робочого органу O_2 та сферичної поверхні деформуючого пуансона O_3 також розкладаємо на вектори в напрямку осей y та z:

$$P_{kz} = P_k \sin\alpha; \quad (2.28)$$

$$P_{ky} = P_k \cos\alpha. \quad (2.29)$$

Силу контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом залежить від жорсткості пружини та її попередньої деформації, коефіцієнта тертя між деформуючим пуансоном та диском, частоти обертання диска та маси деформуючого пуансона. На основі розрахункової схеми на рис. 2.5 встановлюємо співвідношення:

$$\frac{k_{51}\left(\delta+h\right)+F_{t1}+m_5R_4\omega^2}{P_k} = \cos\left(\alpha+\beta\right), \quad (2.30)$$

де k_{51} – жорсткість пружини, Н/м;

δ – попередня деформація пружини, м;

F_{t1} – сила тертя між деформуючим пуансоном та диском, Н;

m_5 – маса деформуючого пуансона, кг;

R_4 – радіус розміщення центра ваги деформуючого пуансона відносно центра

обертання диска, м;

ω – частота обертання диска, рад/с.

Силу тертя між деформуючим пуансоном та диском визначаємо за формулою:

$$F_{t1} = P_k \sin(\alpha + \beta)\mu_1, \tag{2.31}$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска.

Із рівняння (2.30), враховуючи рівняння (2.31), знаходимо:

$$P_k = \frac{k_{51}(\delta + h) + P_k \sin(\alpha + \beta)\mu_1 + m_5 R_4 \omega^2}{\cos(\alpha + \beta)}, \tag{2.32}$$

звідки

$$P_k = \frac{k_{51}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{\cos(\alpha + \beta)} + P_k \operatorname{tg}(\alpha + \beta)\mu_1; \tag{2.33}$$

$$P_k = \frac{k_{51}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{(1 - \operatorname{tg}(\alpha + \beta)\mu_1)\cos(\alpha + \beta)}. \tag{2.34}$$

Із рівняння (2.34) а також на основі експериментальних досліджень встановлено, що при певних значеннях перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона h відбувається припинення процесу зміцнення та спрацювання запобіжної муфти для запобігання перевантажень елементів зміцнюючого механізму. Знайдемо допустимі умови для протікання процесу зміцнення із рівняння (2.34). Очевидно, що сила контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом повинна бути більшою нуля, тому прирівнюючи рівняння (2.34) до нуля та аналізуючи змінні, встановлюємо, що:

$$1 - \operatorname{tg}(\alpha + \beta)\mu_1 > 0, \tag{2.35}$$

$$\alpha + \beta < 90.$$

Тоді

$$\mu_1 < \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}. \tag{2.36}$$

Звідки допустимий кут контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органу:

$$\alpha < -\beta + \mathrm{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right). \tag{2.37}$$

Підставляючи рівняння (2.16) та (2.18) у нерівність (2.37), одержуємо:

$$\arccos\left(1-k_1\right) < -\arcsin\left(\frac{\left(R_3+R_b\right)\sqrt{1-\left(1-k_1\right)^2}}{R_1}\right) + \mathrm{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right), \tag{2.38}$$

де $k_1 = \dfrac{h}{R_3}$ - співвідношення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона і радіуса гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні.

Після розв’язку нерівності (2.38), встановлюємо

$$k_1 < -\cos\left[-\mathrm{arctg}\left(\frac{R_3+R_b}{\mu_1\left(R_1\dfrac{\sqrt{\mu_1^2+1}}{\mu_1}+R_3+R_b\right)}\right)\right] + \mathrm{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right)+1. \tag{2.39}$$

При цьому на основі нерівності (2.39) визначаємо:

$$h < R_3\left(-\cos\left[-\mathrm{arctg}\left(\frac{R_3+R_b}{\mu_1\left(R_1\dfrac{\sqrt{\mu_1^2+1}}{\mu_1}+R_3+R_b\right)}\right)\right] + \mathrm{arctg}\left(\frac{1}{\mu_1}\right)+1\right). \tag{2.40}$$

Умова (2.40) визначає максимально допустиме значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона. На основі нерівності (2.40) побудовано графічні залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від геометричних параметрів процесу (рис. 2.6-2.8).

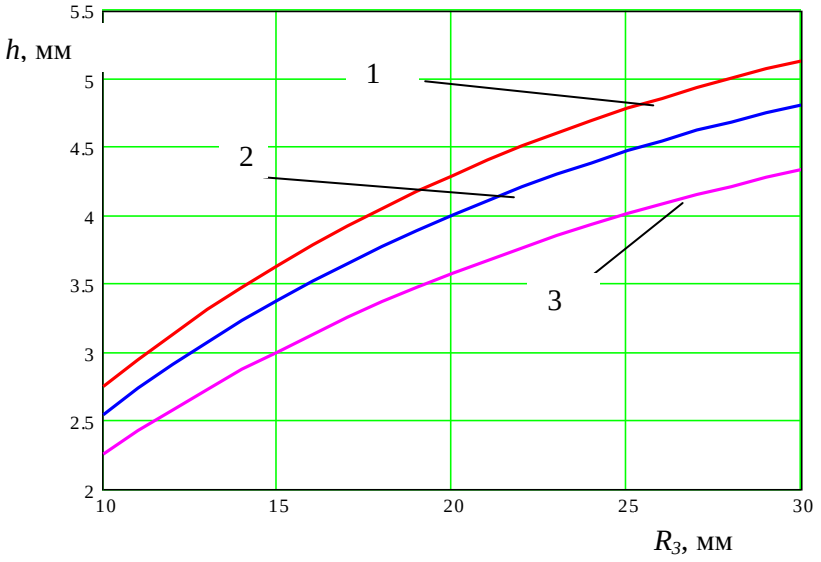


Рис. 2.6. Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від радіус гвинтового робочого органу, по якому проходить зміцнення поверхні μ_1=0,8, R_1=60мм : 1 - R_b=2мм, 2 - R_b=5мм, 3 - R_b=10мм

На основі графіків на рис. 2.6-2.8 робимо висновки, що збільшення максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона можна досягти, збільшуючи радіуси гвинтового робочого органу, 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

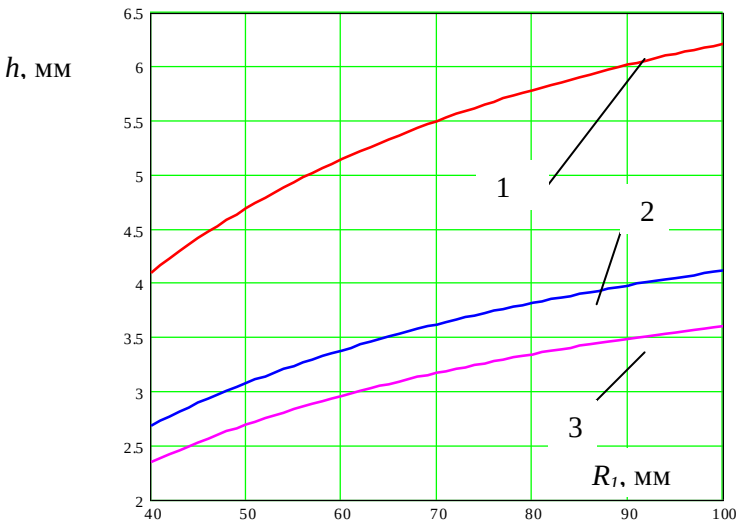


Рис. 2.7. Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від радіус розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска R_3=15мм, R_b=5мм : 1 - μ_1=0,5, 2 - μ_1=0,8, 3 - μ_1=0,9

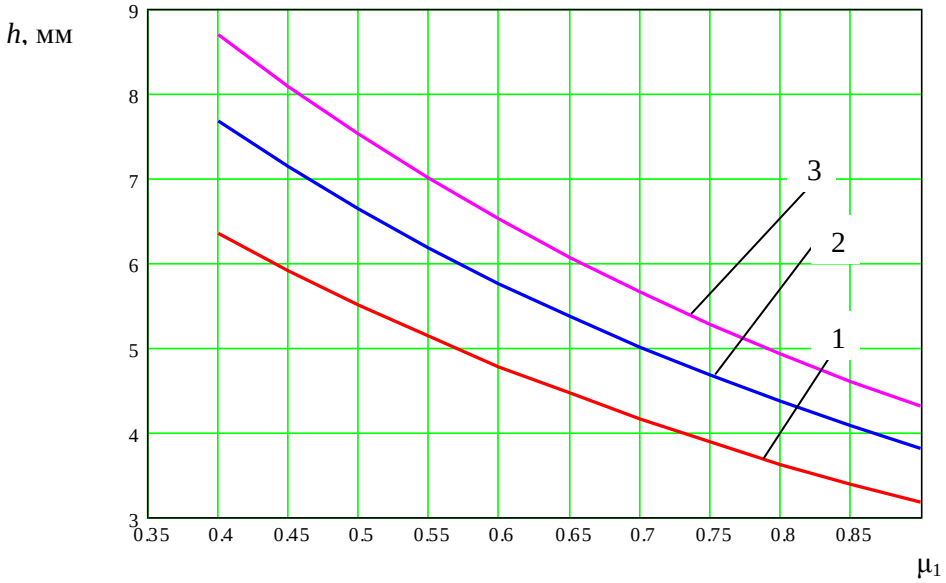


Рис. 2.8. Графіки залежності максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона від коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска, R_b=5мм, R_1=70мм : 1 - R_3=15мм, 2 - R_3=20мм, 3 - R_3=25мм

Силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом визначаємо за формулою:

$$F_{t2} = P_k \cdot \mu_2, \tag{2.41}$$

де μ_2 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та гвинтового робочого органу.

Підставляючи формулу (2.34) у рівняння (2.41), знаходимо

$$F_{t2} = \frac{k_{51}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{\left(1 - \mathrm{tg}(\alpha + \beta)\mu_1\right)\cos(\alpha + \beta)} \cdot \mu_2. \tag{2.42}$$

При цьому силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом розкладаємо на вектори в напрямку осей *y* та *z*:

$$F_{t2z} = F_{t2} \cos\alpha; \tag{2.43}$$

$$F_{t2z} = F_{t2} \sin\alpha. \tag{2.44}$$

Досліджуючи ударну взаємодію деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, враховуємо лише дію миттєвої сили удару P_7, яка є великою, але такою, що створює імпульс із скінченною величиною:

$$\vec{S}_1 = \int_{\tau_0}^{\tau_0 + \tau_{K2}} \vec{P}_7 d\tau, \tag{2.45}$$

де τ_0 - початковий момент часу, с;

τ_{K2} - тривалість удару, с.

Під час зіткнення твердих тіл τ_{K2} має порядок 10^{-4}с. Як відомо із теоретичної механіки:

$$\vec{S}_1 = m_5 \cdot \vec{V}_K - m_5 \cdot \vec{V}_П, \tag{2.46}$$

де V_K - кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона, м/с;

$V_П$ - початкова відносна швидкість руху деформуючого пуансона, м/с.

m_5 - маса деформуючого пуансона.

Для нашого випадку $\tau_0 = 0$, $V_П = 0$, кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона V_K дорівнює лінійній швидкості *V* пуансона на радіусі кола ударної взаємодії різання R_u. Оскільки удар не є абсолютно пружнім, вводимо коефіцієнт відновлення K_B, що враховує фізико-механічні властивості

матеріалів і лежить на проміжку $0 < K_B < 1$. Приймемо силу удару P_u постійною на проміжку від τ_0 до τ_{K2}. Тому, прирівнюючи рівняння (2.45) і (2.46), враховуючи коефіцієнт відновлення, після відповідних перетворень одержимо:

$$P_u = K_B \cdot \frac{m_5 \cdot V_K}{\tau_{K2}}. \tag{2.47}$$

Кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона:

$$V_k = R_u \omega. \tag{2.48}$$

Враховуючи рівняння (2.26) та (2.48) силу удару визначаємо за формулою:

$$P_u = K_B \cdot \frac{\sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b\cos\left(180 - \left(\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right) + \arcsin\left(\frac{(R_3 + R_b)\sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3}\right)^2}}{R_1}\right)\right)\right)} m_5\omega}{\tau_{K2}} \tag{2.49}$$

На основі приведених вище рівнянь будуємо графіки залежності проекцій сили удару P_u в 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 кута α контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органу при R_b=5мм, R_1=100мм, R_3=20мм, μ_1=0,7 (рис. 2.9-2.10).

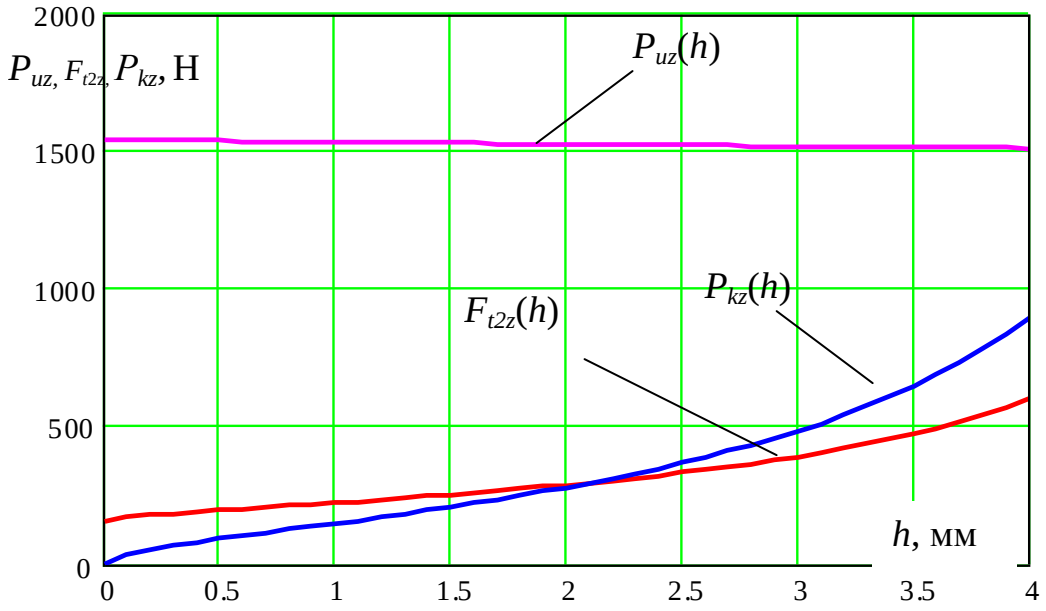


Рис. 2.9. Графіки залежностей проекцій сили удару P_u, сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь z від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона

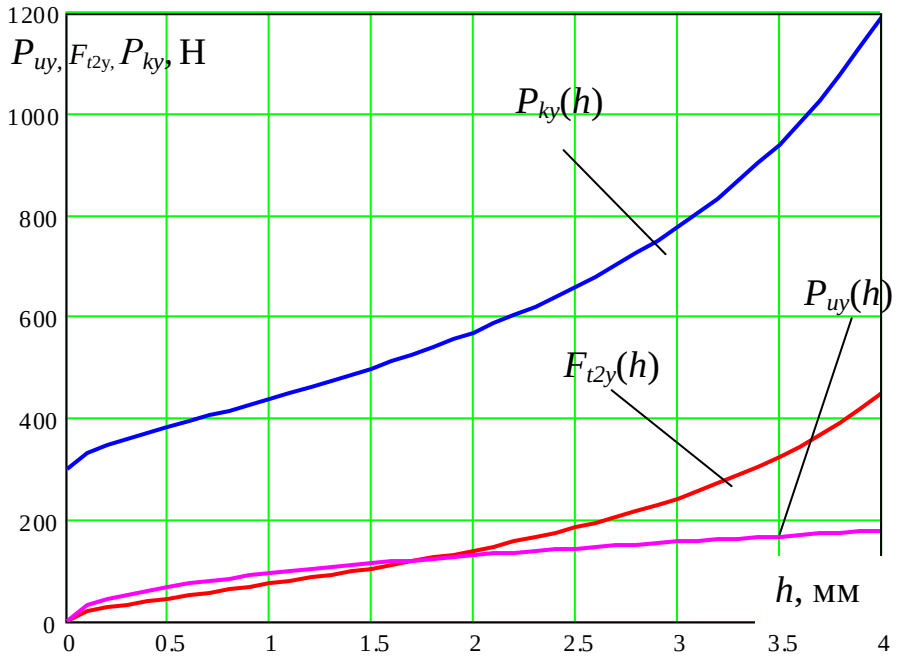


Рис. 2.10. Графіки залежностей проекцій сили удару P_u, сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь y від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона

Із графіків на рис. 2.9 -2.10 бачимо, що збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів, найбільший ріст виникає при збільшенні перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона понад 3 мм. Тому доцільно налаштовувати усю технологічну систему зміцнення із перекриттям гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона до 3 мм, що забезпечить збільшення ресурсу роботи установки.

Величина перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона є змінною в часі і визначається за формулою:

$$h(t) = R_3(1 - \cos(\alpha - \omega t_k)\,, \tag{2.50}$$

де t_k – час взаємодії між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом і знаходиться в межах $0 \le t_k \le \dfrac{\arccos\left(1 - \dfrac{h}{R_3}\right)}{\omega}$.

Крутний момент для обертання диска знаходимо за формулою:

$$M = R_u\left(P_u + F_{t2}\cos\left(\alpha + \beta_2\right) + P_k \sin\alpha \cos\beta_2\right). \tag{2.51}$$

Потужність процесу зміцнення визначаємо із відомого рівняння:

$$N = \frac{Mn}{9750}\,, \tag{2.52}$$

де n – частота обертання диска, об/хв.

На рис. 2.11-2.12 побудовано графіки залежності крутного моменту та потужності для обертання диска від величини перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона, де також можна побачити, що збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання крутного моменту та потужності в процесі зміцнення гвинтового робочого органу.

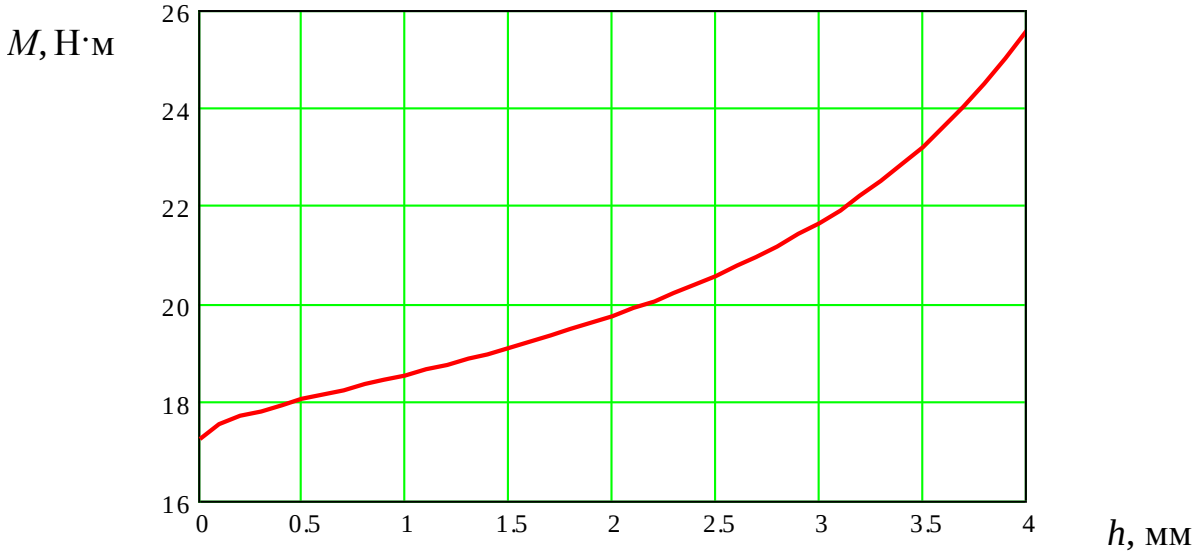


Рис. 2.11.Графік залежності крутного моменту для обертання диска від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона R_b=5мм, R_1=100мм, R_3=20мм, μ_1=0,7

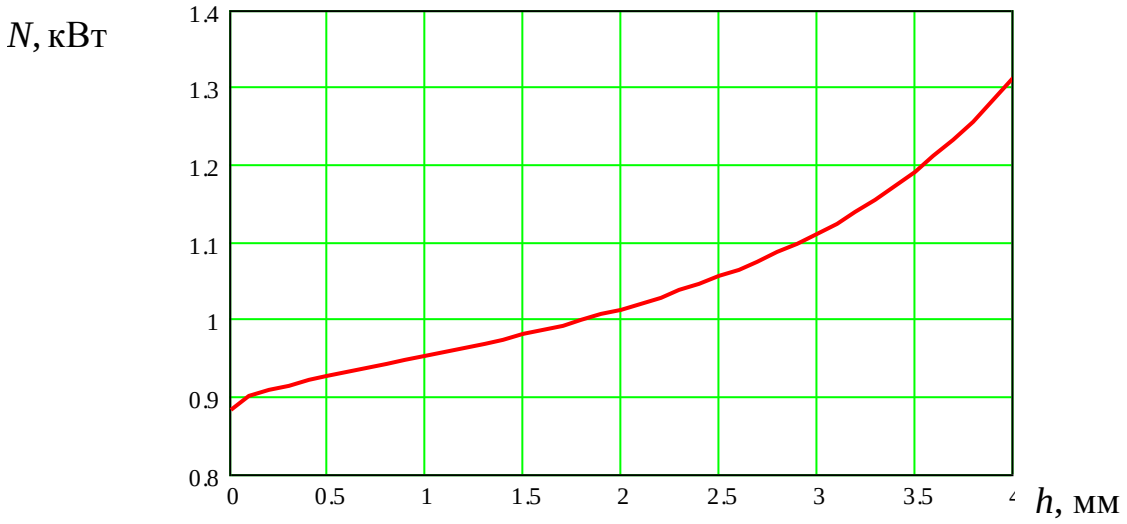


Рис. 2.12.Графік залежності потужності для обертання диска від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона R_b=5мм, R_1=100мм, R_3=20мм, μ_1=0,7

2.3 Динаміка процесу зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами

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. Процес зміцнення поверхні гвинтового робочого органу здійснюється періодичними ударами пуансонів та короткочасним контактом останніх з обробленими поверхнями. Тому цей процес пов'язаний із надзвичайно складними ударними та формотворними процесами. Внаслідок цього виникає необхідність у побудові математичної моделі, яка б показувала характер зміни навантажень на систему гвинтовий робочий орган, деформуючий пуансон, диск на з'єднувальні вали. Загальну оцінку динамічного характеру проявлення навантаження можна одержати на основі введення коефіцієнта динамічності $k_д$ як відношення величини деформації системи при динамічній і статичній дії.

Зміцнення поверхні гвинтового робочого органу деформуючими пуансонами, що обертаються у диску відноситься до перехідних динамічних процесів. Вирішення задачі щодо виявлення дійсних навантажень на гвинтовий робочий орган, деформуючий пуансон, диск та конструктивні елементи установки під час перехідного процесу з врахуванням коливань являє собою одну із важливих проблем теорії розрахунку вказаних елементів. Дослідження деталей динамічної системи шляхом виділення їх із ланцюга не може дати достатньо точного уявлення про дійсні напруження в складових частинах системи гвинтовий робочий орган, деформуючий пуансон, диск. Тому розрахунок системи взаємозв'язаних деталей потрібно проводити з врахуванням пружності їх зв'язків, а отже і коливального руху всіх її елементів.

Схему зміцнення поверхні гвинтового робочого органу деформуючими пуансонами представлено на рис. 2.5. Якщо розглядати реальний процес даного зміцнення із всіма складовими прийшлось би створювати складну систему диференціальних рівнянь, яку б не тільки було важко вирішити, але й проаналізувати. Тому, щоб визначити основний характер зміцнення поверхні гвинтового робочого органу, відкидаємо другорядні фактори і приходимо до деякої ідеалізації системи.

Систему гвинтовий робочий орган, деформуючий пуансон, диск та конструктивні елементи установки представимо механічною моделлю, що складається із зосереджених мас, з'єднаних пружними зв'язками. Пружні

зв'язки допустимо невагомими, що характеризуються постійними коефіцієнтами жорсткості. Місцевими напруженнями і деформаціями в місцях з'єднання окремих елементів системи будемо нехтувати. Із всіх можливих дійсних перехідних процесів і характерів зміни прикладених сил виберемо такі, щоб одержати максимально можливі в перехідному процесі значення моментів та сил пружності в окремих елементах системи.

Згідно вищевказаного систему із гвинтового робочого органу, деформуючого пуансона, диска та конструктивних елементи установки можна звести до еквівалентної багатомасової системи на рис. 2.13.

До зосереджених мас, які показані на рис. 2.13 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. Крім того на рис. 2.13 позначені зведені коефіцієнти крутильної жорсткості: 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 органу, а також показано зведені коефіцієнти лінійної жорсткості: k_{1z}, k_{1y} - зведена лінійна жорсткість диска відповідно в напрямках осей z та y; k_{4z}, k_{4y} - зведена лінійна жорсткість гвинтового робочого органу в напрямках осей z та y; k_{51z}, k_{51y} - зведена лінійна жорсткість деформуючого пуансона в напрямках осей z та y. Крім цього позначені коефіцієнти демпфування: $\beta_{12\varphi}$ – коефіцієнт демпфування крутильних коливань вала між диском та муфтою,

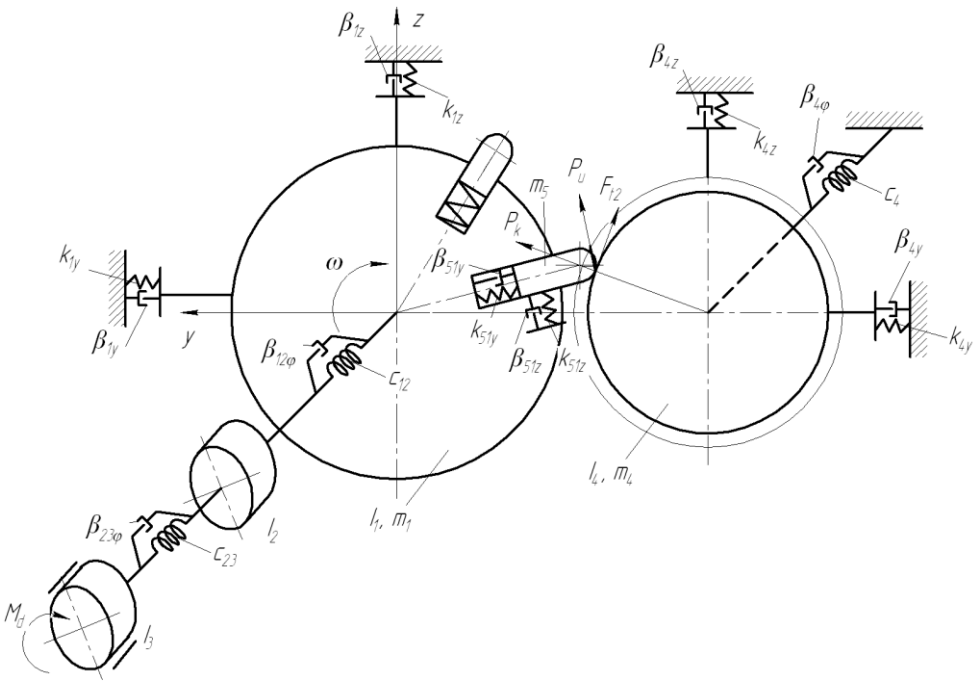


Рис. 2.13. Схема динамічної моделі процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органу деформуючими пуансонами

$\beta_{23\varphi}$ – 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 в напрямках осей z та y; β_{51z}, β_{51y} – коефіцієнти демпфування лінійних коливань між деформуючим пуансоном та диском в 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 та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сила контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, що визначаються за формулами (2.49), (2.42) та (2.34) відповідно. Проекції цих сил на осі z та y визначаються за формулами (2.19), (2.28), (2.29), (2.43), (2.44).

За час контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом можна виділити наступні етапи:

1.Зближення на швидкості V_k, внаслідок чого проходить удар.

2. Переміщення пуансона по поверхні гвинтового робочого органу під навантаженням, що зменшується при зменшенні перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона.

3. Вихід пуансона із зони зміцнення з наступним затухаючим коливанням.

Час контакту пуансона із гвинтовим робочим буде рівний:

$$t_K = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right)}{\omega}, \tag{2.53}$$

Час між ударами пуансонів по поверхні гвинтового робочого органу:

$$t_1 = \frac{2\pi}{z_1 \omega}, \tag{2.54}$$

де z_1 – кількість пуансонів, що рівномірно розміщені на диску.

Вибираємо за узагальнені координати кути повороту інерційних мас φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 та лінійні переміщення мас в напрямку осей z та y: z_1, z_4, z_5, y_1, y_4, y_5.

Кінетична енергія системи:

$$T = \frac{I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{I_3 \cdot \dot{\varphi}_3^2}{2} + \frac{I_4 \cdot \dot{\varphi}_4^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{z}_1^2}{2} + \frac{m_4 \cdot \dot{z}_4^2}{2} + \frac{m_5 \cdot \dot{z}_5^2}{2} + \\ + \frac{m_1 \cdot \dot{y}_1^2}{2} + \frac{m_4 \cdot \dot{y}_4^2}{2} + \frac{m_5 \cdot \dot{y}_5^2}{2}. \tag{2.55}$$

Потенціальна енергія системи:

$$\Pi = \frac{C_{12} \cdot (\varphi_2 - \varphi_1)^2}{2} + \frac{C_{23} \cdot (\varphi_3 - \varphi_2)^2}{2} + \frac{C_4 \cdot \varphi_4{}^2}{2} + \frac{k_{51z} \cdot (z_1 - R_u \varphi_1 - z_5)^2}{2} + \frac{k_{1z} \cdot z_1{}^2}{2} + \\ + \frac{k_{4z} \cdot z_4{}^2}{2} + \frac{k_{1y} \cdot y_1{}^2}{2} + \frac{k_{51y} \cdot (y_1 - y_5)^2}{2} + \frac{k_{4y} \cdot y_4{}^2}{2}. \tag{2.56}$$

Функція розсіювання:

$$\Phi = \frac{\beta_{12\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{\beta_{23\varphi} \cdot (\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_2)^2}{2} + \frac{\beta_{4\varphi} \cdot \dot{\varphi}_4{}^2}{2} + \frac{\beta_{51z} \cdot (\dot{z}_1 - R_u \dot{\varphi}_1 - \dot{z}_5)^2}{2} + \\ + \frac{\beta_{1z} \cdot \dot{z}_1{}^2}{2} + \frac{\beta_{4z} \cdot \dot{z}_4{}^2}{2} + \frac{\beta_{1y} \cdot \dot{y}_1{}^2}{2} + \frac{\beta_{51y} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_5)^2}{2} + \frac{\beta_{4y} \cdot \dot{y}_4{}^2}{2}. \tag{2.57}$$

Складемо диференціальні рівняння руху системи для вимушених

коливань, застосовуючи рівняння Лагранжа другого роду. Для мас, що здійснюють крутильні коливання:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_n}+\frac{\partial П}{\partial \varphi_n}+\frac{\partial Ф}{\partial \dot{\varphi}_n}=M_i, \tag{2.58}$$

де φ_n – узагальнені координати.

Для мас, що здійснюють лінійні переміщення:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{z}_n}+\frac{\partial П}{\partial z_n}+\frac{\partial Ф}{\partial \dot{z}_n}=P_{uz}+F_{t2z}+P_{kz}, \tag{2.59}$$

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_n}+\frac{\partial П}{\partial y_n}+\frac{\partial Ф}{\partial y_n}=P_{uy}+F_{t2y}+P_{ky}. \tag{2.60}$$

Виконуючи відповідні перетворення рівнянь (2.58), (2.59), (2.60), враховуючи функцію розсіювання $Ф$, одержимо систему рівнянь вимушених коливань:

$$\left.\begin{aligned}
&I_1\cdot\ddot{\varphi}_1+C_{12}\cdot(\varphi_1-\varphi_2)+\beta_{12\varphi}(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2)-k_{51z}(z_1-R_u\varphi_1-z_5)R_u-\\
&-\beta_{51z}(\dot{z}_1-R_u\dot{\varphi}_1-\dot{z}_5)R_u=R_u\left(P_u+F_{t2}\cos(\alpha+\beta_2)+P_k\sin\alpha\cos\beta_2\right);\\
&I_2\cdot\ddot{\varphi}_2+C_{12}\cdot(\varphi_2-\varphi_1)+\beta_{12\varphi}(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_1)+C_{23}\cdot(\varphi_2-\varphi_3)+\beta_{23\varphi}(\dot{\varphi}_2-\dot{\varphi}_3)=0;\\
&I_3\cdot\ddot{\varphi}_3+C_{23}\cdot(\varphi_3-\varphi_2)+\beta_{23\varphi}(\dot{\varphi}_3-\dot{\varphi}_2)=-M_d;\\
&I_4\cdot\ddot{\varphi}_4+C_4\cdot\varphi_4+\beta_{4\varphi}\dot{\varphi}_4=R_3\left(P_u\cos(\alpha+\beta_2)+F_{t2}+P_k\sin\alpha\cos\alpha\right);\\
&m_5\cdot\ddot{z}_5-k_{51z}(z_1-R_u\varphi_1-z_5)-\beta_{51z}(\dot{z}_1-R_u\dot{\varphi}_1-\dot{z}_5)=P_{uz}+F_{t2z}+P_{kz};\\
&m_1\cdot\ddot{z}_1+k_{51z}(z_1-R_u\varphi_1-z_5)+\beta_{51z}(\dot{z}_1-R_u\dot{\varphi}_1-\dot{z}_5)+k_{1z}z_1+\beta_{1z}\dot{z}_1=0;\\
&m_4\cdot\ddot{z}_4+k_{4z}z_4+\beta_{4z}\dot{z}_4=P_{uz}+F_{t2z}+P_{kz};\\
&m_5\cdot\ddot{y}_5+k_{51y}(y_5-y_1)+\beta_{51y}(\dot{y}_5-\dot{y}_1)=P_{uy}+F_{t2y}+P_{ky};\\
&m_1\cdot\ddot{y}_1+k_{1y}y_1+\beta_{1y}\dot{y}_1+k_{51y}(y_1-y_5)+\beta_{51y}(\dot{y}_1-\dot{y}_5)=0;\\
&m_4\cdot\ddot{y}_4+k_{4y}y_4+\beta_{4y}\dot{y}_4=P_{uy}+F_{t2y}+P_{ky}.
\end{aligned}\right\} \tag{2.61}$$

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

Враховуючи те, що на початку зіткнення деформуючого пуансона та гвинтового робочого органу відбувається короткочасне ударне навантаження, а сили контактної взаємодії зростають до максимального значення і спадають до

нуля при виході пуансона із зачеплення з гвинтовим робочим органом, апроксимуємо ці силові параметри відповідно зростаючою і спадаючою лінійними залежностями.

Тоді, використовуємо допоміжну безрозмірну алгебрологічну функцію:

$$F_i(t) = \left(\frac{t_K}{2} - \left| \frac{t_K}{2} - (t - t_i) \right| \right) \cdot k_2, \tag{2.62}$$

де k_2 - коефіцієнт, що визначає кут нахилу лінії зміни 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.

t_i – момент часу, коли проходить удар чергового деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом.

Використовуючи рівняння (2.62), сумарні сили взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом в проекціях на вісі z та y представимо залежностями:

$$P_{zi}(t) = \frac{F_i(t) + P_{z\Sigma} - \left| F_i(t) - P_{z\Sigma} \right| + \left| F_i(t) + P_{z\Sigma} - \left| F_i(t) - P_{z\Sigma} \right| \right|}{4}. \tag{2.63}$$

$$P_{yi}(t) = \frac{F_i(t) + P_{y\Sigma} - \left| F_i(t) - P_{y\Sigma} \right| + \left| F_i(t) + P_{y\Sigma} - \left| F_i(t) - P_{y\Sigma} \right| \right|}{4}, \tag{2.64}$$

де $P_{z\Sigma} = P_{uz} + F_{t2z} + P_{kz}$, $P_{y\Sigma} = P_{uy} + F_{t2y} + P_{ky}$.

Тоді функції, що описують періодичність взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом визначаємо за формулами:

$$P_z(t) = \sum_{i=1}^{n} P_{zi}(t); \tag{2.65}$$

$$P_y(t) = \sum_{i=1}^{n} P_{yi}(t). \tag{2.66}$$

Приклад використання функцій (2.62), (2.63), (2.65) при зміцненні поверхні гвинтового робочого органу під час послідовного удару двох чергових пуансонів представлено на рисунку 2.14. Початкові умови для системи рівнянь записуємо з наступних міркувань. При зміцненні поверхні гвинтового робочого

органу до моменту зіткнення пуансона із гвинтовим робочим органом, від якого і ведемо відлік часу, не відбувається деформації пружних елементів системи. Тому, початкові відносні координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальша деформація відбувається за рахунок дії зовнішніх сил. Отже, для $t = 0$ маємо:

$$\varphi_1(0)=0,\ \varphi_2(0)=0,\ \varphi_3(0)=0, \varphi_4(0)=0, z_1(0)=0,\ z_4(0)=0,\ z_5(0)=0,\ y_1(0)=0,$$
$$y_4(0)=0,\ y_5(0)=0,$$
$$\dot{\varphi}_1(0)=0,\ \dot{\varphi}_2(0)=0,\ \dot{\varphi}_3(0)=0,\ \dot{\varphi}_4(0)=0,\ \dot{z}_1(0)=0,\ \dot{z}_4(0)=0,\ \dot{z}_5(0)=0, \quad (2.67)$$
$$\dot{y}_1(0)=0,\ \dot{y}_4(0)=0,\ \dot{y}_5(0)=0.$$

Розв’язок системи диференціальних рівнянь (2.61) з початковими умовами (2.67) доцільно провести на комп’ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. За результатами досліджень представлено графічні залежності зміни кута деформації вала між диском та муфтою в часі (рис. 2.15), лінійної деформації гвинтового робочого органу в напрямку осі *y* в часі (рис. 2.16), лінійної деформації диска в напрямку осі *z* в часі (рис. 2.17) та лінійної деформації пуансона в напрямку осі *y* в часі (рис. 2.18) під час здійснення процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органу двома послідовними пуансонами .

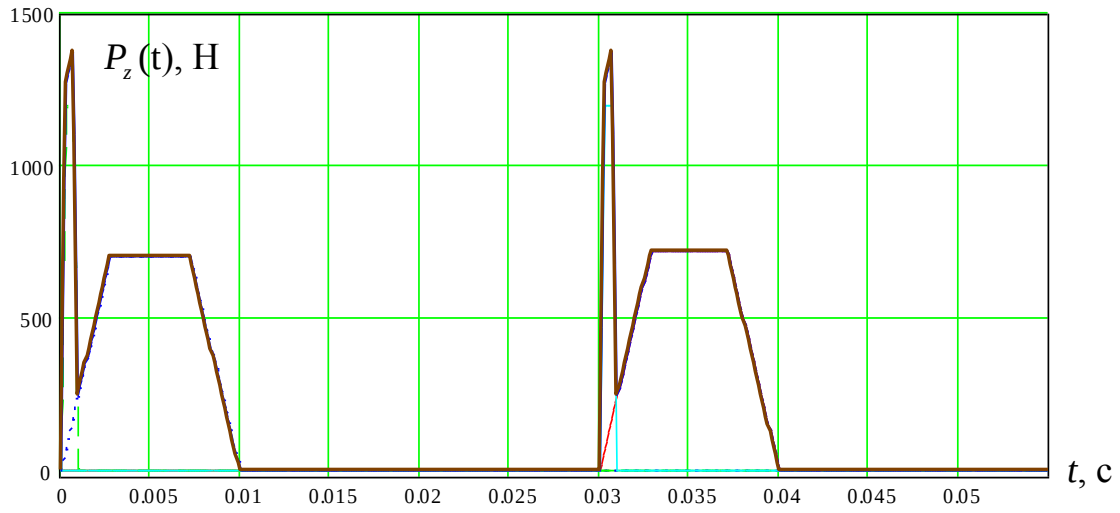


Рис. 2.14. Графік зміни в часі сумарних проекцій сил на вісь *z* при зміцненні поверхні гвинтового робочого органу під час послідовного удару двох чергових пуансонів

Для перевірки адекватності запропонованої системи диференціальних рівнянь усі її складові визначались експериментально. Із представлених графічних залежностей (рис. 2.15 –2.18) видно, що деформації складових елементів системи в часі спочатку зростають як наслідок ударних навантажень, а потім поступово знижується із затухаючими коливаннями до нуля при виході пуансона із зони контакту із гвинтовим робочим органом.

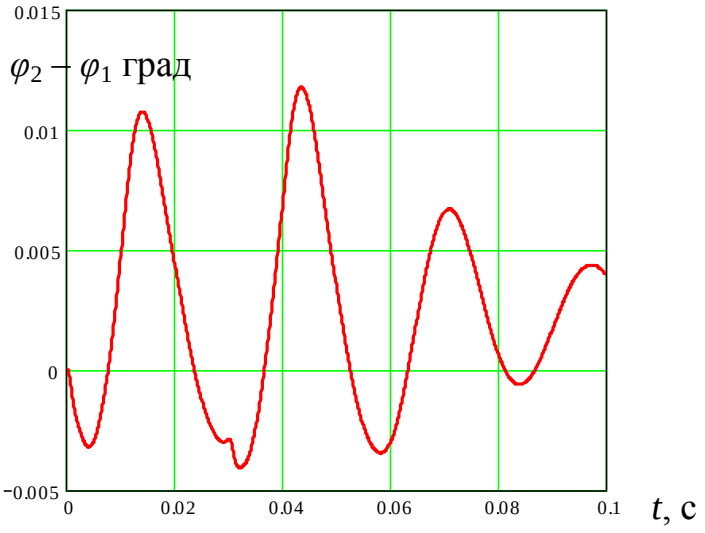


Рис. 2.15.Графік зміни кута деформації вала між диском та муфтою в часі

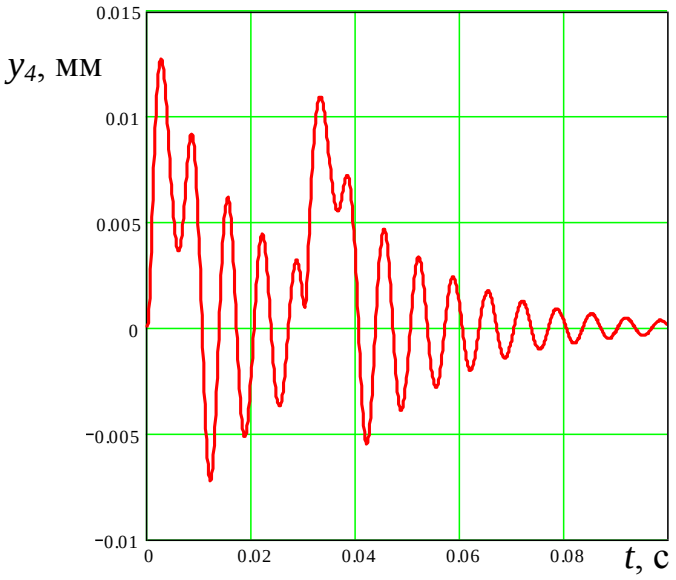


Рис. 2.16. Графік зміни лінійної деформації гвинтового робочого органу в напрямку осі y в часі

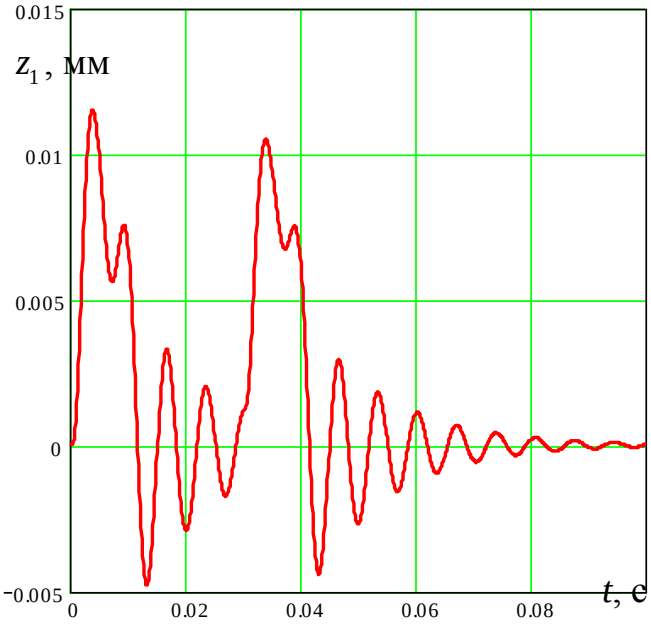


Рис. 2.17. Графік зміни лінійної деформації диска в напрямку осі z в часі

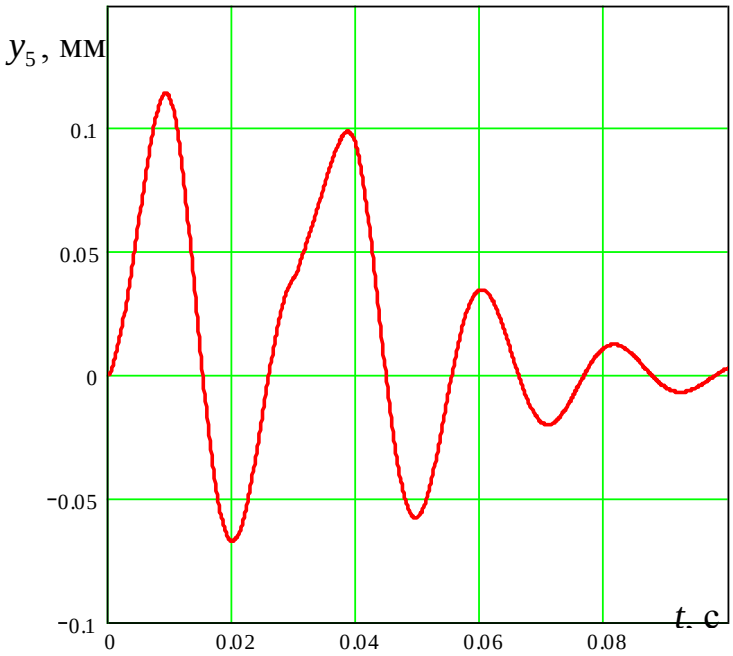


Рис. 2.18. Графік зміни лінійної деформації пуансона в напрямку осі y в часі

2.4 Динаміка імпульсного зміцнення гребеня гвинта шнеку

Методи поверхневого вібраційного зміцнення деталей, а також відповідні машини, обладнання та технології отримали в різних галузях промисловості та

сільського господарства широке застосування [5, 71, 114-116, 139, 141-143]. Їх ефективно використовують у випадках, коли необхідно провести зміцнення всієї поверхні виробу. Для поверхневого ж зміцнення великогабаритних елементів конструкцій використовують спеціалізовані вібраційні машини або спеціальні машини [95, 103], принцип роботи яких аналогічний до принципу роботи піскоструйних машин – використання ефекту дії напрямленого удару великої кількості дрібних кульок значної твердості і які рухаються із великими швидкостями. Однак, для зміцнення окремих ділянок (частин поверхні) вказані методи зміцнення є неприйнятними, а тому для них треба розвивати спеціальні технології [13]. Нижче на рис. 2.19 представлена розрахункова схема машини для зміцнення тільки частини поверхні гвинтових робочих органів шнеків – її торця (гребеня) гвинта (або див. патент). Для визначення впливу зовнішніх силових параметрів, геометричних та кінематичних чинників процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів розглянемо розрахункову схему на рис. 2.19. При обертанні диска 1 разом із деформуючим пунсоном 3 відбувається короткотривала дія останнього на гребінь гвинтового робочого органу 2. Вказана силова дія періодично повторюється, а її період та максимальне значення сили визначаються кількість пуансонів, кутовою швидкістю обертання диску та жорсткістю пружини 4. Щоб забезпечити поверхневе зміцнення всієї частини гребеня гвинтового робочого органу, останній разом із шнеком одночасно обертається із малою кутовою швидкістю та здійснює поступальний рух із переносною швидкістю, яка за напрямом паралельна до осі шнека. Внаслідок вказаної дії на гребінь гвинта відбувається пружно-пластична деформація поверхневого його шару і як наслідок - його зміцнення.

Ефективність роботи такої машини значною мірою як характеристиками силової дії пуансону на гребінь, так динамікою шнека, точніше кажучи його поперечними коливаннями, адже останні можуть привести як до збільшення, так і зменшення величини імпульсу дії на гребінь гвинта. У зв’язку із вказаним, для зменшення амплітуди коливань шнеку, він взаємодіє із пружним тілом 5 збільшуючи тим самим жорсткість на згин системи. Проте, така зміна

жорсткості системи змінює одночасно і частоту згинальних коливань шнеку. Таким чином, для належного функціонування розглядуваного устаткування необхідно передбачити (унеможливити) резонансні коливання шнеку під дією періодичного імпульсного збурення яке передається пуансоном.

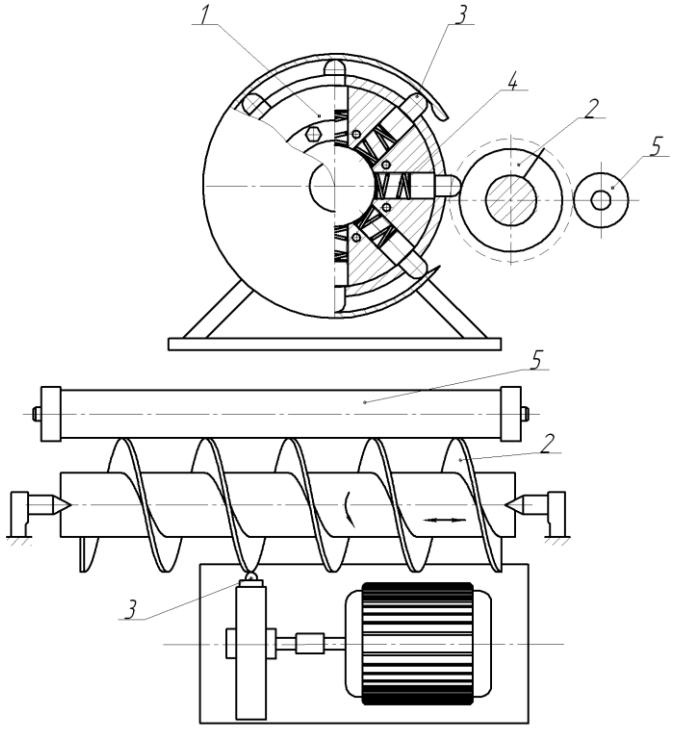


Рис. 2.19. Розрахункова схема процесу імпульсного зміцнення гребеня гвинта шнеку пуансоном: 1 – диск, 2 – шнек із гвинтом, 3 – пуансон, 4 – пружина; 5- пружне тіло [95]

Розв’язати поставлену задачу можна на базі адекватних фізичної, а від так математичної моделей процесу імпульсного зміцнення гребеня гвинта шнеку. Отже, за фізичну модель розглядуваного процесу імпульсного зміцнення прийнято пружне тіло із шарнірно закріпленими кінцями (рис. 2.20). Верхня частина його пружно взаємодіє із пружним тілом зменшують амплітуду поперечних коливань шнеку.

За рахунок обертання із малою кутовою швидкість самого пружного шнека, як було наголошено вище, точка дії пуансонів на гребінь гвинта змінюється, що дозволяє за певний час здійснити повністю процедуру зміцнення гребеня. Змінна точки прикладання періодичної дії пуансонів на гребінь створює додаткові труднощі під час аналітичного дослідженні процесу

імпульсного зміцнення гребеня шнеку.

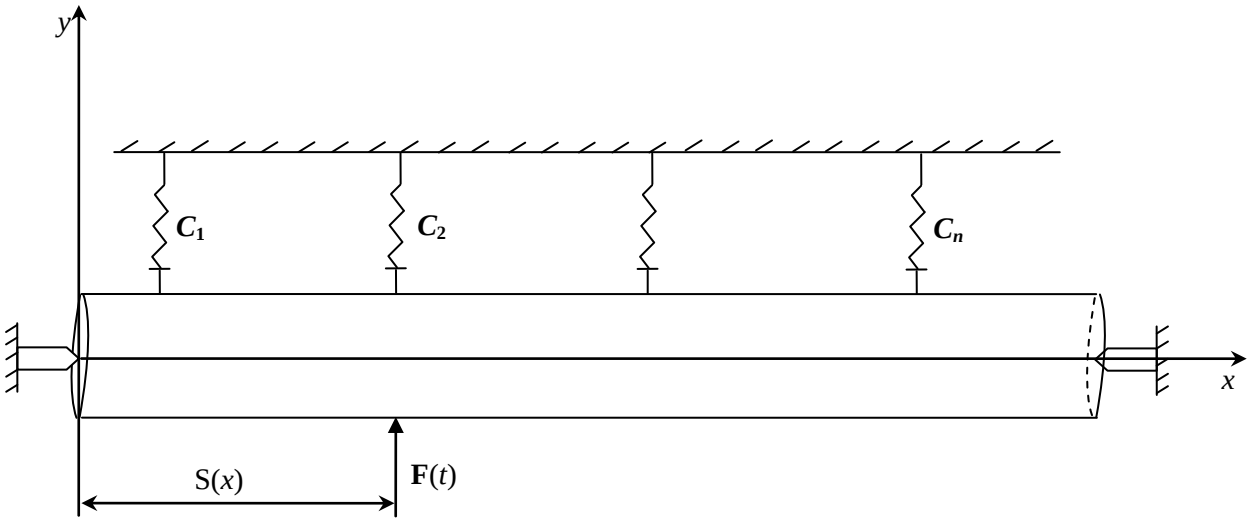


Рис. 2.20. Фізична модель для дослідження динаміки шнеку в процесі зміцнення гребеня гвинта

Для аналітичного дослідження динаміки процесу поверхневого зміцнення наведеної вище фізичної моделі перш за все необхідно побудувати відповідну математичну модель. Основними припущеннями, які прийняті для її побудови є:

- в процесі зміцнення залишаються сталими величинами ρ - густина матеріалу шнека; S - площа поперечного перерізу шнека сталою; E - модуль пружності матеріалу; J - момент інерції поперечного перерізу шнека відносно осі, яка перпендикулярна до площини згину;
- кутова швидкість обертання шнека є малою величиною і нею у математичній моделі нехтуємо;
- точка прикладання дії пуансона на гребінь гвинта перемішається із малою відносною швидкістю V, а її величина F змінюється відповідно до закону $F = F_0 \sin \nu t$ (F_0 - величина сили, а ν її частота);
- дія пружних елементів (тіла 13) на шнек описується лінійними співвідношеннями: $Q_i = c\Delta_i$, c - еквівалентна жорсткість пружного елементу, Δ_i - значення деформації шнеку у точці дії пружного елементу на шнек;

- існуюча сила опору під час коливань шнека пропорційна швидкості у степені $2r+1, r=0,1,2,....$

Приймаю чи до уваги, що коливання шнеку відбуваються в площині *XOY*, для визначення його положення достатньо знати положення в довільний момент геометричного місця центрів поперечних перерізів [80-81]. Таким чином, нехай $u(x,t)$ - переміщення центральної осі перерізу шнеку із декартовою координатою x в довільний момент часу t. Тоді дія пружних елементів на шнек визначається співвідношенням $Q_i = cu(t,x_i)$. Наведене в сукупності дозволяє [83] диференціальне рівняння згинальних коливань шнеку під час поверхневого зміцнення гребеня гвинта за умови, що пружні елементи розміщені “густо” подати у вигляді

$$\rho S\frac{\partial^2 u(t,x)}{\partial t^2} = -EJ\frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - cu(t,x) - \alpha\left(\frac{\partial u(t,x)}{\partial t}\right)^{2r+1} + F_0 \sin \nu t_{|x=Vt}. \quad (2.68)$$

де α - коефіцієнт пропорційності у силі опору.

Примітка. У роботі приймається, що процес зміцнення гребеня гвинта починається із лівого його кінця.

Динамічний процес систем із розподіленими параметрами визначається діючими силами, крайовими та початковими умовами. Що до крайових умов для рівняння (2.68), то вони узгоджуються із способом закріплення шнека. Для розглядуваного випадку це співвідношення

$$u(x,t)_{|x=0} = u(x,t)_{|x=l} = 0, \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}_{|x=0} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}_{|x=l} = 0 \ , \quad (2.69)$$

де l довжина шнеку. Дослідити процес зміцнення гребеня гвинта в певній мірі можна на базі розв’язку крайової задачі (2.68), (2.69). Для його знаходження накладемо додаткові умови на деякі параметри правої частини рівняння (2.68) виходячи із наступного: максимальні значення сили опору та сили з якою пуансон діє на гребінь гвинта є малими у порівнянні відновлюючою силою шнеку, тобто $|EJ| >> |F_0|$, та $|EJ| >> |\alpha|$. Наведе у сукупності дозволяє для побудови отриманої математичної моделі динаміки процесу зміцнення гребеня

гвинта використати загальні ідеї методів збурень. Відповідно до них перш за все побудуємо розв'язок так званої незбуреної крайової задачі, тобто розвязок рівняння

$$\rho S \frac{\partial^2 u(t,x)}{\partial t^2} = -EJ \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - cu(t,x) \qquad (2.70)$$

за крайових умов (2.69). Його можна описати співвідношенням вигляду [16,17]

$$u(t,x) = C_1 \sin(\chi x + \omega t + \varphi_0) + C_2 \cos(\chi x - \omega t + \psi_0) \ , \qquad (2.71)$$

в якому хвильове число χ зв'язане із частотою незбуреного руху ω дисперсійним співвідношенням

$$\rho S \omega^2 - EJ\chi^4 - c = 0 \ . \qquad (2.72)$$

Що стосується сталих $C_1, C_2, \psi_0, \varphi_0$, то вони визначаються так, щоб із урахуванням останнього співвідношення справджувались крайові умови (2.69). Наведене у сукупності дозволяє отримати зв'язок між вказаними параметрами. Не вникаючи у математичні викладки знаходження цього звязку, із розвязку у вигляді співвідношення (2.71) випливає, що одно частотний динамічний процес у одній із форм динамічної рівноваги можна представити у вигляді

$$u(t,x) = a \sin \frac{k\pi}{l} x \cos\phi, \phi = \omega t + \gamma \ , \qquad (2.73)$$

де $\omega = \sqrt{\dfrac{c + EI\left(\dfrac{k\pi}{l}\right)^4}{\rho S}}$ - частота власних коливань шнека, $k = 1, 2, ...,$ a та γ - нові сталі, які для незбуреного руху визначаються із початкових умов, а для збуреного руху – силою дії пуансона на гребінь гвинта та силою опору.

Що стосується збуреного руху, то закони зміни в часі визначальних параметрів поперечних коливань визначаються силою опору та дією пуансона на нього. Що стосується останньої, то вона суттєво залежить від співвідношенням між частотою власних коливань ω та частотою дії пуансона на гребінь гвинта. У випадку, коли $p\omega \neq q\nu$ (нерезонансний випадок)

амплітуда та частота коливань для першого наближення [1] визначаються звичайними диференціальними рівняннями

$$\frac{da}{dt}=\frac{1}{2\pi\omega l}\int_0^l\int_0^{2\pi}\left\{-\alpha\left[a\omega\sin\frac{k\pi}{l}x\cos\phi\right]^{2r+1}+F_0\sin\nu t_{|x=Vt}\right\}\sin\frac{k\pi}{l}x\cos\phi dxd\phi \quad (2.74)$$

$$\frac{d\phi}{dt}=\omega+\frac{1}{2\pi\omega al}\int_0^l\int_0^{2\pi}\left\{-\alpha\left[a\omega\sin\frac{k\pi}{l}x\cos\phi\right]^{2r+1}+F_0\sin\nu t_{|x=Vt}\right\}\sin\frac{k\pi}{l}x\sin\phi dxd\phi.$$

Визначити вплив сили опору на закони зміни амплітуди та частоти коливань не становить труднощів. Що стосується дії пуансона, то для неї використаємо наступне: представимо її у вигляді $F_0\sin\nu t_{|x=\zeta=Vt}=\delta(x-\zeta)F_0\sin\nu t$, де $\delta(x-\zeta)$ - дельта функція Дірака. Останню відомим способом представимо у ряд за системою власних функцій $\left\{\sin\frac{k\pi}{l}x\right\}$ [83]: $\delta(x-\zeta)=\sum_{n=1}^{\infty}c_n\sin\frac{k\pi}{l}x$; $c_n=\frac{2}{l}\int_0^l\delta(x-\zeta)\sin\frac{k\pi}{l}xdx=\frac{2}{l}\sin\frac{k\pi}{l}\zeta.$

Таким чином, із урахуванням останнього маємо

$$\frac{da}{dt}=\frac{\bar{\alpha}}{2\omega l}\frac{\Gamma^2(1+(2\mathrm{r}+1)/2)}{\Gamma^2(1.5+(2\mathrm{r}+1)/2)}(a\omega)^{2r+1},\ \frac{d\phi}{dt}=\omega\ . \quad (2.75)$$

адже $\sum_{n=1}^{\infty}\sin\frac{n\pi}{l}\zeta\int_0^l\int_0^{2\pi}\mathrm{F}(t)\sin^2\frac{k\pi}{l}x\begin{Bmatrix}\cos\phi\\ \sin\phi\end{Bmatrix}d\phi dx=0.$

Це означає, що у нерезонансному випадку обмежена дія пуансона на згинальні коливання шнеку проявляється на частковій зміні форми коливань. Це можна визначити із першого покращеного наближення розв’язку задачі. Нижче на рис.2.21 представлено лише реакцію шнеку 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.

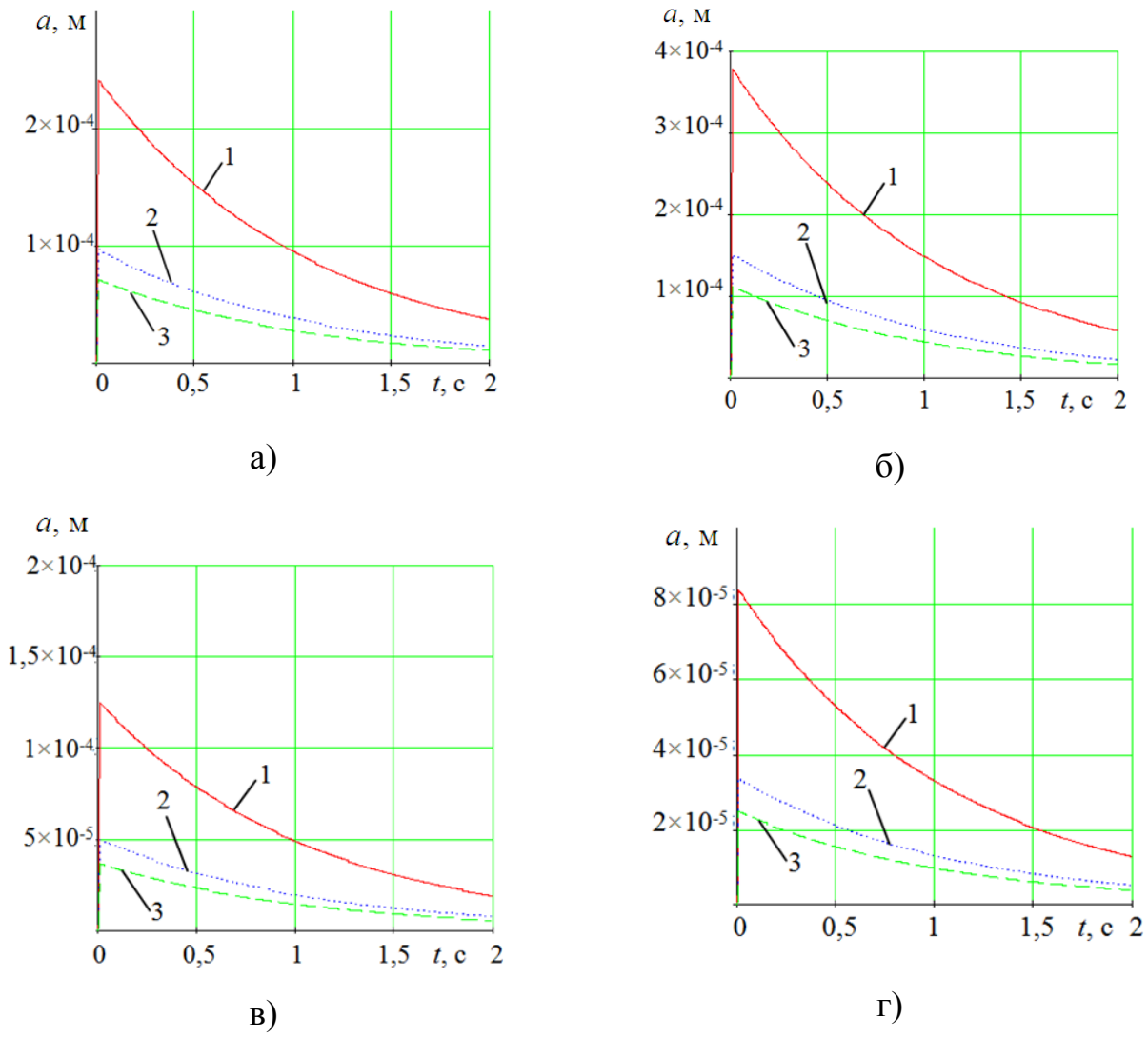


Рис. 2.21. Графіки зміни в часі прогину ГРО за різних точок дії ударного імпульсу та різних значень параметра c :1) $c=0$; 2) $c=140$ кН/м; 3) $c=280$ кН/м а) $\zeta=0,5l$ відстані; б) $\zeta=0,3l$ відстані; в) $\zeta=0,15l$ відстані; г) $\zeta=0,1l$ відстані

Представлені залежності показують, що використання додаткового “підпружинення” суттєво зменшує прогин шнека зумовленого дією одинокого ударного імпульсу. Більше того, за дії ударних імпульсів однакових характеристик максимальний прогин шнеку є у випадку його дії на середину шнеку.

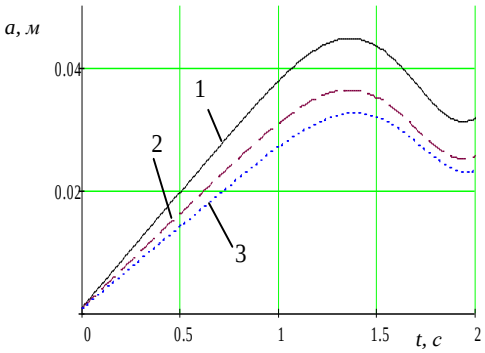
Більш складним є резонансний випадок. Розглянемо тільки випадок головного резонансу $p=q=1$. У резонансному випадку визначальні параметри коливань механічних систем визначаються не тільки діючими силами, але й суттєво залежать від різниці фаз власних та вимушених коливань [82]. Тому

формально вводячи вказаний параметр $\gamma = \phi - \nu t$ у співвідношення (2.74) ($\phi = \gamma + \nu t$), отримуємо:

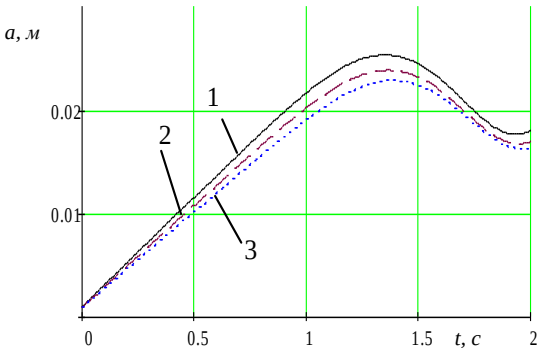
$$\frac{da}{dt} = \frac{\bar{\alpha}}{2\omega l}\frac{\Gamma^2\left(1+(2\mathrm{r}+1)/2\right)}{\Gamma^2\left(1.5+(2\mathrm{r}+1)/2\right)}(a\omega)^{2r+1} - \frac{2F_0}{\rho Sl\left(\omega_1+\nu\right)}\sin\left(\frac{\pi}{l}\mathrm{Vt}\right)\cos\phi, \quad (2.76)$$

$$\frac{d\phi}{dt} = \omega - \nu + \frac{2F_0}{\rho Sl\left(\omega_1+\nu\right)}\sin\left(\frac{\pi}{l}\mathrm{Vt}\right)\sin\phi \quad .(2.77)$$

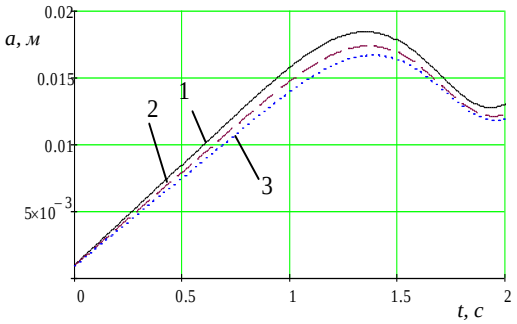
Нижче на рис. 2.22 представлено зміну в часі амплітуди поперечних коливань шнеку при переході через головний резонанс за різних точок дії імпульсного збурення та різних значень різних значень параметру c.



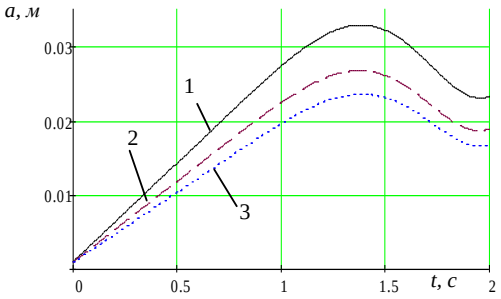
$c_1 = 0;\ c_2 = 140$ кН/м; $c_3 = 280$ кН/м
$\omega_1 = 8.447c^{-1}, \omega_2 = 10.312c^{-1}, \omega_3 = 11.889c^{-1}$
$V = 0.2$ м/с; $\xi = l/2$



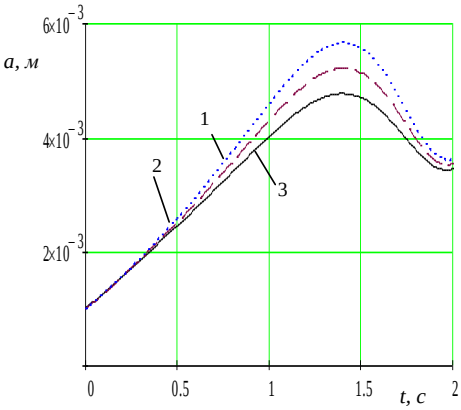
$c_1 = 0;\ c_2 = 140$ кН/м; $c_3 = 280$ кН/м
$\omega_1 = 15.016c^{-1}, \omega_2 = 16.14c^{-1}, \omega_3 = 17.19c^{-1}$
$V = 0.2$ м/с; $\xi = l/2$



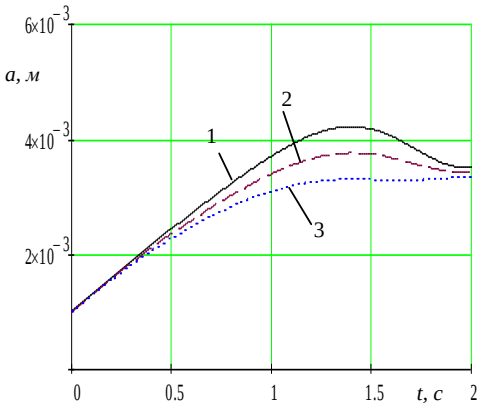
$c_1 = 0;\ c_2 = 140$ кН/м; $c_3 = 280$ кН/м
$\omega_1 = 8.447c^{-1}, \omega_2 = 10.312c^{-1}, \omega_3 = 11.889c^{-1}$
$V = 0.2$ м/с; $\xi = l/4$



$c_1 = 0;\ c_2 = 140$ кН/м; $c_3 = 280$ кН/м
$\omega_1 = 15.016c^{-1}, \omega_2 = 16.14c^{-1}, \omega_3 = 17.19c^{-1}$
$V = 0.2$ м/с; $\xi = l/4$



$c = 280$ кН/м; $\xi = l/10, \omega = 17.19\ c^{-1}$
$V = 0.2$ м/с; $V = 0.4$ м/с; $V = 0.6$ м/с



$c = 280$ кН/м; $\xi = 11l/10, \omega = 17.19\ c^{-1}$
$V = 0.2$ м/с; $V = 0.4$ м/с; $V = 0.6$ м/с

Рис. 2.22. Зміна в часі прогину шнеку при переході через головний резонанс за різних точок дії ударного імпульсу та різних значень параметру c

Підсумовуючи отримане можна стверджувати, що найбільш раціональним способом підпружинення є використання балки змінного поперечного перерізу, причому переріз її має бути максимальним по середині шнеку. Це дозволить зменшити прогин шнеку під час імпульсного зміцнення гребеня гвинта. Щодо закону зміни останнього, то вказане питання може бути предметом окремих досліджень.

2.5 Висновок

1. Проведено дослідження деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок пристроєм із декількома різцями. Для забезпечення вищої точності нарізання зовнішньої канавки доцільно застосувати пристрій для нарізання канавки замість використання одного різця, оскільки це призводить до зменшення величини деформації заготовки за рахунок вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, а також часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців. Також встановлено, що збільшення довжини заготовки l призводить до збільшення величини деформації заготовки в напрямку осі y, а зменшення діаметра заготовки d призводить до збільшення величини деформації заготовки в напрямку осі y.

2. Досліджено силові параметри процесу зміцнення поверхонь гвинтових

робочих органів деформуючими пуансонами. Визначено максимально допустиме значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона. Встановлено, збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів процесу зміцнення, найбільший ріст виникає при збільшенні перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона понад 3 мм. Тому доцільно налаштовувати усю технологічну систему зміцнення із перекриттям гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона до 3 мм, що забезпечить збільшення ресурсу роботи установки.

Збільшення максимально допустимого значення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона можна досягти, збільшуючи радіуси гвинтового робочого органу, розміщення центра сферичної поверхні деформуючого пуансона відносно центра обертання диска, радіуса сферичної поверхні деформуючого пуансона та зменшуючи коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска, зокрема за рахунок змащування та використання опор кочення.

3. Досліджено динаміку процесу зміцнення гвинтових робочих органів деформуючими пуансонами. Виведені аналітичні залежності для визначення сумарних сил взаємодії деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом в проекціях на вісі z та y. На основі теоретичних досліджень та розв’язку системи диференціальних рівнянь вимушених коливань елементів розрахункової схеми за допомогою чисельного методу побудовані графічні залежності зміни кута деформації вала між диском та муфтою, лінійної деформації гвинтового робочого органу в напрямку осі y в часі, лінійної деформації диска в напрямку осі z в часі, лінійної деформації пуансона в напрямку осі y в часі. Із представлених графічних залежностей встановлено, що деформації складових елементів системи в часі спочатку зростають як наслідок ударних навантажень, а потім поступово знижується із затухаючими коливаннями до нуля при виході пуансона із зони контакту із гвинтовим робочим органом.

4. Проведено дослідження динаміки імпульсного зміцнення гребеня

гвинта шнеку. Отримано теоретичні та побудовані на їх базі графічні залежності показують:

- використання додаткового підпружинення шнека збільшує власну частоту коливань системи і одночасно зменшує амплітуду коливань шнеку зумовлену дією імпульсного збурення;
- прогин шнеку за дії на нього одинокого імпульсного збурення приймає найбільше значення за умови, що останній діє на гребінь у середині шнеку;
- встановленоу мову виникнення резонансних коливань в системі.

- амплітуда переходу через резонанс приймає менше значення за більших значень податливості системи шнек - додаткова жорсткість та за умови, коли імпульсне збурення діє на більшій віддалі від середини шнеку.

РОЗДІЛ 3
ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Програма експериментальних досліджень виготовлення та зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів екструдерів

Згідно мети дисертаційної роботи та поставлених задач, а також проведеного теоретичного аналізу, програма експериментальних досліджень включає наступні етапи:

- спроектувати і виготовити функціонально здатні зразки технологічного оснащення для виготовлення та зміцнення гвинтових елементів робочих органів екструдера;
- провести лабораторні дослідження для визначення деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок під час виготовлення гвинтових заготовок формувальним інструментом залежно від матеріалу та факторів: величини подачі різця, швидкості різання та радіуса канавки;
- провести дослідження процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів з визначенням твердості, крутного моменту та максимальної потужності при різних геометричних параметрах канавки і матеріалах заготовки;
- уточнити достовірність запропонованих теоретичних розрахунків, щодо визначення силових та конструктивних параметрів устаткування;
- статистично обробити результати експериментів з метою визначення рівнянь регресій та емпіричних залежностей, що адекватно описують досліджувані процеси.

3.2 Стендове оснащення та методика проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень процесу точності нарізання зовнішньої канавки доцільно застосувати пристрій для нарізання

канавки замість використання одного різця, оскільки це призводить до зменшення величини деформації заготовки за рахунок вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, а також часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців (рис. 3.1).

Даний пристрій складається з корпуса 1 з центральним наскрізним отвором 2 діаметром більшим зовнішнього діаметра заготовки 3. Корпус жорстко закріплений за допомогою держака 4 в поздовжньому супорті верстату з можливістю осьового переміщення вздовж заготовки. Також корпус оснащений різцетримачами 5, що розміщені діаметрально один напроти іншого, і встановлені по гвинтовій лінії гвинтової канавки 6 заготовки. Різцетримачі виконані у вигляді циліндричних оправок, вільний торець яких жорстко закритий кришкою 7 на корпусі. В корпусі кріпляться 8 різальних інструментів з профілем рівним профілю гвинтової канавки, та з можливістю радіального переміщення. Крім того до різальних інструментів приєднано мікрометричні регулювальні пристрої 10 вильоту різців зі шкалою ноніуса. Регулювання різальних інструментів на крок здійснюється переміщенням різцетримачів разом з відрегульованим на певний виліт різальних інструментів по передачі гвинт-гайка. В якості гайки використовуються різцетримачі, які є в зачепленні з гвинтом 11, що жорстко закріплений в корпусі з можливістю осьового обертання через підшипник 12 за допомогою маховика 13 з рукояткою.

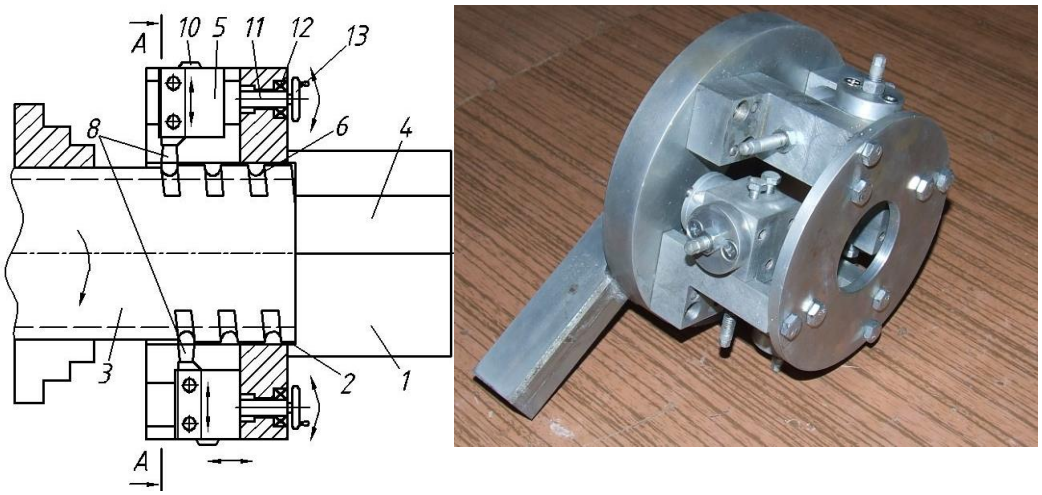


Рис. 3.1. Пристрій для нарізання канавки та загальний вигляд

Робота пристрою для нарізання зовнішніх гвинтових канавок здійснюється наступним чином. Виставляють різальні інструменти 8, у кожен з різцетримачів 5 на необхідну величину вильоту за допомогою мікрометричних регулювальних пристроїв 10 на стендах. Потім встановлюють різцетримачі з виставленими різальними інструментами в корпус 1 пристрою і вводять в зачеплення з гвинтом 11. Потім встановлюють пристрій на супорті верстату і закріплюють за допомогою держака 4. Різальні інструменти регулюються на крок за допомогою передачі гвинт-гайка по шаблону. Після налагодження пристрою на супорті верстату, вмикають верстат і проводять процес нарізання канавок. Для підвищення стійкості різальних інструментів по штуцеру 9 подається охолоджуюча рідина. Після нарізання канавок на певну довжину при реверсі на робочій подачі відводять пристрій від шпинделя верстату, заготовку знімають, встановлюють нову і проводять процес нарізання канавок.

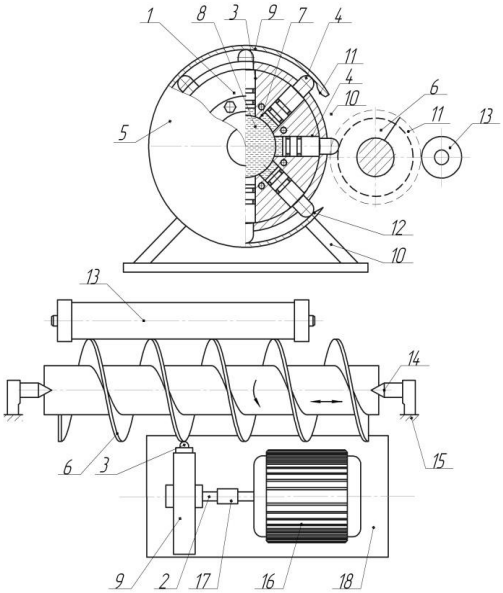
Для проведення експериментальних досліджень процесу зміцнення розроблено та виготовлено обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів (рис. 3.2). Який виконано у вигляді диска 1, який встановлено на осі 2 з можливістю кругового провертання. На периферії поверхні диска виконані рівномірно по колу циліндричні отвори 3 з певним кроком. В радіальних отворах 3 з можливістю осьового переміщення встановлені деформуючі пуансони 4, кінці яких виконані плоскими 5 і є загартовані і які є у взаємодії з зовнішнім торцевим контуром гвинтового робочого органу 6. Крім цього центральний отвір 7 диска 1 заповнений під тиском мастилом 8.

Співвісно до зовнішньої поверхні диска 1 жорстко встановлено пружнє кільце 9 з відкритою зоною 10, де кінець зони виконано з радіальним виступом 11 для створення додаткового тиску на деформуючі пуансони 4, а кінець відкритої зони виконано з загостренням 12 для плавного заходу формувальних пуансонів 4. Крім цього з протилежної сторони від зони зміцнення зовнішньої поверхні гвинтовий робочий орган 6 є у взаємодії з опорним роликом 13 довжиною 3…5 витків шнека і з ним є у взаємодії при обертанні і вигладжуванні. Гвинтовий робочий орган 6 з двох кінців встановлено в центри

14 з під ставкою знизу 15 для забезпечення надійності технологічного зміцнення.

Для забезпечення виконання технологічного процесу приводний диск 1, який встановлено на вісь 2 і під'єднаний до електродвигуна 16 з запобіжною муфтою 17 встановлені на плиті 18 паралельно з гвинтовим робочим органом 6.

Робота обкатного інструменту для зміцнення гвинтових робочих органів здійснюється наступним чином. Гвинтовий робочий орган 6 встановлюють в центрах 14 на плиті 18. Сюди також встановлено диск 1 з підведеної до її середини мастилом 8. підвищеного тиску і здійснюють їх монтаж для процесу здійснення зміцнення. При цьому диск 1 з деформуючими пуансонами 4 обертаються зі швидкістю 1000 і більше об/хв. і здійснюють зміцнення гвинтового робочого органу по всій довжині зовнішнього діаметра. При завершенні процесу зміцнення гвинтового робочого органу знімають з пристрою і встановлюють інший.



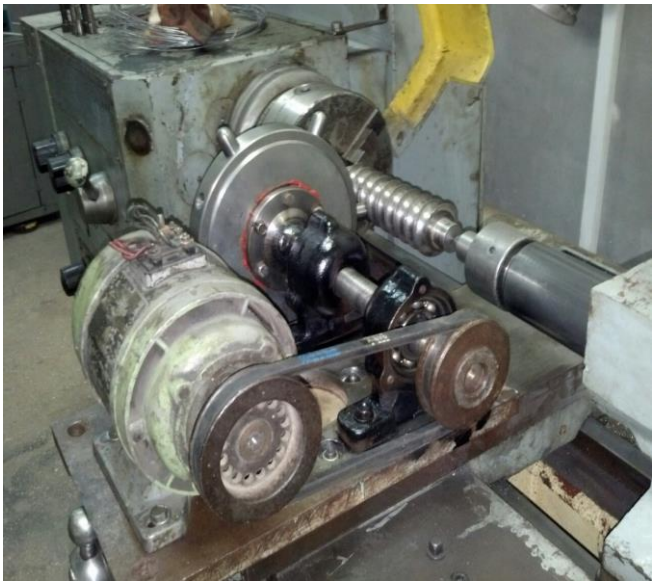


Рис. 3.2. Обкатний інструмент для зміцнення поверхні гвинтового робочого органу та загальний вигляд [Патент на корисну модель № 108422]

Методика проведення експериментальних досліджень деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок була наступною. Різці закріпили в різцетримачах пристрою для нарізання зовнішніх радіусних

канавок попередньо виставивши їх на стенді на необхідний виліт (величина S). Після того, дані різцетримачі встановлювали в пристрій нарізання зовнішніх радіусних канавок і регулювали необхідну відстань між ними, яка рівна половині кроку необхідної гвинтової канавки, так, щоб другий різець проходив по траєкторії першого різця. Заготовку закріплювали в патроні токарного верстату (у нашому випадку моделі 16Е16КП). Попередньо налагоджений на необхідні розміри пристрій для нарізання зовнішніх радіусних канавок закріплювали у різцетримачі того ж токарного верстату. Усі механічні передачі верстату виставляли на необхідні режими роботи до пуску двигуна.

Для пуску двигуна, регулювання частоти його обертання, та зняття експериментальних даних використовували перетворювач частоти Altivar 71, який працює в діапазоні потужності двигуна від 0,7 кВт до 2,2 кВт та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0 [58].

Силові кабелі приєднували через перетворювач частоти Altivar 71 до електросистеми токарного верстату. В свою чергу Altivar 71 підключали до ПК. У вікні програми PowerSuite v.2.5.0. вибирали модель даного перетворювача частоти та налаштовували необхідні параметри пуску двигуна і режим його роботи. Після усіх підготовчих робіт запускали процес проточування зовнішньої гвинтової канавки.

Після завершення процесу проточування у вікні програми Power Suite на дисплеї комп’ютера отримували дані про зміну крутного моменту і потужності двигуна в часі. Результати отримували у форматі графічних залежностей у вікні програми на дисплеї комп’ютера рис. 3.3.

Методика проведення експериментальних досліджень для зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів була наступною. Гвинтовий робочий орган з попереднього нарізання зовнішніх радіусних канавок закріплювали в патроні токарного верстату. Обкатний інструмент для зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів налагоджували на заданий типорозмір і кріпили в різцетримачі токарного верстату.

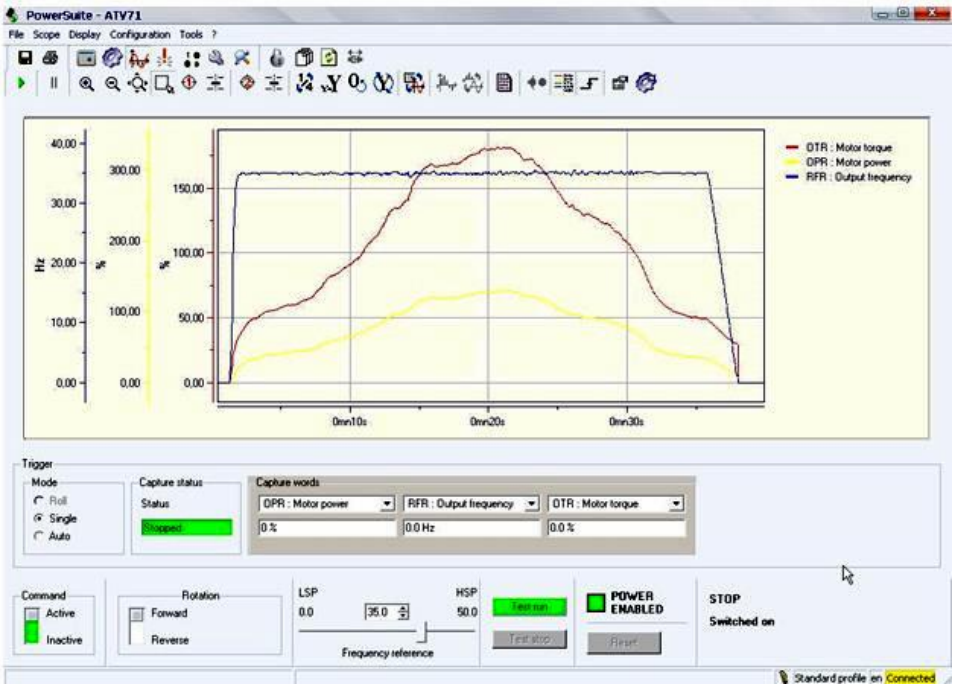


Рис. 3.3. Зразок вікна програми з отриманими результатами

Даний обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів, встановленого на осі, на периферійній поверхні якого виконані радіальні отвори, які розміщені рівномірно по колу і в які встановлені деформуючі елементи, які притиснуті пружними елементами з можливістю осьового переміщення, центральний отвір диска підпружинений, а по зовнішньому його діаметрі співвісно встановлено пружне кільце з відкритою зоною, де кінець зони виконано з радіусним виступом для збільшення сили удар. Для плавного його заходу, а в зоні дії деформуючих елементів встановлено гвинтовий робочий орган, торцева діаметральна поверхня якого є у взаємодії з півкруглою поверхнею деформаційних елементів, виконані плоскими і є загартованим і вони є у періодичній взаємодії з зовнішньою поверхнею гвинтового робочого органу. Причому встановлено в центрах і направляючих з можливістю їх прокручування і осьовою подачею, з протилежної сторони від зони зміцнення зовнішньої поверхні гвинтовий робочий орган є у взаємодії з опорним роликом співвісним з гвинтовим робочим органом довжиною 3…5 витків шнека. Усі механічні передачі верстату виставляли на необхідні режими роботи до пуску двигуна.

Для пуску двигуна, регулювання частоти його обертання, та зняття експериментальних даних використовували перетворювач частоти Altivar 71 та програмне забезпечення PowerSuite v.2.5.0, аналогічно до методики проведення експериментальних досліджень по проточування зовнішніх профільних гвинтових канавок, описаної вище.

Схема експериментальної установки і обладнання для регулювання параметрів процесу деформації заготовки в процесі нарізання зовнішніх радіусних канавок зображено на рис. 3.4. [112]

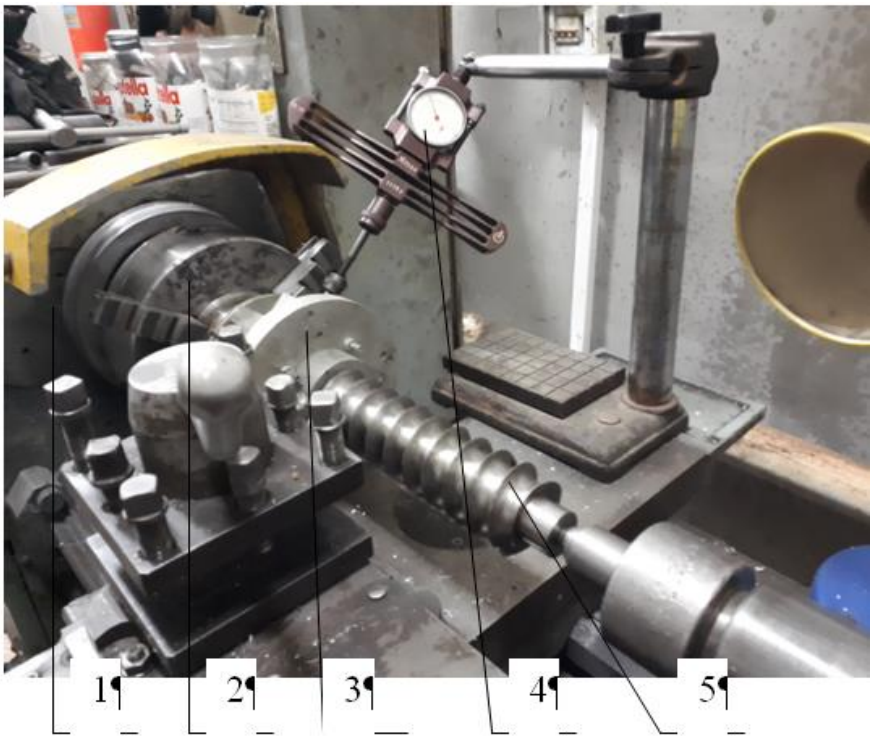


Рис. 3.4. Загальний вигляд дослідної установки нарізання зовнішніх радіусних канавок: 1 – токарно-гвинторізний верстат; 2 – патрон верстату; 3 –оправа для нарізання канавки; 4 – динамометр ; 5 – робочий орган

На рис. 3.5 представлено загальний вигляд експериментальної установки для зміцнення поверхні гвинтового робочого органа [112].

Поверхню шнека зміцнювали за частотою обертання обкатного інструменту 390 об/хв. Основними параметрами обробки були: зусилля деформування P_u, подача S, профільний радіус інструменту знаходився в межах

R= 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. Використання статичного підтискування інструменту до оброблюваної поверхні дозволяє збільшити її площу контакту з інструментом, сприяючи зменшенню спотворень ударного імпульсу, що передається і зменшуючи втрати енергії удару. Оскільки деталь в процесі обробки обертається, то сила створює контактні сили тертя.

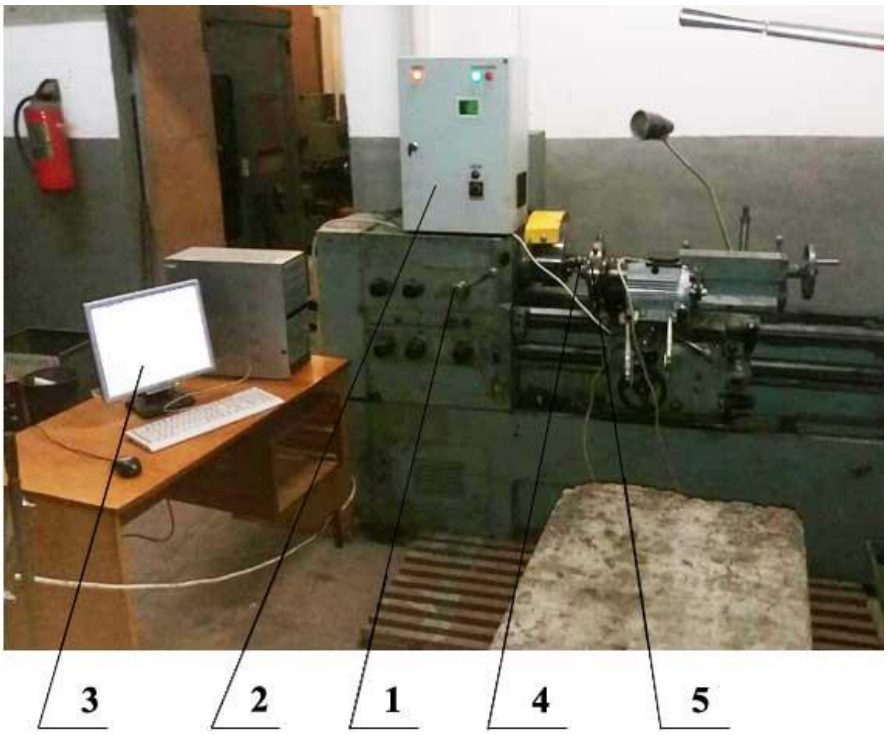


Рис. 3.5. Загальний вигляд дослідної установки для зміцнення поверхні гвинтового робочого органу: 1 – токарно-гвинторізний верстат; 2 – Altivar 71; 3 – ПК; 4 – обкатний інструмент для зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів; 5 – гвинтовий робочий орган

Аналіз отриманих результатів проводили згідно методики проведення багатофакторних експериментальних досліджень описаній в пункті 3.3. За його результатом отримано ряд графічних залежностей представлений в розділі 4.

Вимірювання твердості робочих поверхонь деталі «шнек» відбувалось неруйнівним методом з використанням електроакустичного твердоміра ТЕА-5 технічна характеристика якого представлена в додатку А.

На деталі було обрано п’ять перших витків починаючи від хвостовика. На кожному з витків вимірювання проводилось від центру до периферії. Кількість вимірювань – 5, така кількість обумовлена можливостями приладу. Для кожної групи вимірювань визначено середнє арифметичне значення твердості. За результатами вимірювань спостерігається незначне зростання середнього значення твердості від першого витка до середнього, так $H_{ср1}$ – 41 одиниця для першого витка у порівнянні з $H_{ср5}$ – 52,4 для п’ятого.

Для крутного моменту і потужності двигуна фіксувались у відсотках від номінальних. Потужність двигуна визначалась із добутку номінальної потужності двигуна (7,5 кВт) на максимальне відсоткове значення для вибраного режиму. Аналогічно для крутного моменту. Для визначення номінального крутного моменту використовувалась відома формула:

$$M_n = \frac{9554 \cdot P_n}{n} \quad \text{(Н·м)},$$

де P_n – номінальна потужність двигуна (кВт);

n – частота обертання (об/хв).

Для нашого випадку: M_n=45,86Н·м.

Перевищення паспортних даних потужності та крутного моменту двигуна пояснюється тим, що перетворювач частоти Altivar може короткочасно перевищувати свій номінальний струм до 170%. Якщо перетворювач вибрано із запасом, то 170% перетворювача можуть становити 210% перевантаження двигуна.

Потрібно також відмітити, що крутний момент перетворювач розраховує за математичною моделлю і похибка може становити до 20% (або 5% в режимі зі зворотнім зв’язком з енкодера).

3.3 Методика проведення багатофакторних експериментальних досліджень

Для визначення впливу конструктивно-кінематичних параметрів (незалежних факторів x_i) нарізання зовнішніх радіусних канавок на зусилля різання та процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органа з визначенням твердості, крутного моменту та максимальної спожитої потужності, (параметр оптимізації Р) проведено два окремі повнофакторні експерименти, тобто визначення залежності сили різання від зміни трьох основних факторів і відповідно визначення твердості, крутного моменту та максимальної спожитої потужності від зміни трьох основних факторів:

Для перевірки адекватності теоретичних досліджень (теоретичної моделі) зусилля нарізання зовнішніх радіусних канавок P_z, *H,* та твердості *HRC*, сили удару P_u, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт, проведено експериментальні дослідження за допомогою лабораторних установок, які наведена на рис. 3.4. та рис. 3.5.

Основними незалежними змінними факторами, які впливали на процес:

а) зусилля нарізання зовнішніх радіусних канавок:

- величина подачі різця *S*, яку кодували індексом x_1;
- швидкість різання *V*, яку кодували індексом x_2;
- радіус канавки *r*, який кодували індексом x_3.

б) зміцнення поверхні гвинтового робочого органа:

- частота обертання обкатного інструмента n, яку кодували індексом x_1;
- час обробки заготовки t, яку кодували індексом x_2;
- величина перекриття поверхні гвинтової заготовки h, яку кодували індексом x_3;

Таким чином, для дослідження зусилля нарізання зовнішніх радіусних канавок та зміцнення поверхні гвинтового робочого органа лабораторних установок, було вибрано апроксимуючі математичні моделі у вигляді

функціональноїзалежності $P_z = f_z(x_1, x_2, x_3)$, $HRC, P_u, M, N = f_{HRC,P_u,M,N}(x_1, x_2, x_3)$

Для реалізації експериментальних досліджень з визначення зусилля нарізання зовнішніх радіусних канавок та зміцнення поверхні гвинтового робочого органа лабораторних установок або функціональних залежностей, а саме $P_z = f_z(x_1, x_2, x_3)$, $HRC, P_u, M, N = f_{HRC,P_u,M,N}(x_1, x_2, x_3)$ був таким:

- кодування змінних вхідних факторів,

- розроблення таблиці вхідних факторів, визначення верхнього і нижнього рівнів варіювання кожного фактора та інтервалу його варіювання;

- визначення загального числа експериментів однієї повторності;

- складання план-матриці порядку проведення експериментів;

- проведення рандомізації план-матриці;

- реалізацію експериментів згідно з рандомізованою план-матрицею;

- оброблення експериментального масиву даних з метою отримання емпіричного рівняння регресії з визначенням виду функціональної залежності та її коефіцієнтів;

- перевірку відтворюваності одержаних експериментальних даних;

- оцінювання значущості коефіцієнтів регресії;

- перевірку адекватності отриманої математичної моделі реальному експериментальному процесу;

- проведення графо-аналітичного аналізу результатів експериментальних досліджень і висновків

Для побудови план-матриці планування експериментів [47] вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0, тобто трифакторний експеримент провели на трьох рівнях варіювання вхідними факторами або реалізували планований експеримент типу ПФЕ 3^3

Оскільки, під час проведення експериментів змінні незалежні фактори неоднорідні та мають різні одиниці вимірювання, а числа, що виражають значення цих факторів – різні порядки, то їх приводили до єдиної системи обрахунків шляхом переходу від дійсних значень до кодованих.

Зв'язок між кодованими x_i та натуральними X_i змінними факторами встановлювали за залежністю [2]:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \tag{3.3}$$

де X_{i0} – натуральне значення і-го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i – інтервал варіювання і-го фактору.

Повнофакторний експеримент проводили на трьох рівнях варіювання факторів. Нульовий рівень, або середнє значення кожного вхідного фактору, визначали за формулою [2]:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \tag{3.4}$$

де X_0 – числове значення нульового рівня вхідного фактору;

X_{max} – числове значення верхнього рівня вхідного фактору;

X_{min} – числове значення нижнього рівня вхідного фактору.

Визначали інтервали варіювання факторами [2]:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}. \tag{3.5}$$

Вводили умовні позначення верхнього, нижнього та нульового рівнів варіювання факторів, відповідно +1, -1, 0 для побудови план-матриці планування експериментів [28]. Дослідження проводили, нарізання зовнішніх радіусних канавок та зміцнення гвинтової поверхні із заготовки сталь 35 та сталь 45 ГОСТ 1050-94.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання наведено у табл. 3.1 для нарізання зовнішніх радіусних канавок і табл. 3.2 для зміцнення гвинтової поверхні робочого органа.

Таблиця 3.1.

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень нарізання зовнішніх радіусних канавок

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Величина подачі різця *S*, мм/прохід	X_1	x_1	0,03	0,1/(+1)	0,07/(0)	0,04/(-1)
Швидкість різання V, м/хв	X_2	x_2	10	30/(+1)	20/(0)	10/(-1)
Радіус канавки *r*, мм	X_3	x_3	2	7/(+1)	5/(0)	3/(-1)

Таблиця 3.2

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання для проведення експериментальних досліджень зміцнення гвинтової поверхні робочого органа

Фактори	Позначення		Інтерв. варіюв.	Рівні варіювання, натур./кодовані		
	натур.	код.				
Частота обертання обкатного інструмента n, об/хв	X_1	x_1	100	390/(+1)	290/(0)	190/(-1)
Час обробки заготовки t, с	X_2	x_2	20	60/(+1)	40/(0)	20/(-1)
Величина перекриття поверхні гвинтової заготовки h, мм	X_3	x_3	2	5/(+1)	3/(0)	1/(-1)

Після кодування вхідних факторів складали план-матриці повнофакторних експериментів типу ПФЕ 3^3 для загального числа дослідів $N = P^k$, де P – кількість рівнів варіювання, k – кількість діючих вхідних факторів у експерименті, наведені для експериментальних досліджень нарізання зовнішніх радіусних канавок і зміцнення гвинтової поверхні робочого органа відповідно у табл. 3.3.

З метою достовірної оцінки експериментальних даних, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [2], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Таблиця 3.3

Умовна план-матриця експерименту типу ПФЕ 3^3 для $P_z = f_z(S,V,r)$, та $HRC, M, N = f(n,t,h)$

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У повторюваність			Середн значе-ня, У
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$У_{сер.}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	У11	У12	У13	У1с
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	У21	У22	У23	У2с
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	У31	У32	У33	У3с
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	У41	У42	У43	У4с
5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	У51	У52	У53	У5с
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	У61	У62	У63	У6с
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	У71	У72	У73	У7с
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	У81	У82	У83	У8с
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	У91	У92	У93	У9с
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	У101	У102	У103	У10с
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	У111	У112	У113	У11с
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	У121	У122	У123	У12с
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	У131	У132	У133	У13с
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	У141	У142	У143	У14с
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	У151	У152	У153	У15с
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	У161	У162	У163	У16с
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	У171	У172	У173	У17с
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	У181	У182	У183	У18с
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	У191	У192	У193	У19с
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	У201	У202	У203	У20с
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	У211	У212	У213	У21с
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	У221	У222	У123	У22с
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	У231	У232	У233	У23с
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	У241	У242	У243	У24с
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	У251	У252	У253	У25с
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	У261	У262	У263	У26с
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	У271	У272	У273	У27с

При цьому функцію відгуку (параметр оптимізації) приймали у вигляді апроксимуючої математичної моделі повного квадратичного полінома, який описує реальний експериментальний процес:

$$У = \eta = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + \\ + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.6)$$

де η – експериментальне значення сили різання Н, твердості %, крутного моменту Н··м, максимальної потужності кВт;

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}, b_{11}, b_{22}, b_{33}$ – коефіцієнти регресії відповідних значень вхідних факторів x_i;

x_1, x_2, x_3 – вхідні кодовані фактори.

З метою достовірної оцінки експериментальних даних, необхідну кількість вимірів показників, що контролюються (повторність дослідів), визначали за методикою, викладеною у [2], при цьому досліди проводили у трикратній повторності.

Коефіцієнти апроксимуючого полінома, представленого у вигляді повного квадратичного рівняння, за умови ортогональності та симетрії, визначали за відповідними загальними формулами [47]:

- вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i-го фактору:

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}\bar{y}_u}{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}\bar{y}_u}{N}; \quad (3.7)$$

- коефіцієнти взаємодії b_{ij}:

$$b_{ij} = \frac{\sum_{u=1}^{N} x_{iu}x_{ju}\bar{y}_u}{N}, \quad (3.8)$$

де x_{iu} – значення кодованої змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

$\bar{y}_u$ – середній результат u-го досліду;

u – порядковий номер досліду;

i – номер фактору;

j, k – номер фактору, відмінного від i-го;

N – кількість проведених експериментів.

Статистичну значимість коефіцієнтів рівняння регресії b_i проводили за t – критерієм Ст'юдента та визначали у такій послідовності [47]:

- визначали дисперсію похибок дослідів у рядках плану ПФЕ:

$$S_u^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{j=1}^{n}(y_{ui} - \bar{y}_u)^2, \tag{3.9}$$

де n – кількість паралельних дослідів (повторюваностей одного експерименту); j =1, 2,..., n;

- визначали дисперсію відтворення досліду:

$$S_y^2 = \frac{1}{N}\sum_{u=1}^{N} S_u^2, \tag{3.10}$$

- визначали похибку відтворення:

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \tag{3.11}$$

- визначали умову значимості коефіцієнтів b_i рівняння регресії:

$$b_{i(jk)} > \frac{t_T S_y}{\sqrt{Nn}}, \tag{3.12}$$

де t_T – табличне значення коефіцієнта Ст'юдента, яке вибирається з таблиці залежно від ступеня відповідності f та рівня значимості α [47].

Ступінь відповідності дорівнює:

$$f = (n-1)N. \tag{3.13}$$

Якщо умова значимості (3.10) не виконується, то такий коефіцієнт b_i рівняння регресії приймали рівним нулю, а відповідний член x_i рівняння регресії виключали.

Перевірку адекватності вибраної математичної моделі експериментальним даним, тобто відповідність математичної моделі реальному процесу, здійснювали за F - критерієм Фішера наступним чином [47]:

- визначали дисперсію адекватності:

$$S_{ag}^2 = \frac{n}{N-g'} \sum_{u=1}^{N} (\bar{y}_u - \tilde{y}_u)^2, \tag{3.14}$$

де $N-g'$ – число степеней вільності дисперсії адекватності;

g' – число значимих коефіцієнтів в рівнянні регресії;

$\bar{y}_u$ – середнє значення відгуку в u-му досліді;

$\tilde{y}_u$ – значення відгуку в u-й точці плану, обчислене за рівнянням регресії;

- визначали розрахунковий критерій відповідності Фішера F_p:

$$F_p = \frac{S_{ag}^2}{S_y^2}, \tag{3.15}$$

де S_y^2 – дисперсія відтворення досліду;

- визначали табличне значення критерію Фішера F_T за заданим рівнем значимості α і двома степенями відповідності [47]: $f_{ag} = N - g$ та $f_y = N(n-1)$.

Умову адекватності вибраної математичної моделі перевіряли згідно нерівності:

$$F_p < F_T. \tag{3.16}$$

Отримане значення F_p порівнювали з табличним F_T. Якщо умова $F_p < F_T(0{,}05, f_{ag}, f_y)$ виконувалась, тобто розрахункове значення F_p – критерію Фішера менше табличного F_T при 5 %-му рівні значущості, числі степені вільності дисперсії адекватності $f_{ag} = N - g$ та числі степені вільності дисперсії відтворюваності $f_y = N(n-1)$, то рівняння регресії ПФЕ адекватне експериментальним даним.

За результатами розрахунків, які проводили за допомогою пакету прикладних статистичних програм оброблення та аналізу результатів експериментальних досліджень для ПК „Statistica 6.0”, будували залежності поверхонь відгуку параметра оптимізації та двомірний переріз поверхонь відгуку для наочного зображення результатів проведених експериментальних досліджень[2, 47].

Апроксимацію отриманої експериментальної ломаної лінії, яка побудована за результатами проведених досліджень, проводили за відомими стандартними методиками, при цьому величину відхилення (“неузгодженості”) визначали за способом найменших квадратів, яка описується залежністю:

$$\Theta = \sum_{i=1}^{N} \varepsilon^2 = \sum_{i=1}^{N} (m_{i_e} - m_{i_m})^2 , \qquad (3.19)$$

де $\Theta = \varepsilon^2$ – величина “неузгодженості”;

m_{i_e}, m_{i_m} – відповідно теоретичне, визначене за емпіричною формулою та експериментальне значення i-го досліду.

3.4 Висновки

1. Представлено програму експериментальних досліджень виготовлення та зміцнення гвинтового робочого органа екструдера з врахуванням мети роботи і послідовності виконання етапів.

2. Розроблено методику використання стендового устаткування для

проведення експериментальних досліджень процесу з визначенням зусилля нарізання зовнішніх радіусних канавок та процесу зміцнення поверхні гвинтового робочого органа в автоматизованому режимі за допомогою перетворювача частоти Altivar та програмного забезпечення PowerSuite v.2.5.0, з отриманням на дисплеї комп'ютера даних про зміну крутного моменту та потужності двигуна в часі.

3 Розроблено методику проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ - 3^3, яка передбачала визначення зусилля нарізання зовнішніх радіусних канавок від зміни величина подачі різця *S*, швидкості різання *V* та радіус канавки *r*, тобто $P_z = f_z(S,V,r)$.

4. Приведена методика проведення повнофакторних експериментальних досліджень ПФЕ – 3^3, яка передбачала визначення твердості *HRC*, сили удару бойка P_u, Н, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N* при зміцненні поверхні гвинтового робочого органа екструдера від зміни основних факторів: частоти обертання обкатного інструмента n, часу обробки заготовки t та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h тобто $HRC, P_u, M, N = f(n,t,h)$.

5. Приведено необхідну послідовність статистичної обробки результатів досліджень для визначення коефіцієнтів рівнянь регресій, що адекватно описують досліджуваний процес.

РОЗДІЛ 4
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Результати експериментальних досліджень сили нарізання зовнішніх радіусних канавок

На основі методики проведення досліджень з використанням повнофакторного експерименту було проведено ряд експериментальних досліджень, в яких визначали залежність сили нарізання зовнішніх радіусних канавок від величини подачі різця, швидкості різання та радіуса канавки.

Силу нарізання зовнішніх радіусних канавок визначено за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3. В процесі виконання експерименту змінювали оброблюваний матеріал – сталь 45. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Для підтвердження основних теоретичних викладок, які відносяться до встановлення закономірностей зміни зусилля нарізання зовнішніх канавок в заготовках із матеріалу сталь 45 від величини подачі різця, швидкості різання та радіуса утвореної канавки проведено лабораторні експериментальні дослідження, порядок виконання яких наведено у підрозділі 3.3.

Для побудови вибраної математичної моделі з всього напрацьованого експериментального масиву даних складено таблиці результатів повнофакторного експерименту типу ПФЕ 3^3, побудовані згідно табл. 3.1 (підрозділ 3.3).

Побудову даних таблиць проведено наступним чином. Вхідними змінними факторами ПФЕ 3^3 прийнято:

- величина подачі різця *S*, яку кодували індексом x_1;
- швидкість різання *V*, яку кодували індексом x_2;
- радіус канавки *r*, який кодували індексом x_3.

Характеристику факторів та значення їх рівнів для оброблюваних матеріалів наведено у табл. 4.1

Таблиця 4.1

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Величина подачі різця *S*, мм/прохід	0,04-0,07-0,1
x_2	Швидкість різання V, м/хв	10-20-30
x_3	Радіус канавки *r*, мм	3-5-7

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами (3.7), (3.8), при цьому отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 4.3.

Числові значення сили нарізання зовнішніх канавок P_z залежно від параметрів процесу у вигляді масиву експериментальних даних наведено в табл. 4.2. Обробку отриманого експериментального масиву даних сили нарізання зовнішніх канавок P_z, яку наведено в таблиці 4.1., і аналіз отриманих результатів провели згідно з методикою, наведеною в пункті 3.3 розділу 3 дисертаційної роботи.

Таблиця 4.2

Результати експериментальних досліджень сили нарізання зовнішніх канавок

№ досл.	Рівні факторів				Взаємодія факторів				Параметр оптимізації, У			Середні значе-ня, У
									повторюваність			
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 x_2$	$x_1 x_3$	$x_2 x_3$	$x_1 x_2 x_3$	1	2	3	$У_{сер.}$
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	2488	2489	2487	2488
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	5423	5422	5421	5421
3	+1	0	-1	-1	0	0	+1	0	4001	4003	4002	4003
4	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	2111	2112	2110	2110

продовження таблиці 4.2

5	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	4599	4595	4597	4597
6	+1	0	+1	-1	0	0	-1	0	3393	3397	3395	3395
7	+1	-1	0	-1	0	+1	0	0	2244	2242	2240	2242
8	+1	+1	0	-1	0	-1	0	0	4886	4888	4884	4886
9	+1	0	0	-1	0	0	0	0	3608	3606	3610	3608
10	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	4389	4391	4387	4389
11	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	9562	9566	9564	9564
12	+1	0	-1	+1	0	0	-1	0	7065	7061	7063	7063
13	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	3725	3719	3722	3722
14	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	8113	8109	8111	8111
15	+1	0	+1	+1	0	0	+1	0	5993	5987	5990	5990
16	+1	-1	0	+1	0	-1	0	0	3959	3953	3956	3956
17	+1	+1	0	+1	0	+1	0	0	8619	8621	8617	8619
18	+1	0	0	+1	0	0	0	0	6365	6362	6368	6365
19	+1	-1	-1	0	+1	0	0	0	3503	3507	3499	3503
20	+1	+1	-1	0	-1	0	0	0	7630	7633	7636	7633
21	+1	0	-1	0	0	0	0	0	5640	5634	5637	5637
22	+1	-1	+1	0	-1	0	0	0	2974	2968	2971	2971
23	+1	+1	+1	0	+1	0	0	0	6477	6471	6474	6474
24	+1	0	+1	0	0	0	0	0	4785	4781	4777	4781
25	+1	-1	0	0	0	0	0	0	3157	3160	3154	3157
26	+1	+1	0	0	0	0	0	0	6880	6684	6676	6880
27	+1	0	0	0	0	0	0	0	5076	5086	5080	5080

Загальний вигляд рівняння регресії сили нарізання зовнішніх радіусних канавок залежно від зміни величини подачі різця, швидкості різання та радіуса канавки тобто $P^{i}_{z(x_1,x_2,x_3)} = f_z(S,V,r)$ за результатами проведених ПФЕ 3^3 у кодованих величинах дорівнюють:

- для заготовок із сталі 45:

$$P_{z(x_1,x_2,x_3)} = 5081 + 1871x_1 - 417,8x_2 + 1393x_3 - 154x_1x_2 + \\ +518x_1x_3 - 114,75x_2x_3 - 62,22x_1^2 + 128,28x_2^2 - 94,22x_3^2. \quad (4.1)$$

де x_1 – кодоване значення величини подачі різця;

x_2 – кодоване значення швидкості різання;

x_3 – кодоване значення радіуса канавки.

Таблиця 4.3

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії

Коеф.	b_0	b_1	b_2	b_3	b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{11}	b_{22}	b_{33}
сталь 45	5081	1871	417,8	1393	-154	518	-114,75	-62,22	128,28	-94,22

Оцінку статистичної значущості коефіцієнтів рівняння регресії та перевірку адекватності (відповідності) отриманого теоретичного розподілу випадкових величин рівнянь регресії (4.1), реальному експериментальному процесу проводили згідно методики, яка наведена у підрозділі 3.3.

Усі коефіцієнти рівняння регресії (4.1) є значущими.

Відповідно у натуральних величинах (координатах) рівняння регресії (4.1) після перетворення та спрощення виразів прийнято в кінцевому вигляді:

- для заготовок із сталі 45:

$$P_{z(S,V,r)} = 616{,}8 + 39145{,}3S - 28{,}5V + 442{,}5r - 513{,}3SV + \\ + 8633{,}3Sr - 5{,}74Vr - 69133{,}3S^2 + 1{,}28V^2 - 23{,}6r^2. \quad (4.2)$$

Отримане рівняння регресії (4.1) та регресійна залежність (4.2) можуть бути використані для визначення сили P_z нарізання зовнішніх радіусних канавок залежно від величини подачі різця, швидкості різання та радіуса канавки у таких межах зміни вхідних факторів:

$0{,}04 \le S \le 0{,}1$ (мм/прохід); $10 \le V \le 30$ (м/хв); $3 \le r \le 7$ (мм).

Для визначення впливу основних кінематичних і геометричних показників на силу нарізання зовнішніх радіусних канавок на заготовках із різних матеріалів, використовували стандартне програмне забезпечення для ПК, за допомогою якого побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів сили P_z нарізання зовнішніх радіусних канавок як функцію

від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

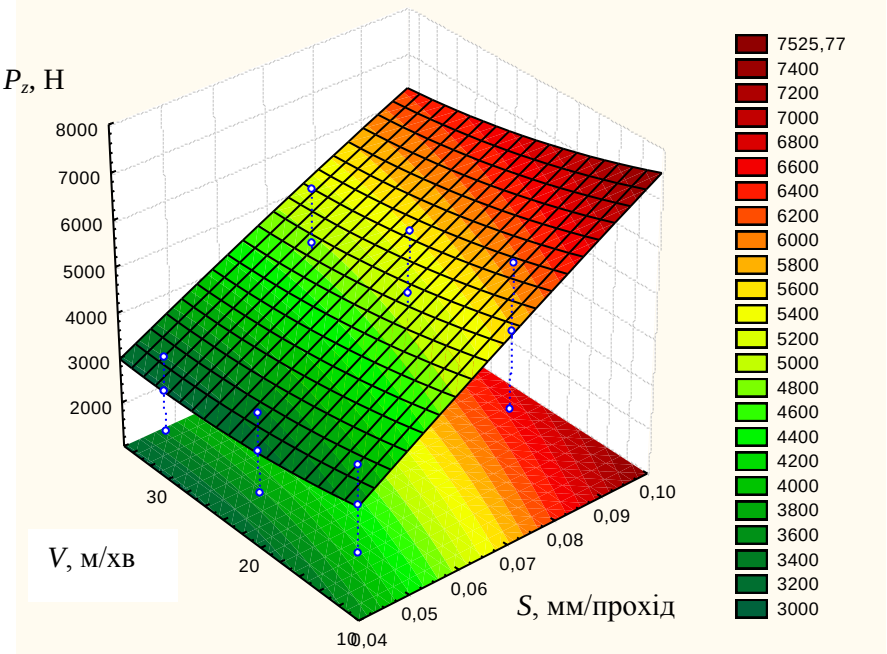
Аналіз наведеного регресійного рівняння показує, що основними факторами, які впливають на збільшення сили нарізання зовнішніх радіусних канавок є: фактори x_1, x_3, (S, r), та комбінації цих факторів. Фактор x_3 (V) призводить до зменшення сили нарізання канавок. В загальному для зменшення сили нарізання зовнішніх радіусних канавок необхідно зменшувати подачу різця на прохід і радіус канавки, а також збільшувати швидкість різання.

Згідно отриманих рівнянь регресії побудовано поверхні відгуку та двомірні їх перерізи сили нарізання зовнішніх радіусних канавок від зміни двох факторів для $x_3 = const$, наведені відповідно в підрозділі 4.2.

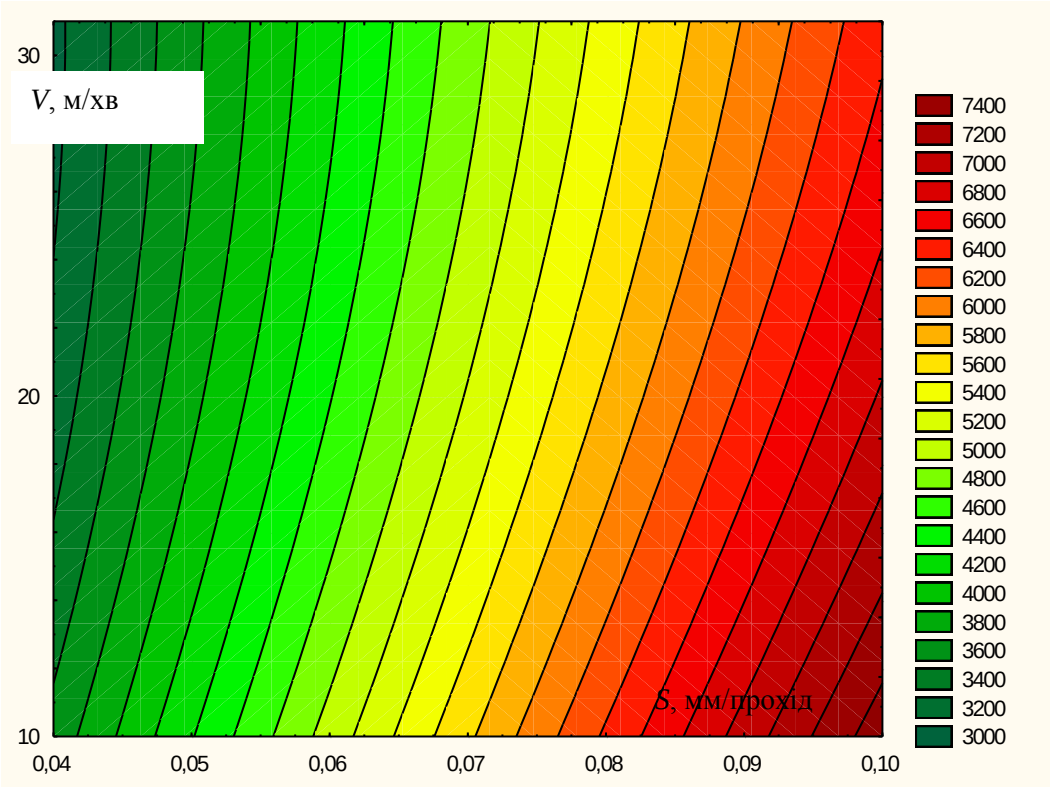
4.2 Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень сили нарізання зовнішніх радіусних канавок

Під час експерименту проводили дослідження сили нарізання зовнішніх радіусних канавок на заготовках із сталі 45. Для всіх факторів експеримент проведено в трьохкратній повторюваності, після чого визначено середнє значення результату.

Графічні значення результатів залежності сили нарізання зовнішніх радіусних канавок у заготовках із сталі 45 з використанням «Statistica 6.0”» наведено на рис. 4.1 – 4.3.

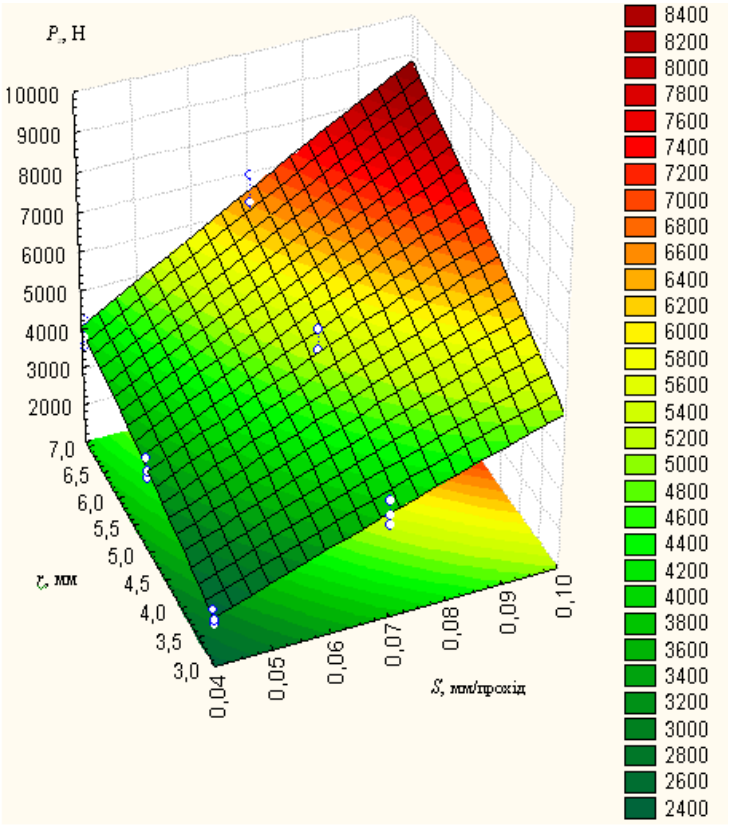


а)

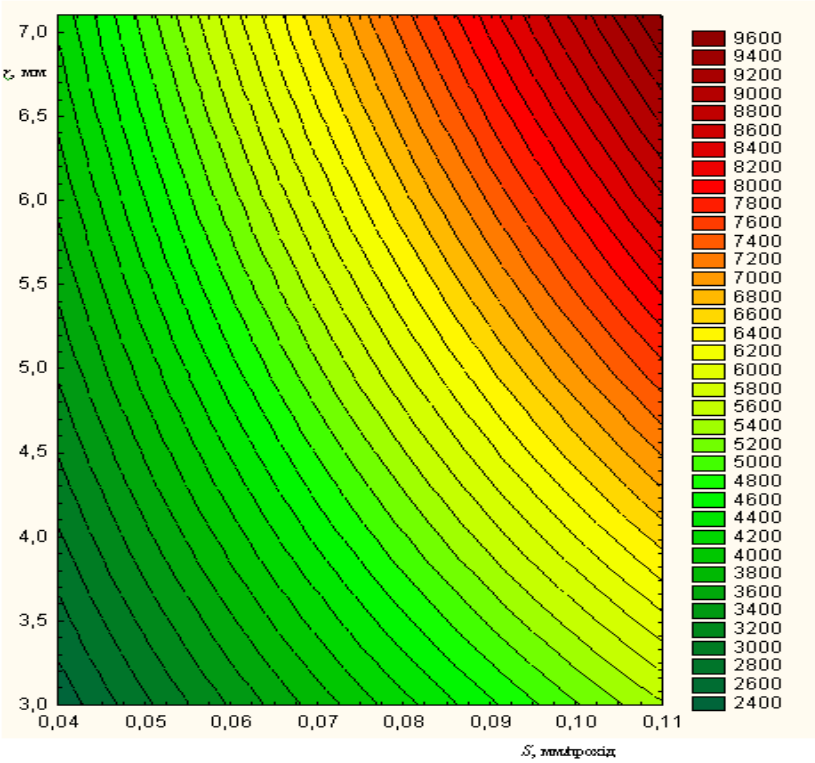


б)

Рис. 4.1. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили нарізання зовнішніх радіусних канавок $P_{z(S,V)}$ на заготовці із сталі 45 (r=5мм)

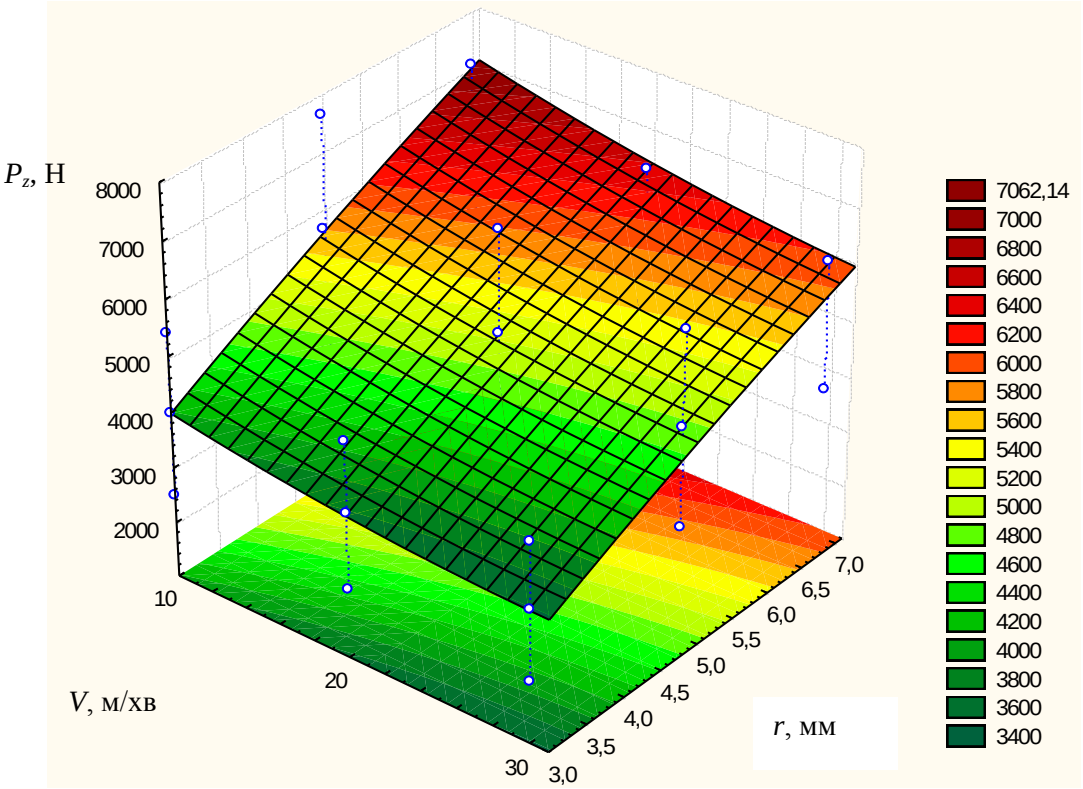


а)

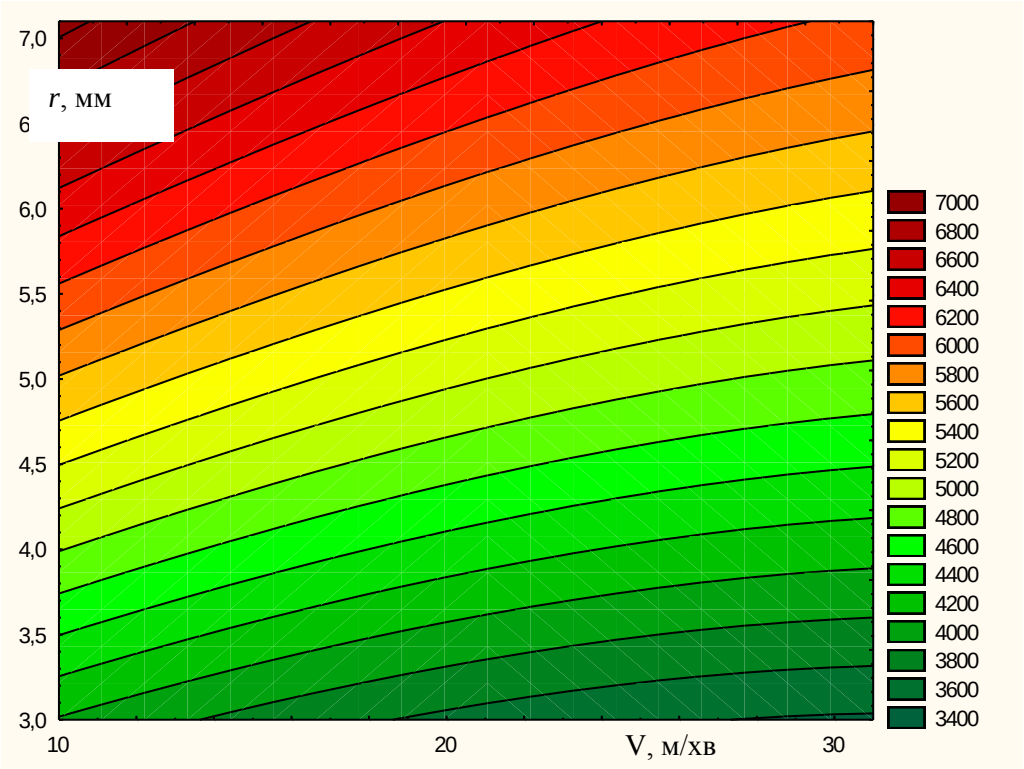


б)

Рис. 4.2. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили нарізання зовнішніх радіусних канавок $P_{z(S,r)}$ на заготовці із сталі 45 (V =20 м/хв)



а)



б)

Рис. 4.3. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили нарізання зовнішніх радіусних канавок $P_{z(V,r)}$ на заготовці із сталі 45 (S=0,07 мм/прохід)

З рисунків 4.1 – 4.3 видно, що із збільшенням подачі під час нарізання, а також радіуса канавки зусилля різання зростає, а при збільшенні швидкості різання – спадає. Максимальне значення сили різання 8867 Н для заготовок із сталі 45.

4.3 Результати досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів

На основі експериментальних досліджень перевіримо адекватність теоретичних досліджень з визначення впливу матеріалу заготовки та її геометричних параметрів і параметрів обкатного інструмента на силові показники процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів.

За методикою проведення досліджень з 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 матеріла сталь 45. Зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів заміряли за допомогою пристроїв і способів, описаних в розділі 3. Для кожного з незмінних факторів експеримент проводився не менше 3 разів, після чого визначалося середнє значення результату, яке використовувалось для подальшого статистичного оброблення результатів експерименту.

Характеристику факторів та значення їх рівнів для оброблюваних матеріалів наведено у табл. 4.3

Таблиця 4.3

Характеристика факторів та значення їх рівнів

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Частота обертання обкатного інструмента n, об/хв	190-290-390
x_2	Час обробки заготовки t, с	20-40-60
x_3	Величина перекриття поверхні гвинтової заготовки h, мм	1-3-5

Визначено невідомі коефіцієнти регресії квадратичного полінома за формулами (3.7), (3.8) і отримані значення коефіцієнтів регресії зведено у табл. 4.8, а масив даних отриманих експериментальних даних для твердості *HRC*, сили удару P_u, Н крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт наведено в додатку .

Для перевірки значимості факторів експерименту використали метод штучних нейронних мереж із визначенням найбільш впливових факторів.

Ідентифікація функціональних залежностей $y_1 = f(x_1, x_2, x_3)$, $y_2 = f(x_1, x_2, x_3)$, $y_3 = f(x_1, x_2, x_3)$ базувалася на загальній методології data science. Зокрема, input data set був розділений випадковим чином на train sample and test sample у відношенні 75% та 25%. Для встановлення регресійних залежностей використовувався алгоритм extremely randomized trees. На train sample алгоритм extremely randomized trees навчався, а на test sample алгоритм extremely randomized trees тестувався. За кількісну міру похибки алгоритму extremely randomized trees на test sample було взято mean absolute percentage error (MAPE), яка обчислюється за формулою:

$$MAPE_y = \frac{1}{N}\sum_{i=0}^{N-1}\left|\frac{y_{true}^{test}(i) - y_{predict.}^{test}(i)}{y_{true}^{test}(i)}\right|, \tag{4.3}$$

де N - volume of test sample, $y_{true}^{test}(i)$ - true value of target variable on the test sample, $y_{predic.}^{test}(i)$ - predictive value of target variable on the test sample.

На основі експериментальних досліджень вибрали параметри, які характеризують роботу алгоритму і зведені у таблицю 4.4.

Таблиця 4.4.

Параметри експериментальних досліджень і найбільш впливових факторів

Index	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3
0	190	20	1	38	4,71	0,11
1	220	25	1	40	5,2	0,12
2	250	30	1	40	5,8	0,16
3	270	35	1	41	6,4	0,17
4	290	40	1	41	6,79	0,18
5	320	45	1	42	7	0,21
6	350	50	1	42	7,8	0,28
7	390	60	1	43	8,75	0,31
8	190	20	3	43	5,22	0,21
9	220	25	3	44	5,53	0,31
10	250	30	3	45	5,3	0,19
11	270	35	3	45	5,2	0,18
12	290	40	3	45	4,61	0,15
13	320	45	3	47	10,4	0,42
14	350	50	3	47	13,9	0,53
15	390	60	3	47	16,53	0,68
16	190	20	5	48	7,79	0,17
17	220	25	5	48	8,6	0,21
18	250	30	5	48	9,3	0,32
19	270	35	5	48	10,4	0,39
20	290	40	5	49	12,47	0,41
21	320	45	5	49	16,3	0,62
22	350	50	5	51	20,1	0,84
23	390	60	5	53	23,2	1

Нижче наведені кількісні результати, які характеризують роботу алгоритму extremely randomized trees щодо прогнозування target variables:

Таблиця 4.5

Table of $y_{1true}^{test}(i)$ and $y_{1predic.}^{test}(i)$

Index	$y_{1true}^{test}(i)$	$y_{1predic.}^{test}(i)$
21	50	53
1	38	38

продовження таблиці 4.5

6	45	45
17	43	42
20	48	48
18	45	42

$$MAPE_{y1} \approx 2{,}1\%$$

Таблиця 4.6.

Table of $y_{2true}^{test}(i)$ and $y_{2predic.}^{test}(i)$

Index	$y_{2true}^{test}(i)$	$y_{2predic.}^{test}(i)$
15	16.5	14.83
2	5.8	5.44
21	16.3	14
9	5.53	5.22
10	5.3	5.21
12	4.61	5.88

$$MAPE_{y2} \approx 11\%$$

Таблиця 4.7

Table of $y_{3true}^{test}(i)$ and $y_{3predic.}^{test}(i)$

Index	$y_{3true}^{test}(i)$	$y_{3predic.}^{test}(i)$
10	0.19	0.21
18	0.32	0.17
6	0.28	0.3
20	0.41	0.3
23	1	0.84
5	0.21	0.18

$$MAPE_{y3} \approx 20{,}1\%$$

Поряд з цим, на основі Fisher's test, було кількісно оцінено силу впливу факторів: x_1, x_2, x_3 на target variables: y_1, y_2, y_3, що зображено відповідно на рис. 4.4, рис. 4.5, рис. 4.6:

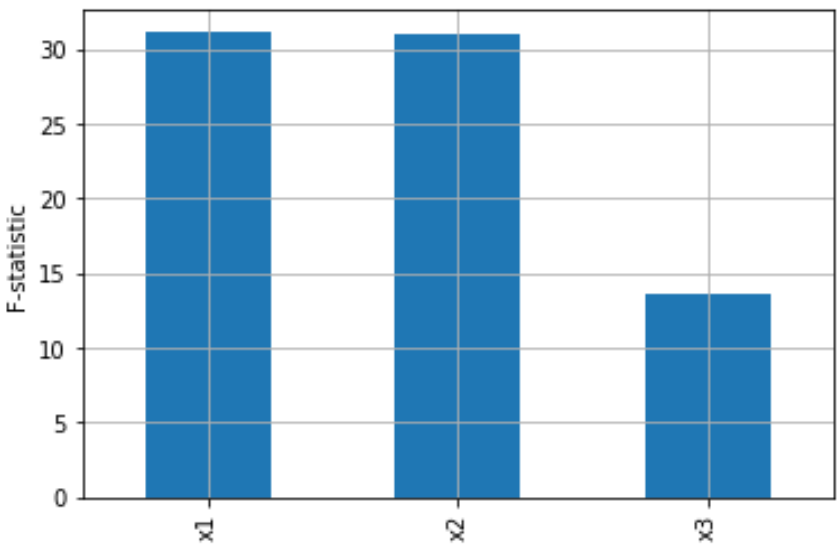


Рис. 4.4. Вплив факторів x_1, x_2, x_3 на target variable y_1

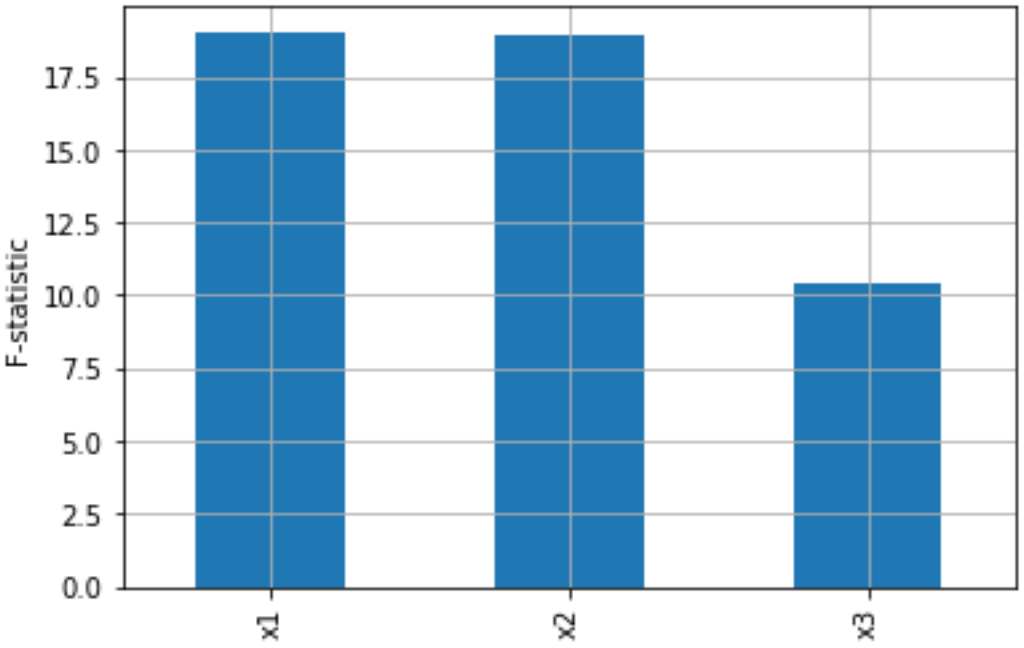


Рис. 4.5. Вплив факторів x_1, x_2, x_3 на target variable y_2

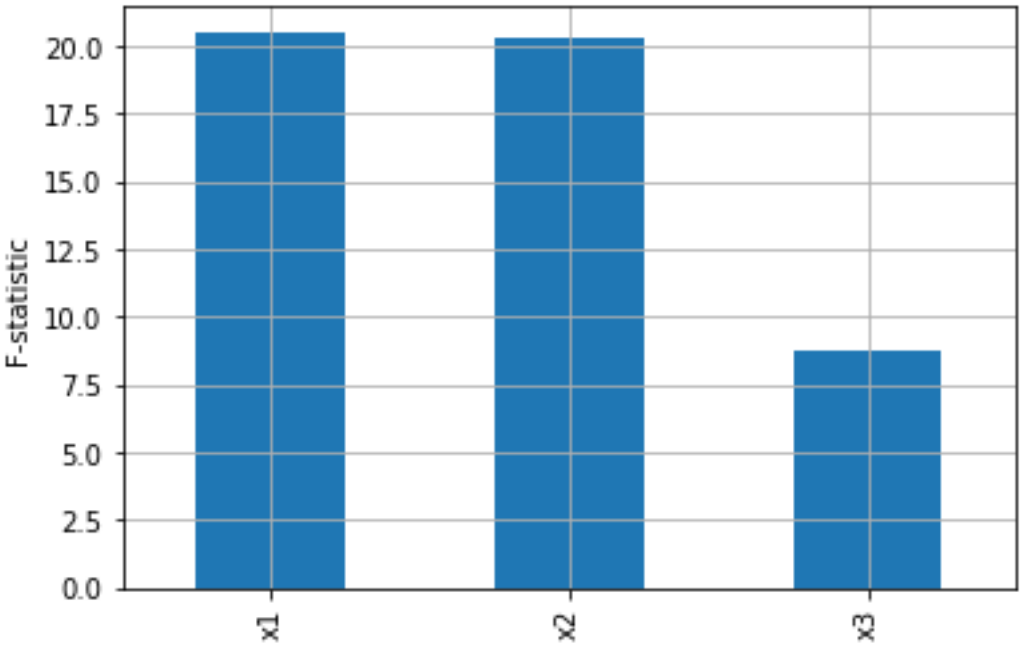


Рис. 4.6. Вплив факторів x_1, x_2, x_3 на target variable y_3

Загальний вигляд рівнянь регресії твердості *HRC*, сили удару P_u Н, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт, залежно від зміни частота обертання обкатного інструмента n, час обробки заготовки t та величина перекриття поверхні гвинтової заготовки h, тобто $HRC, P_u, M, N = f_{(x_1, x_2, x_3)}(n, t, h)$ для кодованих значень факторів матеріалу сталь 45 має вигляд:

- для визначення твердості HRC:

$$HRC_{(x_1,x_2,x_3)} = 33{,}806 + 0{,}24x_1 - 0{,}17x_2 + 2{,}12x_3 + 0{,}00025x_1x_2 - \\ -0{,}00042x_1x_3 + 0{,}0042x_2x_3 + 0{,}0000055x_1^2 + 0{,}0018x_2^2 - 0{,}24x_3^2; \quad (4.4)$$

- для визначення сили удару

$$P_{u(x_1,x_2,x_3)} = -1318{,}63 + 0{,}583x_1 + 47{,}947x_2 + 570{,}848x_3 + 0{,}00025x_1x_2 + \\ +0{,}0316x_1x_3 + 1{,}631x_2x_3 + 0{,}0026x_1^2 - 0{,}442x_2^2 - 71{,}445x_3^2; \quad (4.5)$$

- для визначення крутного моменту

$$M_{(x_1,x_2,x_3)} = 8{,}37 - 0{,}479x_1 + 0{,}179x_2 - 3{,}334x_3 - 0{,}00022x_1x_2 + \\ +0{,}0145x_1x_3 - 0{,}0000083x_2x_3 + 0{,}0001x_1^2 - 0{,}0016x_2^2 + 0{,}211x_3^2; \quad (4.6)$$

- для визначення максимальної потужності

$$N_{(x_1,x_2,x_3)} = 0{,}1 - 0{,}0027x_1 + 0{,}0127x_2 + 0{,}0216x_3 - 0{,}0000129x_1x_2 + \\ +0{,}000685x_1x_3 - 0{,}000396x_2x_3 + 0{,}0000059x_1^2 - 0{,}0000944x_2^2 + 0{,}19x_3^2, \quad (4.7)$$

де x_1 – кодоване значення частоти обертання обкатного інструмента; x_2 – кодоване значення часу обробки заготовки; x_3 – кодоване значення величини перекриття поверхні гвинтової заготовки.

Таблиця 4.8.

Значення коефіцієнтів рівнянь регресії для матеріалу сталь 45

Коефіц.	твердість HRC,	сила удару бойків обкатного інструмента P_u, *Н*	Крутний момент M, *Нм*	максимальна потужність N, *кВт*
b_0	33,806	1318,63	8,37	0,1
b_1	0,24	0,583	-0,479	-0,0027
b_2	-0,17	47,947	0,179	0,0127
b_3	2,12	570,848	-3,334	0,0216

продовження таблиці 4.8

b_{12}	0,00025	0,00025	-0,00022	0,000013
b_{13}	-0,00042	0,0316	0,0145	0,00066
b_{23}	0,0042	1,631	0,0000083	0,0004
b_{11}	0,0000055	0,0026	0,0001	0,0000059
b_{22}	0,0018	-0,442	-0,0016	-0,000094
b_{33}	-0,24	-71,445	0,211	-0,19

Усі коефіцієнти є значущими.

Для натуральних значень факторів рівняння регресії (4.8-4.9) приймуть вигляд:

- для визначення твердості HRC

$$HRC_{(n,t,h)} = 33,28 + 0,24n - 0,17t + 2,12h + 0,00025nt - \\ -0,00042nh + 0,0042th + 0,0000055n^2 + 0,0018t^2 - 0,24h^2; \quad (4.8)$$

- для визначення сили удару

$$P_{u(n,t,h)} = -1256,1 + 48,02t + 580,03h + 1,63th + 0,004n^2 - 0,44t^2 - 71,44h^2; \quad (4.9)$$

- для визначення крутного моменту

$$M_{(n,t,h)} = 12,57 - 0,057n - 3,334h + 0,0001n^2 + 0,015nh + 0,211h^2; \quad (4.10)$$

-для визначення максимальної потужності

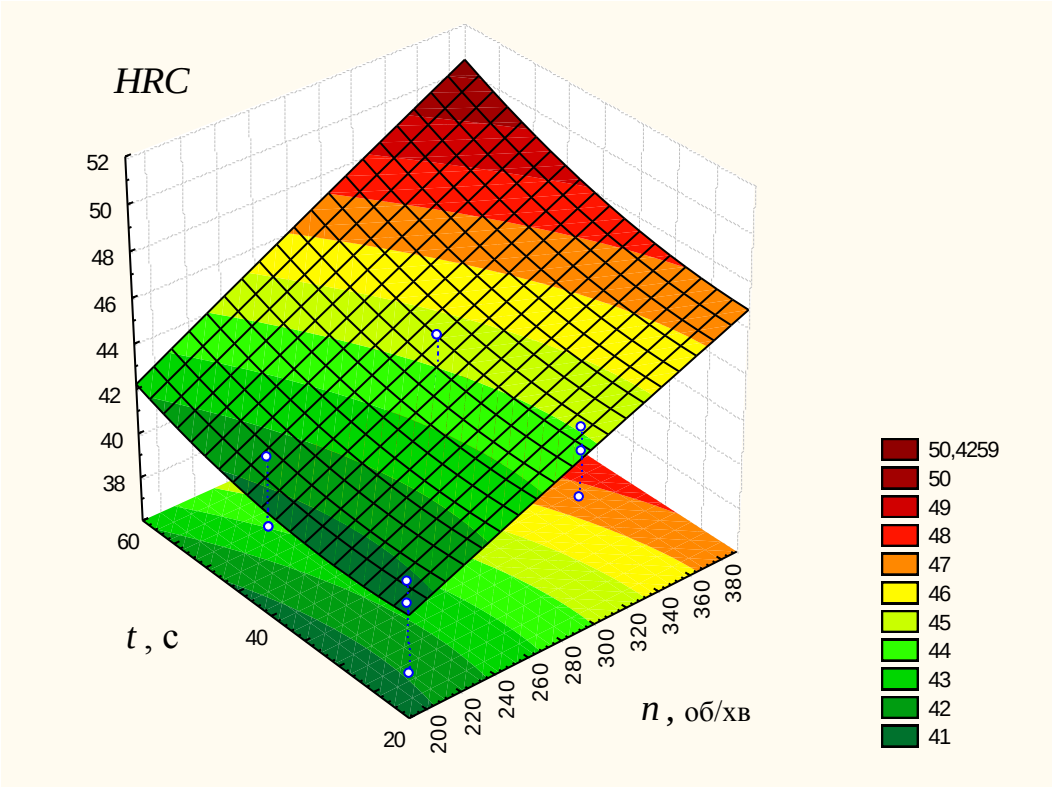
$$N_{(n,t,h)} = 0,44 - 0,0033n + 0,0000066nh - 0,018h^2 \quad . \quad (4.11)$$

Отримані рівняння регресії (4.4-4.7) та (4.8-4.11) можуть бути використані для визначення залежності твердості *HRC*, сили удару P_u, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт для процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів від зміни трьох основних факторів: від частота обертання обкатного інструмента n, часу обробки заготовки t та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h для матеріалу сталь 45.

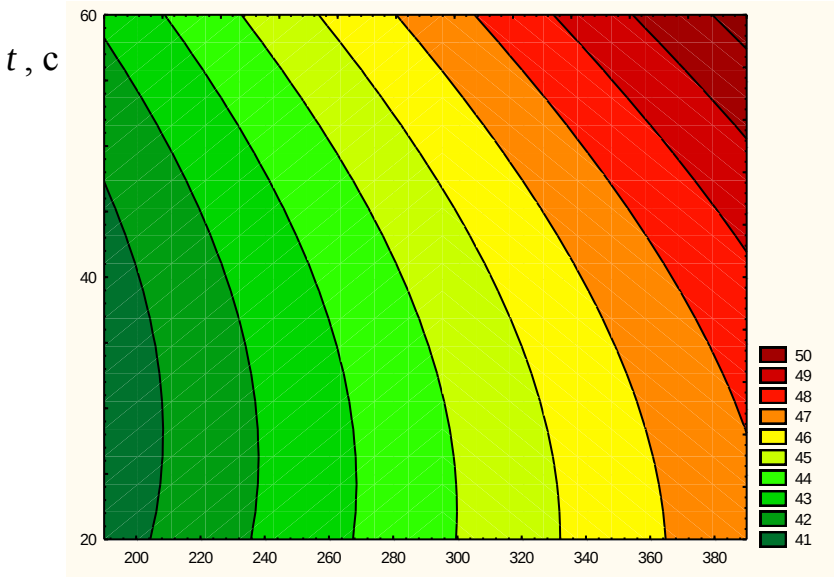
За допомогою програмного забезпечення Statistica 6.0 для ПК побудували графічне відтворення проміжних загальних регресійних моделей у вигляді квадратичних поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів твердості *HRC*, сили удару P_u, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт як функцію від двох змінних факторів $x_{i(1,2)}$ за постійного незмінного рівня відповідного третього фактора $x_{i(3)} = const$.

4.4 Графоаналітичне оброблення результатів експериментальних досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів

Графічні значення результатів залежності твердості *HRC* , сили удару P_u, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної спожитої потужності *N*, кВт одержані з використанням «Statistica 6.0”» наведено на рис. 4.7 – 4.15.

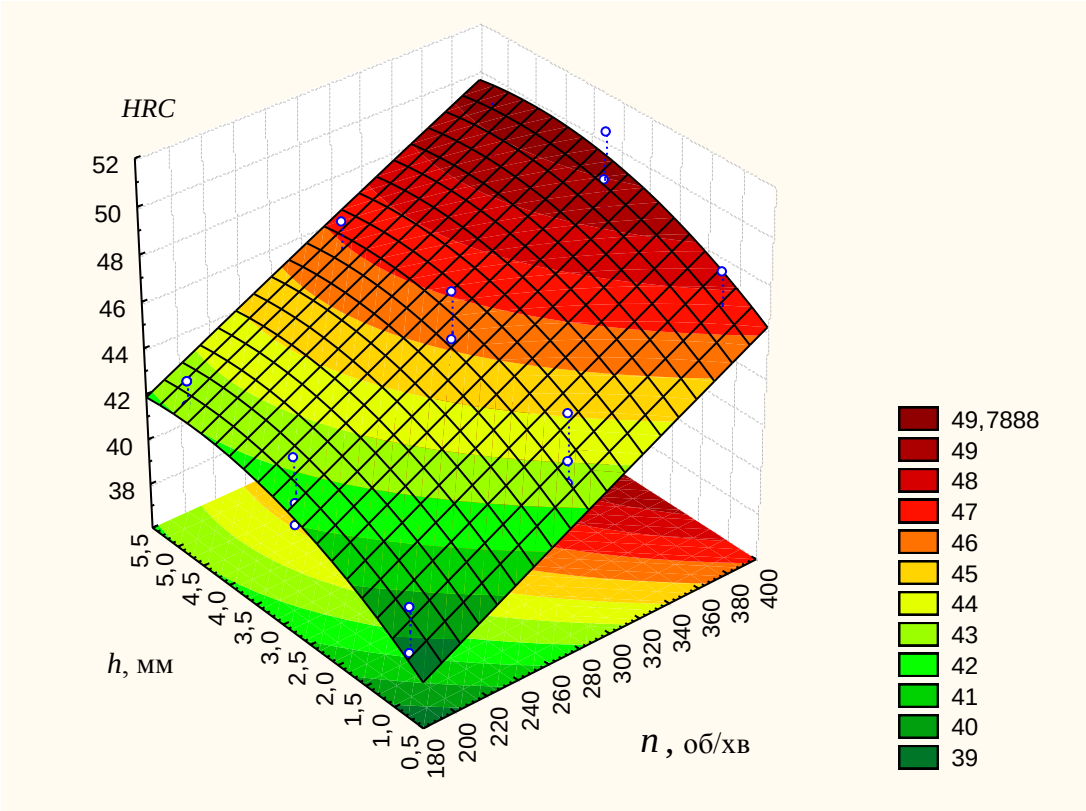


а)

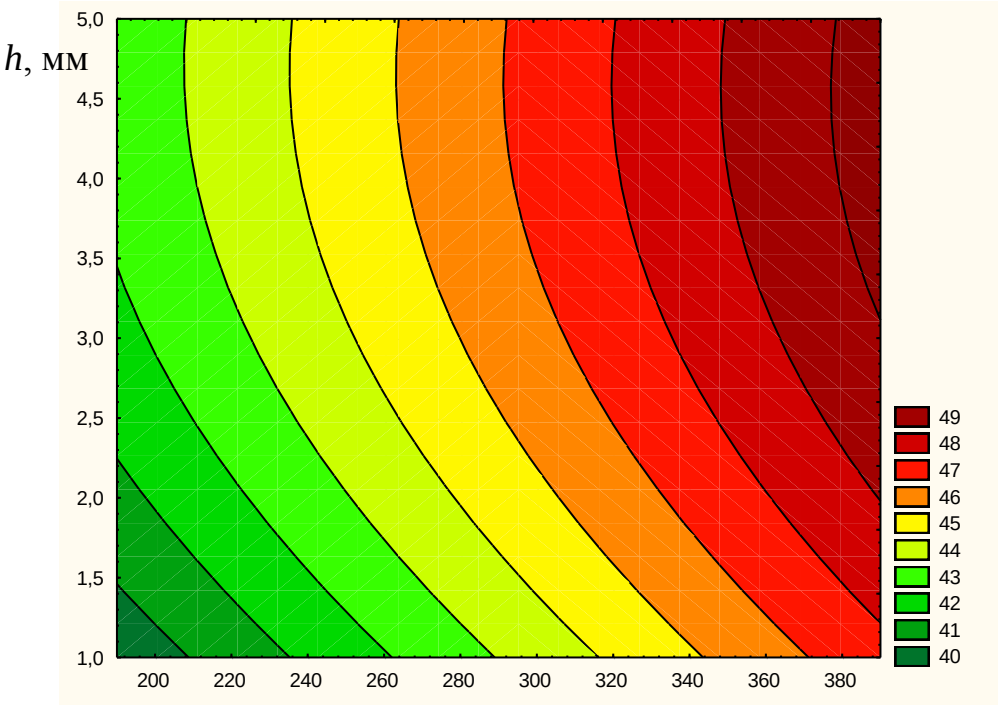


б) n , об/хв

Рис. 4.7. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) визначення твердості гвинтової поверхні робочого органа $HRC_{(n,t)}$ під час процесу зміцнення (h=3мм) для сталі 45

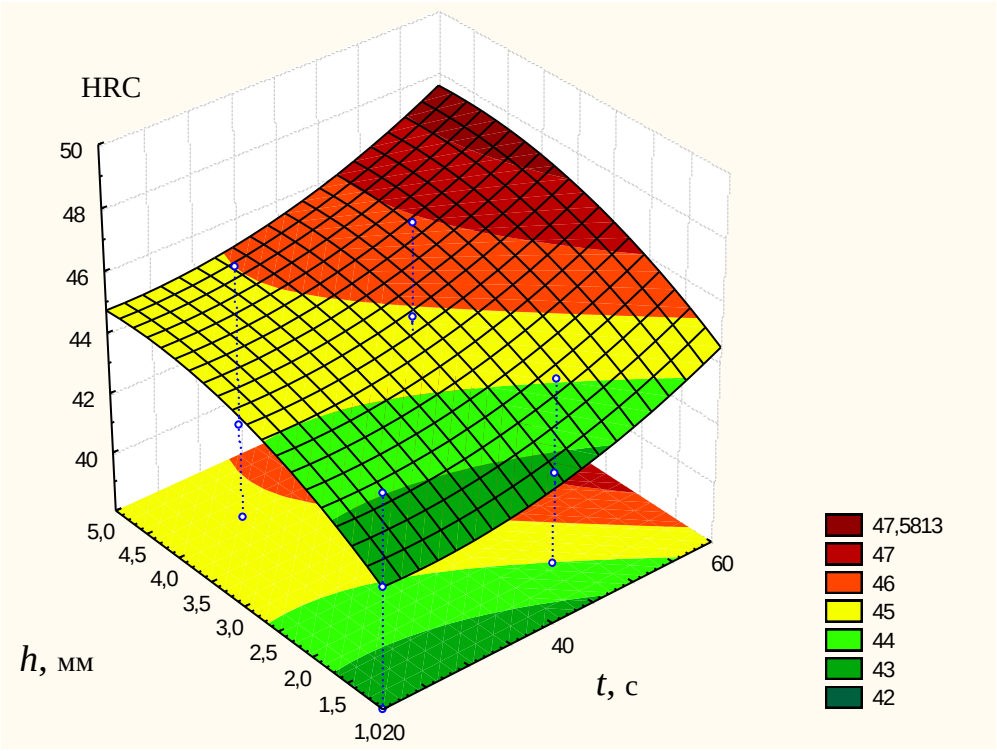


а)

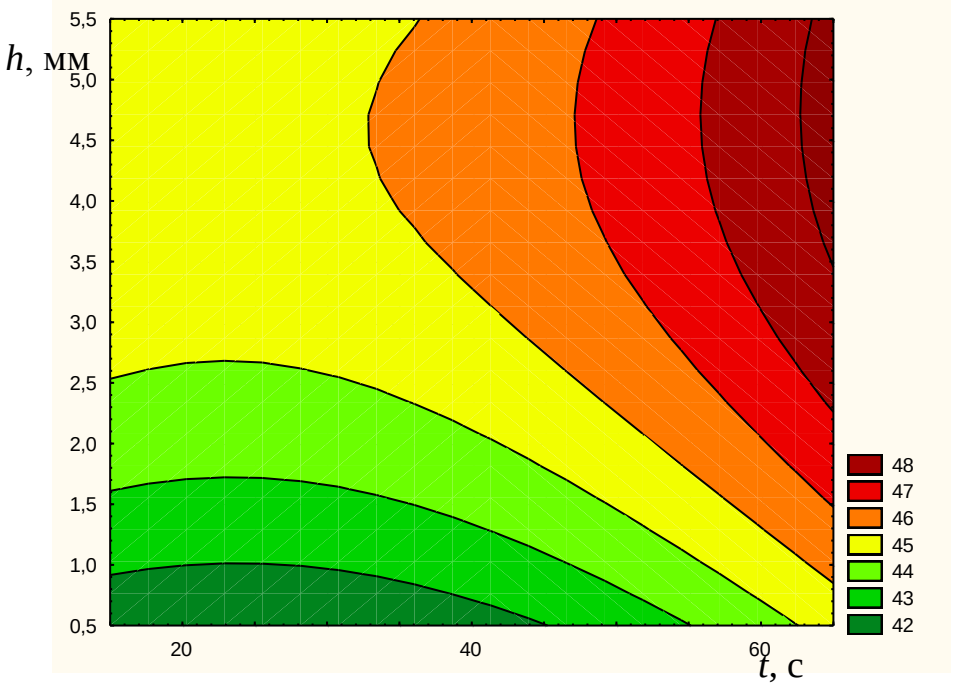


б) n, об/хв

Рис. 4.8. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) визначення твердості гвинтової поверхні робочого органа $HRC_{(n,h)}$ під час процесу зміцнення (t=40с) для сталі 45



а)

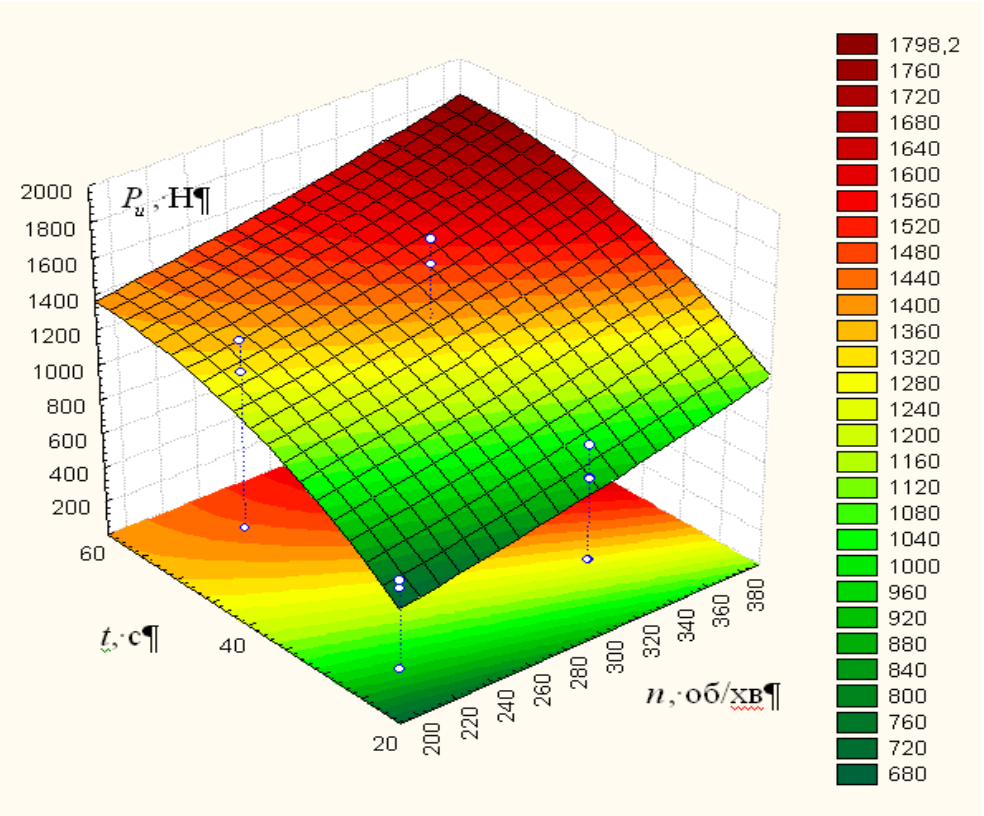


б)

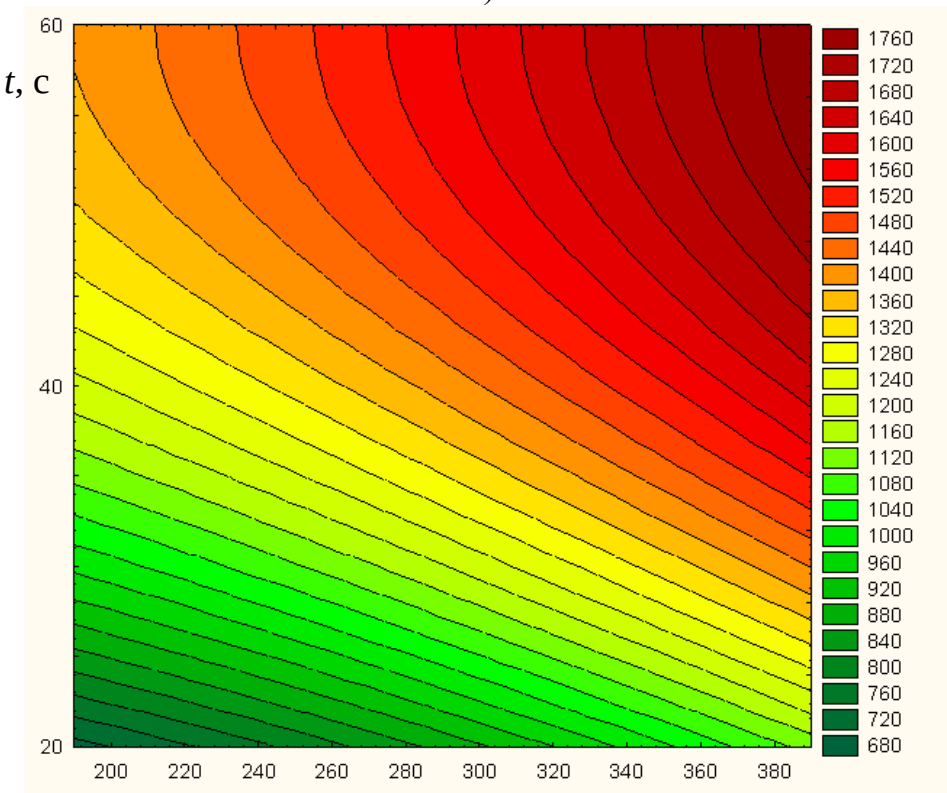
Рис. 4.9. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) визначення твердості гвинтової поверхні робочого органа $HRC_{(t,h)}$ під час процесу зміцнення (n=290 об/хв) для сталі 45

З рис. 4.7-4.9 видно, що твердість гвинтової поверхні робочого органа залежить від частоти обертання обкатного інструмента n, часу обробки гвинтової поверхні робочого органа та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h. Отже, при збільшені частоти обертання обкатного інструмента n і часу обробки гвинтової поверхні робочого органа твердість зростає і досягає 50 . Із аналізу графічних залежностей встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на значення HRC, є частоти обертання обкатного інструмента n, а найменш впливовим є h. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $190 \leq n \leq 390$ (об/хв); $20 \leq t \leq 60$ (с); $1 \leq h \leq 5$ (мм).

На рис. 4.10-4.12 подані графоаналітичні залежності поверхні відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку визначенням сили удару бойка обкатного інструмента по гвинтовій поверхні робочого органа екструдера.

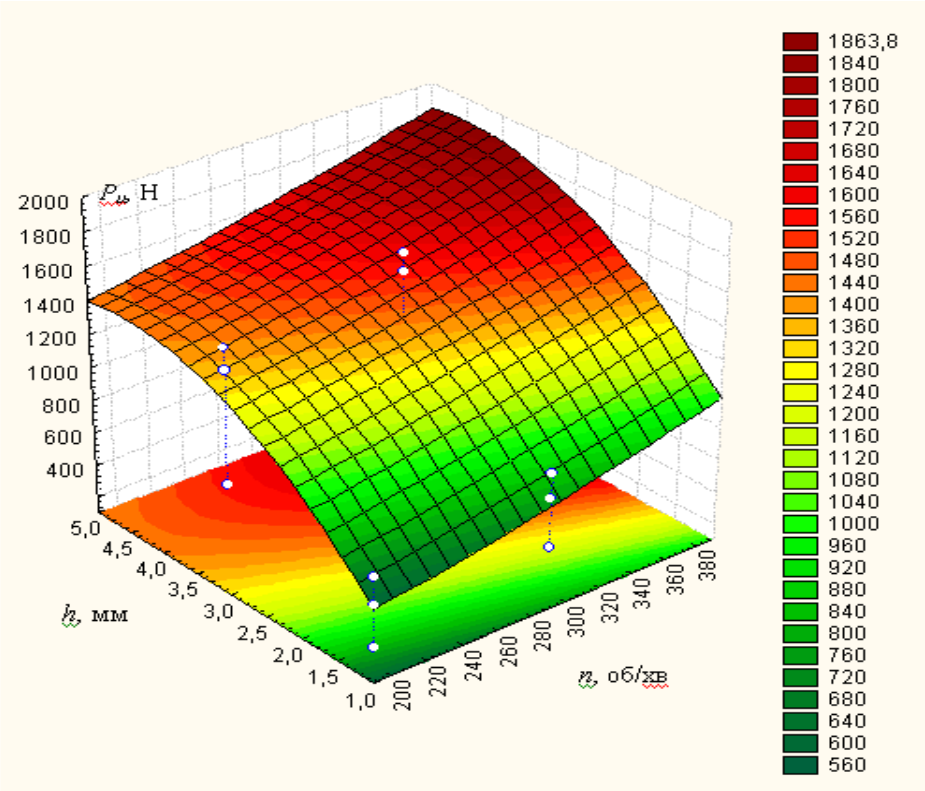


а)

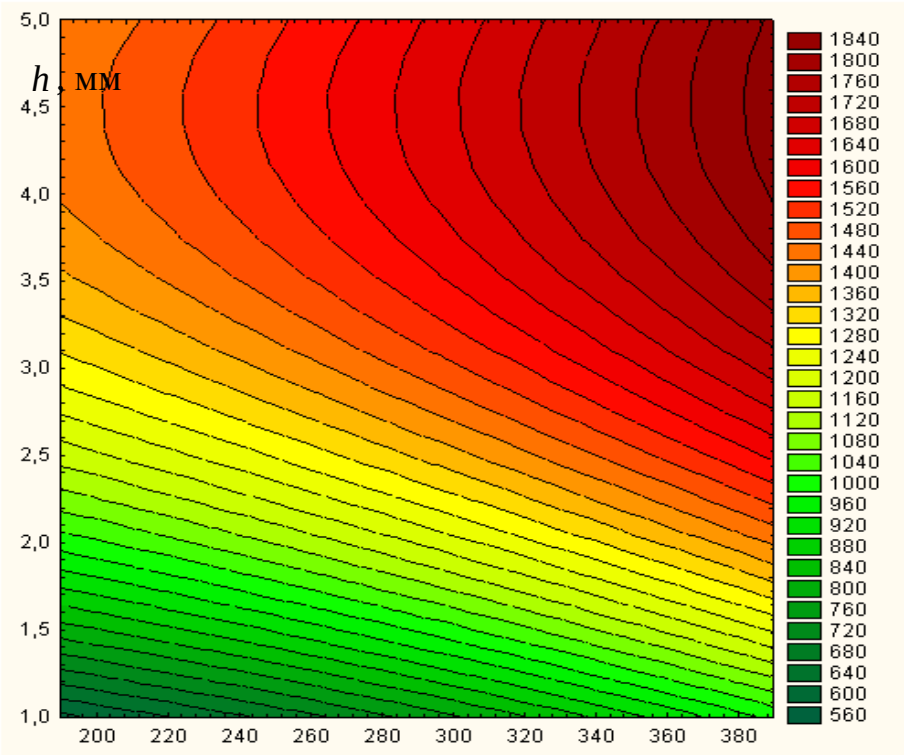


б) n, об/хв

Рис. 4.10. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили удару бойка обкатного інструмента $P_{u(n,t)}$ для зміцнення гвинтової поверхні (h=3мм) для сталі 45

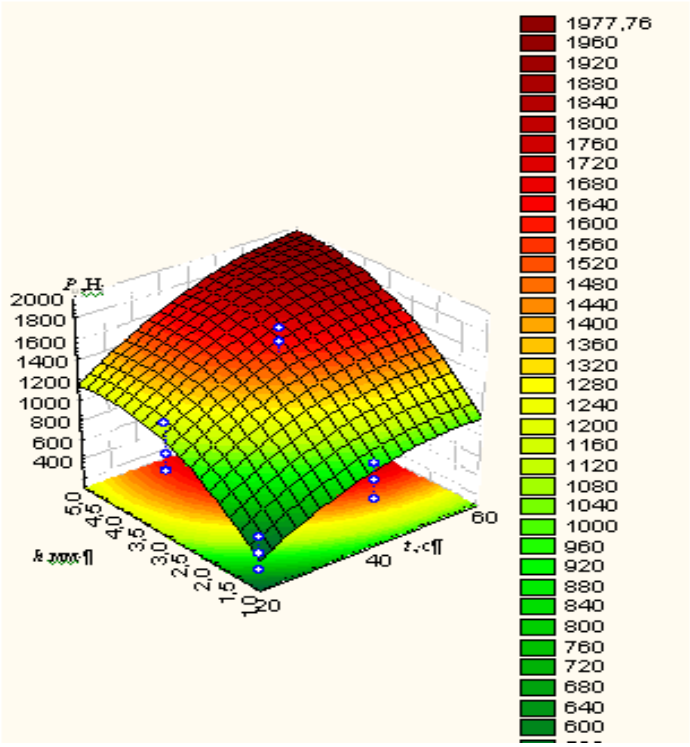


а)

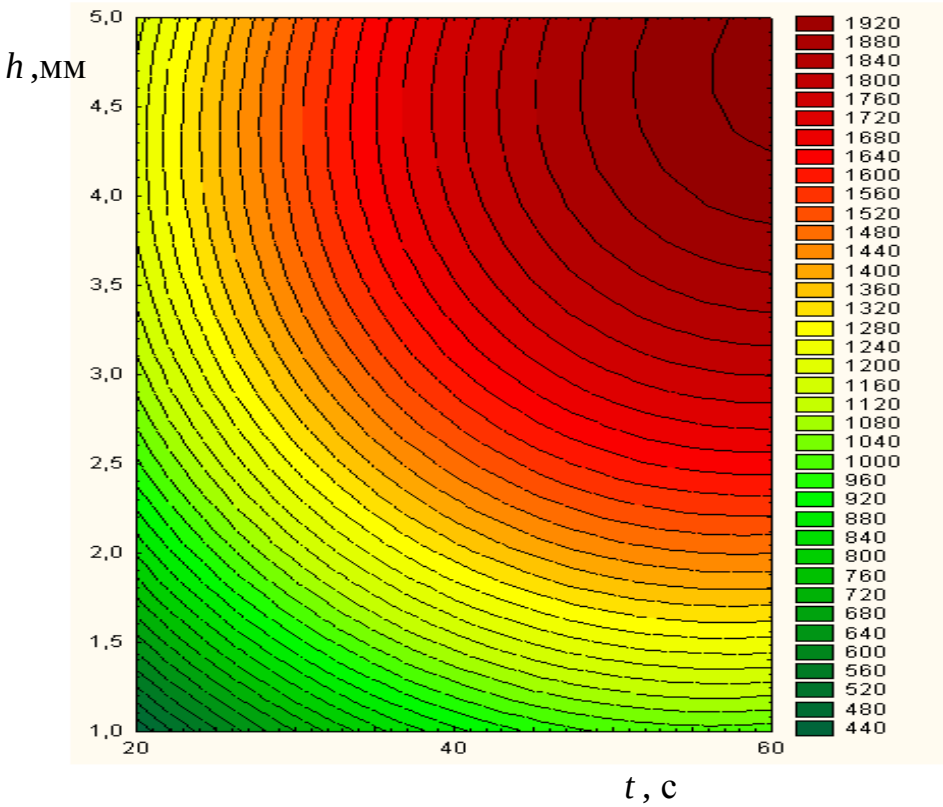


б) n, об/хв

Рис. 4.11. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили удару бойка обкатного інструмента $P_{u(n,h)}$ для зміцнення гвинтової поверхні (t=40с) для сталі 45



а)

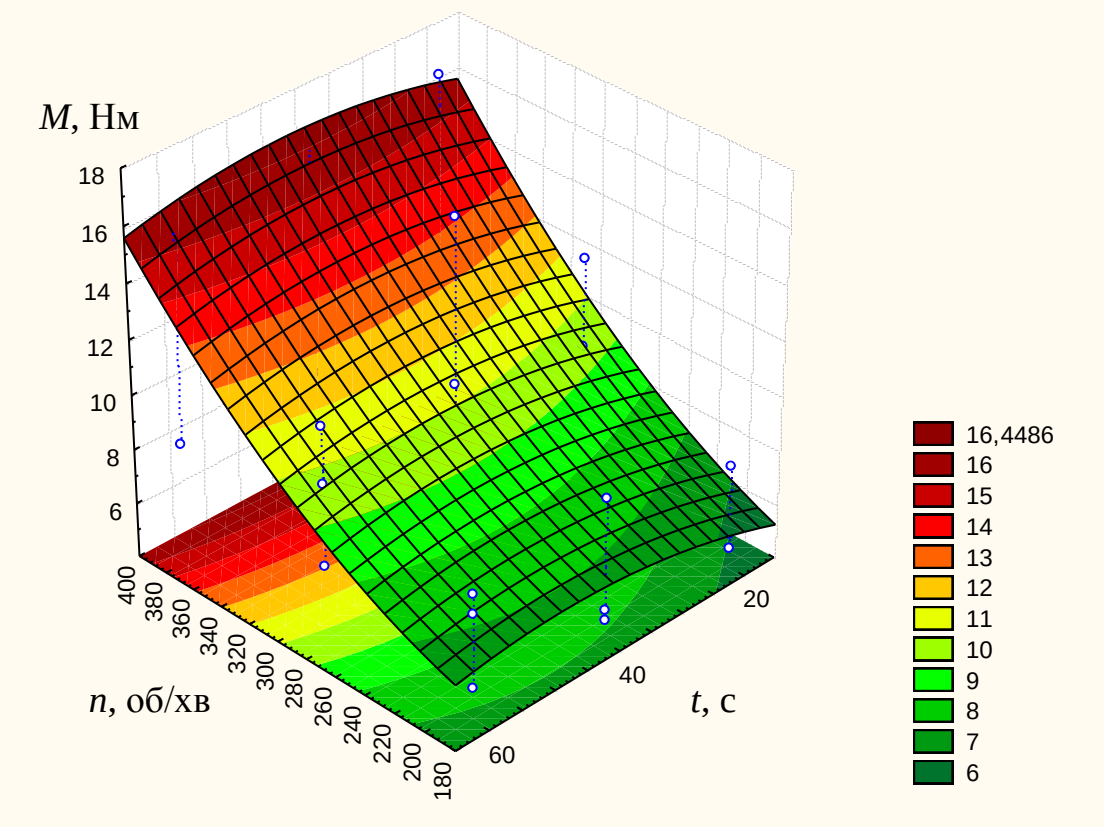


б)

Рис. 4.11. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності сили удару бойка обкатного інструмента $P_{u(t,h)}$ для зміцнення гвинтової поверхні (n=290об/хв) для сталі 45

З рис. 4.10-4.12 видно, що сили удару бойка обкатного інструмента для зміцнення гвинтової поверхні робочого органа залежить від частоти обертання обкатного інструмента n, часу обробки гвинтової поверхні робочого органа та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h. Отже, при збільшені частоти обертання обкатного інструмента n і часу обробки гвинтової поверхні робочого органа сили удару зростає і досягає 1977 Н.

На рис. 4.13-4.15 подані графоаналітичні залежності поверхні відгуку та двомірний переріз поверхні відгуку визначення крутного моменту обкатного інструмента при зміцненні гвинтової поверхні робочого органа екструдера.



а)

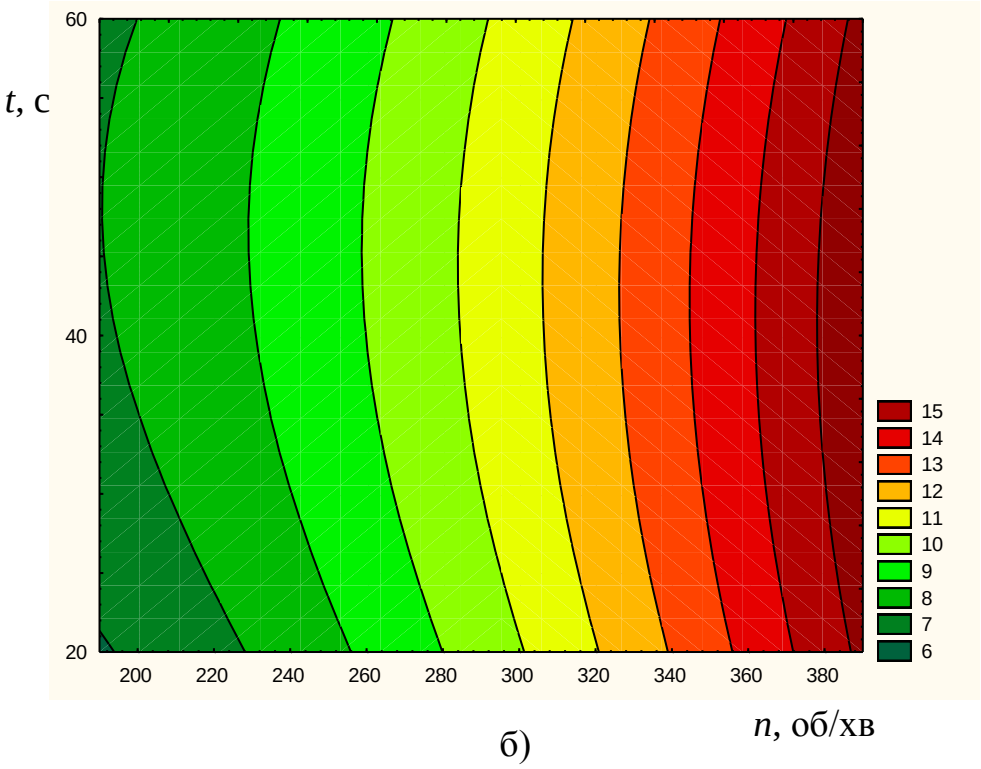
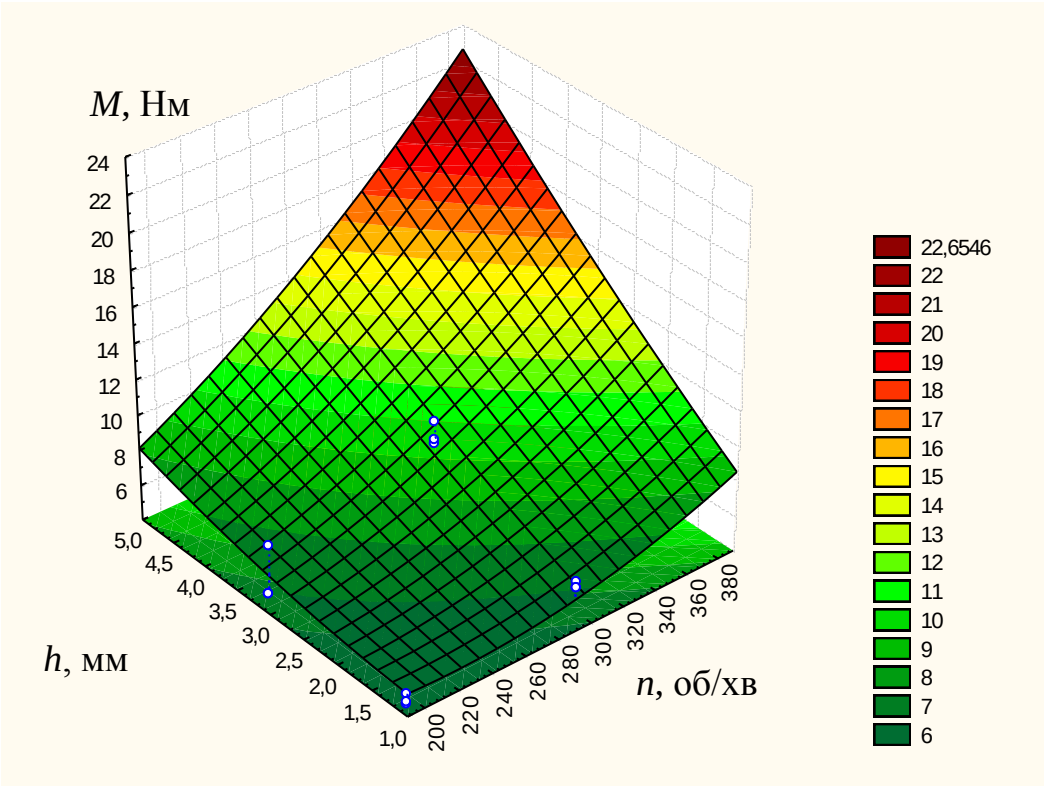


Рис. 4.13. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $M_{(n,t)}$ під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа (h=3мм) для сталі 45



а)

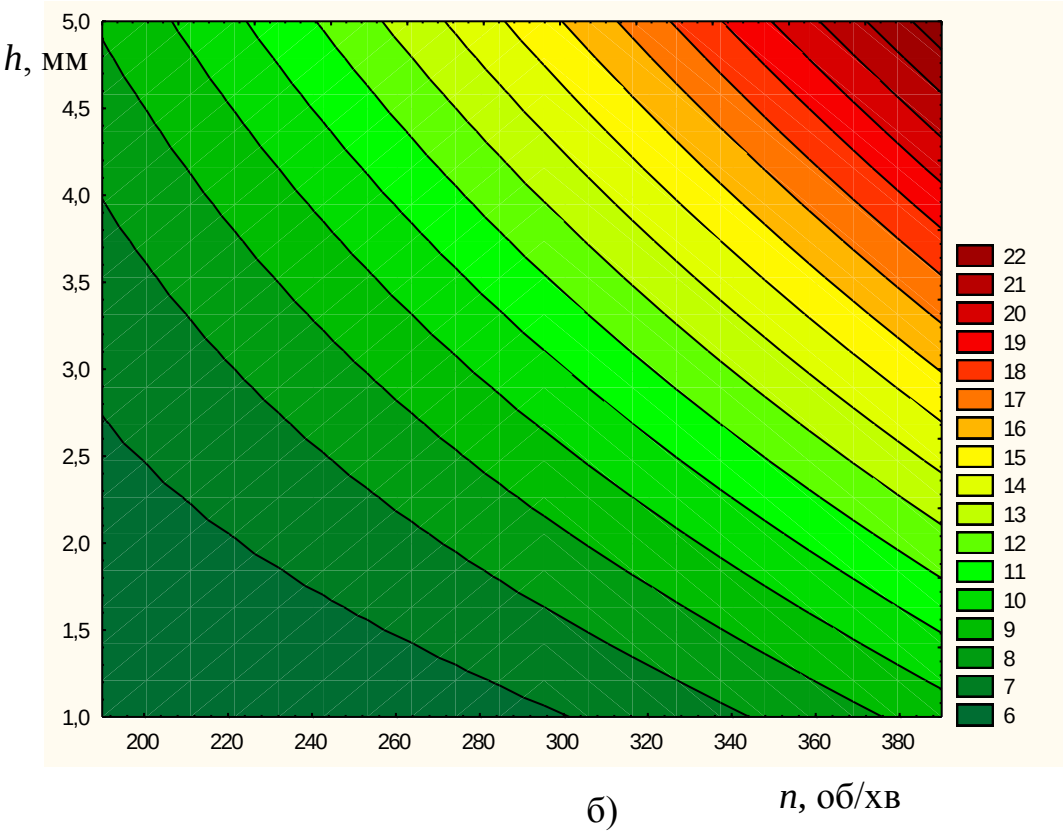
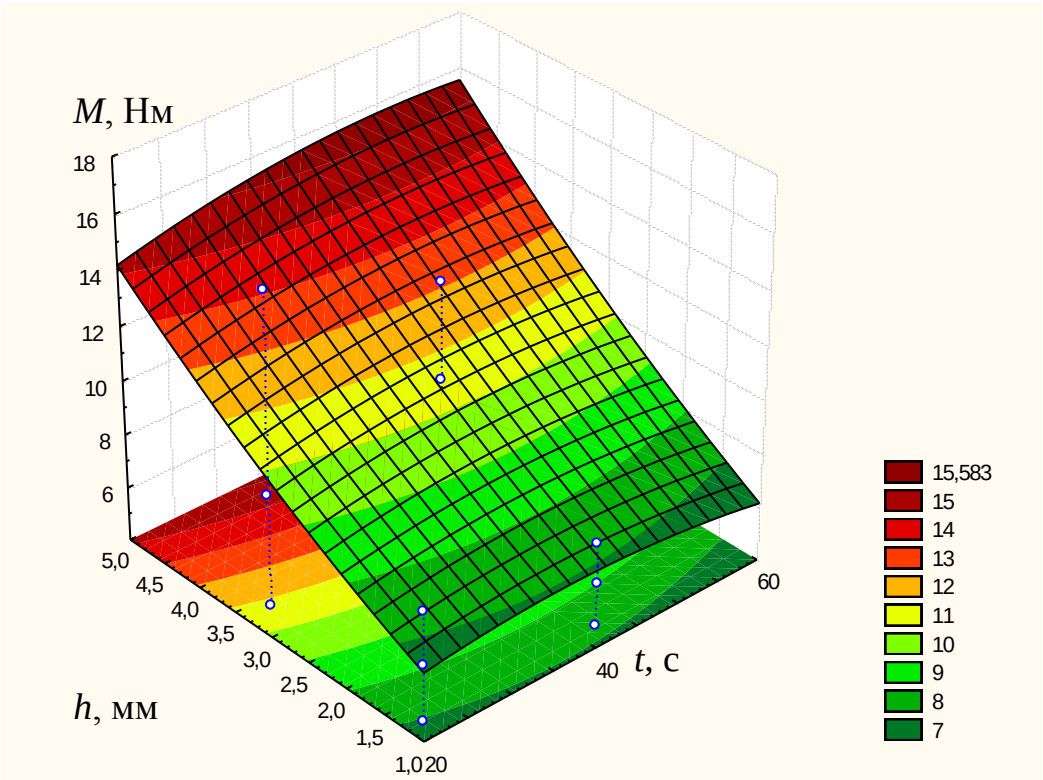
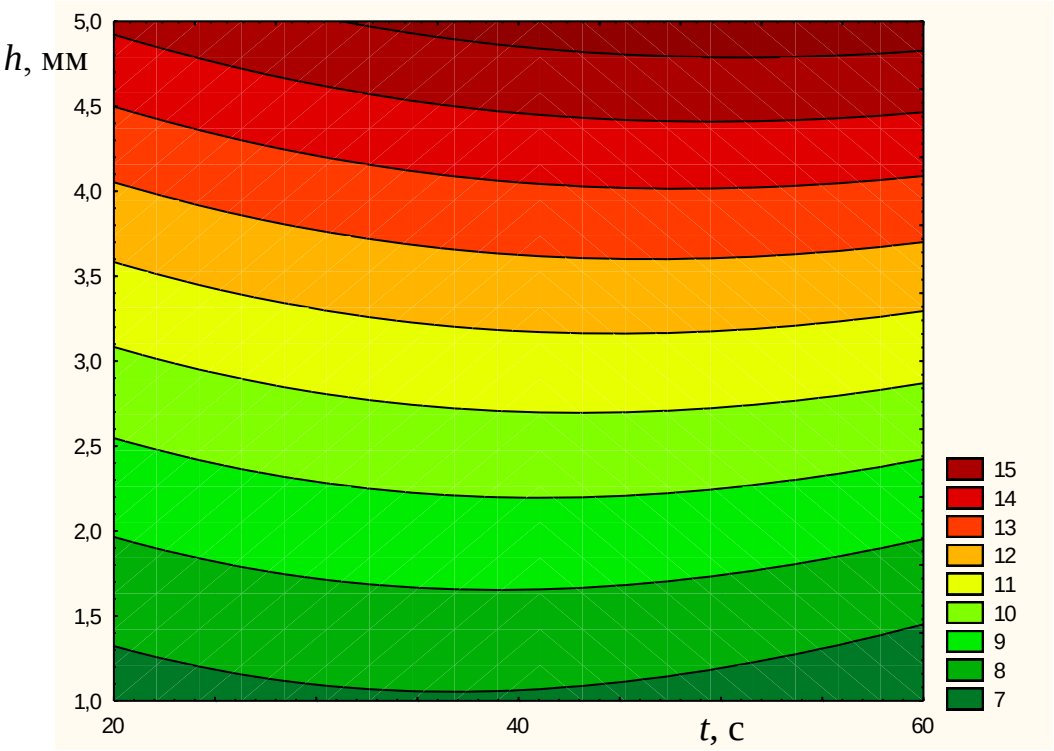


Рис. 4.13. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $M_{(n,h)}$ під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа (t=40с) для сталі 45



а)



б)

Рис. 4.13. Поверхня відгуку (а) та двомірний переріз поверхні відгуку (б) залежності крутного моменту $M_{(t,h)}$ під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа (n=290 об/хв) для сталі 45

Для визначення затрат максимальної потужності N обкатного інструменту під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа провели експериментальні дослідження лабораторної установки, яка наведена на рис. 3.5 третього розділу дисертаційної роботи. Числові значення затрат максимальної потужності N залежно від параметрів процесу і масиву експериментальних даних наведено в таблиці яку представлено в додатку.

Розроблене рівняння регресії (емпірична модель) у натуральних величинах (4.11) може бути використано для визначення характеру функціональної зміни та значення максимальної потужності N лабораторної установки, яке записано у вигляді апроксимуючої моделі $N = f(n,t,h)$ у наступних межах варіювання змінних вхідних факторів:

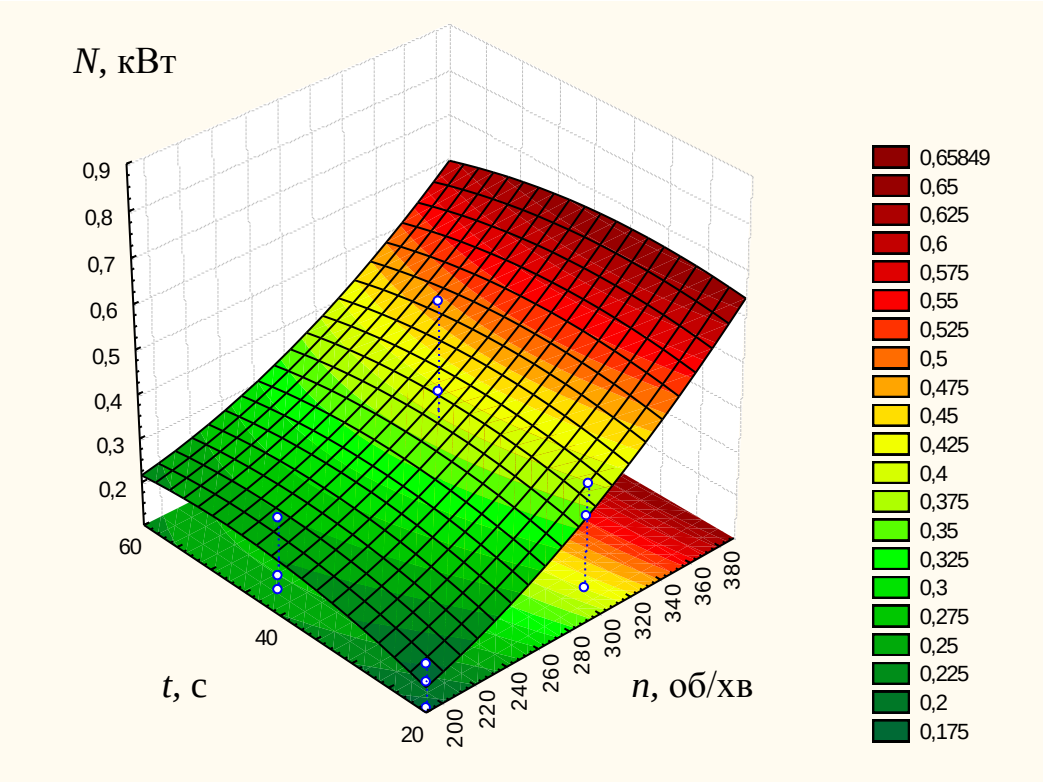


Рис. 4.14. Поверхня відгуку залежності максимальної потужності $N_{(n,t)}$ під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа (h=3 мм) для сталі 45

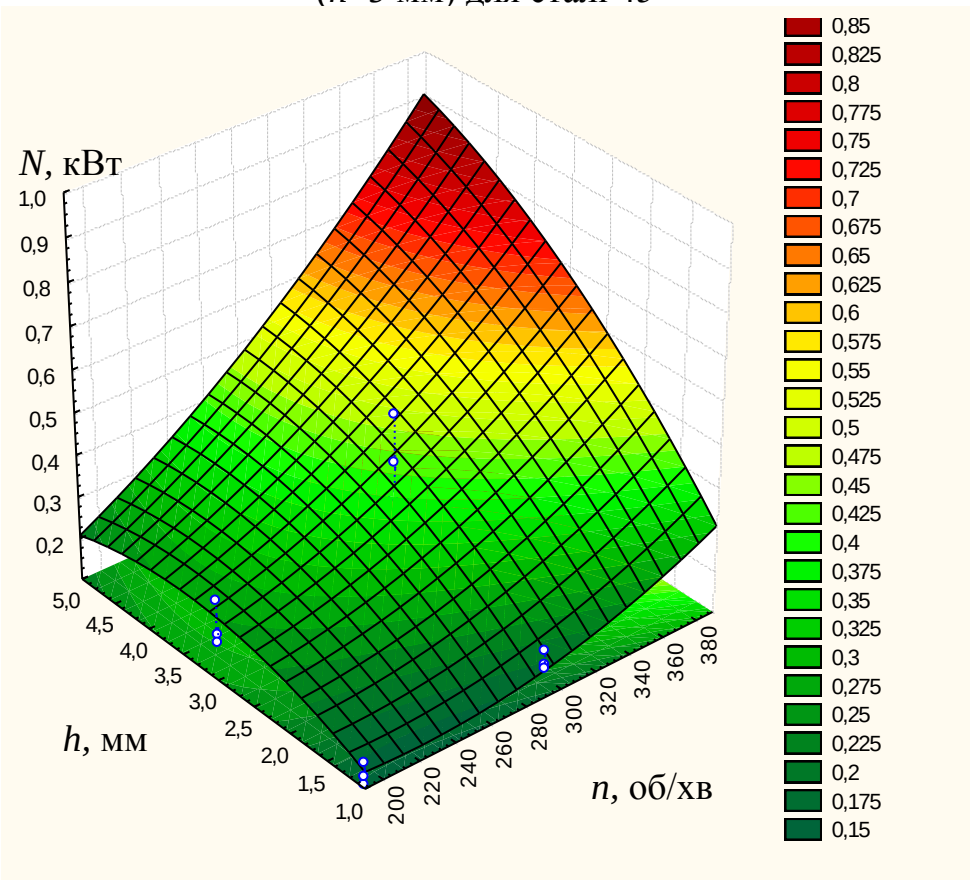


Рис. 4.15. Поверхня відгуку залежності максимальної потужності $N_{(n,h)}$ під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа (t=40 с) для сталі 45

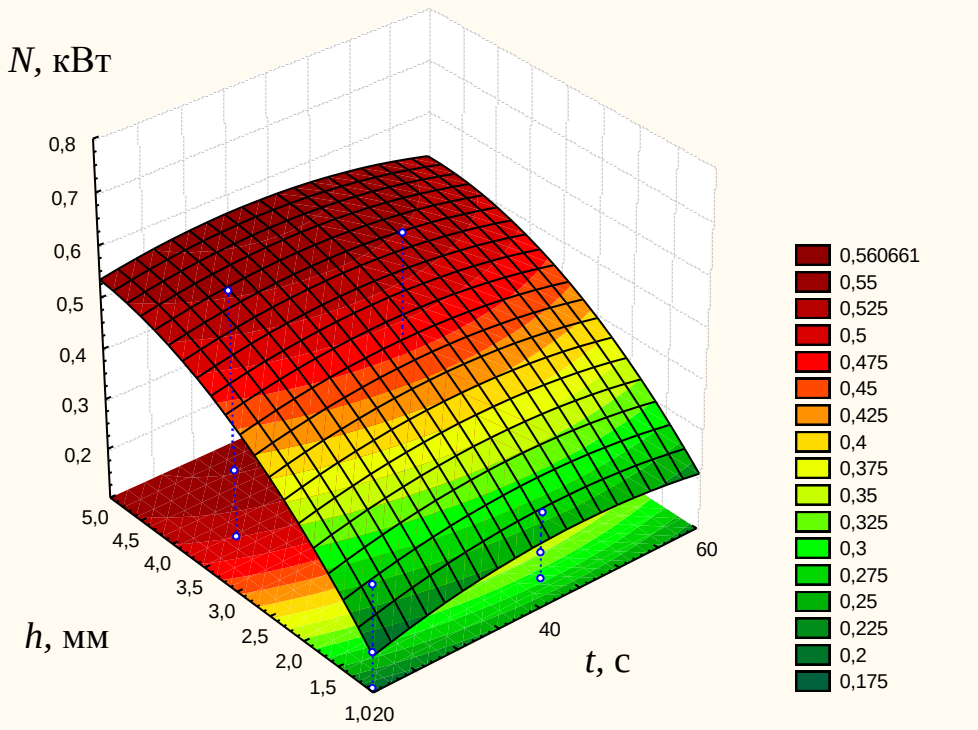


Рис. 4.16. Поверхня відгуку залежності максимальної потужності $N_{(t,h)}$ під час процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа (n=290 об/хв) для сталі 45

З даних графічних залежностей 4.14 – 4.16 видно, що для сталі 45, згідно з рівнянням регресії (4.11) у вигляді функції $N = f(n,t,h)$ встановлено, що при збільшені значення величини перекриття поверхні гвинтової заготовки h, мм максимальна потужності N спадає при частоті обертання обкатного інструмента n=290 об/хв.

Розходження між результатами експериментальних та теоретичних досліджень знаходиться в межах 6-9%.

4.5 Результати експериментальних досліджень методом 3D сканування шорсткості гвинтових поверхонь після процесу ударного зміцнення

Основними експлуатаційними дефектами гвинтових робочих органів є сколи, тріщини, випадання і зношення основного матеріалу та захисних

елементів поверхонь витків. За розміщенням на поверхнях витків гвинтових робочих органів дефекти можна поділити на: локальні (тріщини, риски, неметалічні включення); розміщені в обмежених зонах (на зовнішній крайці, на ”штовхаючій” гвинтовій поверхні тощо); розміщені по всьому об’єму витка або по усій її поверхні (якість механічної обробки, хімсклад тощо).

Якість поверхні прийнято оцінювати за геометричними параметрами і станом поверхневого шару, який визначається фізико-механічними властивостями і структурою. Характеристика геометричних властивостей поверхні включає макро- і мікрогеометричні параметри. При обробці поверхні деталі, що супроводжується зміцненням металу, відбувається руйнування або деформування поверхневих шарів металу внаслідок контактної взаємодії з інструментом, в результаті чого в поверхневих шарах металу і на поверхні деталі можуть відбуватися зміни фізико-механічних властивостей і структур.

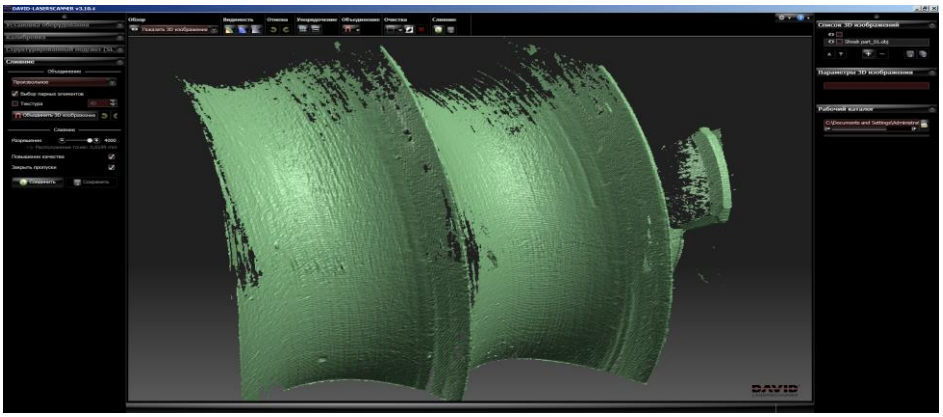


Рис. 4.17. Результат 3D сканування частини поверхневого шару шнека

Обкатний інструмент обертається з високою швидкістю. Робоча частина деформуючих елементів при оброблені наносить численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню і миттєво відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи за час контакту здійснюють вигладжування оброблюваної поверхні. Пластична деформація металу здійснюється керованою імпульсною дією, що забезпечується силою ударів системи бойків інструменту, що статично навантажений силою. Використання статичного підтискування

інструменту до оброблюваної поверхні дозволяє збільшити її площу контакту з інструментом, сприяючи зменшенню спотворень ударного імпульсу, що передається і зменшуючи втрати енергії удару. Оскільки деталь в процесі обробки обертається, то сила створює контактні сили тертя. Довговічність і працездатність значною мірою визначаються шорсткістю гвинтової поверхні робочих органів. Підвищена шорсткість призводить до прискорення зносу робочих поверхонь деталей і зниження експлуатаційних характеристик передачі. Необхідна технічними умовами шорсткість гвинтових поверхонь робочих органів в межах $Ra = 2{,}5 \div 0{,}8$ мкм досягається при зміцненні поверхні. Для визначення параметрів поверхневого шару скористаємося наступною методикою:

- сканування поверхні шнека за допомогою 3D сканера David LaserScanner SLS-1 із застосуванням програмного забезпечення David LaserScanner Professional Edition;
- обробка відсканованої поверхні за допомогою програми PowerShape;
- визначення необхідних геометричних характеристик відсканованої частини поверхні шнеку.

При скануванні отримуємо хмару точок, які об’єднуються в поверхню, результат проведеної роботи наведено на рис. 4.17.

Наступний етап у визначенні шорсткості та хвилястості поверхневого шару це виріз ділянки відсканованої поверхні розміром 10 х 10 мм в програмному забезпеченні PowerShape, з якою в подальшому проведено дослідження. Результат роботи наведено на рис. 4.18. Для отримання профілограм в поздовжньому (вздовж осі шнеку) і поперечному напрямах (на циліндричній поверхні шнеку) необхідно побудувати дві перпендикулярні площини (рис. 4.19), що будуть розрізати ділянку.

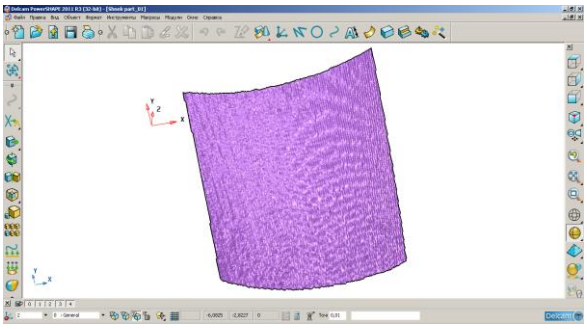


Рис. 4.18. Фрагмент ділянки розміром 10 х 10 мм

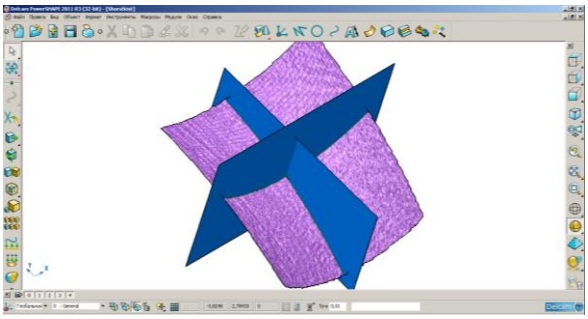


Рис. 4.19. Побудовані дві перпендикулярні площини, що розрізають дослідну ділянку

Скористаємося функціональними можливостями програми PowerShape і утворимо дві криві лінії в місцях перетину площин з ділянкою. В результаті отримаємо дві профілограми (рис. 4.20.).

В подальшому необхідно побудувати центральну лінію, що проходить крізь профілограму та провести перпендикуляри, які будуть сполучати вершини чи впадини з центральною лінією. Варто відмітити, що в нашому випадку профілограми та відповідно центральні лінії мають форму дуги, оскільки дослідна ділянка має кривизну таку як і поверхня шнеку.

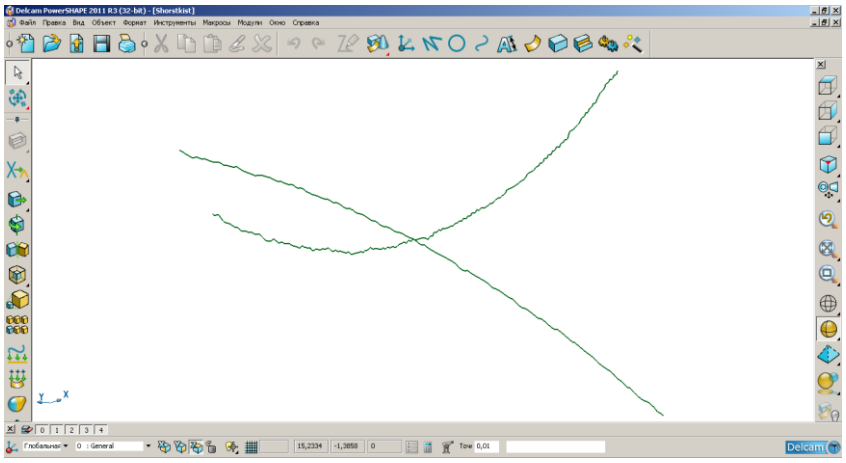


Рис. 4.20. Дві профілограми ділянки поверхні шнеку

Фрагмент поздовжньої профілограми з точками (вершинами і впадинами) зображено на рис. 4.21. Аналогічні операції проводимо і з поперечною профілограмою, фрагмент якої з точками вершин і впадин зображено на рис 4.22.

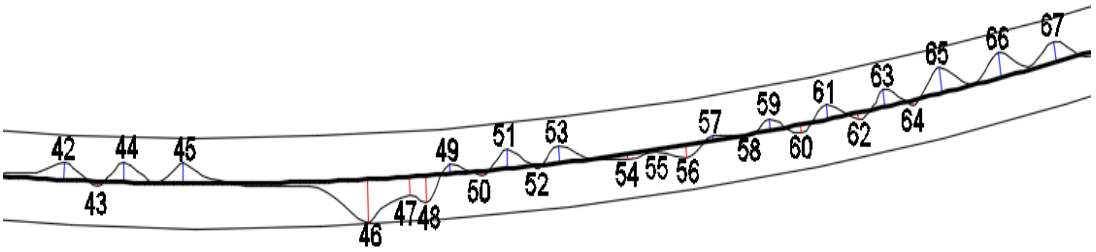


Рис. 4.21. Фрагмент поздовжньої профілограми з точками вершин та впадин

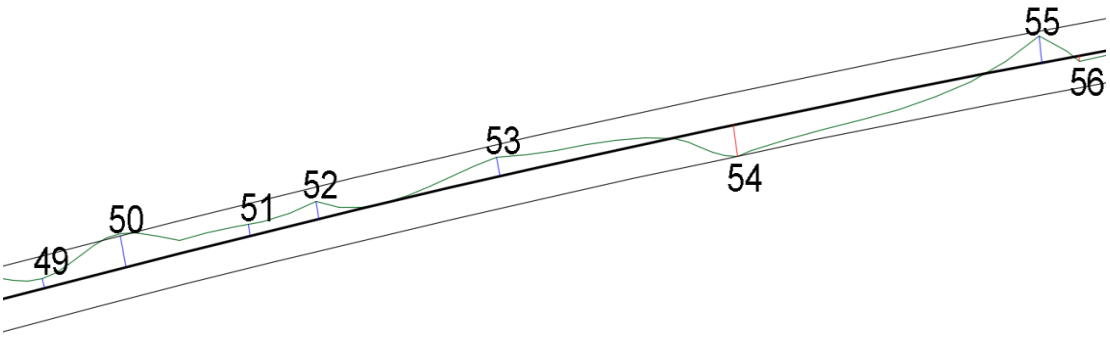


Рис. 4.22. Фрагмент поперечної профілограми з точками вершин та впадин

Далі визначаємо довжини перпендикулярів від впадин чи вершин до центральної лінії і результати. Скористаємося формулою визначення шорсткості: $R_a = \frac{\sum_i^n |Y_i|}{n}$, де n – кількість точок (в нашому випадку 107);

$\sum_i^n |Y_i|$ – сума довжин усіх перпендикулярів (в нашому випадку 2038 мкм).

Отже, $R_{a_1} = \frac{203,8}{107} = 1,905$ (мкм). $R_{a_2} = \frac{104,7}{64} = 1,6$ (мкм).

Аналіз результатів експериментальних досліджень за допомогою пакету OrginPro8 здійснювався шляхом апроксимації аналітичними залежностями різних видів, зокрема степеневими функціями типу $y = a \cdot x^{-b}$, $y = a - b \cdot x + c \cdot x^2$ і $y = a(1+x)^{-b}$, які найточніше описують результати експериментальних досліджень. Методика визначення аналітичної залежності полягає в тому, що за результатами експериментальних даних на координатну площину в середовищі

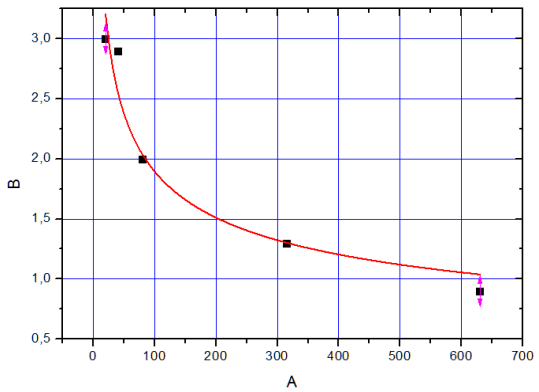
OrginPro8 наносять точки $R_a = f(n)$, в даному випадку в кількості 4. Використовуючи функцію апроксимації, знаходять такий вид степеневої функції, значення якої проходять максимально близько від значень отриманих в результаті експериментальних досліджень.

Визначивши тип функції, якою будуть апроксимувати експериментальні дані, знаходять її параметри (коефіцієнти та показники степеня). Отримавши всі значення параметрів функції апроксимації, будують теоретичну залежність $R_a = f(n)$ при тих самих значеннях змінного параметра *n*. Після цього визначають різницю між експериментальними значеннями та значеннями отриманими за запропонованими степеневими функціями.

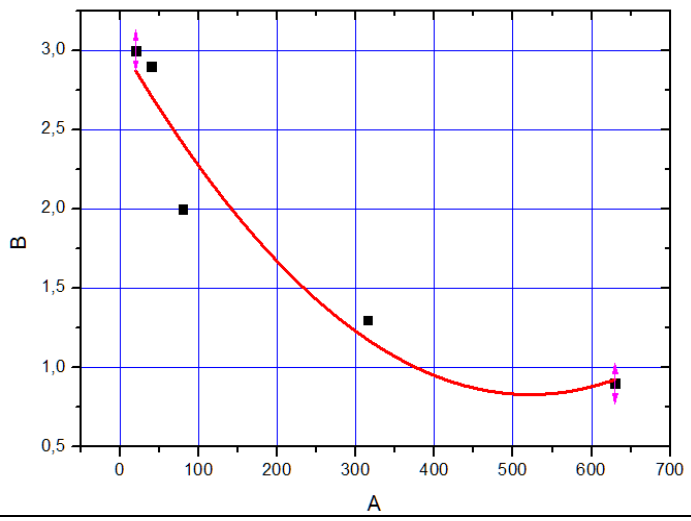
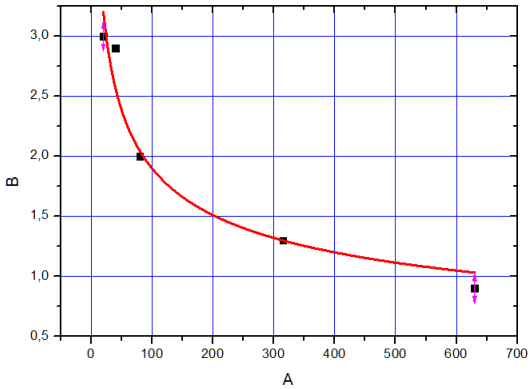
Визначають відносну похибку між отриманими значеннями, яку представляють у відсотках та порівнюють ці значенні між собою. Функція, яка забезпечує найменшу похибку і буде шуканою, яка описує залежність $R_a = f(n)$ таблиця 4.9.

Таблиця 4.9

Значення коефіцієнтів відносної похибки

Частота обертання, *n*	20	40	80	315	630
Значення параметра шорсткості	3	2,9	2	1,3	0,9
Графічне представлення					
Аналітичне представлення	$R_a = 8{,}528 \cdot n^{-0{,}326}$				
Значення параметра шорсткості за формулою	3,20496	2,556	2,037	1,302	1,03836
Різниця значень	-0,205	0,344	-0,037	-0,002	-0,138
Відносна похибка у %	6,8	11,8	1,85	0,15	17,25

продовження таблиця 4.9

Графічне представлення					
Аналітичне представлення	$R_a = 3,038 - 0,008 \cdot n + 8 \cdot 10^{-6} \cdot n^2$				
Значення параметра шорсткості за формулою	2,872	2,713	2,413	1,177	0,925
Різниця значень	0,128	0,187	-0,413	0,123	-0,025
Відносна похибка у %	4,26	6,44	20,65	9,46	0,14
Графічне представлення					
Аналітичне представлення	$R_a = 8,811(1+n)^{-0,332}$				
Значення параметра шорсткості за формулою	3,2	2,563	2,043	1,299	1,032
Різниця значень	-0,2	0,337	-0,043	0,0009	-0,132
Відносна похибка у %	6,66	11,6	2,15	0,07	14,6

Для оцінки шорсткості дослідної ділянки поверхні вважаю за доцільне усереднити отримані показники шорсткості, знайшовши їх середнє арифметичне, тобто: $R_a = \frac{R_{a_1} + R_{a_2}}{2} = \frac{1,905 + 1,635}{2} = 1,77$ (мкм).

Скориставшись таблицею стандартно прийнятих величин R_a, можна визначити, що дослідна ділянка має шорсткість в межах R_a 1,6 та *Ra* 2,0.

4.6 Висновки

1. На основі проведеного багатофакторного експерименту нарізання зовнішніх радіусних канавок отримано регресійну залежність із визначення впливу величини подачі різця *S*, швидкості різання *V* та радіуса канавки *r* на величину сили різання P_z у заготовка із різних матеріалів, з аналізу якої встановлено, що домінуючим фактором, який впливає на величину сили різання є величина подачі різця *S*, а найменш впливовим є швидкість різання *V*, однак і радіус канавки *r* також суттєво впливає на силові параметри процесу нарізання. Факторне поле визначалось таким діапазоном зміни параметрів: $0{,}04 \leq S \leq 0{,}1$ (мм/прохід); $10 \leq V \leq 30$ (м/хв); $3 \leq r \leq 7$ (мм).

2. Найбільша сила різання 8867 Н під час нарізання канавок чотирма різцями одночасно досягається при максимальній подачі 0,1 мм/прохід і радіусі канавки 7 мм і мінімальній швидкості різання 10 м/хв. Однак, оскільки нарізання канавки здійснюється спеціальним пристроєм, відбувається часткова компенсація сил різання, що знижує деформацію заготовки в процесі обробки, а відповідно і підвищує якість обробленої гвинтової поверхні, яка є достатньою для подальшого її зміцнення деформуючими пуансонами з одночасним зниженням шорсткості поверхні.

3. Представлено результати досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів з отриманням рівнянь регресії, що можуть бути використані для визначення залежності твердості HRC обробленої поверхні, сили удару P_u, Н на пуансонах, крутного моменту *M*, Н·м та максимальної потужності *N*, кВт на пристрої для ударного зміцнення в процесі оброблення поверхонь гвинтових робочих органів від зміни трьох основних факторів: від частота обертання обкатного інструмента, часу обробки заготовки та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки для матеріалу сталь 45.

4. Експериментально підтверджено адекватність проведених теоретичних досліджень процесу зміцнення гвинтової поверхні робочого органа. Розбіжність між теоретичними і експериментальними даними не перевищує 12%.

5. Встановлено, що із збільшенням зовнішнього тиску шорсткість поверхні знаходиться в межах R_a = 1,6 мкм та R_a = 2,5мкм, при цьому подальшого зниження шорсткості не відбувається. Отже, при збільшенні

швидкості інструменту понад 1,8 ... 2,0 м/с недоцільно, так як при практично незмінній шорсткості максимальна потужність значно зростає. Виконані дослідження показали, що при обробці гвинтових поверхонь деталей, необхідна шорсткість досягається в межах $R_a = 2{,}5 \div 1$ мкм.

6. Застосування методу зміцнення із зміною мікрогеометрії поверхні і наклепом поверхневого пластичного деформування, зокрема додаткового зміцнення гвинтової поверхні робочого органу екструдера дозволяє підвищити втомну міцність орієнтовно в 0,9 – 1,3 рази (виникають залишкові напруження стискаючого типу), підвищити мікротвердість на 30 – 60 %, збільшити площу фактичного контакту поверхні в 2 – 4 рази.

РОЗДІЛ 5
ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО УСТАТКУВАННЯ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ГВИНТОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ЕКСТРУДЕРА

5.1 Комп'ютерне моделювання гвинтового робочого органу екструдера із визначенням силових параметрів процесу його формоутворення

За допомогою пакету прикладних програм було створено комп'ютерну модель секції робочого органу екструдера. Загальний вигляд моделі та позначення для подальших розрахунків представлено на рис. 5.1. [83]

Для розрахунку глибини деформованого шару та отримання відповідних графічних залежностей від прикладеного зусилля було проведено моделювання відповідних умов досліду. Фрагмент робочого органу екструдера жорстко закріплювали з обох сторін (на рис. 5.2 показано з лівої та правої сторони), а до радіусної гвинтової канавки прикладали зусилля. Змінними були наступні параметри: величина зусилля; час прикладання зусилля.

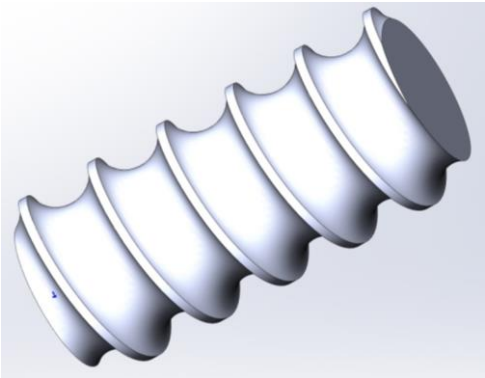


Рис.5.1. Модель фрагмента робочого органу гвинтового екструдера

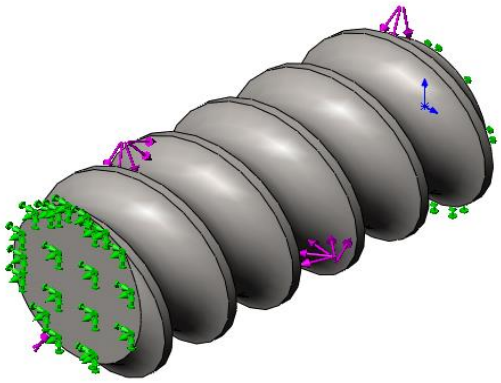
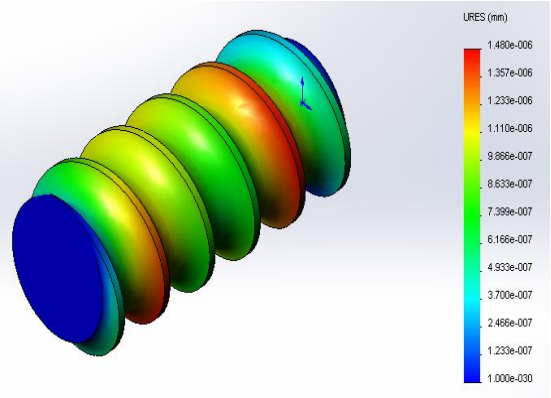
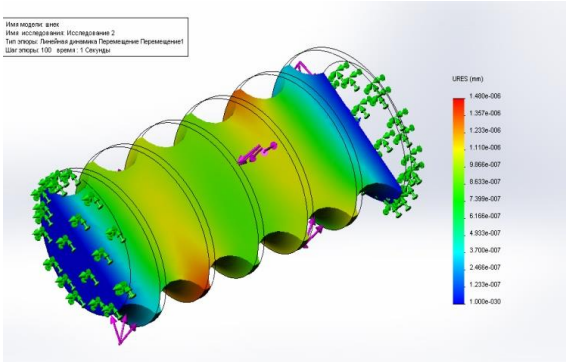


Рис. 5.2. Модель фрагмента робочого органу гвинтового екструдера з прикладеним до нього навантаженням

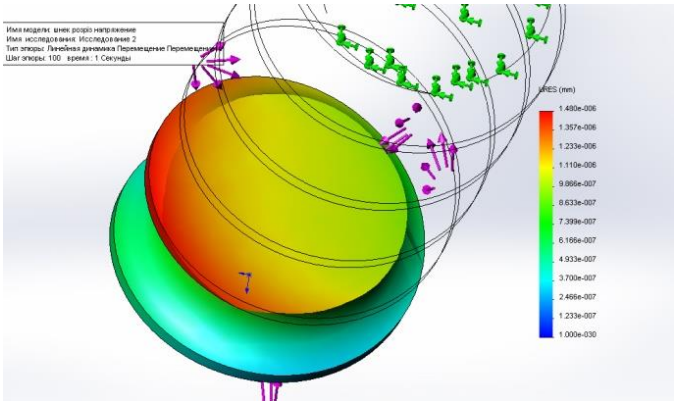
Далі у вікні програми отримували графічне відображення переміщення компонентів робочого органу (рис. 5.3) та напруження компонентів робочого органу (рис. 5.4) та під дією прикладеного зусилля.



а)



б)

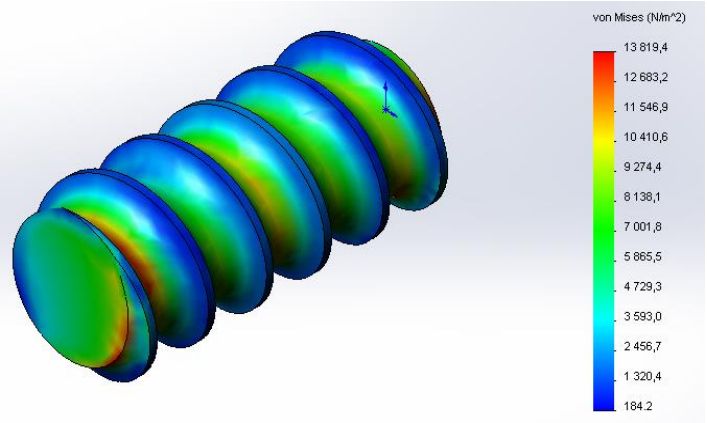


в)

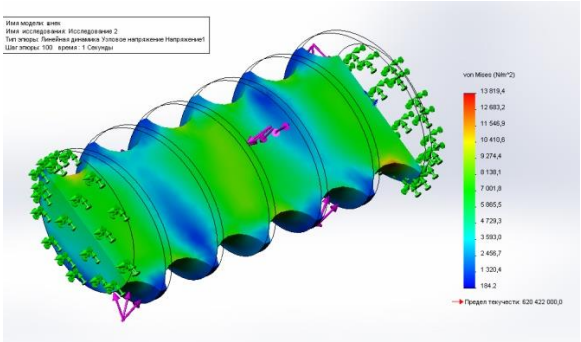
Рис. 5.3. Переміщення компонентів робочого органу під дією прикладеного зусилля обробки: а) загальний вигляд; б) епюра розподілу пружних переміщень в повздовжньому перерізі; в) епюра розподілу пружних переміщень в поперечному перерізі

З отриманих вище графічних зображень можна встановити, що із збільшенням прикладеного динамічного зусилля величина деформованого шару також збільшується, але поряд із цим збільшуються внутрішні напруження в середині матеріалу, які при величині зусилля 2500 Н не перевищують 14 МПа що забезпечує запас міцності матеріалу майже 44 рази.

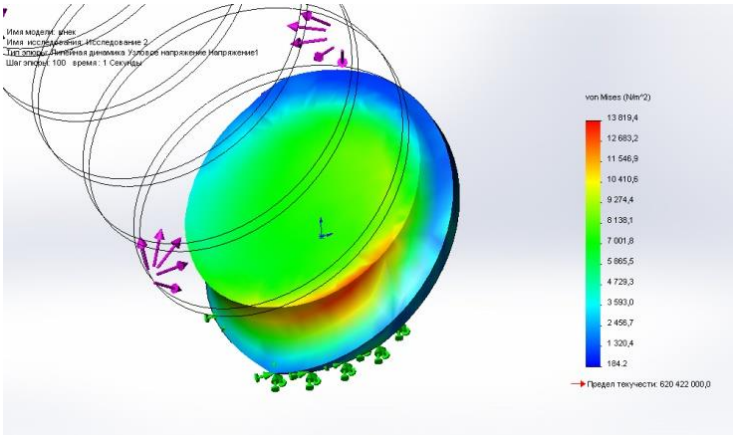
Також можна встановити неоднорідність розподілу пружних деформацій та напружень по всій площині гвинтового робочого органу екструдера. Це пояснюється тим, що інструмент для вібраційного зміцнення поверхні рухався по гвинтовій спіралі робочого органу, а не по всій площині.



а)



б)



в)

Рис. 5.4. Напруження компонентів робочого органу під дією прикладеного зусилля обробки: а) загальний вигляд; б) епюра розподілу напружень в повздовжньому перерізі; в) епюра розподілу напружень в поперечному перерізі

За отриманим значеннями розраховували величину деформованого шару *a* при зміні зусилля *P*, часу обробки *t*. Відповідні графічні залежності показані на рис. 5.5.

Як видно із залежностей, при збільшенні зусилля та часу обробки зростає величина деформованого шару. Найбільше її зростання спостерігається для зусилля P = 2500 Н та часу обробки більше 3 с, а найменше – для *P* = 1000 Н.

Умови комп’ютерного моделювання є близькими до експериментального дослідження.

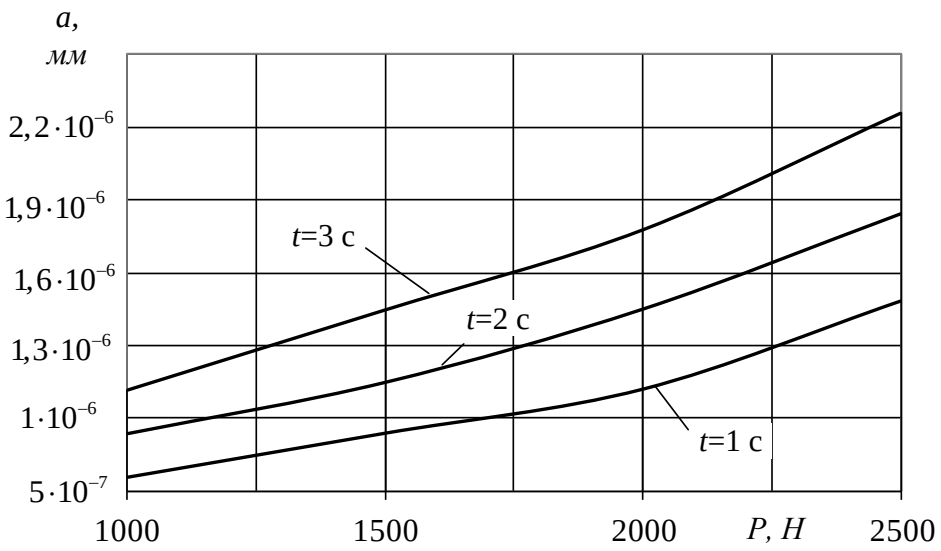


Рис. 5.5. Графічні залежності глибини деформованого шару *a* від зміни зусилля *P* та часу обробки *t*.

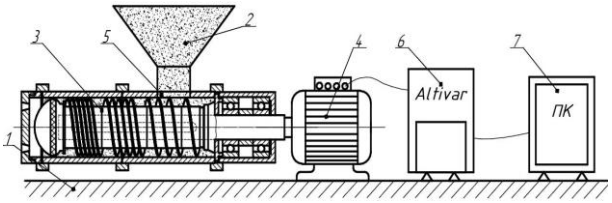
Порівняння отриманих результатів дозволяє зробити висновок про подібність отриманих значень та побудованих на їх основі відповідних графічних залежностей. Різниця між розрахунковими та експериментальними значеннями коливається в межах 6…9 %.

5.2 Аналіз причин руйнування вала екструдера та оптимізація геометрії шпоночного канавки навантаженого вала робочого органа екструдера

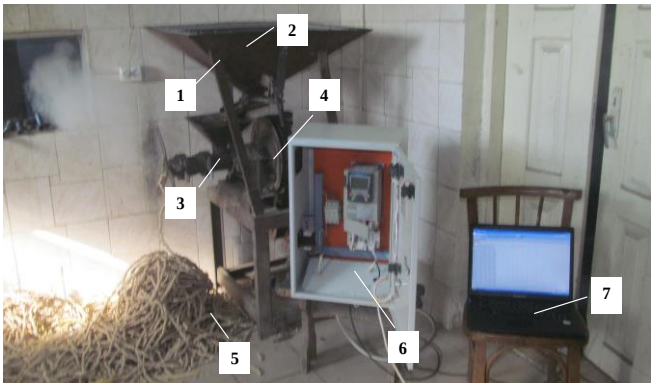
Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів можуть мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловості завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок підвищеної надійності та вдосконаленої конструкції. Отримання виробів високої якості (кормова суміш) можливе за стабільної роботи екструдера у врівноваженому режимі. Проте, на практиці існує ряд факторів, які впливають на продуктивність екструдера та кількість виготовленого екструдату. Тому, більшість екструзійних установок має коефіцієнт корисної дії 45-75% за задовільної якості екструдату.

В роботі досліджено установку для приготування кормової суміші [83, 88] (рис. 5.6 а, б) у вигляді рами, на якій знизу жорстко закріплено

електродвигун з приводом, а у верхній частині приводу встановлено маховик із шківом і валом робочого органу. На зовнішньому діаметрі вала жорстко з можливістю осьового переміщення встановлені окремі секції шнеків, на яких по зовнішньому діаметрі нарізано по 3...4 витки різних кроків. Причому шнеки встановлені впритул, у вигляді суцільної гвинтової лінії. У внутрішньому діаметрі втулки рівномірно по колу виконані півкруглі наскрізні пази в кількості 8...12 штук з можливістю відносного руху, при швидкості 1000 і більше об/хв.



а)



б)

Рис. 5.6. Конструктивна схема установки для виготовлення кормової суміші а) загальний вигляд експериментальної установки гвинтового пружного екструдера б) 1 - рама; 2 - бункер; 3 - секції шнеків; 4 - привід маховика; 5 - сипучий матеріал; 6 – Altivar 71; 7 – персональний комп’ютер

Якість готового виробу знаходиться у тісному взаємозв’язку з продуктивністю і залежить від конструктивних особливостей робочих органів екструдера, рис. 5.7 а, б.

За аналізом поверхні зламу зруйнованого валу виявлено, що тріщина має втомну природу та зародилась зі шпоночного пазу. Гартування та подальший відпуск спричинили появу на дні шпоночного паза мікротріщин термічної природи. Слід зазначити, що тріщина має достатньо гладку поверхню не типову для циклічного навантаження за достатньо великого крутного моменту. Це свідчить про те, що руйнування відбулося за досягнення тріщиною граничної довжини [138]. Сучасний рівень знань про природу накопичення пошкоджень

тривало експлуатованих конструкцій дозволяє встановити кілька причин руйнування конструкції та сформулювати напрямки подовження її ресурсу:

а)

б)

в)

Рис. 5.7. Робочий орган екструдера – а, вал – б та поверхня зламу валу – в; А - місце зародження тріщини

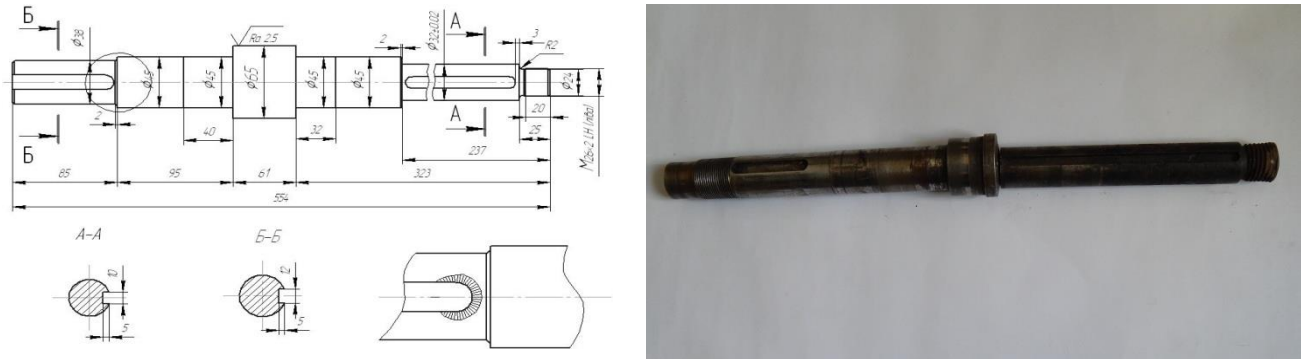
1. Зародкова (коротка) тріщина, яка була елементарним «носієм» руйнування, є наслідком локалізації напружень та їх впливу на матеріал конструкції. Зародження тріщин пов’язане переважно з двома чинниками: накопиченням дислокацій та сколюванням вторинних фаз, зокрема карбідів. Одним зі шляхів вирішення цієї проблеми є оптимізація термообробки деталі.

2. Руйнування валу в зоні концентрації напружень є наслідком руйнування зв’язків, зумовлених локалізацією деформаційного процесу. Отже, запобігання руйнуванню можливе за умови кількісного аналізу напружень в околі концентратора та «розвантаження» прилеглих ділянок, оптимізацією його геометрії.

Одним з найбільш ефективних сучасних підходів, що стосуються оцінки напружено-деформованого стану (НДС) елементів конструкцій робочого органу екструдера (рис. 5.7 б, в) є використання методу скінченних елементів (МСЕ). Зміст даного методу полягає в описі досліджуваного тіла деякою моделлю, котра представляє собою сукупність елементів зі скінченною кількістю ступенів свободи [136]. При обчисленні МСЕ знаходять розв'язки інтегральних та диференціальних рівнянь в часткових похідних. МСЕ добре

підходить для моделювання складних середовищ та коли бажана точність (дискретизація) змінюється на різних ділянках середовища.

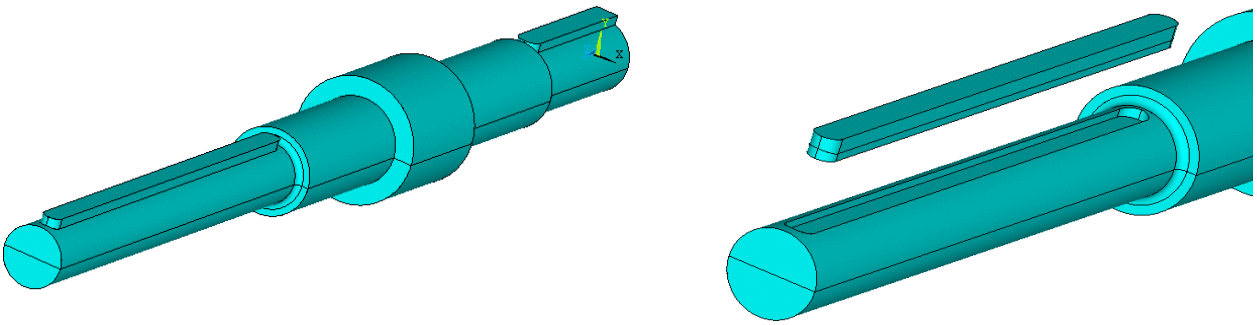
НДС контактних поверхонь шпоночної канавки навантаженого вала обчислювали методом скінченних елементів з використанням програмного комплексу ANSYS у пружній постановці. Матеріал вважали ізотропним. Модуль пружності сталі приймали рівним $E = 2\times10^5$ МПа, коефіцієнт Пуасона $\nu = 0{,}3$.



а) б)

Рис. 5.8. Ескіз вала робочого органу екструдера а) та загальний вигляд вала робочого органу екструдера б)

На рис. 5.9 показано створену у скінчено елементному комплексі ANSYS APDL тривимірну твердотільну модель вала екструдера із шпонками. Досліджували НДС контактуючих поверхонь шпонки та шпонкової канавки, навантажених крутним моментом вала (рис. 5.9 а, б).

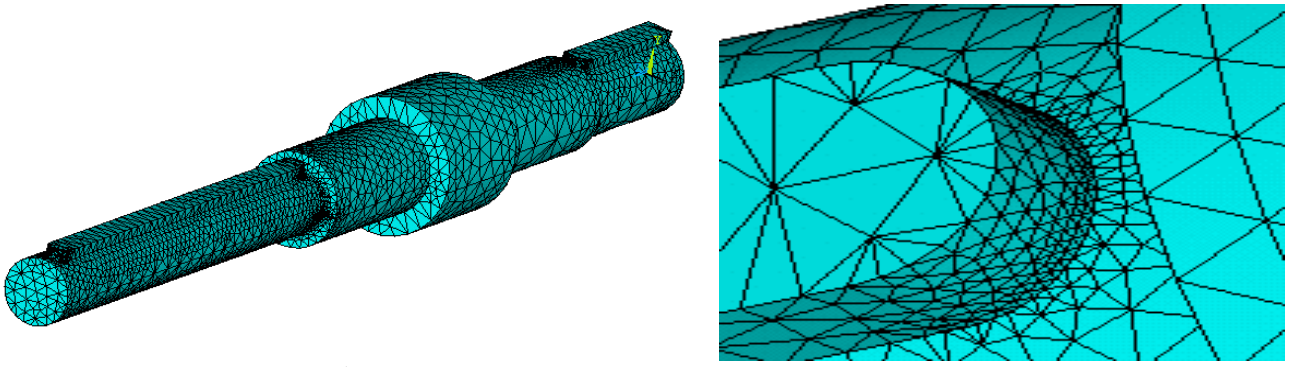


а) б)

Рис. 5.9. Твердотільна модель валу для дослідження напружено-деформованого стану контактних поверхонь шпонки та шпоночної канавки МСЕ: а) модель з суміщеними з канавками шпонками; б) розведені шпонка та шпоночна канавка

Для дискретизації твердотільної моделі вала використовували

тривимірний скінченний елемент SOLID186 з двадцятьма вузлами (у тому числі проміжними), який може трансформуватися і набувати призматичної, пірамідальної та тетраедральної форм, що підходить для моделювання твердотільних моделей складних форм. Вказаний елемент має три степеня вільності і володіє властивостями пружності, пластичності, повзучості, гіперпружності. Дискретизовану скінченними елементами SOLID186 модель вала із шпонками подано на рис. 5.10а. На поверхнях контакту шпонки та канавки скінчено елементну сітку згущували до розмірів 0,24 мм, яка представлена на рис. 5.10 б.

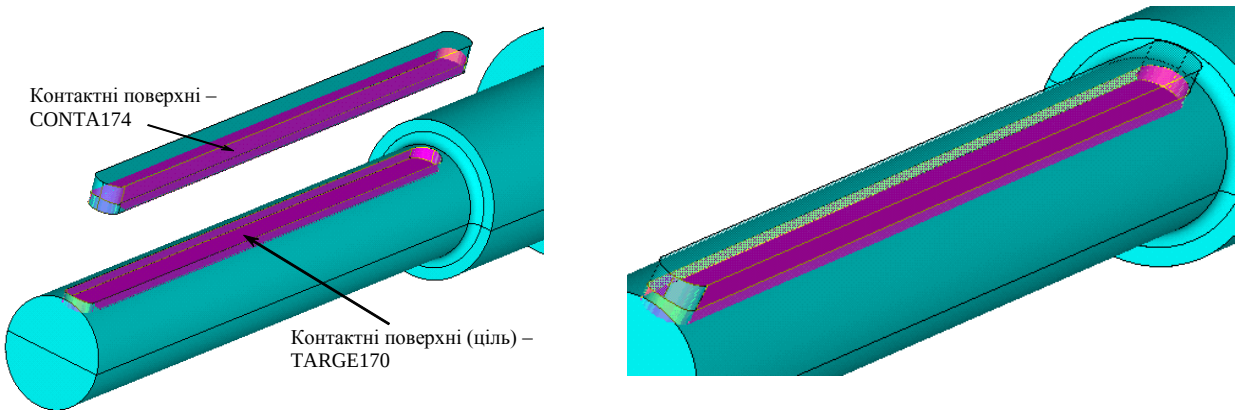


а) б)

Рис. 5.10. Скінченно елементна модель валу: а) модель з суміщеними з канавками шпонками; б) згущення скінченно елементної сітки на поверхні контакту шпоночної канавки

Використовуючи програмний інструмент Contact Manager [136] та скінченні елементи CONTA174 (контактуючі поверхні шпонки) і TARGE170 (контактуючі поверхні канавки – цілі контакту) між шпонкою та шпоночною канавкою (рис. 5.11), створювали контактні поверхні. Вказані елементи є поверхневими і програмно накладаються на основні елементи SOLID186 скінченно елементної сітки моделі.

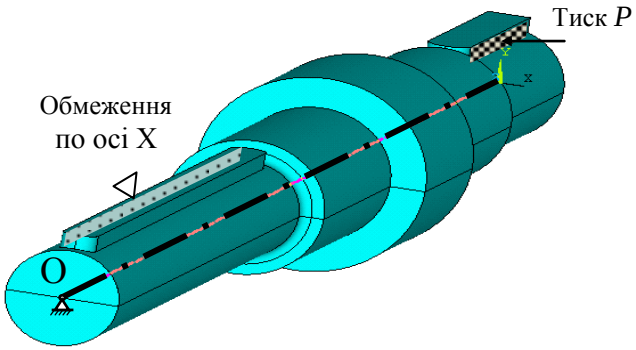
Для створення крутного моменту відмічену (бокову) (рис.5.12) поверхню меншої шпонки навантажували нормальним до неї тиском *P*, який необхідний для створення заданого крутного моменту. Відмічену з протилежної сторони поверхню досліджуваної (довшої) шпонки обмежували у переміщеннях вздовж осі X.



а) б)

Рис. 5.11. Розведені а) та суміщені б) контактні поверхні шпоночної канавки та шпонки

Для закріплення моделі у просторі, осьову лінію моделі обмежували у переміщеннях уздовж осей X та Y. Точку O (рис. 5.12) моделі обмежували у переміщеннях уздовж осей X, Y, Z.



c)

Рис. 5.12. Просторове закріплення та навантаження скінченно елементної моделі вала

На рис.5.13 представлено розрахунок поля інтенсивності напружень на ребрі шпонкової канавки навантаженого вала. Інтенсивність напружень оцінювали вздовж вказаної на рис. 5.14 лінії *l*.

Значення крутних моментів знаходяться $M = 40,742.....64,372$ (кН·м) та відповідних тисків на поверхню шпонки $\sigma = 6,86.....10,84$ (МПа)

Виявлено, що радіус заокруглення шпоночного пазу зумовлює концентрацію напружень для галтелей 3.0 та 5.0 мм. При цьому слід

враховувати, що зменшення радіусу концентратора зменшує об’єм навантаженого металу. Це важливо для експлуатаційних умов оцінювання технічного стану конструкції.

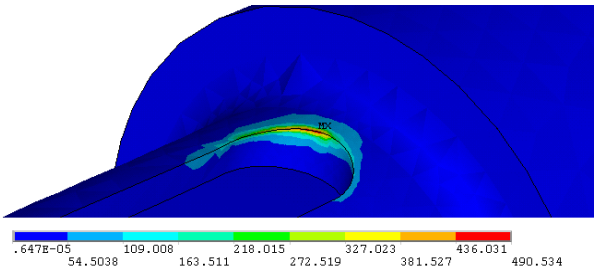


Рис. 5.13. Поле інтенсивності напружень на ребрі шпонкової канавки навантаженого вала

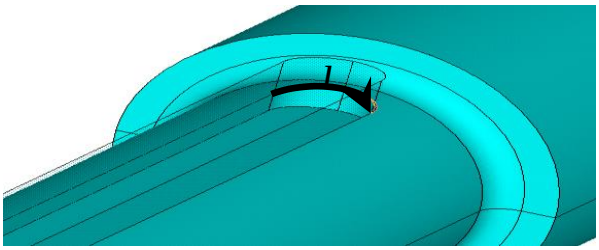
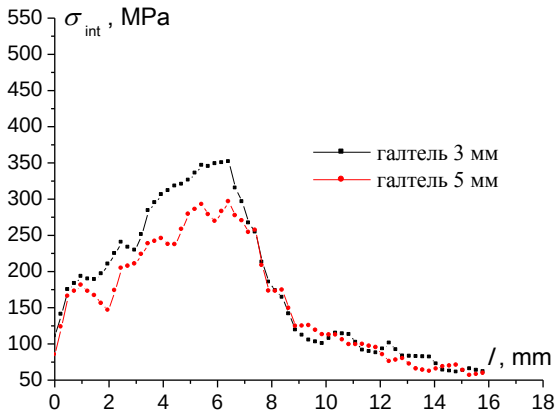


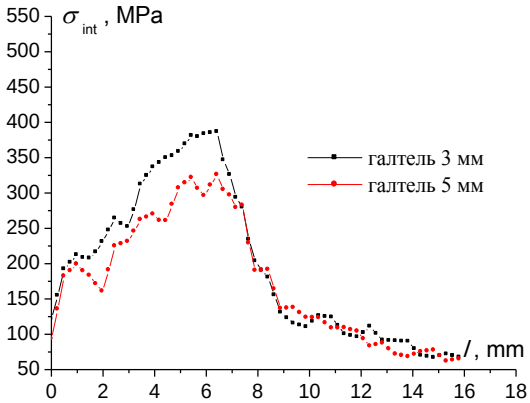
Рис. 5.14. Лінія *l* уздовж ребра шпонкової канавки, де виникають найбільші експлуатаційні напруження

Відомо, що окрихчуюча дія концентраторів напружень зумовлена не лише перенапруженнями, які вони створюють в локальних зонах, але й деформаційним зміцненням, як наслідком силового впливу.

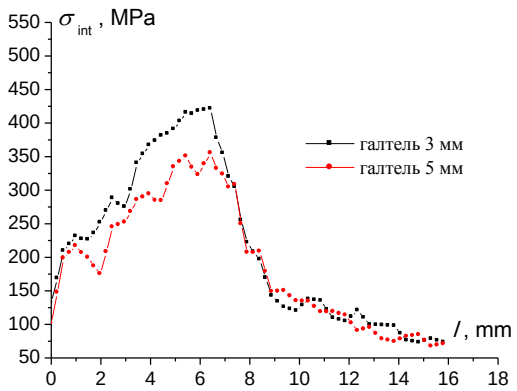
Слід зазначити, що у даному випадку значення параметрів напружено-деформованого стану були визначені МСЕ. Проте, для наближених розрахунків можливе застосування аналітичних залежностей відомих з літератури. Перевагою використаного МСЕ полягає насамперед у тому, що він дозволяє одержати та візуалізувати розподіли напружень. Нижче подані криві відповідно крутних моментів (тисків на шпонку робочого органа екструдера) рис. 5.15.



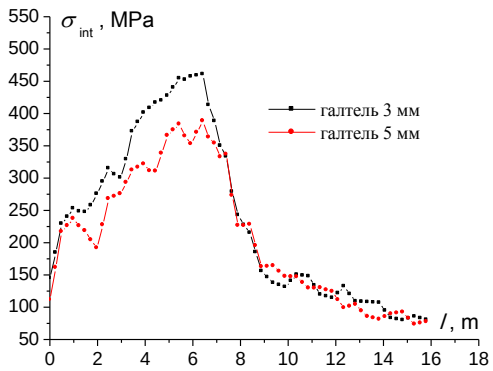
а)



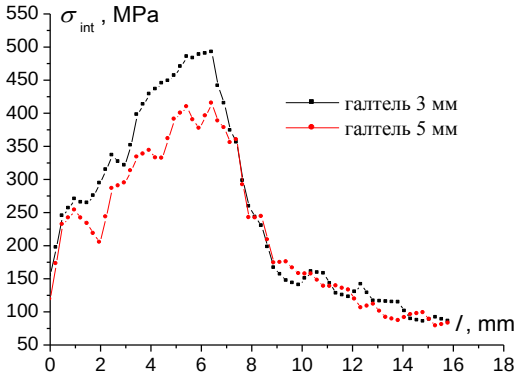
б)



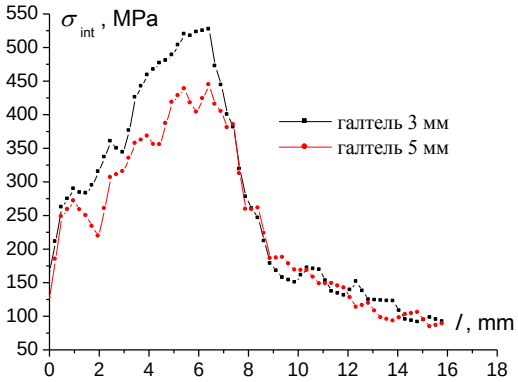
в)



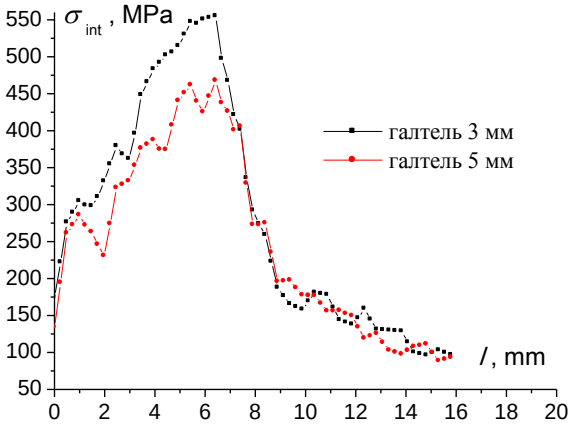
г)



д)



ж)

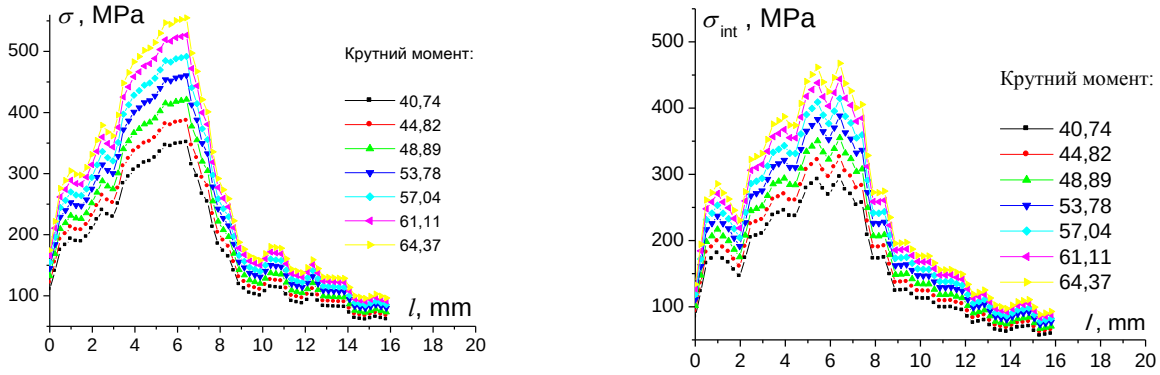


з)

Рис. 5.15. Розподіл інтенсивності напружень σ_{int} уздовж лінії l за крутного моменту:
40,74 (6,86 МПа) – а; 44,82 (7,55 МПа) – б;
48,89 (8,23 МПа) – в; 53,78 (9 МПа) – г; 57,04 (9,61 МПа) – д; 61,11 (10,29 МПа) – ж; 64,37 (10,84 МПа) - з

Розраховано максимальні значення інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$, які виникають на ребрі шпонкової канавки із зростанням крутного моменту та враховано вплив віддалі шпонкової канавки до галтелі вала робочого органа на рис. 5.16. Встановлені закономірності дозволяють оптимізувати геометрію вала

з точки зору забезпечення його несучої здатності.



а) б)

Рис. 5.16. Зміна розподілу інтенсивності напружень σ_{int} уздовж лінії l із збільшенням крутного моменту (галтель 3 мм) – а та (галтель 5 мм) – б

Оскільки першопричиною руйнування валу є локалізація напружень, запропоновано модель оцінювання напружено-деформованого стану шпоночної канавки, яка дозволяє оптимізувати її геометричні параметри. Слід зазначити, що оптимізація розподілу напружень може опосередковано свідчити про підвищення циклічної довговічності даного валу, яка буде зумовлена зниженням максимальних значень циклічних деформацій у зоні концентрації напружень, рис. 5.17.

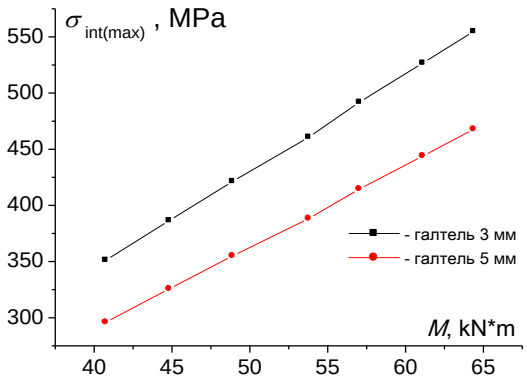


Рис. 5.17. Криві зміни максимальних значень інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$, які виникають на ребрі шпонкової канавки із збільшенням крутного моменту вала та з урахуванням віддалі шпонкової канавки до галтелі

Проаналізовано основні закономірності та встановлено причини руйнування вала робочого органу екструдера. Це дозволило виконати скінченно-елементне моделювання його навантажування та оцінити вплив крутного моменту двигуна на концентрацію напружень в шпоночному пазу вала.

Збільшення крутного моменту вала робочого органу екструдера спричиняє лінійне збільшення максимального значення інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$ на ребрі шпоночної канавки. Збільшення віддалі від галтелі до шпонкової канавки на 2 мм призводить до зменшення максимальних напружень на ребрі шпонкової канавки на 15,72 %. У перспективі варто оцінити період зародження втомної тріщини у місці виникнення максимальних напружень з використанням кривої втоми Веллера.

5.3 Алгоритм зміцнення робочого органа екструдера

Для перевірки корректності математичної моделі обрахунку ступеня зміцнення робочого органу екструдера була розроблена програма на мові C#, яка наведена в додатку?. В основі цієї програми стоїть розроблена нами математична модель. Враховуючи її складність, ми відібрали найбільш істотні параметри як вхідні змінні, а менш важливі використали як константи [3].

Для пошуку роз'язку ми скористалися наступним алгоритмом.

1. Першим кроком ми задаємо кількість послідовних ударів для зміцнення заготовки і також задаємо вхідні параметри, такі як розміри диска і бойка, характеристики пристрою для зміцнення, марку сталі, вихідну мікротвердість, глибину зміцнення та шорсткість поверхні, тощо.

2. Розглянемо окреме одне зіткнення.

3. Під час зіткнення відбувається короткочасне ударне навантаження і сила взаємодії піково зростає.

4. Для отримання пікової сили взаємодії в момент початку зіткнення потрібно розв'язати систему рівнянь вимушених коливань, для цього ми

використуємо метод Рунге-Кутта 4-го порядку.

Сам алгоритм Рунге-Кутта 4-го порядку можна реалізувати, використовуючи загальновідомий абстрактний клас C#, який має обмеження по часу для пошуку оптимального розв'язку. Це є найбільш ресурсозатратна частина розрахунків.

5. Розраховуємо початковий крок і встановлюємо ліміт 10 хвилин для обрахунку пікової сили в момент одного удару. Це додаткове обмеження необхідне, оскільки обрахунок максимуму пікової фукнції може відбуватися довго, враховуючи високу точність (малий крок ітерації).

6. Після отримання максимуму фукнції за допомогою алготима Рунге-Кутта потрібно обрахувати сумарні сили взаємодії між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом протягом одного зіткнення. Для цього потрібно використати звичайну алгебраїчну функцію.

7. Для отримання сумарних сил взаємодії протягом декількох ударів потрібно заново перерахувати сумарні сили між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом протягом наступного зіткнення, і т.д. Отримані сили потрібно просумувати.

8. На основі отриманих данних проведемо розрахунок коефіцієнта зміцнення робочого органа екструдера, враховуючи, що відбиток бойка має круглу форму.

9. Вивід результа.

Враховуючи складність математичної моделі, нами були використані наступні технології для пришвидчення розрахунків.

1. Була використана бібліотека Parallel Tasks. Ця технологія дозволяє проводити розрахунки в окремому фоновому потоці. Цінність цієї бібліотеки в тому, що складні математичні розрахунки можна розподілити на окремі потоки і проводити їх розрахунки. Нажаль ми не змогли в повному обсязі використати всі можливості цієї технології, бо кожен наступний крок обрахунків залежить від результатів попередніх.

2. Для збереження результатів обрахунків сумарних сил взаємодії протягом одного удару було використано список (List), який дозволяє

проводити обрахунки, використовуючи технологію LINQ (за допомогою запитів).

3. Результати обрахунків зберігаються в таблиці DBF, використовуючи технологию ADO.NET. Ці дані можуть бути використані в подальшому для побудови графіків.

Програма додатково виводить проміжну інформація для контролю результатів розрахунків для одного удару. ЇЇ можна використати для аналізу впливу зміни вихідних параметрів на результат проміжних обрахунків.

Для візуалізації залежності твердості від інших параметрів, зокрема від кількості ударів дороблена можливість будувати графік, який допоможе краще зрозуміти процес зміцнення і знайти оптимальне співвідношення вхідних даних. Графік будується на основі збережених даних в таблиці DBF, які були обраховані попередньо (рис. 5.18).

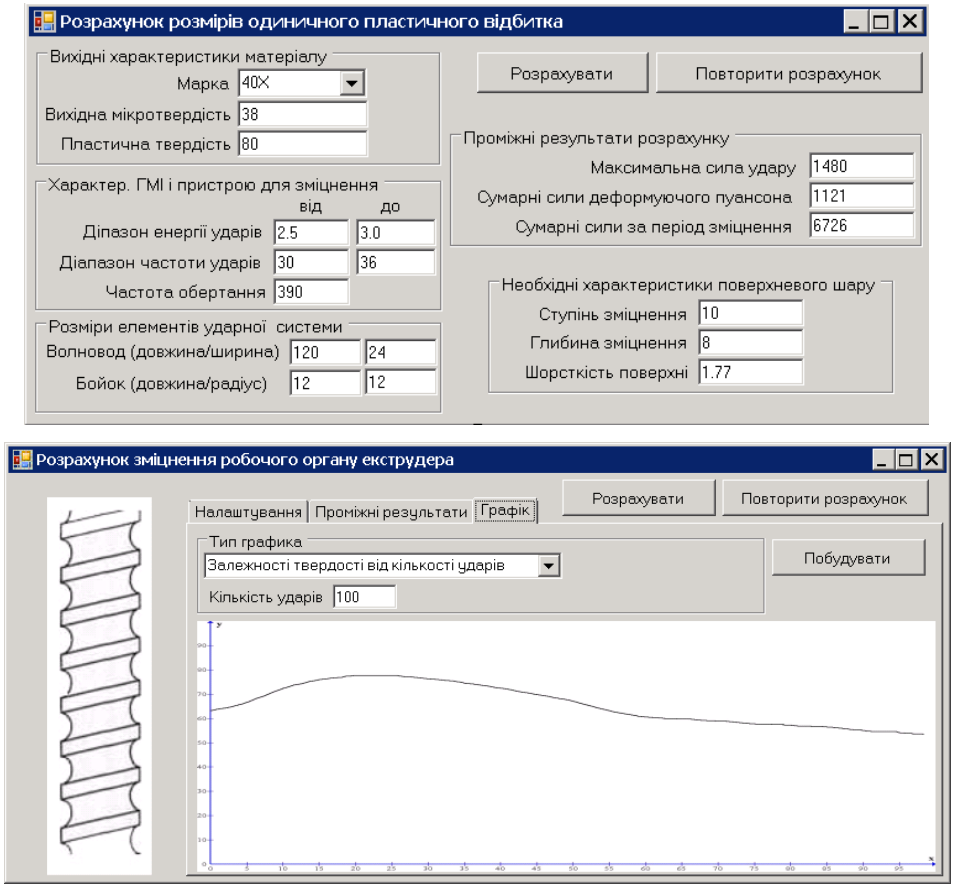


Рис. 5.18. Вікна програми розрахунку ступеня зміцнення робочого органу екструдера

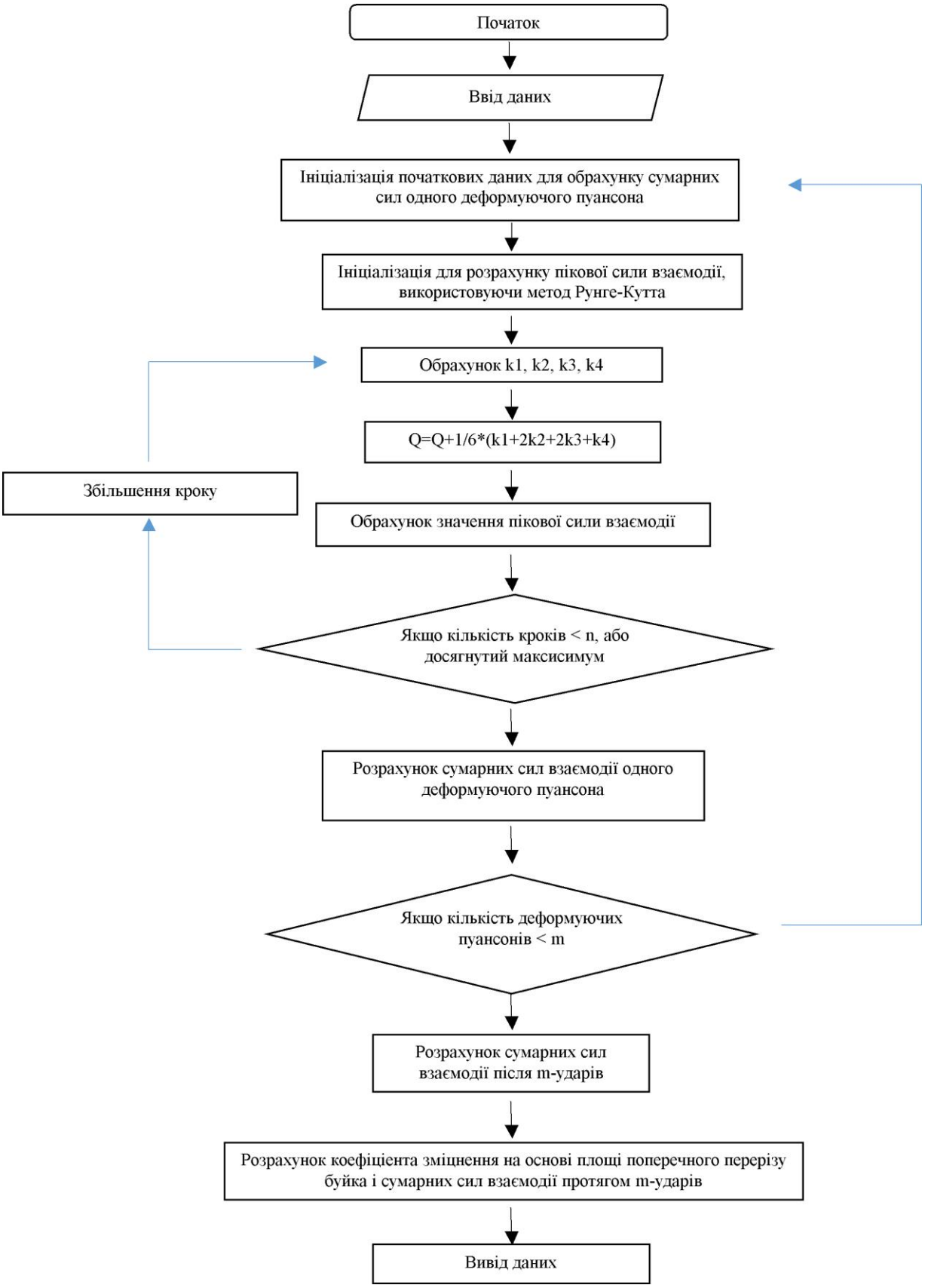


Рис. 5.19. Блок-схема перевірки адекватності динамічної моделі

5.4. Техніко-економічне обґрунтування процесу виготовлення гвинтових робочих органів екструдерів

Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів мають широке використання у галузях харчової та переробної промисловості при виробництві кашів миттєвого приготування, кормових сумішей тощо.

Конструкція гвинтового робочого органу екструдера (рис. 5.20) включає вал, на зовнішньому діаметрі якого жорстко з можливістю осьового переміщення встановлені окремі секції шнеків (рис. 5.21), на яких по зовнішньому діаметрі нарізано по 3…4 витки різних кроків. Причому шнеки встановлені впритул, у вигляді суцільної гвинтової лінії. Надамо коротку характеристику конструкції гвинтового робочого органу екструдера: загальна довжина вала L = 160 мм; робоча довжина l = 80 мм; зовнішній діаметр шнека D = 60 мм; внутрішній діаметр шнека d = 50 мм; крок p змінний (від 5 до 20 мм); товщина витка h від 3 до 5 мм; матеріал шнека - сталь 45.

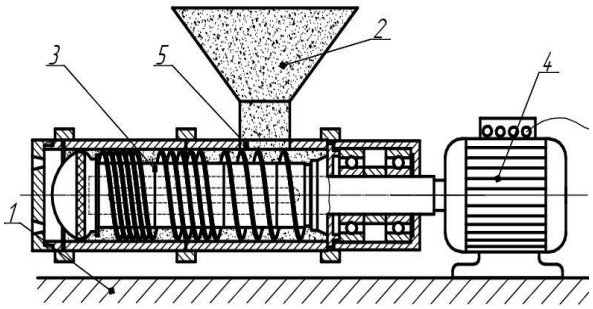


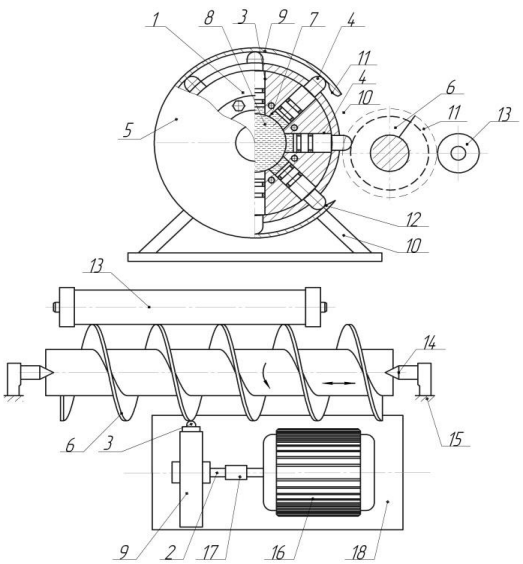
Рис. 5.20. Конструктивна схема екструдера

Рис. 5.21. Окремі секції шнеків екструдера

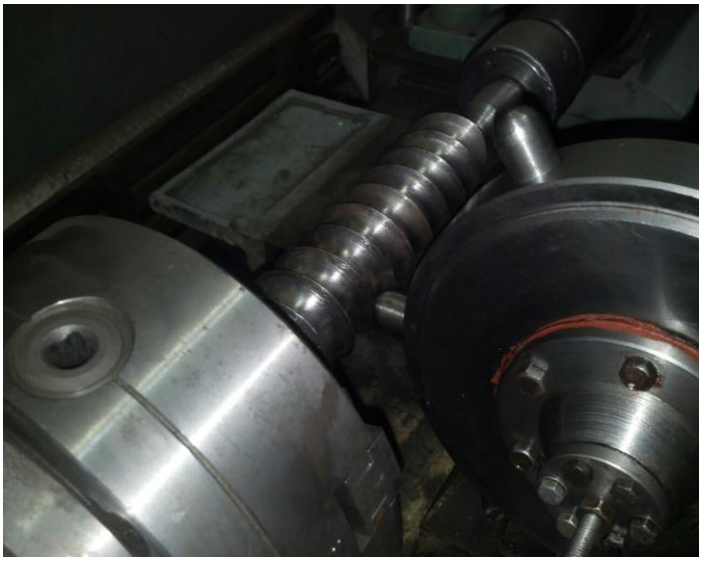
Проте в процесі роботи гвинтова робоча поверхня екструдера піддається значним навантаженням та інтенсивному зношенню. Відтак необхідно було розробити технологічний процес виготовлення гвинтового робочого органу екструдера, який би забезпечив значно вищі параметри, які б сприяли підвищеній надійності та довговічності гвинтового робочого органу. Тому було розроблено і апробовано [43] технологічний процес виготовлення гвинтового

робочого органу екструдера, який замість операції гартування включає операцію зміцнення, яка виконується зі спеціально розробленим обкатним інструментом для зміцнення гвинтових робочих органів [95] (рис. 5.22).

Робота обкатного інструменту для зміцнення гвинтових робочих органів здійснюється наступним чином. Гвинтовий робочий орган встановлюють в центрах на плиті. Сюди також встановлено диск з підведеної до її середини мастилом підвищеного тиску і здійснюють їх монтаж для процесу здійснення зміцнення. При цьому диск з деформуючими пуансонами обертаються зі швидкістю 1000 і більше об/хв. і здійснюють зміцнення гвинтового робочого органу по всій довжині зовнішнього діаметра. Тривалість часу зміцнення [122, 125] становить від 20 до 80 с на один виток шнека взалежності від кількості ударів за цей час. Ефективна тривалість (при вищій частоті ударних навантажень) становить 20 с на один виток, що в перерахунку на одну умовну шнекову секцію екструдера становить 80 с, а на весь комплект шнеків для одного робочого органу екструдера – 320 с.



а)



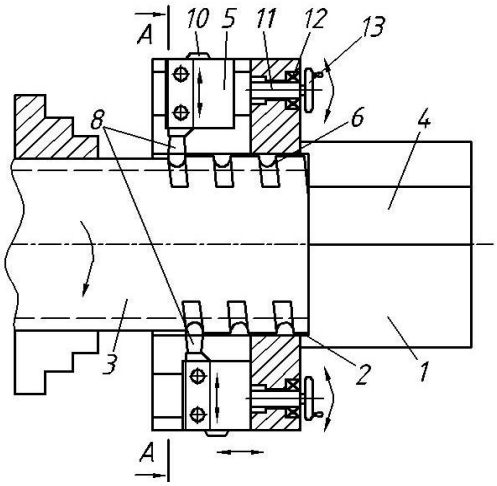
б)

Рис. 5.22. Процес зміцнення поверхні гвинтового робочого органу з використанням обкатного інструменту: а) конструктивна схема [Патент на корисну модельУкраїни № 108422]; б) загальний вигляд лабораторної установки

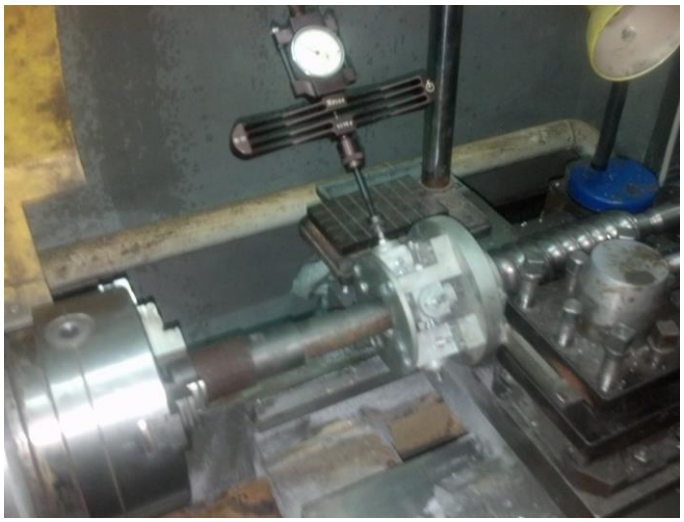
Для приведення в рух обкатного інструменту використовується електродвигун потужністю 0,9 кВт [61, 112]. При завершенні процесу

зміцнення гвинтового робочого органу знімають з пристрою і встановлюють інший.

Крім того, розроблений технологічний процес виготовлення гвинтового робочого органу екструдера передбачає нарізання гвинтової канавки з використанням спеціального пристрою [77] (рис. 5.23), який забезпечує нарізання канавки одночасно багатьма різцями (8) замість одного. Це забезпечує різку економію часу та витрат електроенергії при нарізанні (у 8 разів), підвищення якості процесу за рахунок зменшення величини деформації заготовки та вищої жорсткості системи заготовка-пристрій, а також часткової компенсації сил різання протилежно розташованих різців.



а)



б)

Рис. 5.23. Пристрій для нарізання гвинтової канавки робочого органу екструдера: а) конструктивна схема; б) загальний вигляд лабораторної установки

Проведемо обгрунтування економічної ефективності використання розробленого технологічного процесу виготовлення гвинтового робочого органу екструдера на токарно-гвинторізному верстаті моделі 16Е16КП.

Порівняння варіантів відмінних операцій технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера по окремих критеріях представлено в табл. 5.1. Дані, які представлено в табл. 5.1, є порівняльними і можуть змінюватись в залежності

від зміни параметрів шнекових секцій, величини оплати праці працівників, вартості електроенергії тощо.

Проведемо підрахунок певних витрат на виконання окремих операцій по базовому та проектному варіанті технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера.

Витрати на заробітну плату робітника, зайнятого виконанням операцій, з врахуванням єдиного соціального внеску (0,22 згідно Закону України від 21 грудня 2016 року № 1801-VIII «Про Державний бюджет України на 2017 рік») визначатимуться за формулою [23-24]:

$$З = \Sigma T_i \cdot T_{c1} \cdot K_i \cdot K_н, \quad (5.1)$$

де $З$ - затрати на зарплату робітника;

T_i - трудомісткість і-ї операції чи переходу, год.;

T_{c1} - величина тарифної ставки 1-го розряду (3723 / (21 · 8) = 22,16 грн./год.);

K_i - тарифний коефіцієнт і-го розряду;

$K_н$ – коефіцієнт, що враховує єдиний соціальний внесок (1,22).

Таблиця 5.1

Порівняння окремих критеріїв різних варіантів технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера

Базовий варіант	Проектний варіант
Обладнання: токарно-гвинторізний верстат моделі 16Е16КП	Обладнання: токарно-гвинторізний верстат моделі 16Е16КП
Вартість б/у обладнання - 82 тис. грн.	Вартість б/у обладнання - 82 тис. грн.
Потужність: - головний рух: 7,5 кВт; - рух подачі: 0,37 кВт; - насосу охолодження: 0,12 кВт.	Потужність: - головний рух: 7,5 кВт; - рух подачі: 0,37 кВт; - насосу охолодження: 0,12 кВт.
Розряд робітника - 4	Розряд робітника - 4

продовження таблиці 5.1

Тривалість операції нарізання гвинтової канавки усіх шнекових секцій робочого органу екструдера: 264 с.	Тривалість операції нарізання гвинтової канавки усіх шнекових секцій робочого органу екструдера: 33 с.
Обладнання: термопіч СНО 6х4х4\10 35 кВт.	Обладнання: токарно-гвинторізний верстат моделі 16Е16КП.
Вартість б/у обладнання - 20 тис. грн.	Вартість б/у обладнання - 83 тис. грн.
Потужність: 35 кВт.	Потужність: - головний рух: 7,5 кВт; - рух подачі: 0,37 кВт; - насосу охолодження: 0,12 кВт; - рух обкатного інструменту: 0,9 кВт.
Розряд робітника - 2	Розряд робітника - 4
Тривалість операції гартування комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера: 480 с.	Тривалість операції зміцнення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера: 320 с.

Витрати на заробітну плату по базовому варіанті складуть:

$$З_б = (264/3600) \cdot 22{,}16 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}22 + (480/3600) \cdot 22{,}16 \cdot 1{,}09 \cdot 1{,}22 = 6{,}61 \text{ грн.}$$

Витрати на основну заробітну плату по проектному варіанті складуть:

$$З_п = (33/3600) \cdot 22{,}16 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}22 + (320/3600) \cdot 22{,}16 \cdot 1{,}35 \cdot 1{,}22 = 3{,}57 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію при вказаних параметрах визначатиметься за формулою [23]:

$$E = \Sigma T_i \cdot Ц_{ел.ен} \cdot B_{кгод}, \quad (5.2)$$

де $Ц_{ел.ен}$ – ціна 1 кВт/год. електроенергії (ІІ клас – 1,96 грн. з 01.12.2017р. для промислових та прирівняні до них споживачі з приєднаною потужністю 750 кВА і більше);

$B_{кгод}$ – приведений обсяг споживання електроенергії обладнанням при виконанні операції чи переходу, кВт/год.

Витрати на електроенергію по базовому варіанті складуть:

$$E_б = (264/3600) \cdot 1{,}96 \cdot (7{,}5+0{,}37+0{,}12) + (480/3600) \cdot 1{,}96 \cdot 35 = 10{,}64 \text{ грн.}$$

Витрати на електроенергію по проектному варіанті складуть:

$$E_п = (33/3600) \cdot 1{,}96 \cdot (7{,}5+0{,}37+0{,}12) + (320/3600) \cdot 1{,}96 \cdot (7{,}5+0{,}37+0{,}12+0{,}9) = 1{,}69 \text{ грн.}$$

Затрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), при обробленні одиниці продукції, визначаємо з залежності [23]:

$$A = B_o \cdot K_a \cdot \Sigma T_i / T_д, \qquad (5.3)$$

де B_o - вартість обладнання, яке використовується в процесі, грн.;

K_a - коефіцієнт амортизації, 0,2;

$T_д$ - дійсний час роботи обладнання протягом року, 2070 год.

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), по базовому варіанті складуть:

$$A_б = ((264/3600) / 2070) \cdot 82000 \cdot 0{,}2 + ((480/3600) / 2070) \cdot 20000 \cdot 0{,}2 = 0{,}84 \text{ грн.}$$

Витрати на амортизацію обладнання (при використанні в одну зміну), по проектному варіанті складуть:

$$A_п = (((33 + 320) / 3600) / 2070) \cdot 82000 \cdot 0{,}2 = 0{,}78 \text{ грн.}$$

Провівши відповідні розрахунки за елементами окремих витрат на виконання базового та проектного варіантів технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера, їх результати відображено в таблиці 5.2.

Річний економічний ефект при заміні базового варіанту технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера на проектний:

$$E_р = (3600 \cdot 2070 / (264 + 480)) \cdot (18{,}09 – 6{,}04) = 120694{,}37 \text{ грн.}$$

Отже, витрати на виконання нового технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера будуть у 3 рази меншими, у порівнянні з базовим технологічним процесом.

Таблиця 5.2

Підрахунок за елементами окремих витрат на виконання технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера

Елементи витрат	Базовий варіант	Проектний варіант
Затрати на зарплату	6,61	3,57
Витрати на електроенергію	10,64	1,69
Витрати на амортизацію обладнання	0,84	0,78
Разом витрат	18,09	6,04

Річний економічний ефект при заміні базового варіанту технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера на проектний становитиме 120694,37 грн.

5.5 Висновок

1. Проведено комп’ютерне моделювання гвинтового робочого органу екструдера, яке врахувало умови, які є близькими до експериментального дослідження. Встановлено, що при збільшенні зусилля та часу обробки зростає величина деформованого шару і найбільше її зростання спостерігається для зусилля Р = 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 %.

2. Проаналізовано основні закономірності та встановлено причини руйнування вала робочого органу екструдера, що дозволило виконати скінченно-елементне моделювання його навантажування та оцінити вплив крутного моменту двигуна на концентрацію напружень в шпоночному пазу

вала. Встановлено, що із збільшення крутного моменту вала робочого органу екструдера призводить до лінійного збільшення максимального значення інтенсивності напружень $\sigma_{int(max)}$ на ребрі шпонкової канавки. Збільшення віддалі від галтелі до шпонкової канавки на 2 мм призводить до зменшення максимальних напружень на ребрі шпонкової канавки на 15,72 % .

3. Приведено візуалізація залежності твердості від інших параметрів, зокрема кількості ударів та розроблено алгоритм динамічної моделі, який дозволяє краще зрозуміти процес зміцнення і знайти оптимальне співвідношення вхідних даних, використовуючи технологію LINQ.

4. Представлено перспективні конструкції пристроїв для виготовлення робочих органів екструдерів та їх дослідження, на більшість з яких отримано патенти України на корисні моделі. Отримані наукові та практичні результати, методики й рекомендації частково впроваджено і передано для використання у ТДВ «Булат» (с.м.т. Микулинці).

5. Річний економічний ефект при заміні базового варіанту технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера на проектний становитиме 120694,37 грн. Витрати на виконання нового технологічного процесу виготовлення комплекту шнекових секцій для одного робочого органу екструдера будуть у 3 рази меншими, у порівнянні з базовим технологічним процесом.

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 деформу-

ючими 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 ζ, 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: $0,04 \le S \le 0,1$ (мм/прохід); $10 \le V \le 30$ (м/хв); $3 \le r \le 7$ (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 $190 \leq n \leq 390$ (об/хв), часу обробки заготовки $20 \leq t \leq 60$ (с) та величини перекриття поверхні гвинтової заготовки $1 \leq h \leq 5$ (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 $S_{\text{int(max)}}$ 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 ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Абрамовиц М. Справочник по специальным функциям с формулами, графиками и математическими таблицами / М.Абрамовиц, И.Стинг // - М.: Наука, 1979. – 831 с.

2. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский // – М. : Наука, 1976. – 279 с.

3. 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.

4. Бабей Ю.И. Физические основы импульсного упрочнения стали ичугуна / Ю.И. Бабей – Киев: Наукова думка, 1987. – 238 с.

5. Бабичев А. П. Проблемы вибрационной технологии / А. П. Бабичев – Винница. Всеукраинский научн. техн. журнал. Вибрации в технике и технологиях. – 1994. – №1. – С. 1 – 3.

6. Балтер М.А. Упрочнение деталей машин / М.А. Балтер – М.: Машиностроение, 1978. –184 с.

7. Безъязычный В.Ф. Назначение режимов резания по заданным параметрам качества поверхностного слоя / В.Ф.Безъязычный – Ярославль, 1978. – 86 с.

8. Белый А.В. Структура и методыформирования износостойких поверхностных слоев / А.В. Белый, Г.Д. Карпенко, Н.К. Мышкин // – М.: Машиностроение, 1991. – 208 с.

9. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев – М.: Наука, 1976. – 608 с.

10. Бернштейн М.JI. Прочность стали / М.JI. Бернштейн – М.: Металлургия, 1974. – 199 с.

11. Богомолова Н.А. Металлография и общая технология металлов / Н.А. Богомолова, Л.К. Гордиенко// – М.: Высшая школа, 1983. – 270 с.110

12. Бронштейн И. Справочник по математике / И. Бронштейн, К. Семендяев // – М.: Наука, 1981. – 718с.

13. Василенко М.В. Теорія коливань і стійкості руху / М.В. Василенко – К.: ВШ.2004.- 525 С.14

14. Васильева А.Г. Деформационное упрочнение закаленных конструкционных сталей / А.Г. Васильева – М.: Машиностроение, 1981. – 231с.

15. Васильків В.В. Види зношення спіралей гвинтових робочих органів / В.В. Васильків, Д.Л. Радик // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 197 – 202.

16. Васильків В.В. Розвиток науково-прикладних основ розроблення технологій виробництва гвинтових і шнекових заготовок з використанням уніфікації: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.02.08 / Василь Васильович Васильків; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2015. – 600 с.

17. Васильків В.В. Розрахунок усадки стрічки на оправці при виготовлення заготовок / Васильків В. В. – Науковий вісник НАУ, №49, –К.: 2002. – С. 44 – 55.

18. Войтов В.А. Експериментальна оцінка впливу факторів на зношування та сумісність матеріалів деталей екструдера / В.А. Войтов, Б.М.Цимбал// Проблеми трибології (Problems of Tribology) Харківський національний технічний університет с/г ім. П. Василенка, –Харків 2016, № 1– С. 90-99.

19. Выбор способов поверхностного упрочнения тяжелонагруженныхдеталей. А.В. Киричек, Д.Л. Соловьев, С.Л. Лазуткин и др. // –Современныетехнологии в машиностроении: Материалы научн.-техн. конф. Пенза, 1998. – С.44-47.

20. Гевко Б.М. Выбор оптимальных параметров шнеков / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский // Изв. вузов. Машиностроение. – 1983. - № 6. - С. 105-109.

21. Гевко Б.М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин: Автореф.дис. на соиск. уч. ст. д-ра техн. наук: / Гевко Б. М. // Ин-т сельскохозяйственного машиностроения. - Ростов-на-Дону, 1987. – 32 с.

22. Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. / Гевко Б. М. – Львов: Вища школа. Изд-во при Львовском университете, 1986. – 128 с.

23. Гевко І. Б. Організація виробництва: теорія і практика: підручник / І. Б. Гевко, А. О. Оксентюк, М. П. Галущак. – К. : Кондор, 2008. – 178 с.

24. Гевко І. Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник / І. Б. Гевко, Б. М. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2010. – 199 с.

25. Герман Х. Шнековые машины в технологии ФРГ. / Герман Х. //– Л.: Машиностроение, - Львов. - 1975.- 148 с

26. Головин Г.Ф. Остаточные напряжения, прочность и деформации при поверхностной закалке токами высокой частоты / Г.Ф.Головин – Л.: Машиностроение, 1973. –144 с.

27. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами / Голубенцев А.Н. – М.: МАШГИЗ, 1969. – 238 с.

28. Гончар В.А. Дослідження зносостійкості азотованої сталі Х12 в корозійно-абразивному середовищі / В.А. Гончар // Інформатика та механіка : тези доповідей VIII українсько-польської конференції молодих науковців. – Хмельницький, 2011. – С. 45-46.

29. Гончар В.А. Підвищення зносостійкості і довговічності екструдерів для переробки фуражного зерна з домішками мінералів : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. тех. наук : спец. 05.02.04 – «Тертя та зношування в машинах» / В.А. Гончар. – Хмельницкий, 2014. – 20 с.

30. Горбунов В.Ф. Импульсный гидропривод горных машин / В.Ф.Горбунов, А.Г.Лазуткин, Л.С. Ушаков // – Новосибирск: Наука, 1986. –198 с.

31. Гоффман О. Введение в теорию пластичности для инженеров: / О.П. Гоффман, Г.К. Закс // Пер. с англ. Под. ред. З.И.Григолюка. – М.: Машгиз, 1957. – 279 с.

32. Григорьев А.М. Гибкие шнеки / А.М.Григорьев, П.А. Преображенский // – К.: Знание, 1967. – 245 с.

33. Громов Н.П. Теория обработки металлов / Громов Н.П. - М.: Металлургия, 1978.-360 с.

34. Губкин С.И. Пластическая деформация металлов. В 3-х т. / С.И. Губкин –

М. Металлургия, 1960. – Т.1. – 376 с.; т.2. – 416 с.; т.3.– 306 с.

35. Гун Г.Я. Пластическое формоизменение металлов. / Г.Я. Гун, П.И. Полухин, В.П. Полухин, Б.Л. Прудковский // - М.: Металлургия, 1968.– 416 с.

36. Гупка А. Б. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових заготовок / О. Л. Ляшук, А. Г. Палюх, А. Б. Гупка // Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія: Технічні науки. – Житомир, 2015. – Вип. 1 (70). - С. 27-31.

37. Гупка А.Б. Зміцнення викопуючих дисків коренезбиральних машин / А.Б. Гупка // Збірник наукових статей Сільськогосподарські машини – Луцьк, 2013. – Випуск 26 – С. 58-64.

38. Гупка А.Б. Конструктивно технологічні методи підвищення експлуатаційної надійності та довговічності гвинтових робочих органів/ А.Є. Дячун, В.З. Гудь, А.Б. Гупка, П.В. Босюк // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2014. – Випуск 151 - С.194-197.

39. Данильченко Л. М. Технологічне забезпечення точності формоутворення витих заготовок: Дис. канд. техн. наук: 05.02.08, – Львів, 2000. – 175 с.

40. Демкин Н.Б. Качество поверхности и контакт деталей машин / Н.Б.Демкин, Э.В. Рыжов // – М.: Машиностроение, 1981. – 244 с.

41. Деформация при холодной вальцовке спиралей шнеков / С.Е. Рокотян, В.Е. Гурвич // Кузнечно-штамповочное производство. – 1983. – №10. – С. 8-10.

42. 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.

43. 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.

44. Драган А.П. Теоретичні передумови технологічного процесу виготовлення

гвинтових гофрованих заготовок : автореф. диф. на здобуття наук. ступення канд. техн. наук : спец. 05.02.08 «Технологія машинобудування» / А.П. Драган. // – Тернопіль, 2007. – 21 – с.

45. Дрозд М. С. Инженерные расчеты упругопластической деформации/ М. С.Дрозд, М. И.Матлин, Ю. И.Сидякин // – М.: Машиностроение, 1986. – 244 с.

46. Дрозд М.С. Определение механических свойств металлов без разрушения / М.С. Дрозд. – М: Изд-во Металлургия, 1965. – 171 с.

47. Душинський В. В. Основи наукових досліджень. Теорія і практикум з програмним забезпеченням / В.В. Душинський – К.: НТУУ “КПІ”, 1998. – 408 с.

48. Елизаветин М.А. Повышение надежности машин / М.А.Елизаветин – М.: Машиностроение, 1973. – 430 с.

49. Еремьянц В.Э. Влияние формы ударного импульса на процесс взаимодействия инструмента с обрабатываемой средой / В.Э.Еремьянц – Киев: Наук, думка, 1984. –272 с.

50. Зайков М.А. Критерий пластичности при обработке металлов давлением / М.А. Зайков, В.Н. Перетятько // Изв. Вузов. Черная металлургия-1959.- № 8. – С.75-86.

51. Зайков М.А. Режимы деформации и усилия при горячей прокатке / М.А. Зайков – Свердловск: Металлургиздат, 1960. – 300 с.

52. Закс Г. Пластическое металловедение / Закс Г.К. - М.: ОНТИ, 1938. - 244с.

53. Иванов Г.П. Повышение износостойкости деталей созданием регулярной гетерогенной макроструктуры / Г.П.Иванов, Л.В.Картонова, А.А. Худошин // Строительные и дорожные машины, 1997, № 1. –С. 33-34.

54. Иванов Г.П., Расчет оптимальной толщины цементованного слоя у деталей, работающих в условиях статических нагрузок. / Г.П.Иванов, Е.М.Хынтова, А.В.Уткин // Владим. политехи, ин-т – М., 1990. – 4 с.

55. Измалков Л. И. К вопросу об оптимальной чистоте поверхности деталей шнекпрессов / Л. И. Измалков – Пищевая технология. – 1959. – № 3.

56. Износ оборудования при переработке пластмасс / [Стамбурский Е.А. Бейль А. И., Кар- ливан В. П., Беспалов Ю. А.]. – М.: Химия, 1985. – 208 с.

57. Ильюшин А.А. Пластичность.Ч.1. / А.А. Ильюшин – М. – Л.:ГТИ,1984. – 346 с.

58. Казачковський Н. Н. Программа PowerSuite для настройки преобразователей частоты и устройств плавного пуска (версия 2.3.0): методичні вказівки [для слухачів курсів підвищення кваліфікації та студентів спеціальності 7.092203 «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід»] / Н. Н. Казачковський, Д. В. Якупов. – Дніпропетровськ : НГУ, 2006. – 45 с.

59. Картанов Л.В. Повышение долговечности деталей машин используванием материалов с регулярной гетерогенной структурой: дис. канд. техн. наук/ Картанов Леонид Владимирович.: ВлГУ, 1997. – 170 с.

60. Каплун В. Г. Зносостійкість деталей екструдерів і термопластавтоматів в абразивному середовищі / В.Г. Каплун, В.А Гончар, П.В. Каплун, П.В Матвіїшин, В.М. Павліський / Під загальною редакцією В.Г.Каплуна. – ХНУ.– 2014.–244с.

61. Качество машин: Справочник в 2 т. / Под ред. А.Г. Суслова // – М.: Машиностроение, 1995. т.1. 256 с., т.2. – 430 с.

62. Киричек А.В. Обеспечение качества несоосных винтовых механизмов деформационным упрочнением их спрягаемых деталей: дис. докт. техн. наук / Киричек Анатолий Владимирович. – М.,1999. – 394 с.

63. Киричек А.В. Технология и оборудование статико-импульсной обработки поверхностным пластическим деформированием / Киричек А.В., Соловьев Д.Л., Лазуткин А.Г. // – М.: Машиностроение, 2004. – 288 с.

64. Комаров М.С. Динамика механизмов машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.

65. Комбалов В.С. Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ / В.С. Комбалов – М.: Наука, 1974. – 110 с.

66. 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.

67. Корнеев Н.И. Пластическая деформация металлов и термический режим обработки давлением сталей и сплавов / Н.И. Корнеев – М.: Машгиз, 1949. - 52 с.

68. Костецкий Б.И. Сопротивление изнашиванию деталей машин / Б.И. Костецкий. – М. : Машгиз, 1959. – 478 с.

69. Крагельский И.В. Узлы трения машин / И.В.Крагельский, Н.М. Михин // – Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.

70. Кузнецов Н.Д., Технологические методы повышения надежности деталей машин / Н.Д.Кузнецов, В.И.Цейтлин, В.И.Волков // – М.: Машиностроение, 1993. – 304 с.

71. Левенгарц В. Л. Исследование динамики и совершенствование устройств для вибрационной обработки деталей / В. Л. Левенгарц // Автореф. дис... канд. техн. наук. Каунас. – 1981. – 28 с. 2

72. Левина З.М. Контактная жесткость машин / З.М.Левина, Д.Н. Решетов // – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с

73. 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

74.Ляшук О.Л. Технологічне забезпечення виготовлення деталей тіл обертання з профільного прокату: дис. Кандидата техн. наук : 05.02.08 / Ляшук Олег Леонтійович . – Тернопіль, 2006. – 274 с.

75.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.

76. 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.

77. 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.

78. Майборода В.П., Скоростное деформирование конструкционных материалов / В.П. Майборода, А.С. Кравчук, Н.Н Холин. // – М.: Машиностроение, 1986. – 264 с.

79. Малыгин Б.В. Магнитное упрочнение инструмента и деталей машин / Б.В.Малыгин – М.: Машиностроение, 1989. – 112 с.

80. Митропольский Ю.А. К вопросу об асимптотических приближениях для медленных волновых процессов в нелинейных диспергирующих средах / Ю.А.Митропольский, О.С.Лимарченко // Укр. мат. журн.- 1998.- 59, №3.- С. 357 - 371.

81. Митропольский Ю.А. О построении асимптотического решения возмущенного уравнения Брезертона / Ю.А.Митропольский – Укр. мат. журн.- 1998.- 59, №1.- С. 58 - 71.15

82. Митропольский Ю.А/Асимптотические решения уравнений в частных производных / Митропольский Ю.А. Мосеенков Б.И. // – Киев: Вища школа, 1976. – 592 с.

83. 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.

84. Морозов Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов, М.В. Зернин // – М.: Машиностроение, 1999. – 554 с.

85. Мошнин Е.М. Гибка и правка на ротационных машинах / Мошнин Е.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 269 с.

86. 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.

87. 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.

88. 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.

89. Одинг И.А. Теория дислокаций в металлах и ее применение / И.А. Одинг – М.: Изд-во АН СССР, 1959. – 84 с.

90. Основы теории обработки металлов давлением / С.И. Губкин, Б.П. Звороно, В.Ф. Катков, И.А. Норицын, Е.А. Попов, Г.А. Смирнов-Аляев, А.Д. Томленов, Е.П. Унксов, Л.А. Шофман // Под ред. М.В.Сторожева. – М.: Машгиз, 1959. – 540 с.

91. Павловський М. А. Теоретична механіка / Павловський М. А. – К.: Техніка, 2002. – 512 с.

92. Папшев Д.Д. Отделочно-упрочняющая обработка поверхностным пластическим деформированием./ Д.Д. Папшев – М.: Машиностроение, 1978. 152 с.

93. Пат. 89727 Україна, МПК B23B 29/00, B23B 35/00 Розточувальна головка / Гевко Б.М., Босюк П.В., Гевко Іг.б., Білик С.Г. - № u201314601; заявл. 13.12.2013; опубл. 25.04.2014, бюл. № 8/2014

94. 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.

95. 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. *12*

96. 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.

97. 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.

98. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва навивних заготовок деталей машин: дис... д-ра техн. наук: 05.02.08 / Михайло Ількович Пилипець; Нац. ун-т «Львів. Політехніка». – Львів, 2002. – 445 с.

99. Повідайло В. А. Вібраційні процеси та обладнання / В. А. Повідайло – Львів. − 2004. – 248 с.

100. Повышение качества поверхности и плакирование материалов: Справочник /Под ред. А. Кнаушнера. – М.: Металлургия, 1984. – 368 с.

101. Полухин П.П. Сопротивление пластической деформации металлов и

сплавов / П.П.Полухин, Г.Я.Гун, А.М. Галкин // – М.: Металлургия, 1976. – 488 с.

102. Применение деформационного упрочнения статико-импульсной обработкой для повешения контактной выносливости деталей / Киричек А.В. и др // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки: Мат. Межд. науч.-техн. конф., Ростов-на-дону, ДГТУ, 2008. – С 16-20.

103. Пукач П.Я. Нелинейные изгибные колебания вращающихся вокруг неподвижной оси тел и методика их исследования / П.Я.Пукач, І.В. Кузьо М.Б. Сокил // Известия высших учебных заведений. Горный журнал.-2013, №7.- С. 141-149.

104. Применение деформационного упрочнения статико-импульсной обработкой для повешения контактной выносливости деталей / Киричек А.В. и др // Перспективные направления развития технологии машиностроения и металлообработки: Мат. Межд. науч.-техн. конф., Ростов-на-дону, ДГТУ, 2008. – С 16-20.

105. Рене И.П. Пластический изгиб листовой заготовки / И.П. Рене – Труды Тульского механического института. – 1950. – Вып.4, –С. 146-162.

106. Романова Н.В. Основы научно-технического творчества и патентоведения [учеб. пос.] / Н. В. Романова, А. Ю. Вагарин, Д. А. Усанов // – Саратов : САИН, 2003. – 64 с.

107. Рыжов Э.В. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин / Э.В.Рыжов, А.Г.Суслов, В.П. Федоров // – М.: Машиностроение, 1979. –176 с.

108. Симон Г. Прикладная техника обработки поверхности металлических материалов/ Г.Симон, М.Тома // – Справочник. – Челябинск: Металлургия, 1991. – 368 с.

109. Смирнов В.С. Теория обработки металлов давленим / Смирнов В.С. – М.: Металлургия, 1973. – 496 с.

110. Соколовский В.В. Теория пластичности. / В.В Соколовский – М.: Высшая

школа, 1969. – 608 с.

111. Статико-импульсное упрочнение деталей передач / Киричек А. В. [та ін.]// Теория и практика зубчатых передач: труды международной конференции – Ижевск, 1998. – С. 363 – 368.

112. 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.

113. Степанов Г.В. Упругопластическое деформирование и разрушение материалов при импульсном нагружении / Г.В.Степанов – Киев: наук, думка, 1991. – 288 с.

114. Стоцько З. А. Вплив конструкційних і кінематичних параметрів вібромашин на підвищення інтенсивності обємної обробки / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г. // Всеукраїнський науково – технічний журнал Вібрації в техніці та технологіях. – №4(25). – 2002. – с. 46 – 52.

115. Стоцько З. А. Вплив оброблюваних деталей на динаміку завантаження контейнера вібромашини / Стоцько З. А., Сокіл Б. І., Топільницький В. Г., Пилипишин М. В. // Укр. зб. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2003.–Вип 37.–ст.39– 43.

116. Субач А. П. Динамика процессов и машин обьемной вибрационной и центробежной обработки насыпных деталей / Субач А. П. – Рига.: Знание. – 1991. – 400 с.

117. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин / А.М.Сулима, В.А.Шулов, Ю.Д. Ягодкин // – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.

118. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин /А.Г.Суслов – М.: Машиностроение, 2000. – 320 с.

119. Теоретичні основи формоутворення різнопрофільних гвинтових заготовок деталей машин / [Гевко Б.М., Пилипець М.І., Васильків В.В., Радик Д.Л.]. –

Тернопіль: ТДТУ, 2009. – 457 с

120. Теория пластичности, – М.: ГИИЛ, 1948. – 452 с.

121. Технологічні основи формоутворення спеціальних профільних гвинтових деталей / [Б. М. Гевко, О. Л. Ляшук, І. Б. Гевко та ін.]. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 367 с.

122. 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.

123. Томсен Э. Механика пластической деформации при обработке металлов: Пер. с англ. / Э. Томсен, Ч. Янг, Ш. Кобаяши // – М.: Машиностроение, 1969. – 503 с

124. 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.

125. 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.

126. Унксов Е.П. Инженерная теория пластичности. Методы расчета усилия деформирования / Унксов Е.П. – М.: Машгиз, 1959. –328 с.

127. Упрочнение поверхностей деталей комбинированными способами /А.Г. Бойцов, В.Н. Машков, В.А. Смоленцев, Л.А. Хворостухин.// – М.: Машиностроение, 1991. –144 с.

128. Упрочнение статико-импульсной обработкой / Лазуткин А. Г. [та ін.] // Новые материалы и технологии в машиностроении и приборостроении: Материалы науч.-техн. конф. – Пенза, 1996. – С. 26 – 31.

129. Упрочнение статико-импульсной обработкой ППД с использованием гидроударных устройств / А. Г. Лазуткин [та ін.] // Механизмы и машины

ударного периодического и вибрационного действия: Материалы междунар. научного симпозиум. Орел. – Огел ГТУ, 2000. – С. 318 – 320.

130. Фадеев Л.Л., Повышение надежности деталей машин. /Л.Л.Фадеев, А.Ю. Албагачиев //-– М.: Машиностроение, 1993. – 96 с.

131. Чепа П.А. Технологические основы упрочнения деталей поверхностным деформированием / П.А. Чепа –Минск: Наука и техника, 1981. – 128 с.

132. Чепа П.А., Андрияшин В.А. Эксплуатационные свойства упрочненных деталей / П.А. Чепа, В.А. Андрияшин // – Минск: Наука и техника, 1988. – 192 с.

133. Шепеляковский К.З. Упрочнение деталей машин поверхностной закалкой при индукционном нагреве / К.З Шепеляковский – М.: Машиностроение, 1972. – 288 с.

134. Штефан Є.В. Використання методів математичного моделювання для проектування вузлів преса-гранулятора / Штефан Є.В., Риндюк Д.В. // Механіка та інформатика: III-я Міжнар. конф. молодих вчених.: збірник стат. - Хмельницький, 2005. - С. 172 - 175.

135. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю.Г. Шнейдер –Л.: Машиностроение, 1982. –248 с.

136. ANSYS, SAS IP, Inc., Ansys Help System, Mechanical APDL, Theory reference.

137. Briquettes de biomasse de presse [Ressource électronique]: (Site Web) // Anyang Gemco Energy Machinery Co., Ltd. - Mode d'accès: WWW.URL: www.biodiesel-machine.com/fr/biomass-briquettepress.html. - Dernière visite: 2016. - Titre de l'écran.

138. Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – pp. 180–182.

139. Lalanne C. Mechanical Vibration and shock sinusoidal vibration / Christian Lalanne // John Wiley & Sons. eBook : Document. – 2010. – 464 p.

140. 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.
141. Stotsko Z. A. Complex mathematical model and optimization of vibration volumetric treatment for surfaces of maschine parts / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // J. of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. V.24. – September 2007. – pp. 283 – 290.
142. Stotsko Z. Das Unlinear parametrischmodell der Dreimassenmaschienen fur die Vibrationsvolumenbehandlung und ihre Streuladung / Stotsko Z., Sokil B., Topilnytskyj V. // Kwartalnik Naukowo – Techniczny Maszyny dzwigowo – transportowe. – Bytom Poland. – 2000. – №3 – pp. 50 – 62.
143. Topilnysky V.,D. Modeling the dynamics of vibratory separator of the drum type with concentric arrangement of sieves./ Topilnysky V.,D. Rebot,M. Sokil,O.Velica, S. Lasrovska,I. Verkhola, R. Kovalchuk, L. Dzyubyk. / Eastern – European Journalof enterprise Technologies №2/7 (86). – 2017. –p.26-35.
144. Verguts H.The pure plastic bending of laminated sheet metals. / H.Verguts, R.// Sowerby International Journal of Mechanical Sciences, v. 17, no1. – 1975. –p.31-51.
145. Wong F., Yong Tan P. Neural Networks And Genetic Algorithm For Economic Forecasting // AI in economics and business administration. Institute of systems Science, National University of Singapore, 1999.
146. Worden Kazakoff K. Nonlinear motions of a vibration separator system / A. B. and K. Worden Kazakoff. // The Shock & Vibration Digest. – 33. no. 1. – 2001. – p. 89 – 96.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А

Призначення, технічні характеристики, будова та принцип роботи твердоміра електроакустичного ТЕА-5

1. Призначення

1.1. Твердомір електроакустичний ТЕА-5 призначений для вимірювання твердості сталей із дрібнозернистою структурою у цехових і лабораторних умовах.

Будова ТЕА-5 дозволяє застосовувати його для контролю твердості великогабаритних виробів і деталей складної конфігурації. Прилад ТЕА-5 може бути використаний в механізованих і автоматичних установках.

1.2. Робочі умови застосування твердоміра:

температура навколишнього повітря від 283 до 308 °К (від 10 до 35 °С);

відносна вологість повітря від 30 до 80 %;

живлення від однофазної мережі змінного струму напругою 220 В і частотою (50±1) Гц.

2. Технічні характеристики

2.1. Габаритні розміри, мм

електронного блоку 240х280х290

перетворювача діаметр 40х210

пристрою для калібрування 195х235х265

2.2. Маса, кг

приладу без упаковки 11,8

у тому числі:

електронного блоку 8.5

перетворювача 0,8

пристрою для калібрування 2,5

2.3. Потужність, яка споживається твердоміром від мережі змінного струму, не перевищує 50 Вт.

Час встановлення робочого режиму з моменту включення твердоміра не більше 30 хв.

2.5. Діапазон вимірювань твердості 20-70 HRC.

2.6. Межі допустимої похибки ± 5 %.

2.7. Похибка вимірювання знаходиться в допустимих межах при відхиленні від перпендикулярності осі перетворювача відносно вимірювальної поверхні на 5°.

2.8. Статична сила на інденторі, створювана в перетворювачі: 9,8 Н (1.кгс).

2.9. Час одного вимірювання не більше 5 с.

2.10. Похибка встановлення меж класифікації твердості не більше ±1HRC.

2.11. Напруга постійного струму, що прикладається із зовні до контакту роз'єму електронного блоку твердоміра, повинна бути не більше 24 В, сила струму 100 мА (характер опору навантаження активний). Команди керування твердоміра:

ВИМІРЮВАННЯ, КЛАСИФІКАТОР, КОНТРОЛЬ ЗБУДЖЕННЯ, ТВЕРДІСТЬ МЕНША, ТВЕРДІСТЬ НОРМАЛЬНА, ТВЕРДІСТЬ БІЛЬША.

2.12. Середнє напрацювання на відмову не менше 1000 год (при виході із ладу діамантового наконечника він підлягає заміні).

2.13. Твердомір зберігає свої технічні характеристики при неперервній роботі на протязі 8 год.

2.14. Електроакустичний твердомір ТЕА-5 складається із блоку електронного 1, пристрою для калібрування 2, перетворювача 3, з'єднувача 4 (рис. А1).

Будова, регулювання і принцип роботи твердоміра

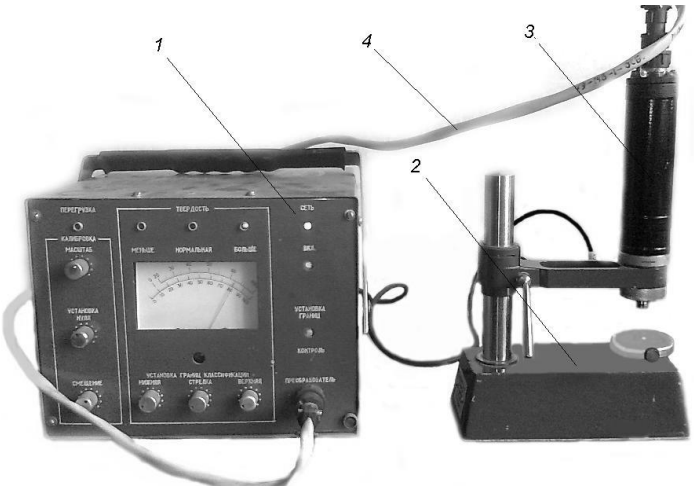
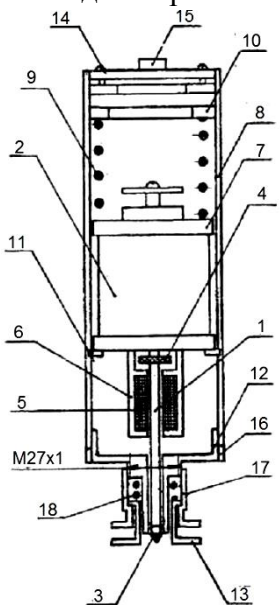


Рис. А1. Будова електроакустичного твердоміра ТЕА-5

Будова і принцип роботи перетворювача.

Магнітострикційний стержень 1 (рис. А2) жорстко закріплений в масі 2. У вільний кінець стержня впаяна спеціальна оправка з алмазним наконечником 3. Поблизу з'єднання маси 2 до стержня 1 закріплений п'єзоелемент 4. Концентрично зі стержнем 1 розміщена котушка збудження 5, яка закріплена в магніті 6. Маса 2 оснащена пластмасовими антифрикційними втулками 7 для забезпечення їх переміщення відносно корпусу 8 перетворювача. Пружина 9, яка встановлена між масою 2 і гайкою 10, створює необхідну статичну силу на наконечнику 3. У вихідному (перед контролем) стані маса 2 фіксується відносно корпусу 8 упором 11. Положення (виліт) наконечника 3 відносно обойми 12 регулюється її переміщенням у корпусі 8. Після регулювання обойма фіксується гайкою 16.



Для зручносй встановлення перетворювача перпендикулярно до поверхні контрольованого об'єкта існує спеціальна опора 13. У кришці 14 розміщений роз'єм 15, до якого підключається з'єднувач, який з'єднує перетворювач з електронним блоком (на рис. 3 не показаний). У процесі контролю наконечник 3 вдавлює-ться у випробувальний матеріал. Зовнішнє зусилля прикладається до корпусу 8 перетво- рювача. При пьому стержень 1 і маса 2 переміщається вгору на величину вильоту, а на наконечник 3 діє статична сила, що створюється масою 2 і пружиною 9. Твердість випробувального матеріалу знахо-диться у функціональній залежності від резонансної частоти коливань стержня 1, який збуджується змінним струмом котушки 5. Магніт 6 призначений для покращення технічних характеристик перетворювача.

ДОДАТОК Б

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

УКРАЇНА (19) UA (11) 109763 (13) U

(51) МПК (2016.01)
B23G 5/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 01164

(22) Дата подання заявки: 11.02.2016

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.09.2016

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.09.2016, Бюл.№ 17

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Третьяков Олександр Леонідович (UA),
Дячун Андрій Євгенович (UA),
Дмитренко Віктор Петрович (UA),
Казмірчук Петро Васильович (UA),
Дубиняк Тарас Степанович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Третьяков Олександр Леонідович,
вул. Братів Бойчуків, 5-а/82, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Дячун Андрій Євгенович,
вул. Сонячна, 3, с. Нижчі Луб'янки, Збаразький р-н, Тернопільська обл., 47361 (UA),
Дмитренко Віктор Петрович,
вул. Просвіти, 13/85, м. Вінниця, 21018 (UA),
Казмірчук Петро Васильович,
вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Дубиняк Тарас Степанович,
вул. О. Довженка, 7/60, м. Тернопіль, 46022 (UA)

UA 109763 U

(54) УНІВЕРСАЛЬНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАРІЗАННЯ КОМПЛЕКТУ ЗАГОТОВОК ГВИНТОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЕКСТРУДЕРІВ

(57) Реферат:

Універсальний пристрій для нарізання комплекту заготовок гвинтових елементів екструдерів виконано у вигляді корпуса з центральним отвором діаметром, більшим зовнішнього діаметра заготовки з можливістю відносного переміщення, який жорстко закріплений за допомогою оправки в поздовжньому супорті верстата, а корпус оснащений декількома різальними інструментами, які розміщені рівномірно по колу. Крім цього, як заготовку використовують трубу відповідного розміру з виготовленою внутрішньою шпонковою канавкою, корпус пристрою оснащений з двох протилежних сторін оправками, які жорстко встановлені в супорті токарного верстата; і пристрій оснащений принаймні трьома парами канавкових двох західних різьбових різців, в першій парі використовують 3...4 різці, а у другій і третій парах по 2...3 різці, до яких індивідуально попарно приєднані мікрометричні регулювальні пристрої вильоту різців, при цьому крок першої пари 2-х витків 32 мм, другої - 2 6 мм і третьої - 22 мм і відповідно глибина гвинтових канавок становить 7,0 і 4 мм з подальшим технологічним процесом виготовлення шпонкової канавки їх розрізання, гартування і шліфування, крім цього, пристрій оснащений системою індивідуальних охолоджуючих пристроїв.

УКРАЇНА

(19) UA (11) 106084 (13) U

(51) МПК (2016.01)
F16F 1/00
B21F 35/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2015 11346

(22) Дата подання заявки: 17.11.2015

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.04.2016

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.04.2016, Бюл.№ 7

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Сокіл Марія Богданівна (UA),
Дзюра Володимир Олексійович (UA),
Третьяков Олександр Леонідович (UA),
Дмитренко Віктор Петрович (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46024 (UA),
Сокіл Марія Богданівна,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Дзюра Володимир Олексійович,
вул. Д. Галицького, 16/29, м. Тернопіль, 46013 (UA),
Третьяков Олександр Леонідович,
вул. Братів Бойчуків, 5-а/82, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Дмитренко Віктор Петрович,
пр. Юності, 7/68, м. Вінниця, 21021 (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA)

UA 106084 U

(54) ПРИСТРІЙ ДЛЯ НАВИВАННЯ ПРУЖИН ЕКСТРУДЕРІВ

(57) Реферат:

Пристрій для навивання пружин екструдерів виконаний у вигляді корпусу з ексцентриковим механізмом, направляючої втулки, люнета з оправкою, обрізного ножа з опорою. Додатково пристрій оснащений опорною плитою, на якій паралельно між собою жорстко встановлені підшипникові опори, співвісні між собою, а між ними паралельно встановлено корпус, який зміщений від них вправо і який до них є перпендикулярним. На плиті жорстко встановлено привід з захисною муфтою, який під'єднаний до привідного вала змінних гвинтових оправок. При цьому кроки гвинтових оправок по ходу подачі матеріалу є змінними. Крім цього, у змінних оправках на правому кінці виконані радіальні отвори, які є у взаємодії з початком дроту для навивання пружин.

УКРАЇНА

(19) UA (11) 109876 (13) U

(51) МПК (2016.01)
G01D 3/00

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 02943

(22) Дата подання заявки: 22.03.2016

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 12.09.2016

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 12.09.2016, Бюл.№ 17

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Марчук Назар Миколайович (UA),
Третьяков Олександр Леонідович (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна (UA),
Ґалан Юрій Ярославович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Марчук Назар Миколайович,
вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль, 46008 (UA),
Третьяков Олександр Леонідович,
вул. Братів Бойчуків, 5-а/82, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Ґалан Юрій Ярославович,
вул. Б. Лепкого, 6/132, м. Тернопіль, 46000 (UA)

(54) ІНДИКАТОР УНІВЕРСАЛЬНИЙ

(57) Реферат:

Індикатор універсальний виконано у вигляді штанги з двома каретками, вимірювальних вузлів і індикатора, напрямних кріпильних елементів і упора. На штанзі нанесені розмірні мітки і корпус лівої каретки жорстко закріплений до штанги відомим способом, а ліва вимірювальна планка виконана у вигляді двоплечого шарнірного механізму, по середині довжини якого в центральному отворі жорстко встановлена нерухома вісь з можливістю коливання двоплечого механізму, в корпусі правої рухомої каретки перпендикулярно до штанги виконано центральний отвір, який є у взаємодії з упором, нижній кінець якого має форму щупа лівого двоплечого механізму, крім цього до правого торця правої каретки під'єднано ноніус, хомут зі стопорним гвинтом, механізм точної настройки.

UA 109876 U

УКРАЇНА

(19) UA (11) 108422 (13) U

(51) МПК
B24B 39/04 (2006.01)

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2016 01511

(22) Дата подання заявки: 18.02.2016

(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 11.07.2016

(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 11.07.2016, Бюл.№ 13

(72) Винахідник(и):
Ляшук Олег Леонтійович (UA),
Сокіл Марія Богданівна (UA),
Третяков Олександр Леонідович (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна (UA),
Клендій Володимир Миколайович (UA),
Марчук Роман Миколайович (UA)

(73) Власник(и):
Ляшук Олег Леонтійович,
вул. Б. Лепкого, 6/127, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Сокіл Марія Богданівна,
вул. Замонастирська, 15, м. Тернопіль, 46000 (UA),
Третяков Олександр Леонідович,
вул. Б. Бойчуків, 5, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Навроцька Тетяна Дем'янівна,
вул. І. Сірка, 10/2, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Клендій Володимир Миколайович,
вул. Тарнавського, 7-а, м. Тернопіль, 46020 (UA),
Марчук Роман Миколайович,
вул. Шептицького, 13, м. Тернопіль (UA)

(54) ОБКАТНИЙ ІНСТРУМЕНТ ДЛЯ ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

(57) Реферат:

Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів виконано у вигляді диска, встановленого на осі, на периферійній поверхні якого виконані радіальні отвори, які розміщені рівномірно по колу і в які встановлені деформуючі елементи, які притиснуті пружними елементами з можливістю осьового переміщення. Центральний отвір диска заповнений мастилом під тиском, а по зовнішньому його діаметру співвісно встановлено пружне кільце з відкритою зоною, де кінець зони виконано з радіусним виступом для збільшення сили удару, а початок з загостреним кінцем для плавного його заходу, а в зоні дії деформуючих елементів встановлено гвинтовий робочий орган, торцева діаметральна поверхня якого є у взаємодії з півкруглою поверхнею деформаційних елементів, кінці яких виконані плоскими і є загартованими і вони є у періодичній взаємодії з зовнішньою поверхнею гвинтового робочого органу при їх прокручуванні. Останній встановлено в центрах і направляючих з можливістю їх прокручування і осьовою подачею. З протилежної сторони від зони зміцнення зовнішньої поверхні гвинтовий робочий орган є у взаємодії з опорним роликом, співвісним з гвинтовим робочим органом довжиною 3...5 витків шнека є з ним у взаємодії при обертанні і вигладжуванні.

UA 108422 U

ДОДАТОК В

Програма для перевірки математичної моделі зміцнення робочого органа екструдера

```
//Form1.Designer.cs
namespace WindowsFormsApp1
{
   partial class Form1
   {
      /// <summary>
      /// Required method for Designer support - do not modify
      /// the contents of this method with the code editor.
      /// </summary>
      private void InitializeComponent()
      {
         this.button1.Text = "Розрахувати";
         this.button1.Click += new System.EventHandler(this.button1_Click);

         this.button2.Text = "Повторити розрахунок";
         this.button2.Click += new System.EventHandler(this.button2_Click);

         this.tabPage1.Text = "Налаштування";
         this.groupBox2.Text = "Вихідні характеристики матеріалу";
         this.textBox1.Name = "textBox1";

         this.comboBox1.Items.AddRange(new object[] { "40X"});
         this.comboBox1.Text = "40X";
         this.label1.Text = "Марка";
         this.textBox2.Text = "80";
         this.label2.Text = "Вихідна мікротвердість";
         this.label5.Text = "Пластична твердість";
         this.groupBox1.Text = "Необхідні характеристики поверхневого шару";
         this.textBox5.Text = "1.77";
         this.label8.Text = "Шорсткість поверхні";
         this.textBox4.Text = "5";
         this.label7.Text = "Глибина зміцнення";
         this.textBox3.Text = "8";
         this.label6.Text = "Ступінь зміцнення";
         this.groupBox3.Text = "Розміри елементів ударної  системи";
         this.textBox7.Text = "5";
         this.textBox8.Text = "24";
         this.textBox9.Text = "12";
         this.label10.Text = "Бойок (довжина/радіус)";
         this.textBox10.Text = "70";
         this.label11.Text = "Волновод (довжина/ширина)";
         this.groupBox4.Text = "Характер. ГМІ і пристрою для зміцнення";
         this.textBox14.Text = "390";
         this.label15.Text = "Частота обертання";
         this.label9.Text = "до";
         this.label12.Text = "від";
         this.label14.Text = "Діпазон енергії ударів";
         this.textBox6.Text = "25";
         this.textBox13.Text = "1.5";
         this.textBox11.Text = "2.5";
         this.label13.Text = "Діапазон частоти ударів";
         this.textBox12.Text = "10";
         this.tabPage2.Text = "Проміжні результати";
         this.groupBox5.Text = "Проміжні результати розрахунку";
```

```
            this.textBox15.Text = "6726";
            this.label3.Text = "Сумарні сили за період зміцнення";
            this.textBox16.Text = "1121";
            this.label4.Text = "Сумарні сили деформуючого пуансона";
            this.textBox17.Text = "1480";
            this.label16.Text = "Максимальна сила удару";
            this.tabPage3.Text = "Графік";
            this.button3.Text = "Побудувати";
            this.button3.Click += new System.EventHandler(this.button3_Click);
            this.groupBox6.Text = "Тип графика";
            this.comboBox2.Text = "Залежності твердості від кількості ударів";
            this.textBox20.Text = "100";
            this.label19.Text = "Кількість ударів";
            this.Text = "Розрахунок зміцнення робочого органу екструдера";
        }
        #endregion
    }
}

//Form1.cs
using CenterSpace.NMath.Analysis;
using CenterSpace.NMath.Core;
using System;
using System.Collections;
using System.Data;
using System.Data.OleDb;
using System.Drawing;
using System.IO;
using System.Windows.Forms;
using System.Windows.Forms.DataVisualization.Charting;

namespace WindowsFormsApp1
{
    public partial class Form1 : Form
    {
        private void button3_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            var fileName = "result_" + textBox20.Text + "_" + comboBox1.Text + "_" + textBox1.Text;
            var ds = ReadDataSetFromDBF(fileName);
            if (ds == null)
                return;

            //build cart
            Chart chart1 = new Chart();
            this.tabPage3.Controls.Add(chart1);

            // chartArea
            ChartArea chartArea = new ChartArea();
            chart1.ChartAreas[0].Axes[0].MajorGrid.Enabled = true;//x axis
            chart1.ChartAreas[0].AxisY.LabelStyle.Format = "P";
            //chart1.ChartAreas[0].AxisX.ScaleView.Zoom(0, 13);
            chart1.ChartAreas[0].AxisX.Interval = 1;
            chart1.ChartAreas[0].Axes[1].MajorGrid.Enabled = true;//y axis

            //Series
            Series series1 = new Series();
            chart1.Series.Add(series1);
```

```
    //Series style
    series1.ChartType = SeriesChartType.Line;  // type
    series1.BorderWidth = 2;
    series1.Color = Color.Red;
    chart1.DataSource = ds.Tables;
}

private string GetPath()
{
    return "d:\\result\\";
}

private DataSet ReadDataSetFromDBF(string fileName)
{
    //get data from tables
    fileName = GetPath() + fileName + ".dbf";

    DataSet ds = null;
    using (OleDbConnection con = new OleDbConnection(GetConnection(GetPath())))
    {
        var sql = "select * from " + fileName;
        OleDbCommand cmd = new OleDbCommand(sql, con);
        con.Open();
        ds = new DataSet(); ;
        OleDbDataAdapter da = new OleDbDataAdapter(cmd);
        da.Fill(ds);
    }
    return ds;
}
private void SaveDataSetToDBF(string fileName, DataSet dataSet)
{
    var list = new ArrayList();
    if (File.Exists(GetPath() + fileName + ".dbf"))
        File.Delete(GetPath() + fileName + ".dbf");

    var createSql = "create table " + fileName + " (";
    foreach (DataColumn dc in dataSet.Tables[0].Columns)
    {
        var fieldName = dc.ColumnName;
        var type = dc.DataType.ToString();
        switch (type)
        {
            case "System.String":
                type = "varchar(100)";
                break;
            case "System.Boolean":
                type = "varchar(10)";
                break;
            case "System.Int32":
                type = "int";
                break;
            case "System.Double":
                type = "Double";
                break;
            case "System.DateTime":
                type = "TimeStamp";
                break;
```

```
            }
            createSql = createSql + "[" + fieldName + "]" + " " + type + ",";
            list.Add(fieldName);
        }
        createSql = createSql.Substring(0, createSql.Length - 1) + ")";
        var con = new OleDbConnection(GetConnection(GetPath()));
        var cmd = new OleDbCommand();
        cmd.Connection = con;
        con.Open();
        cmd.CommandText = createSql;
        cmd.ExecuteNonQuery();
        foreach (DataRow row in dataSet.Tables[0].Rows)
        {
            var insertSql = "insert into " + fileName + " values(";
            for (int i = 0; i < list.Count; i++)
                insertSql = insertSql + "'" + ReplaceEscape(row[list[i].ToString()].ToString()) + "'";
            insertSql = insertSql.Substring(0, insertSql.Length - 1) + ")";
            cmd.CommandText = insertSql;
            cmd.ExecuteNonQuery();
        }
        con.Close();
    }
    private string GetConnection(string path)
    {
        return "Provider=Microsoft.Jet.OLEDB.4.0;Data Source=" + path + ";Extended Properties=dBASE
IV;";
    }
    private string ReplaceEscape(string str)
    {
        str = str.Replace("'", "''");
        return str;
    }
    private void CalculateResult(bool cleardata)
    {
        if (cleardata)
        {
            var di = new DirectoryInfo(GetPath());
            foreach (FileInfo file in di.GetFiles("result_*"))
                file.Delete();
        }
        var fileNameIn = "output_" + comboBox1.Text + "_" + textBox1.Text;
        var ds = ReadDataSetFromDBF(fileNameIn);
        if (ds == null)
            return;
        int i2 = 0;
        int value_tab = 0;
        int value_cust = 0;
        var dsOut = new DataSet();
        dsOut.Tables.Add(new DataTable());
        dsOut.Tables[0].Columns.Add(new DataColumn("x", i2.GetType()));
        dsOut.Tables[0].Columns.Add(new DataColumn("y", i2.GetType()));
        for (var i =0;i<ds.Tables[0].Rows.Count; i++)
        {
            var row = ds.Tables[0].Rows[i];
            if (int.TryParse(row["ud_from"].ToString(), out value_tab)
                && int.TryParse(textBox13.Text, out value_cust))
            {
```

```
            if (value_cust < value_tab)
                continue;
        }
        if (int.TryParse(row["ud_to"].ToString(), out value_tab)
            && int.TryParse(textBox11.Text, out value_cust))
        {
            if (value_cust > value_tab)
                continue;
        }
        if (int.TryParse(row["enud_to"].ToString(), out value_tab)
                && int.TryParse(textBox12.Text, out value_cust))
        {
            if (value_cust < value_tab)
                continue;
        }
        if (int.TryParse(row["enud_to"].ToString(), out value_tab)
            && int.TryParse(textBox6.Text, out value_cust))
        {
            if (value_cust > value_tab)
                continue;
        }
        if (int.TryParse(row["obert"].ToString(), out value_tab)
            && int.TryParse(textBox14.Text, out value_cust))
        {
            if (value_cust != value_tab)
                continue;
        }
        var x = 0;
        var y = 0;
        if (!int.TryParse(row["x"].ToString(), out x))
            continue;
        if (!int.TryParse(row["y"].ToString(), out x))
            continue;
        //var solv = RungeKuttaSolver.SimpleSolve(x, y);

    var solver = new RungeKuttaOdeSolver();
    var timeSpan = new DoubleVector(0.0, 12.0);
    var y0 = new DoubleVector(0.0, 1.0, 1.0);
    var solverOptions = new RungeKuttaOdeSolver.Options
    {
        AbsoluteTolerance = new DoubleVector(1e-4, 1e-4, 1e-5),
        RelativeTolerance = 1e-4,
        Refine = 1
    };
    var odeFunction = new Func<double, DoubleVector, DoubleVector>(Rigid);
    var solv = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0, solverOptions);

        var newRow = dsOut.Tables[0].NewRow();
        newRow["T"] = solv.T;
        newRow["Y"] = solv.Y;
        dsOut.Tables[0].Rows.Add(newRow);
    }
    var fileNameOut = "result_" + textBox20.Text + "_" + comboBox1.Text + "_" + textBox1.Text;
    SaveDataSetToDBF(fileNameOut, dsOut);
}
private void button2_Click(object sender, EventArgs e)
{
```

```
            //recalculate
            CalculateResult(true);
        }

        private void button1_Click(object sender, EventArgs e)
        {
            //calculate
            CalculateResult(false);
        }
        private DoubleVector Rigid(double t, DoubleVector y)
        {
            var dy = new DoubleVector(3);
            dy[0] = y[1] * y[2];
            dy[1] = -y[0] * y[2];
            dy[2] = -0.51 * y[0] * y[1];
            return dy;
        }
    }
}
//RungeKuttaSolver.cs
using CenterSpace.NMath.Analysis;
using CenterSpace.NMath.Core;
using System;
using System.Collections.Generic;
namespace WindowsFormsApp1
{
    static class RungeKuttaSolver
    {
        static RungeKuttaOdeSolver.Solution<DoubleMatrix> SimpleSolve(decimal x, decimal y, decimal z)
        {
            var solver = new RungeKuttaOdeSolver();
            var timeSpan = new DoubleVector(0.0, 12.0);
            // Initial y vector.
            var y0 = new DoubleVector(0.0, 1.0, 1.0);
            var solverOptions = new RungeKuttaOdeSolver.Options
            {
                RelativeTolerance = 1e-4,
                AbsoluteTolerance = new DoubleVector(x, y, z),
                Refine = 1
            };
            var odeFunction = new Func<double, DoubleVector, DoubleVector>(Rigid);
            return solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0, solverOptions);
        }
        static DoubleVector Rigid(double t, DoubleVector y)
        {
            var dy = new DoubleVector(3);
            dy[0] = y[2] * y[1];
            dy[1] = -y[2] * y[0];
            dy[2] = -0.51 * y[0] * y[1];
            return dy;
        }
        static bool OutputFunction(DoubleVector t, DoubleMatrix y, OutputFunctionFlag flag)
        {
            switch (flag)
            {
                case OutputFunctionFlag.Initialize:
                case OutputFunctionFlag.IntegrationStep:
```

```
            case OutputFunctionFlag.Done:
                return true;
            default:
                return false;
        }
    }
    static void OutputFunctionForMatrix(decimal x, decimal y, decimal z)
    {
        var solver = new RungeKuttaOdeSolver();
        var timeSpan = new DoubleVector(1, 1.2);
        var y0 = new DoubleVector(0.0, 1.0, 1.0);
        RungeKuttaOdeSolver.Options solverOptions = new RungeKuttaOdeSolver.Options
        {
            AbsoluteTolerance = new DoubleVector(x, y, z),
            OutputFunction = new Func<DoubleVector, DoubleMatrix,
RungeKuttaOdeSolver.OutputFunctionFlag, bool>(OutputFunction),
            RelativeTolerance = 1e-4
        };
        var odeFunction = new Func<double, DoubleVector, DoubleVector>(Rigid);
        // y(soln.Key[i]) = soln.Value[i]
        RungeKuttaOdeSolver.Solution<DoubleMatrix> soln = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0,
solverOptions);
        var M = new DoubleMatrix("3x3[1     2     1 2     1     3     9     4     1]");
        solverOptions.MassMatrix = M;
        soln = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0, solverOptions);
        soln = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0);
    }
    static void NonAdaptiveStepSizeExample()
    {
        var solver = new RungeKutta5OdeSolver();
        var timeSpan = new DoubleVector(85, 0, 0.15);
        // Initial y vector.
        var y0 = new DoubleVector(0.0, 1.0, 1.0);
        // Construct the delegate representing our system of differential equations...
        var odeFunction = new Func<double, DoubleVector, DoubleVector>(Rigid);
        var soln = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0);
        for (int i = 0; i < timeSpan.Length; i++)
        {
            if (i % 7 == 0)
            {
                Console.WriteLine("y({0}) = {1}", timeSpan[i].ToString("G5"), soln.Row(i).ToString("G5"));
            }
        }
        // Solve with a constant mass matrix
        var M = new DoubleMatrix("3x3[1     2     1 2     1     3     9     4     1]");
        var solverOptions = new RungeKutta5OdeSolver.Options();
        solverOptions.MassMatrix = M;
        soln = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0, solverOptions);
        var outputFunctionObject = new NonAdaptiveOutputForSimpleSolution();
        solverOptions.OutputFunction = new Func<double, DoubleVector,
RungeKuttaOdeSolver.OutputFunctionFlag, bool>(outputFunctionObject.OutputFunction);
        soln = solver.Solve(odeFunction, timeSpan, y0, solverOptions);
    }
}
public class NonAdaptiveOutputForSimpleSolution
{
    public bool IsInitialized { get; set; }
```

```
        public bool IsDone { get; set; }
        public List<double> T { get; set; }
        public List<DoubleVector> Y { get; set; }
        public NonAdaptiveOutputForSimpleSolution ()
        {
            T = null;
            Y = null;
            IsInitialized = false;
            IsDone = false;
        }
        public bool OutputFunction(double t, DoubleVector y, RungeKuttaOdeSolver.OutputFunctionFlag flag)
        {
            if (flag == RungeKuttaOdeSolver.OutputFunctionFlag.Initialize)
            {
                IsInitialized = true;
                IsDone = false;
                T = new List<double>();
                T.Add(t);
                Y = new List<DoubleVector>();
                Y.Add(y);
                return true;
            }
            if (flag == RungeKuttaOdeSolver.OutputFunctionFlag.Done)
            {
                IsDone = true;
                Y.Add(y);
                T.Add(t);
                return true;
            }
            if (flag == RungeKuttaOdeSolver.OutputFunctionFlag.IntegrationStep)
            {
                Y.Add(y);
                T.Add(t);
                return true;
            }
            throw new InvalidArgumentException("Невідомий параметр флагу функції: " + flag);
        }
    }
}
//зачитування данних з XLSX
private  IList<RowItem> CreatReadRowItems(ImportTemplate importTemplate, byte[] byteArray, string
file, List<string> errors)
        {
            var rowItems = new List<RowItem>();
            if (importTemplate == null || byteArray == null)
                return rowItems;
            var debug = new StringBuilder();
            var colMappings = PrepareColumnMappings(importTemplate, errors);
            if (!colMappings.Any())
                return rowItems;
            try
            {
                using (var stream = new MemoryStream(byteArray))
                {
                    debug.AppendLine("  - MemoryStream was created");
                    using (var xlPackage = new ExcelPackage(stream))
                    {
```

```
                debug.AppendLine("  - step 1");
                // get handle to the existing worksheet
                // get the first worksheet in the workbook
                var worksheet = xlPackage.Workbook.Worksheets.FirstOrDefault();
                if (worksheet == null)
                   throw new Exception("No worksheet found");

                int rowNumber = 0;
                for (int i = worksheet.Dimension.Start.Row;
                        i <= worksheet.Dimension.End.Row;
                        i++)
                {
                   var rows = new List<string>();
                   for (int j = worksheet.Dimension.Start.Column;
                           j <= worksheet.Dimension.End.Column;
                           j++)
                   {
                      if (worksheet.Cells[i, j].Value!=null)
                         rows.Add(worksheet.Cells[i, j].Value.ToString());
                      else
                         rows.Add("");
                   }
                   rowNumber++;
                   if (this.showDebugInfo)
                      debug.AppendLine(string.Format("  - rowNumber={0}", rowNumber));
                   if (rowNumber == 1)
                   {
                      if (!ValidateFirstRowFromList(importTemplate, rows, colMappings, file, errors))
                         return rowItems;
                      if (importTemplate.SkipFirstLine)
                         continue;
                   }
                   var rowItem = ReadOneRowItem(importTemplate, rowNumber, rows, colMappings, file,
errors);
                   if (rowItem != null)
                      rowItems.Add(rowItem);
                }
             }
          }
       }
       catch (Exception exc)
       {
          if (this.showDebugInfo)
             debug.AppendLine(string.Format("  - error={0}", exc.Message));
          errors.Add(string.Format("Error. Can't read XLSX file '{0}'. Error: {1}",
             file, exc.Message));
          var logger = EngineContext.Current.Resolve<ILogger>();
          logger.Error(string.Format("Error. Can't read XLSX file '{0}' for importTemplate id={1}", file,
importTemplate.Id), exc);
       }
       if (this.showDebugInfo)
          LogMessage(debug.ToString());

       return rowItems;
    }
```

ДОДАТОК Д

Акти впровадження результатів дослідження

ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТзОВ "ВМП електроконструкція"

Ю.М. Войт

"16" вересня 2016р.

АКТ

Впровадження наукової розробки Клендія Володимира Миколайовича, Мельничука Сергія Леонідовича, Казмірчука Петра Васильовича, Третьякова Олександра Леонідовича, Котика Романа Миколайовича і Кондратюка Олександра Михайловича у 2016 році реалізовані в конструкції секції гвинтової спіралі, яка захищена корисною моделлю до патенту України №112545, Бюл.№24, 2016року.

Запропоноване технічне рішення дає можливість розширити технологічні можливості і підвищити продуктивність праці шляхом створення пристрою для формування гвинтових пружних елементів на крок. В результаті впровадження у виробництво річний економічний ефект складає 5684 гривні при використанні 10 конвеєрів.

Голова комісії

Головний інженер

ТзОВ "ВМП електроконструкція" Л.Р. Войтович

Члени комісії:

Головний механік

ТзОВ "ВМП електроконструкція" О.В. Харук

Доцент, к.т.н. НУВГП О.М. Кондратюк

Продовження додатку Д

ТОВАРИСТВО
З ДОДАТКОВОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
"БУЛАТ"

БУЛАТ

THE ADDITIONAL
LIABILITY COMPANY
"BULAT"

Юридична адреса:
48120, Україна, Тернопільська обл., смт Микулинці,
вул.Тернопільська,35
Телефони: +380-355-151-145,
тел/факс : +380-355-151-000

Adress:
48120, 35 Ternopilska St, Mykulynti, Ternopil region, Ukraine
Tel. +380 355 151-145
Fax. +380-355-151-000

АКТ

Впровадження наукової розробки на ТДВ "Булат".

Даний акт складений про те, що за результатами наукової розробки, проведеної в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя з виготовлення експерементального зразка пристрою для формування гвинтових пружних елементів на крок згідно деклараційного патенту України № 112545 авторів Клендія Володимира Миколайовича, Мельничука Сергія Леонідовича, Казмірчука Петра Васильовича, Третьякова Олександра Леонідовича та Котика Романа Миколайовича. Ророблена та реалізована розробка забезпечує підвищення продуктивності технологічного процесу формування гвинтових пружних елементів на крок.

Директор О.В.Ковальчук