

*М. А. ТКАЧУК, М. С. САВЕРСЬКА, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, С. В. КУЦЕНКО, Г. В. ТКАЧУК, І. Є. КЛОЧКОВ, Н. В. ПІНЧУК, О. В. КОХАНОВСЬКА, Ю. В. ЖАДАН, С. І. МАРУСЕНКО, І. Я. ХРАМЦОВА, Л. М. БОНДАРЕНКО, Г. І. ЦИМБАЛ, Є. О. АЛЕКСАНДРОВ, І. А. СОПРУНОВ*

## **РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ МЕТОДАМИ СКІНЧЕННИХ ЕЛЕМЕНТІВ ТА ГОЛОГРАФІЧНОЇ ІНТЕРФЕРОМЕТРІЇ**

У роботі описані розрахунково-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану елементів технологічних систем. На прикладі переналаджувальних верстатних пристосувань лещатного типу визначено розподіл переміщень окремих поверхонь. У ході експериментальних досліджень нормальні переміщення визначаються з картини смуг на голограмі. Компоненти вектора переміщень у площині досліджуваних поверхонь визначаються шляхом сканування спекл-інтерферограм. Отримані розподіли компонент переміщень порівнювалися із розподілами, які визначені методом скінченних елементів. Підтверджено задовільну збіжність результатів чисельних та експериментальних досліджень. Побудовані розрахункові моделі можуть бути використані для подальших досліджень поведінки корпусів пристосувань лещатного типу при дії комплексу навантажень. Перевагою розробленого варіанту розрахунково-експериментального методу дослідження напружено-деформованого стану є його пряма орієнтація на верифікацію розрахункової моделі. Базовими є результати експериментальних досліджень у вигляді картин інтерференційних смуг. Ці картини описують розподіл полів переміщень точок поверхонь досліджуваних тіл. Із цієї картиною, яка отримана на натурному об'єкті, порівнюються картини полів переміщень, які отримані у ході розрахунків із застосуванням методу скінченних елементів. Чисельно розраховані картини видозмінюються залежно від крайових умов, які застосовуються, а також від характеристик скінченно-елементних моделей, які будуються. Для визначення адекватних крайових умов та прийнятних варіантів скінченно-елементних моделей мінімізується функціонал невідповідності полів розподілів переміщень, отриманих, з одного боку, чисельно, а з іншого – експериментально. Така побудова алгоритму верифікації розрахункових моделей продемонструвала свою працездатність та ефективність.

**Ключові слова:** напружено-деформований стан; технологічна система; верстатне пристосування; метод скінченних елементів; контактна взаємодія

*М. А. ТКАЧУК, М. САВЕРСКА, А. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, С. КУТСЕНКО, Г. ТКАЧУК, І. КЛОЧКОВ, Н. ПІНЧУК, О. КОХАНОВСЬКА, Ю. ЖАДАН, С. МАРУСЕНКО, І. ХРАМЦОВА, Л. БОНДАРЕНКО, Г. ЦИМБАЛ, Є. АЛЕКСАНДРОВ, І. СОПРУНОВ*

## **CALCULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF THE STRESS-STRAIN STATE OF ELEMENTS OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS WITH USING OF THE METHOD OF FINITE ELEMENTS AND HOLOGRAPHIC INTERFEROMETRY**

The work describes computational and experimental studies of the stress-strain state of elements of technological systems. The distribution of movements of individual surfaces is determined on the example of vice-type adjustable machine tools. In the course of experimental studies, normal displacements are determined from the pattern of stripes on the hologram. The components of the displacement vector in the plane of the investigated surfaces are determined by scanning speckle interferograms. The obtained distributions of the displacement components were compared with the distributions determined by the finite element method. Satisfactory convergence of the results of numerical and experimental studies has been confirmed. The constructed calculation models can be used for further studies of the behavior of the housings of vice-type devices under the action of complex loads. The advantage of the developed version of the calculation-experimental method of studying the stress-strain state is its direct focus on the verification of the calculation model. The basic results are the results of experimental studies in the form of patterns of interference bands. These pictures describe the distribution of displacement fields of points on the surfaces of the bodies under study. With this picture, which was obtained on a natural object, the pictures of displacement fields, which were obtained during calculations with the application of the finite element method, are compared. Numerically calculated pictures are modified depending on the boundary conditions that are applied, as well as on the characteristics of the finite element models that are being built. In order to determine adequate boundary conditions and acceptable variants of finite-element models, the functional of the discrepancy of the displacement distribution fields obtained, on the one hand, numerically, and on the other - experimentally, is minimized. This construction of the calculation model verification algorithm demonstrated its efficiency and effectiveness.

**Keywords:** stress-strain state; technological system; machine tool; finite element method; contact interaction

**Вступ.** Однією із тенденцій сучасного машинобудування є зростаюче застосування переналаджувального технологічного оснащення (ТО). Зокрема, серед верстатних пристосувань (ВП) широке розповсюдження отримали універсальні лещата зі змінними губками. Ці змінні губки дають можливість базувати та закріплювати при здійсненні різних технологічних операцій різні деталі. Зважаючи на широку номенклатуру деталей, які підлягають обробленню у цих лещатах, а також на різноманітні технологічні режими (глибина та швидкість різання, подача), на деталі лещат діють сили різної інтенсивності та напрямку. У результаті за рахунок деформування змінюється положення деталей, які обробляються, та їх форма. Це безпосередньо впливає на точність оброблення деталей, продуктивність та якість оброблення поверхонь. Отже, потрібно визна-

чити внесок внаслідок цих деформацій у баланс переміщень у технологічній системі (ТС) «верстат – пристосування – деталь – інструмент». Це сформувало тематику досліджень, які описані у роботі.

**Аналіз існуючих методів досліджень напружено-деформованого стану елементів технологічних систем.** Ускладнення конструкцій виробів машинобудування, особливо продукції оборонно-промислового комплексу, енергетичного і транспортного машинобудування, підвищення їх точності та надійності вимагає підвищення жорсткості та міцності верстатних пристосувань як елементів технологічної системи механооб-

© М. А. Ткачук, М. С. Саверська, А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, С. В. Куценко, Г. В. Ткачук, І. Є. Клочков, Н. В. Пінчук, О. В. Кохановська, Ю. В. Жадан, С. І. Марусенко, І. Я. Храмцова, Л. М. Бондаренко, Г. І. Цимбал, Є. О. Александров, І. А. Сопрунов, 2023

робки, що суттєво подовжує терміни проектування, підготовки виробництва та виготовлення у разі використання спеціального оснащення.

Основні фактори, що дають можливість скорочення термінів і вартості освоєння нових машин, а також термінів підготовки їх серійного виробництва, гнучкість і мобільність верстатних пристосувань, які характеризуються їх оборотністю, тобто можливістю багаторазового застосування при зміні об'єктів виробництва, що забезпечується їх переналагодженням.

Застосування переналагоджуваних пристосувань, виготовлених завчасно, вирішує одну з найважливіших проблем машинобудування – організацію гнучкого, швидко переналагоджуваного виробництва, а також підвищує коефіцієнт оснащення дрібносерійного виробництва до рівня багатосерійного.

Таким чином, найбільший ефект у забезпеченні гнучкості та мобільності технологічної підготовки виробництва досягається при комплексному використанні різних видів оборотного (переналагоджуваного) технологічного оснащення, що забезпечує скорочення витрат на виробництво і швидке перенацілення при зміні об'єктів виробництва.

Натепер питанням розробки переналагоджуваного ТО приділяється велика увага. У роботах [1, 2] розглянуті конструктивні елементи, поширені деталі і складальні одиниці верстатних пристосувань, наведена класифікація і розрахунки зусиль у затискних механізмах пристосувань. Відзначається, що в загальному обсязі засобів технологічного оснащення приблизно 50% складають верстатні пристосування. Застосування верстатних пристосувань із відповідними властивостями і характеристиками дає можливість надійно базувати і закріплювати оброблювану деталь зі збереженням її жорсткості у процесі обробки і розширити технологічні можливості використовуваного обладнання.

Прогресивним кроком у вдосконаленні технологічної підготовки виробництва нових виробів є створення систем оборотного технологічного оснащення. Особлива увага при цьому приділяється розробці прогресивних видів оснащення для верстатів з ЧПК, у тому числі типу «ОЦ» [1, 2].

Створенню конструкцій універсально-збірних переналагоджуваних оснащень передують здійснення комплексу дослідницьких та дослідно-конструкторських робіт, що містять такі основні напрямки: теоретичне дослідження міцності, жорсткості оснащення багаторазового застосування; розробка рекомендацій щодо вибору основних конструктивних параметрів; створення дослідних зразків; експериментальне дослідження створеного ТО.

Таким чином, здійснення дослідницьких робіт є одним із необхідних і важливих етапів розробки нових видів переналагоджуваних оснащень.

Ефективність і якість обробки деталей залежать від технічного рівня і якості виготовлення елементів ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь» і, як зазначається у [1], значною мірою від технічного рівня і якості виготовлення верстатних пристосувань. Верстатні пристосування – невід'ємна ланка технологічної системи. Отже, точність обробки навіть на високоточних верстатах може бути досягнута лише

при забезпеченні необхідної точності базування заготовок у пристосуванні та відсутності їх зсувів при обробці. Верстатні пристосування мають продовжувати і навіть розширювати властивості, які притаманні верстату, що оснащується (точність, жорсткість тощо).

Продуктивність і економічність при обробці на сучасних верстатах у першу чергу визначається конструктивними елементами системи «верстат – пристосування – інструмент – деталь». При цьому особливо важливо, щоби параметри всіх конструктивних елементів були зчленовані між собою оптимальним чином. Верстатні пристосування не мають бути найбільш слабкою ланкою технологічної системи і, отже, не мають накладати обмеження на продуктивність верстатів.

Сучасні верстати характеризуються високою точністю, потужністю і надійністю, що обумовлює необхідність вдосконалення конструкцій пристосувань. Дослідженнями і вдосконаленням пристосувань займається низка зарубіжних фірм [1]. При цьому одним із основних напрямків дослідження є збільшення їх точності та жорсткості. Таким чином, завдання дослідження міцності і характеристик жорсткості переналагоджуваних верстатних пристосувань як складової частини ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь» є однією з найважливіших частин їх удосконалення.

Підвищені вимоги пред'являються до характеристик жорсткості пристосувань особливо для верстатів з ЧПК. Це зумовлено тим, що верстати з ЧПК мають підвищену жорсткість і потужність. Отже, для дослідження повної потужності верстата на чорнових операціях пристосування також повинні мати підвищену жорсткість. З іншого боку, конструкція пристосування не має бути найбільш податливим ланкою ТС, щоб забезпечити отримання високої точності на чистових операціях [3].

Серед чинників, що впливають на точність обробки на металорізальних верстатах, виділені деформації пружної системи «верстат – деталь – інструмент», викликані дією сил різання; неякісним збиранням деталей верстата; зусиллями закріплення оброблюваної деталі, що впливає на саму деталь, на стіл верстата, пристосування; вібраціями при різанні [3].

У роботі [3], зокрема, була поставлена наукова проблема дослідження жорсткості системи «верстат – пристосування – інструмент – деталь», наведені розв'язки деяких задач і вказані напрямки подальших досліджень – застосування різних експериментальних і розрахункових методів.

Натепер у літературі [1–4] питання дослідження верстатних пристосувань порівняно із дослідженнями інших елементів ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь» висвітлені недостатньо. Це, у кінцевому рахунку, є гальмом для розширення технологічних можливостей обладнання, поліпшення якості, ефективності та економічності процесів механічної обробки на підприємствах машинобудування. Особливо актуально зазначене завдання постає для елементів прогресивних видів переналагоджуваних ТО, у тому числі для верстатів з ЧПК. У роботах [1–5] зазначені основні шляхи і методи дослід-

дження переналагоджуваних пристосувань. Поряд із застосуванням різних експериментальних методів особливу увагу звернено на чисельні методи розрахунку напружено-деформованого стану (НДС) елементів пристосувань.

При цьому найбільшу актуальність набуває питання розробки методів визначення жорсткості базових елементів пристосувань, що забезпечують точність базування заготовки при обробці на металорізальних верстатах, і міцності елементів затискних механізмів і приводів (гідроциліндри, пневмоциліндри, поршні тощо), від яких залежить працездатність пристосувань.

Визначення НДС елементів верстатних пристосувань необхідно здійснювати з урахуванням умов сполучення з іншими їх елементами і з елементами ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь».

Дослідження деформацій і напружень у місцях силового контакту деталей є одним із найбільш складних розділів математичної теорії пружності.

У множині найбільш розвинених методів розв'язання змішаних задач теорії пружності виділяються методи теорії сингулярних інтегральних рівнянь і теорії варіаційних нерівностей.

Метод граничних інтегральних рівнянь (МГІР), який отримав найбільше поширення у варіанті методу граничних елементів (МГЕ) [6–8], має великі можливості при розв'язанні контактних задач. Цьому сприяють відносна простота і природність розв'язання різноманітних контактних задач, у тому числі задач про тріщини, системи шарів і блоків. Це зумовлено тим, що в МГЕ легко зв'язуються зусилля і розриви зсувів у зоні сполучення пружних тіл. Крім того, метод граничних елементів дає можливість зменшити обсяг обчислень (фізична розмірність знижується на одиницю), визначати, не вдаючись до апроксимації, значення шуканих величин у будь-якій внутрішній точці, а також розв'язувати задачі для нескінченних областей.

Свого часу була запропонована варіаційна постановка контактної задачі, що отримала в наступні часи значного розвитку [9, 10]. Граничні умови на ділянках контакту є співвідношеннями типу нерівностей, що робить вирішувану задачу нелінійною. Використання теорії варіаційних нерівностей Ліонса-Стампака [9, 10] дає можливість звести вихідну задачу до варіаційної нерівності і показати її еквівалентність деякій екстремальній задачі.

Аналіз розглянутих робіт показує, що натеper існують різноманітні методи розв'язання контактних задач теорії пружності, у тому числі із застосуванням МГЕ, методу скінченних елементів (МСЕ), інших чисельних методів. При програмній реалізації цих методів в основному орієнтуються на комп'ютери великої потужності внаслідок складності задач і великого обсягу обчислень. У той же час мало досить ефективних методик розв'язання контактних задач, придатних для реалізації на комп'ютерах середньої потужності.

Для дослідження контактної взаємодії широко застосовуються різні експериментальні методи. При дослідженні контактних напружень широко використовується тензометрування. Безпосереднє розмі-

щення датчиків у зоні контакту неможливе, проте їх можна розміщувати у безпосередній близькості від границі контакту. Переваги та недоліки такого методу очевидні. Крім того, тензодатчики можна використовувати для виготовлення мікрмесдоз, які розміщуються безпосередньо у зоні контакту. Вони слугують одночасно і датчиками тиску, і індикаторами контакту.

Набули поширення також методи з використанням чутливих прокладок між контактуючими поверхнями. При застосуванні цих методів між взаємодіючими тілами розташовується чутлива прокладка, деякі параметри якої змінюються в залежності від величини контактного тиску.

Таким чином, спектр методів, використовуваних для експериментального дослідження контактної взаємодії пружних тіл, досить широкий. При цьому необхідно зазначити, що вимога досягнення прийнятної точності, а також внесення мінімальних спотворень у процес вимірювань призводить до необхідності ускладнення методик, розробки нових методів і схем вимірювань.

Зокрема, привабливим є метод голографії і спекл-голографічної інтерферометрії [11].

Як показав аналіз стану питань розробки і дослідження переналагоджуваного технологічного оснащення, методів визначення НДС машинобудівних конструкцій із урахуванням контактної взаємодії, у літературі до теперішнього часу немає достатньо ефективної та універсальної методики визначення характеристик міцності та жорсткості елементів переналагоджуваних верстатних пристосувань. Це істотно стримує підвищення якості та ефективності технологічного оснащення виробництва, особливо із застосуванням прогресивного обладнання.

При визначенні характеристик міцності та жорсткості переналагоджуваних верстатних пристосувань необхідно враховувати їх контактну взаємодію з елементами ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь». Методика досліджень полягає у зведенні задачі до проблеми мінімізації функціоналу повної внутрішньої енергії системи на множині допустимих функцій.

Для дискретизації цього функціоналу природним чином підходить МСЕ [12–14]. Крім того, для аналізу контактної взаємодії залучаються розвинені методи та моделі, описані у [15–24].

Зазначені методи були використані при розробці методів визначення характеристик міцності та жорсткості елементів переналагоджуваного ТО з урахуванням контактної взаємодії з елементами ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь» та установлення відповідних закономірностей, що становить мету цієї роботи на розвиток роботи [3].

Для її досягнення необхідно вирішити наступні завдання.

1. Розробити алгоритм дослідження напружено-деформованого стану корпусних елементів пристосувань з урахуванням контактної взаємодії зі столом верстата.
2. Реалізувати розроблений алгоритм.
3. Із використанням запропонованих у роботі алгоритмів та програмно-модельного комплексу

здійснити дослідження характеристик міцності та жорсткості окремих елементів переналагоджуваних пристосувань.

4. Здійснити експериментальні дослідження елементів оснащення, за результатами яких оцінити достовірність теоретичних та чисельних розрахунків.

**Методи визначення напружено-деформованого стану корпусних деталей переналагоджуваних верстатних пристосувань із урахуванням контактної взаємодії зі столом верстата.** Для розробки методів визначення НДС корпусних деталей пристосувань необхідно здійснити аналіз конструкцій досліджуваних верстатних пристосувань, умов їх експлуатації і схем навантаження найбільш відповідальних елементів. На основі цих даних формулюються вимоги до методу, моделей та алгоритму, що розробляються. Відповідно до них здійснюється вибір методів розв'язання задачі, дискретизації отриманих співвідношень і алгоритмів отримання розв'язків дискретизованої задачі.

Верстатні пристосування включені у кінематичні, розмірні та силові ланцюги технологічної системи «верстат – пристосування – інструмент – деталь». На рис. 1 наведена схема взаємодії елементів цієї системи. Кожен елемент ТС є ланкою замкненого кола. Верстат є елементом, що замикає на собі силові потоки у цій системі.



Рисунок 1 – Схема взаємодії елементів системи «верстат – пристосування – інструмент – деталь»

Із системи ТС можна виокремити кожну ланку, замінивши її зв'язки з іншими елементами відповідними кінематичними та силовими впливами. Виділяючи із цієї системи пристосування, необхідно врахувати вплив на нього з боку оброблюваної деталі і верстата. Таким чином, приходимо до розгляду підсистеми ТС.

Вплив на пристосування з боку деталі залежить від зусиль закріплення деталі у пристосуванні і від зусиль різання. Перші є постійною величиною, яка є однією з технічних характеристик пристосування, інші залежать від режимів різання і виду застосованого інструмента і є у загальному випадку динамічним впливом.

Взаємодія верстатного пристосування зі столом верстата визначається способом його закріплення. Зазвичай це болтове або шпонкове з'єднання. Жорсткість стола верстата набагато вище жорсткості закріпленого на ньому пристосування, в силу чого їх взаємодію можна моделювати у вигляді контакту пружного тіла (пристосування) з абсолютно жорстким (стіл верстата). При цьому мають місце такі види граничних умов: силовий вплив від зусилля затяжки болтів, двостороння контактна взаємодія

пристосування зі столом верстата через болтове з'єднання (пружний зв'язок) і одностороння контактна взаємодія по площині сполучення пристосування зі столом верстата.

Для побудови розрахункових схем елементів конструкції переналагоджуваних верстатних пристосувань необхідно розглянути схему взаємодії їх основних елементів [3]. Переналагоджувані ВП складаються з базового елемента (корпусу), приводу, затискного механізму, фіксуючих елементів і налагодження. Схема взаємодії основних елементів переналагоджуваних пристосувань як підсистеми ТС наведена на рис. 2.

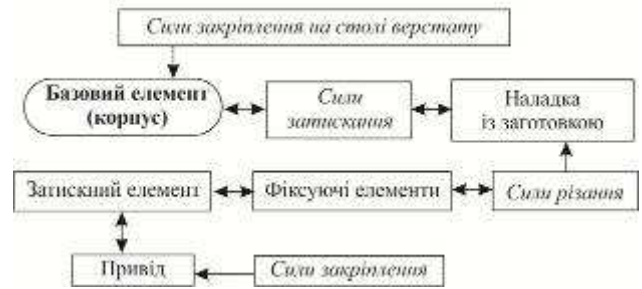


Рисунок 2 – Схема взаємодії основних елементів переналагоджуваного пристосування як підсистеми ТС

Серед внутрішніх сил для цієї підсистеми виступають сили затискання заготовки як зовнішні навантаження – сили закріплення пристосування на столі верстата і сили різання.

Базовий елемент (корпус) є елементом, що визначає жорсткісні характеристики переналагоджуваних пристосувань як складової частини технологічної системи. Для визначення зусиль, що діють на корпус, необхідно виділити його з цієї системи. Для цього слід записати умови рівноваги кожного елемента системи, умови сполучення з іншими елементами, після чого визначити шуканий вплив.

Наведений алгоритм побудови розрахункової схеми застосуємо для кожного елемента пристосувань. Розглянемо схему взаємодії елементів конструкції універсальних переналагоджуваних пристосувань лещатного типу. Закріплення деталі 3 у пристосуванні здійснюється між рухомою губкою 2 і нерухомою губкою корпусу 1 (рис. 3).

Елементи приводу і затискного механізму наведені на рис. 4.

Як привод використовується вбудований гідроциліндр 2 (робочий тиск масла  $q = 10$  МПа). Сила затискання  $Q$  (від поршня 3 через силовий гвинт 4, швидкокороз'ємну гайку 7, втулку 6 передається на рухому губку 5, яка і здійснює закріплення деталі у наладці). Записуючи умови рівноваги кожного із зазначених елементів і умови їх сполучення, можна визначити сили, що діють на корпус (рис. 5). Тут сили  $F_1 - F_{16}$  – сили сполучення рухомої губки з напрямними корпусу на поверхнях  $a, b, c$  (див. рис. 4),  $F_{17} - F_{20}$  – сили, що моделюють дію вбудованого гідроциліндра,  $F_{21} - F_{30}$  – сили від дії деталі з наладкою на нерухомих губках корпусу,  $F_{31} - F_{42}$  –

сили від дії наладки (в разі її закріплення на нерухомій губці корпусу).

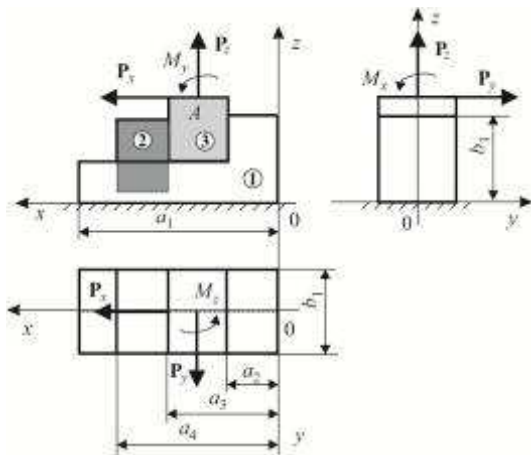


Рисунок 3 – Схема роботи переналаджуваних лещат

Основні конструктивні параметри  $a_i, b_i, c_i, d_i$  та точки закріплення корпусу лещат  $K_n$  на столі верстата наведені на рис. 6.

Як видно із рис. 5, 6, для визначення НДС корпусу переналаджуваних лещат необхідно розв'язати тривимірну задачу для тіла складної геометричної форми, що задається системою параметрів  $a_i, b_i, c_i, d_i$ , яке знаходиться під дією просторової системи сил  $K_n$  із урахуванням контактної взаємодії з абсолютно жорстким тілом на площині  $z = 0$ .

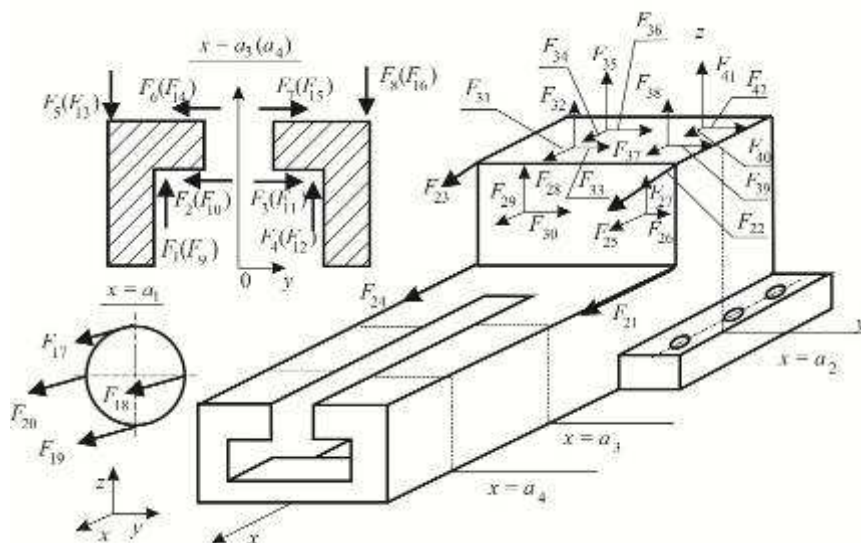


Рисунок 5 – Схема навантаження корпусу лещат

Реакція переналаджуваного ВП лещатного типу конструкції Харківського НДІ технології машинобудування на дію сил затискання оброблюваної деталі і сил різання ілюструються осцилограмою (рис. 7), на якій наведена деформація корпусу у деякій точці при прикладанні статичного і динамічного впливу. Видно, що визначальним фактором при визначенні деформації корпусу лещат є сили закріплення заготовки. Вплив сил різання в силу того, що власна частота пристосування набагато перевищує частоту вимушених коливань, можна вважати від-

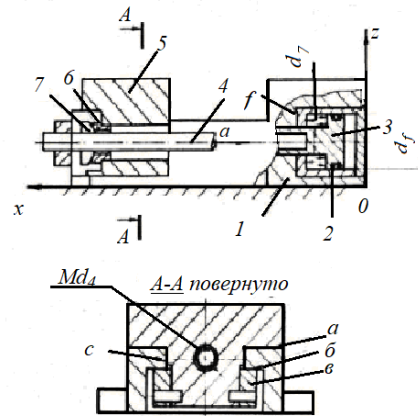


Рисунок 4 – Схема взаємодії елементів конструкції переналаджуваних лещат

Описаний вище алгоритм застосуємо для побудови розрахункових схем елементів переналаджуваних ВП.

Із практики експлуатації переналаджуваного технологічного оснащення відомо, що динамічні впливи від сил різання не викликають суттєвих вібрацій пристосувань [3]. Це пояснюється високими значеннями їх власних частот. У системі «верстат – пристосування – інструмент – деталь» у першу чергу збуджуються коливання таких елементів як інструмент і оброблювана деталь.

носно до досліджуваної підсистеми квазістатичним.

Таким чином, для дослідження характеристик жорсткості переналаджуваних верстатних пристосувань як складової частини ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь» необхідно: виокремити пристосування із системи ТС, замінивши його силою і кінематичні зв'язки з іншими ланками цієї системи відповідними граничними умовами; здійснити аналіз структури і схеми взаємодії основних елементів пристосування, виділити елемент, що визначає точність і жорсткість пристосування як

підсистеми ТС; записавши умови взаємодії основних елементів ВП, визначити систему сил, що діють на елемент; визначити напружено-деформований стан досліджуваного елемента пристосування.

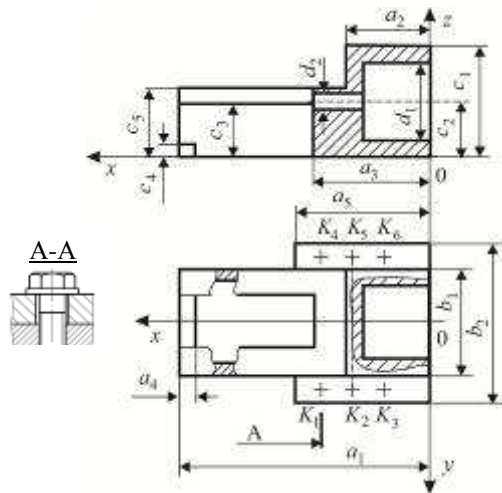


Рисунок 6 – Основні конструктивні параметри корпусу переналагоджуваних лещат

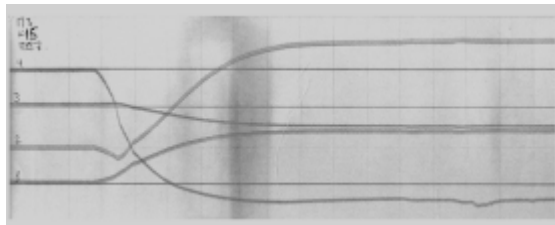


Рисунок 7 – Приклад осцилограми, отриманої при закріпленні заготовки у пристосуванні

При реалізації останнього кроку запропонованої вище схеми визначення характеристик жорсткості переналагоджуваних ВП необхідно врахувати, що алгоритм вирішення цього завдання має забезпечувати: визначення НДС тривимірних тіл; можливість урахування контактної взаємодії досліджуваного об'єкта з абсолютно жорстким або пружним тілом; достатню точність, достовірність отриманих результатів; можливість розрахунку гами конструкцій досліджуваних елементів пристосувань; мінімальні вимоги до ресурсів (часу і вартості розв'язання); відносна простота реалізації та користування.

#### Зведення задачі до екстремальної проблеми.

Сформульована задача є контактною задачею теорії пружності про взаємодію пружного тіла з абсолютно жорстким (штампом) або двох пружних тіл. Ця задача нелінійна, її нелінійність визначається граничними умовами на поверхні сполучення контактуючих тіл (умови типу нерівності).

Із використанням теорії варіаційних нерівностей Ліонса-Стампака [9, 10, 15, 16, 24] доводиться еквівалентність вихідної задачі варіаційної нерівності, а останньої – проблеми мінімізації функціоналу повної внутрішньої енергії системи на множині, що задається обмеженнями типу нерівностей. Отже, вихідна задача зводиться до проблеми мінімізації повної внутрішньої енергії на множині функцій, які відповідають умовам контактної взаємодії. Для дискретизації

функціоналу повної внутрішньої енергії був обраний метод Рітца із базисними функціями МСЕ [12].

Таким чином, розроблена загальна методологія розв'язання задачі аналізу міцності та жорсткості характеристик елементів переналагоджуваних пристосувань. Наступний етап розв'язання – програмна реалізація запропонованих алгоритмів. Вона здійснена шляхом розроблення спеціалізованого програмно-модельного комплексу. Цей комплекс поєднує універсальні системи CAD/CAE типу Creo, SolidWorks, ANSYS, а також спеціалізовані модулі, які націлені на створення геометричних, розрахункових та скінченно-елементних моделей пристосувань лещатного типу.

**Розв'язання прикладних задач.** Нижче наведені результати розрахунків НДС корпусів переналагоджуваних ВП лещатного типу для оснащення фрезерних, свердильних, розточувальних верстатів.

Як уже зазначалося, для закріплення деталей при обробці на верстатах свердильно-фрезерної групи, в тому числі і з ЧПК, великого поширення набули переналагоджувані ВП лещатного типу. Найбільш відповідальним елементом переналагоджуваних лещат, що визначає їх жорсткість і точність базування зготовки, є корпус, описуваний системою параметрів  $a_i, b_i, c_i, d_i$  (див. рис. 6). На площині  $z=0$  корпус лещат взаємодіє зі столом верстата або поворотним столом. В силу високої жорсткості останніх таке сполучення призводить до граничних умов

$$u_z|_{z=0} \geq 0, \quad (1)$$

$$\sigma_z|_{z=0} \geq 0, \quad (2)$$

$$\tau_{xz} = 0, \quad \tau_{yz} = 0. \quad (3)$$

Вирази (3) справедливі для випадку відсутності тертя (ним у цьому випадку нехтуємо).

Болтове з'єднання корпусу лещат зі столом верстата в точках  $K_2, K_5$  зводиться до дій сил затягування болтів  $N_3$ , пружних зв'язків у нормальному напрямку з жорсткістю  $c$ , а також до обмежень на переміщення у площині  $Oxy$

$$c = (\pi \cdot E \cdot d_8^2) / (4 \cdot l_8), \quad (4)$$

$$u_x = 0, \quad u_y = 0 \text{ у точках } K_2, K_5. \quad (5)$$

Сила затискання  $Q$  прикладалася у точці  $x = a_2, y = 0, z = c_1$ .

На рис. 8 наведені графіки розподілу компонент вектора переміщень точок корпусу 3.14.7202.0098.002 у перерізі  $y = 80$  мм. Переміщення  $u_z$  у перетині  $z = 0$  зростають від нуля при  $x = 0$  до максимального значення ( $\approx 5$  мкм) при  $x = 200$  мм, а потім зменшуються, проходячи через нуль при  $x = 280$  мм і досягаючи величини  $-13$  мкм в перерізі  $x = 400$ . Це вказує на те, що у процесі затискання відбувається відрив підшви корпусу лещат від столу верстата, за винятком перетинів  $x = 0, x = 280$ . Переміщення  $u_x$  у перетині

$z = 80$  мм зростають від значення  $-4,2$  мкм при  $x = 0$  до  $6$  мкм при  $x = 300$  мм, проходячи через нуль при  $x = 180$  мм. Розподіл переміщень  $u_x$  у перетині  $z = 0$  за характером нагадує розподіл в перерізі  $u_x = 80$  мм, але з протилежним знаком. У перетині  $z = 40$  мм переміщення  $u_x$  мають значен-

ня, середні між значеннями  $u_x$  у перетинах  $z = 0$ ,  $z = 80$  мм. Переміщення  $u_y$  мають максимальне значення у перетині  $z = 80$  мм при  $x = 200$  мм ( $10,5$  мкм), спадаючи незначно при віддаленні від цієї точки як вліво, так і вправо.

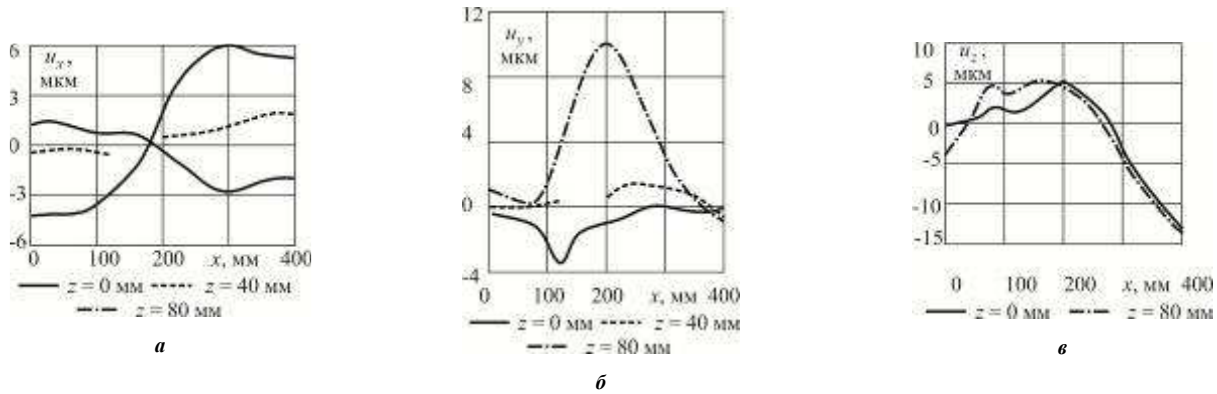


Рисунок 8 – Розподіл тензору переміщень у корпусі лещат 3.14.7202.0098 для випадку  $y = 80$  мм:

$a - u_x$ ;  $b - u_y$ ;  $v - u_z$

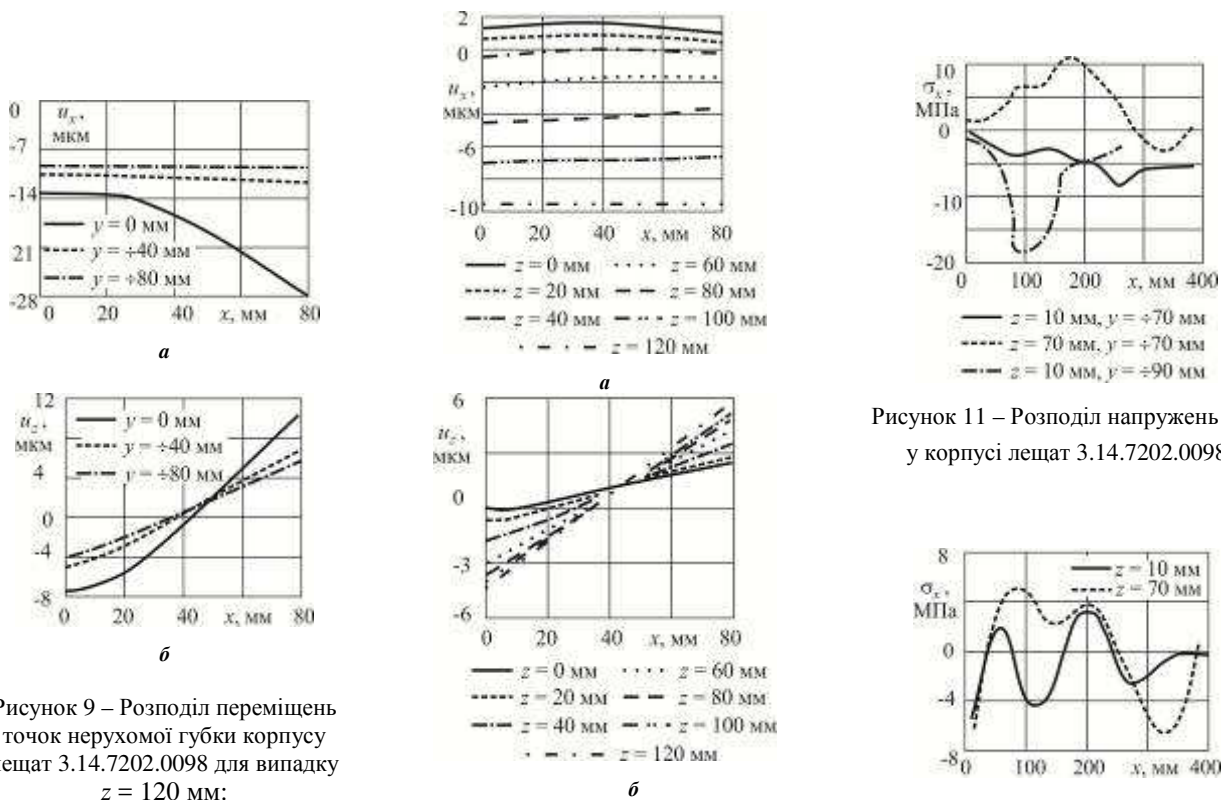


Рисунок 9 – Розподіл переміщень точок нерухомої губки корпусу лещат 3.14.7202.0098 для випадку  $z = 120$  мм:

$a - u_x$ ;  $b - u_z$

Рисунок 10 – Розподіл переміщень  $u_z$  точок нерухомої губки корпусу лещат 3.14.7202.0098 для випадку  $y = 80$  мм:  $a - u_x$ ;  $b - u_z$

Рисунок 11 – Розподіл напружень  $\sigma_x$  у корпусі лещат 3.14.7202.0098

Рисунок 12 – Розподіл напружень  $\sigma_z$  у корпусі лещат 3.14.7202.0098 для випадку  $y = \pm 70$  мм

Особливий інтерес становлять картини деформування нерухомої губки, на якій відбувається базування заготовки або елементів наладки. З графіків розподілу  $u_x, u_z$  (рис. 9, 10) видно, що максимальні переміщення  $u_x$  ( $-27$  мкм) і  $u_z$  ( $10$  мкм) спостерігаються на верхній границі губки  $x = 80$  мм. Переміщення  $u_y$  незначні порівняно з  $u_x, u_z$ .

Графіки розподілу напружень  $\sigma_x, \sigma_z$  у різних перетинах корпусу лещат 3.14.7202.0098 наведені на рис. 11, 12.

Напруження  $\sigma_x$  мають два максимуми: при  $x = 90$  мм і при  $x = 180$  мм ( $-18$  МПа і  $10$  МПа відповідно), напруження  $\sigma_z$  – чотири максимуми: при  $x = 80$  мм ( $4,5$  МПа),  $x = 120$  мм ( $-4,5$  МПа),

$x = 200$  мм (3,0 МПа),  $x = 320$  мм (-7,0 МПа). Як видно з наведених графіків, напруження  $\sigma_x$  за величиною перевершують напруження  $\sigma_z$ . Напруження  $\sigma_y$  в корпусі лещат за величиною набагато менші  $\sigma_x$ ,  $\sigma_z$ .

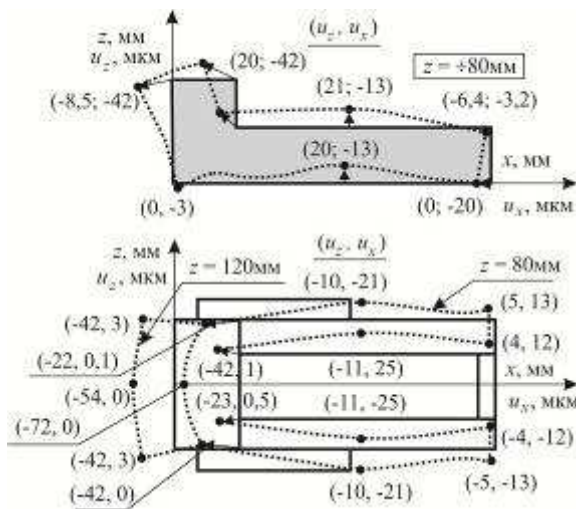


Рисунок 13 – Схема деформування корпусу лещат МДВ 7202.4006

На рис. 13–15 наведені результати розрахунку НДС корпусу лещат МДВ 7202.4006.015. На рис. 13 показана схема деформування корпусу. З цієї картини видно, що найбільші переміщення уздовж осі  $x$  спостерігаються у точок верхньої площини нерухомої губки (-42 мкм), найбільші переміщення  $u_z$  – у точок верхньої площини нерухомої губки і в середній

частині напрямних корпусу при  $x \approx 240$  мм (20 мкм і 21 мкм відповідно), найбільші переміщення  $u_y$  – у перерізі  $x \approx 240$  мм (21 мкм). Картина деформування корпусу лещат симетрична відносно площини  $y = 0$ .

На рис. 14 наведені графіки розподілу максимальних і мінімальних значень  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  у перетинах  $x = \text{const}$ . Ці напруження набувають максимальних значень при  $x_e \in [30; 90]$  мм, ( $|\sigma_{x\text{max}}| = 154$  МПа,  $|\sigma_{y\text{max}}| = 43$  МПа,  $|\sigma_{z\text{max}}| = 45$  МПа) і при  $x_e \in [230; 280]$  мм ( $|\sigma_{x\text{max}}| = 44$  МПа,  $|\sigma_{y\text{max}}| = 29$  МПа,  $|\sigma_{z\text{max}}| = 42$  МПа). Максимальне значення інтенсивності напружень  $\sigma_i$  (збігається за енергетичною теорією міцності з еквівалентними напруженнями) у зоні концентратора ( $x_e \in [30; 90]$  мм) дорівнює 61 МПа.

На рис. 15 наведена картина розподілу контактних зон у площині сполучення корпусу лещат МДВ 7202.4006.015 зі столом верстата. При навантаженні корпусу силою затискання спостерігається 6 зон контакту. Зони 1, 2, 5, 6 розташовані на периферії корпусу. Зони 3, 4 розташовані в областях дії болтового з'єднання корпусу зі столом верстата.

На рис. 15 наведено також розподіл контактного тиску  $q_c$  у 1-й–4-й зонах. Максимальні значення контактного тиску у 1-й, 2-й зонах – 25 МПа, 3-й, 4-й зонах – 46 МПа, 5-й, 6-й зонах – 44 МПа.

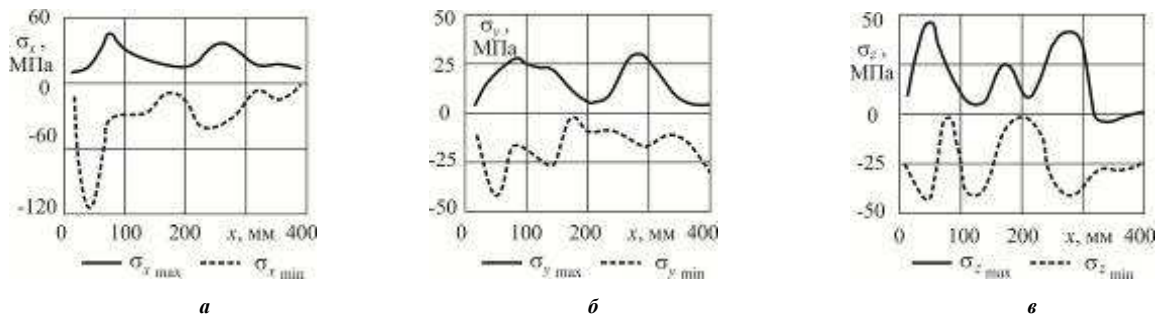


Рисунок 14 – Розподіл максимальних і мінімальних напружень у корпусі лещат МДВ 7202.4006 для випадку  $P = 60$  кН (у пер.  $x = \text{const}$ ): а –  $\sigma_x$ ; б –  $\sigma_y$ ; в –  $\sigma_z$

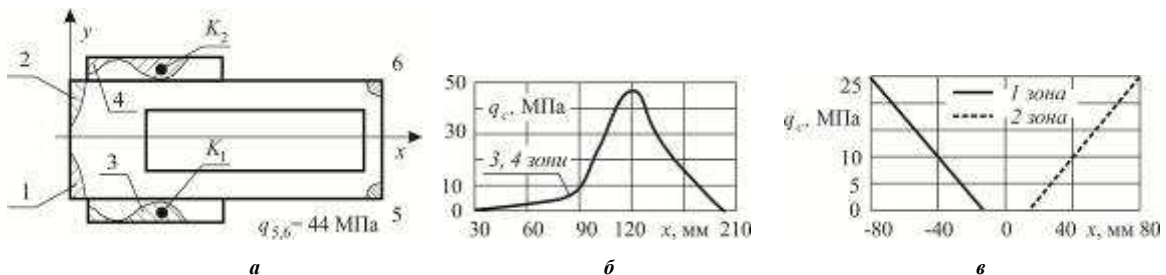


Рисунок 15 – Розподіл контактних зон і контактних напружень по підкладці лещат МДВ 7202.4006: а –  $z = 0$  мм; б –  $x = 0$  мм; в – ( $y = \pm 120$  мм)

У всіх інших зонах сполучення корпусу зі столом верстата контактний тиск відсутній, відбувається відрив корпусу лещат від столу верстата.

Картини напружено-деформованого стану корпусів МДВ 7202.4005.001, МДВ 7202.4007.001 аналогічні наведеним, але відрізняються кількісними хара-



ктеристиками. У табл. 1 наведені основні характеристики міцності та жорсткісні характеристики досліджуваних корпусів (тут концентратор – зона сполучення нерухомої губки з напрямними корпусу).

Таблиця 1 – Характеристика напружено-деформованого стану корпусів переналагоджуваних лещат

Корпус лещат	$\sigma_{i \max}$ у зоні кон- цент- тра- тора	$q_{c \max}$ , МПа	Переміщення точок нерухо- мої губки, мм	
			$u_{x \max}$	$u_{z \max}$
3.14.7202.0098.002	62	57	27	10
МДВ 7202.4005.001	79	60	27	10
МДВ 7202.4006.015	61	46	72	20
МДВ 7202.4007.001	97	37	142	42

Аналіз результатів, наведених у табл. 1, свідчить, що найбільш напруженим є корпус МДВ 7202.4007.001. При значенні сили затискання 90 кН (у 1,5 рази вище його номінального значення 62 кН) інтенсивність напружень досягає величини 97 МПа, що становить 70% допустимих напружень для сталі 40ХЛ ( $[\sigma] = 140$  МПа). Для корпусу лещат МДВ 7202.4006.015 ця величина дорівнює 44%, для МДВ 7202.4005.001 - 57%.

Інтенсивність напружень у корпусі лещат 3.14.7202.0098.2 дорівнює 62 МПа, що становить 25% межі міцності чавуну СЧ-25 ( $\sigma_b = 250$  МПа).

Важливим моментом при розрахунку елементів переналагоджуваного технологічного оснащення є обґрунтування вибору умов їх сполучення між собою і з іншими елементами ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь». Для визначення впливу цього фактора на жорсткісні характеристики корпусу переналагоджуваних лещат був здійснений розрахунок його НДС при трьох видах граничних умов:

- 1) умови (1) (пристосування закріплено на столі верстата двома болтами М12);
- 2) пристосування закріплено абсолютно жорстко:

$$|u_z|_{(z=0)} = 0. \quad (6)$$

- 3) пристосування не закріплено, тобто вільно спирається на стіл верстата.

У першому випадку розрахункова модель враховує односторонній характер контактної взаємодії корпусу лещат зі столом верстата, у другому цей зв'язок зводиться до класичної граничної умови, у третьому випадку визначається власна жорсткість корпусу.

Усі розрахунки здійснювалися для корпусу лещат МДВ 7202.4005.001 при  $Q = 30$  кН. На рис. 16 наведені картини деформування корпусу лещат, отримані при розрахунку за різними розрахунковими схемами [3]. Видно, що від вибору розрахункової моделі істотно залежать як величина, так і характер розподілу деформацій корпусу. Реалізація жорсткого закріплення, тобто використання класичної граничної умови типу рівності (варіант 2), призводить до похибки у визначенні  $u_x$  у 1,5 рази,  $u_z$  – у 3,3 рази.

При цьому підшва корпусу лещат не відривається від столу верстата. Це свідчить про те, що використання в розрахунках граничних умов типу (6) нецільне, тому що призводить до значних похибок.

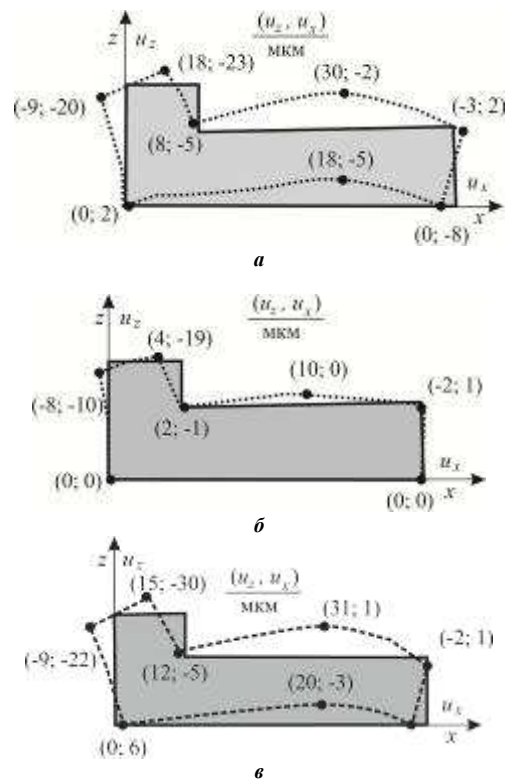


Рисунок 16 – Деформування корпусу лещат МДВ 7202.4005 при різних варіантах граничних умов по площині  $z = 0$

При розрахунку деформації корпусу з використанням граничних умов третього варіанта розрахункової схеми виходить більш точна картина деформування корпусу лещат: відбувається відрив корпусу від столу верстата, розподіл переміщень  $u_x$ ,  $u_z$  точок корпусу за характером збігається з розподілом даних компонент, отриманих при розрахунку з використанням граничних умов (1). Величини  $u_z$ ,  $u_x$  перевершують отримані у вар. 1 у 1,1–1,4 рази. Це свідчить про те, що застосоване болтове з'єднання слабо впливає на деформацію корпусу лещат. Цей ефект обумовлений малою жорсткістю болтів порівняно із власною жорсткістю корпусу, їх периферійним розташуванням.

Таким чином, на прикладі розрахунку НДС корпусу переналагоджуваних лещат із різними граничними умовами показано, що заміна крайових умов типу нерівностей на умови типу рівностей в зоні контактної взаємодії призводить до значних похибок. Тому при виконанні інженерних розрахунків і прогнозування жорсткості переналагоджуваного оснащення необхідно враховувати також і контактну взаємодію елементів пристосувань.

У зв'язку з тим, що болтове з'єднання надає малий вплив на величину і характер деформації корпусів переналагоджуваних лещат, при розв'язанні задачі із використанням граничних умов (1) спостерігається близька до лінійної залежність

переміщень точок корпусу від величин діючих на нього зусиль. Тоді, позначаючи  $u_{x\max}$  через  $u$  та  $u_{z\max}$  через  $w$ , можна записати співвідношення:

$$u = \lambda_1 \cdot Q + \lambda_2 \cdot P, \quad w = \gamma_1 \cdot Q + \gamma_2 \cdot P, \quad (7)$$

де  $u, w$  – максимальні зміщення точок нерухомої губки лещат,

$\lambda, \gamma$  – параметри податливості,

$Q, P$  – сили затискання і різання.

У табл. 2 наведені значення параметрів податливості для наведених вище варіантів розрахункових схем (тут  $P$  – горизонтальна складова сили різання).

Таблиця 2 – Параметри податливості корпусу лещат, мкм/кН

Варіант розрахункової схеми	Параметри податливості			
	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\gamma_1$	$\gamma_2$
1	-0,9	1,6	0,3	-0,6
2	-0,6	1,1	0,1	-0,2
3	-1,0	1,8	0,5	-0,9

Використовуючи вирази (7), можна визначити вплив деформацій корпусів досліджуваних лещат на загальний баланс переміщень у технологічній системі. У табл. 3 наведені значення  $\lambda, \gamma$  для корпусів лещат МДВ 7202.4005. 001, МДВ 7202.4006.015, МДВ 7202.4007.001 (відповідно 1-й, 2-й і 3-й варіанти конструкції).

Таблиця 3 – Коефіцієнти податливості корпусів лещат, мкм/кН

Варіант розрахункової схеми	Коефіцієнти податливості			
	$\lambda_1$	$\lambda_2$	$\gamma_1$	$\gamma_2$
1	-0,9	1,6	0,33	-0,6
2	-1,2	2,3	0,47	-0,89
3	-1,6	3,0	0,47	-0,89

Отримані дані (див. табл. 1–3) та співвідношення (7) дають залежності параметрів  $u, w$  від сил різання  $P$ . Із отриманих залежностей випливає, що зміщення нерухомої губки істотно залежать від сил затискання і складової сили різання уздовж осі  $x$ . При цьому додатному значенню  $P$  відповідає зменшення абсолютних значень  $u, w$ , від'ємному – збільшення. Податливість губки у напрямку осі  $x$  у 2,5–3,2 рази вище, ніж у напрямку осі  $z$ . Максимальні за абсолютним значенням зміщення нерухомої губки спостерігаються у 3-му варіанті конструкції корпусу ( $|u| = 123$  мкм,  $|w| = 37$  мкм), мінімальні – у 1-му варіанті ( $|u| = 11$  мкм,  $|w| = 4$  мкм). На максимальні значення  $u, w$  впливають як величини сил затиску і різання, так і геометричні характеристики конструкцій корпусів.

Співвідношення (7) дають можливість визначити зміщення нерухомих губок для різних варіантів конструкцій корпусів переналагоджуваних лещат при довільних значеннях  $Q, P$ . Крім того, ці формули дають можливість оцінити внесок переналагоджуваних пристосувань лещатного типу у загальний

баланс жорсткості ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь».

Для консольних верстатів нормальної точності з шириною столу 320 мм переміщення шпинделя щодо столу верстата в напрямку поперечної подачі не повинні перевищувати 500 мкм при навантажувальній силі 12,5 кН (величина горизонтальної складової – 7,4 кН). Це відповідає податливості 67 мкм/кН. До вертикально-фрезерних верстатів нормальної точності із хрестовим столом завширшки 320 мм відповідне значення податливості – 72,5 мкм/кН, податливість у вертикальному напрямку – 90 мкм/кН.

Наведені значення податливостей верстатів набагато перевищують податливість досліджуваних пристосувань (див. табл. 2, 3). Таким чином, деформація верстата від дії зусилля різання набагато більша деформації пристосувань. Однак при цьому необхідно враховувати, що у виразах для визначення зміщень нерухомих губок лещат (7) присутні члени, залежні від сил затискання, і сумарні значення  $u, w$  виходять сумірними з переміщеннями столу верстата відносно шпинделя. При чистовому фрезеруванні, коли сили різання незначні, деформація корпусів переналагоджуваних лещат від дії сил затискання чинить у кілька разів більший вплив на баланс переміщень у ТС «верстат – пристосування – інструмент – деталь», ніж деформація верстата від дії сил різання. Звідси випливає необхідність урахування впливу деформації корпусів переналагоджуваних лещат нарівні з деформацією верстата.

За результатами теоретичних досліджень міцності і жорсткості корпусів переналагоджуваних лещат можна зробити наступні висновки та рекомендації:

1. Інтенсивність напружень у досліджуваних корпусах не перевищує 97 МПа при силі затискання, у 1,5 рази вищій номінального (МДВ 7202.4007.001), що забезпечує полуторний запас за напруженнями, що допускається для сталі 40ХЛ.

2. Напруження у корпусі 3.14.7202.0098.002 забезпечують чотирикратний запас міцності за границею міцності чавуну СЧ-25.

3. Області контакту корпусу лещат зі столом верстата розташовані на периферії зони їх сполучення, максимальне значення контактної тиску не перевищує 60 МПа (МДВ 7202. 4005.001).

4. Застосовувані на практиці болти М12 і розглянута схема їх розташування не забезпечують жорсткого закріплення пристосувань на столі верстата. При цьому податливість останніх у 3 рази більше у вертикальному і у 1,5 рази – у горизонтальному напрямках порівняно з абсолютно жорстким кріпленням, до якого необхідно прагнути при використанні оснащення такого виду.

5. Заміна крайових умов типу нерівностей на умови типу рівностей у зоні сполучення корпусів досліджуваних лещат зі столом верстата призводить до значних похибок.

6. Податливість досліджених пристосувань у десятки разів менше податливості верстата, становить 0,9-3,0 мкм/кН у горизонтальному і 0,3-0,9 мкм/кН у вертикальному напрямках.

7. Зміщення нерухомої губки лещат за рахунок деформації від дії сил затискання сумірні з переми-

шеннями столу верстата щодо шпинделя при дії зусиль різання. Для визначення величин зсувів нерухомих губок переналагоджуваних лещат використовуються співвідношення (7), (8).

8. У загальному балансі переміщень у технологічній системі верстат – пристосування – інструмент – деталь вплив деформації корпусів переналагоджуваних верстатних пристосувань лещатного типу необхідно враховувати нарівні із деформацією верстата, особливо при чистовому фрезеруванні.

**Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану корпусу переналагоджуваних лещат.** Для оцінки достовірності результатів чисельних розрахунків жорсткості і міцності переналагоджуваних верстатних пристосувань були здійснені лабораторні випробування лещат 3.14.7202.0098 із застосуванням методів голографічної та спекл-інтерферометрії.

Корпус переналагоджуваних лещат – це досить складний об'єкт із точки зору здійснення експериментальних досліджень його напружено-деформованого стану. При виборі методу досліджень необхідно враховувати наявність цілого ряду концентраторів, складний характер деформування об'єкта і необхідність отримання картини деформування на областях значних розмірів. Цим вимогам задовольняє метод голографічної та спекл-інтерферометрії [11]. Він має високу точність, дає змогу отримувати безперервні поля переміщень, причому в кожній точці визначаються всі компоненти вектора переміщень. Крім того, всі вимірювання здійснюються на натурному об'єкті.

Аналіз методів голографічної та спекл-інтерферометрії продемонстрував, що найбільш придатними для дослідження НДС елементів переналагоджуваної оснастки є метод спекл-голографічної інтерферометрії, що використовує накладену на об'єкт голограму у зустрічних пучках [11].

Методика дослідження з використанням цього методу полягає в наступному. Прозоре реєструюче середовище закріплюється на самому об'єкті дослідження. Колімований пучок лазерного світла спрямовується нормально до площини реєструючого середовища. Жорстке закріплення реєструючого середовища на об'єкті дає змогу здійснювати запис двічі експонованих голограм без застосування спеціальних заходів щодо віброзахисту елементів використовуваної схеми. Більш того, можливе значне віддалення лазера від об'єкта досліджень (рис. 17). Отримана голограма обробляється способами, що забезпечують малу усадку емульсії.

Для реалізації вимірів за пропонуваною методикою були використані лазер ЛГ-38, фотопластини ПЗ-2, інші елементи з комплекту голографічної установки «СІН».

Кількісна розшифровка голографічних інтерферограм здійснювалася в такий спосіб.

Відомо, що під час запису голограми у зустрічних пучках рівняння для інтерпретації інтерференційних смуг має вигляд [11]:

$$u_z(\cos \alpha_H + 1) + u_y \cos \beta_H + u_x \cos \gamma_H = N \lambda_L. \quad (8)$$

Тут  $\mathbf{u}$  – вектор переміщення точки досліджуваної поверхні,  $u_x, u_y, u_z$  – компоненти вектора переміщення точок досліджуваної поверхні в напрямку координатних осей,  $\cos \alpha_H, \cos \beta_H, \cos \gamma_H$  – напрямні косинуси спостереження,  $N$  – порядок інтерференційних смуг, а  $\lambda_L$  – довжина хвилі лазера.

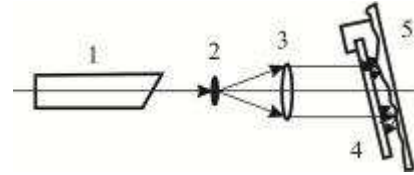


Рисунок 17 – Схема запису голограми у зустрічних пучках із кріпленням реєструючого середовища на досліджуваному об'єкті:

1 – лазер; 2, 3 – оптична система;  
4 – реєструюче середовище; 5 – досліджуваний об'єкт

Якщо  $\beta_H = \gamma_H = \pi/2$ ;  $\alpha_H = 0$ , що відповідає спостереженням інтерференційної картини по нормалі до голограми, то (8) набуде вигляду:

$$u_z = \frac{\lambda_L}{2} \cdot N, \quad (9)$$

тобто вдається виділити тільки нормальну компоненту  $u_z$  вектора переміщень  $\mathbf{u}$  точки досліджуваного об'єкта.

Описаний метод визначення нормальної складової вектора переміщень досить простий і зручний тим, що підрахунок порядку інтерференційних смуг ведеться не за голограмою, а за фотографією відновленого зображення.

Як було продемонстровано у роботі [11], голограма у зустрічних пучках, записана при розташуванні реєструючого середовища у безпосередній близькості від вимірюваної поверхні, є і спекл-фотографією. Тому для кількісної оцінки компонент  $u_y$  і  $u_x$ , що лежать у площині, можна застосувати методи частотної фільтрації або поточкового сканування.

При застосуванні методу поточкового сканування просвічується кожна з точок спекл-фотографії, що становлять інтерес. За інтерференційними смугами, що виникають на екрані за спекл-фотографією, визначаються проекції векторів переміщень точок поверхні об'єкта на площину, нормальну напрямку спостереження.

Обчислення величини вектора зміщень у відповідній точці поверхні об'єкта здійснюється відповідно до виразу  $|\mathbf{u}_{yx}| = \frac{\lambda_L}{a} \cdot L$ , де  $L$  – відстань від спекл-фотографії до екрану,  $a$  – крок інтерференційних смуг, а  $\lambda_L = 0,6328$  мкм – довжина хвилі гелій-неонового лазера.

Напрямок вектора  $\mathbf{u}_{yx}$  збігається з напрямком нормалі до інтерференційних смуг.

Вимірюючи кут нахилу нормалі до інтерференційних смуг  $a_x$ , можна визначити складові повного зміщення по осях  $y$  і  $x$ .

Для практичної реалізації методу поточкового

сканування спекл-інтерферограм на оптичній лаві встановлювався лазер, пристосування для фіксації і переміщення спекл-інтерферограм, напівпрозорий екран. Оптимальне значення  $L$  становить 800-1500 мм. При прямому вимірі крок  $a$  і кут нормалі смуг  $\alpha_x$ , що визначають величину і напрямок шуканого вектора переміщення у певній точці, вимірювалися безпосередньо за зображенням смуг на екрані.

Згідно описаної вище методики були здійснені вимірювання деформованого стану корпусу переналаджуваних лещат. Загальний вигляд установки «СІН» з розташованим на ній досліджуваним пристосуванням показаний на рис. 18, досліджуваний об'єкт – на рис. 19.

Масило з гідросистеми надходило в порожнину гідроциліндра, сила затискання, що виникає при цьому, залежала від тиску масла, контрольованого за допомогою манометра. Як модель заготовки, що затискається, використовувався паралелепіпед розмірами 20x60x100 мм, матеріал – Сталь 45 (див. рис. 19).

Контроль сил затискання здійснювався за допомогою месдозы (датчика), що затискається як заготовка, і вимірювача статичних деформацій ІСД-3. Перепад тиску в гідросистемі добирається з умов зручності розшифровки картин смуг на одержуваних інтерферограмах. На рис. 20 наведені інтерферограми поверхонь корпусу лещат.



Рисунок 18 – Загальний вигляд установки «СІН»

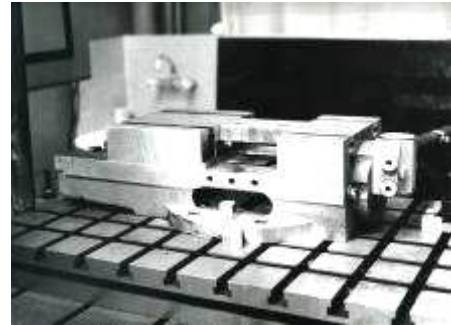


Рисунок 19 – Лещата 3.14.7202.0098 на столі «СІН-1»

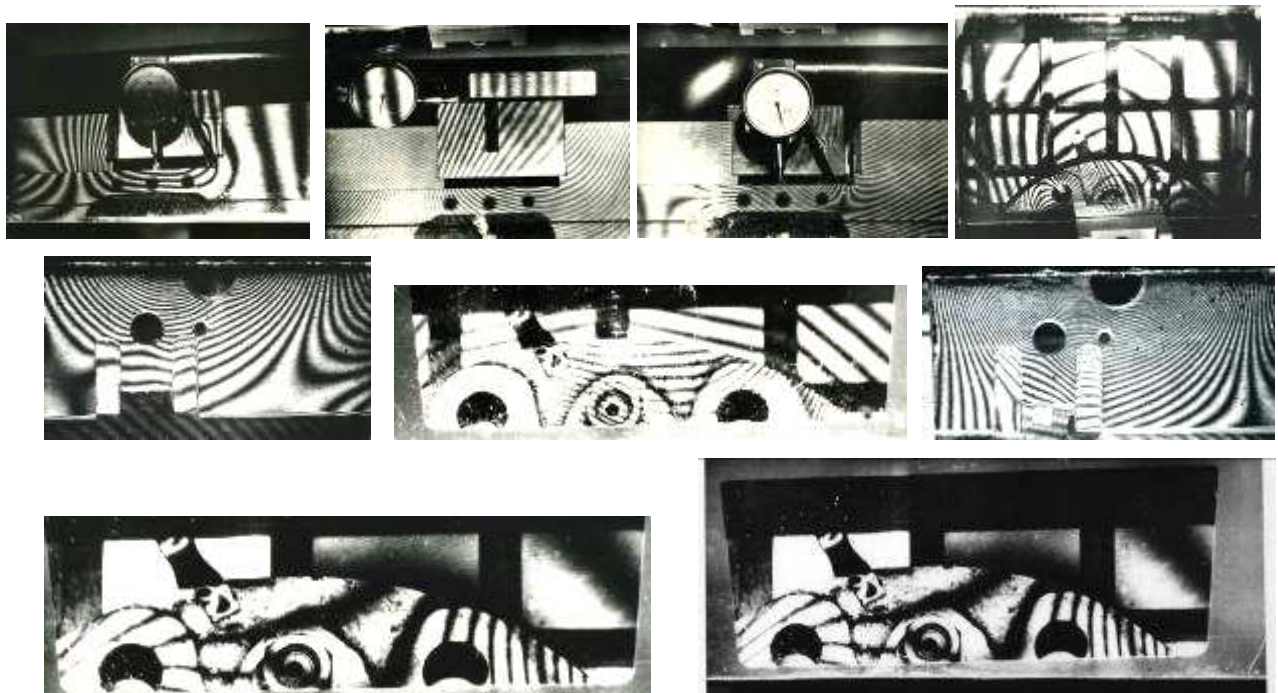


Рисунок 20 – Інтерферограми бічних поверхонь корпусу лещат (зажим центральний, перепад тиску 1,9-5,0 МПа)

Як видно з наведених інтерферограф, на поверхні корпусу лещат відсутні зони різких коливань градієнтів шуканих переміщень.

За результатами розшифровки отриманих спекл-інтерферограм були побудовані графіки розподілу компонент вектора переміщень точок корпусу. На рис. 21 наведені графіки розподілу  $u_x$  точок бокової поверхні корпусу лещат. Графіки переміщень  $u_x$ , наведені для восьми перетинів  $z = const$ .

На рис. 22 наведена зміна деформацій  $\epsilon_x$  уздовж осі  $x$  (значення  $\epsilon_x$  отримані шляхом різницевого диференціювання переміщень  $u_x$ , див. рис. 21).

Аналіз графіків на рис. 22 свідчить, що корпус лещат зазнає складного деформованого стану. При цьому найбільші деформації стиснення для перетину  $z = 70$  мм спостерігаються в околі точки  $x = 65$  мм і складають лише  $1,1 \cdot 10^{-4}$  при перепаді тиску в гідросистемі 0-10 МПа. Найбільші деформації розтягу-

вання для перетину  $z = 70$  мм спостерігаються в околі точки  $x = 130$  мм і складають  $2,4 \cdot 10^{-4}$ .

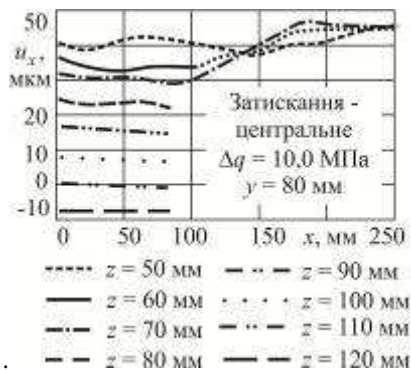


Рисунок 21 – Розподіл переміщень  $u_x$  точок корпусу лещат

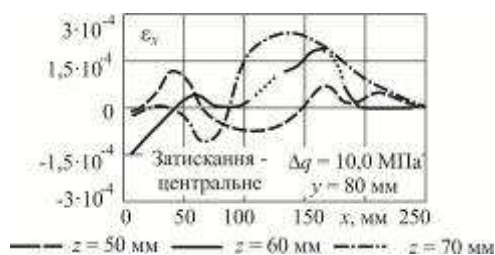


Рисунок 22 – Розподіл деформацій  $\epsilon_x$

Аналіз отриманих картин розподілів компонент вектора переміщення точок поверхні досліджуваних лещат демонструє задовільну якісну збіжність результатів чисельних і експериментальних досліджень. Деяке порушення симетрії їх розподілів свідчить про наявність відносних зсувів і поворотів реєструючого середовища щодо поверхні корпусу лещат. У зв'язку з цим доцільно порівнювати не абсолютні значення переміщень, а їх перепади з урахуванням різниці реальної і використовуваної в розрахунках величин модуля пружності матеріалу корпусу лещат (прийняте при розрахунках значення  $E$  виявилось у 1,5 рази вище реального). Спостерігається задовільна відповідність теоретичних і експериментальних результатів.

Кількісна відповідність і збіжність характеру розподілів  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  свідчить про достовірність прийнятої розрахункової схеми і правильність роботи методів та алгоритмів.

Отже, можна констатувати таке: розроблена методологія розрахунково-експериментальних досліджень елементів технологічних систем. Вона поєднує метод скінченних елементів та голографічної інтерферометрії; результати чисельних досліджень знаходяться у повній відповідності із даними експериментальних вимірювань (похибка на рівні 10–12%), а також відповідають тенденції зміни напружено-деформованого стану пристосувань лещатного типу при варіюванні діючих сил у подальшому

**Аналіз напружено-деформованого стану корпусів пристосувань лещатного типу при збуренні форми зазору між їхньою підшоною та столом верстата.** Як видно із попередніх досліджень (див.

вище), умови контактної взаємодії чинять відчутний вплив на НДС корпусів ВП. Як ілюстрацію впливу цього чинника здійснено аналіз напружено-деформованого стану корпусу ВП лещатного типу при варіюванні форми зазору  $\Delta$  між підшоною ВП та столом верстата. Досліджені 3 варіанта:

А – номінально нульовий зазор (плоскі поверхні співпадають);

В – одна із поверхонь – сферична (зовнішній контакт);

С – одна із поверхонь – сферична (внутрішній контакт).

Крім того, визначено НДС корпусу лещат із крайовими умовами жорсткого зашпелення на підшіві.

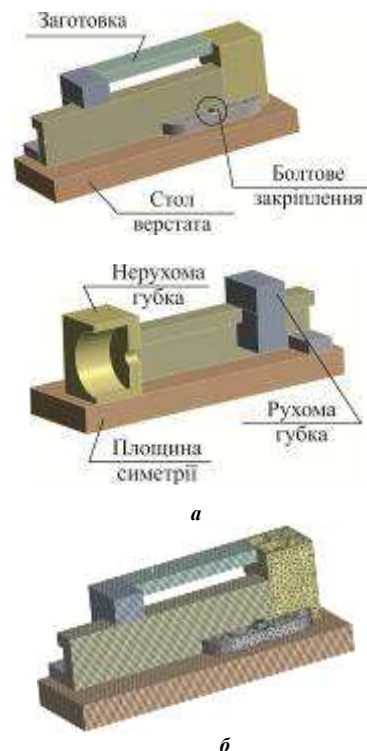


Рисунок 23 – Геометрична (а) та скінченно-елементна (б) моделі верстатних лещат

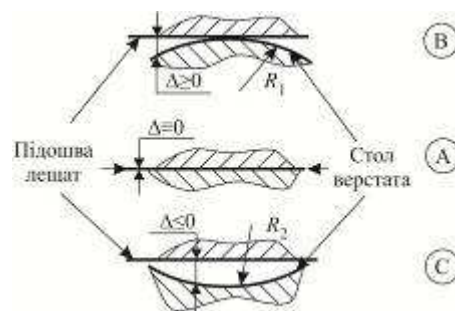


Рисунок 24 – Варіанти форми зазору між підшоною лещат та столом верстата

На рис. 23 наведені геометрична та скінченно-елементна моделі (330 тис. вузлів) верстатних лещат, а на рис. 24 – варіанти форми зазору між підшоною лещат та столом верстата (умовна геометрія, радіуси  $R_1 = 550$  м та  $R_2 = 450$  м). На пристосування лещат-

ного типу діють:

етап 1 – сила болтового закріплення  $F_1 = 10$  кН;

етап 2 – сила закріплення заготовки між рухомою та нерухомою губками  $F_2 = 10$  кН;

етап 3 – сила різання (у напрямку до рухомої губки)  $F_3 = 2$  кН;

етап 4 – сила різання (у напрямку до нерухомої губки)  $F_4 = 2$  кН.

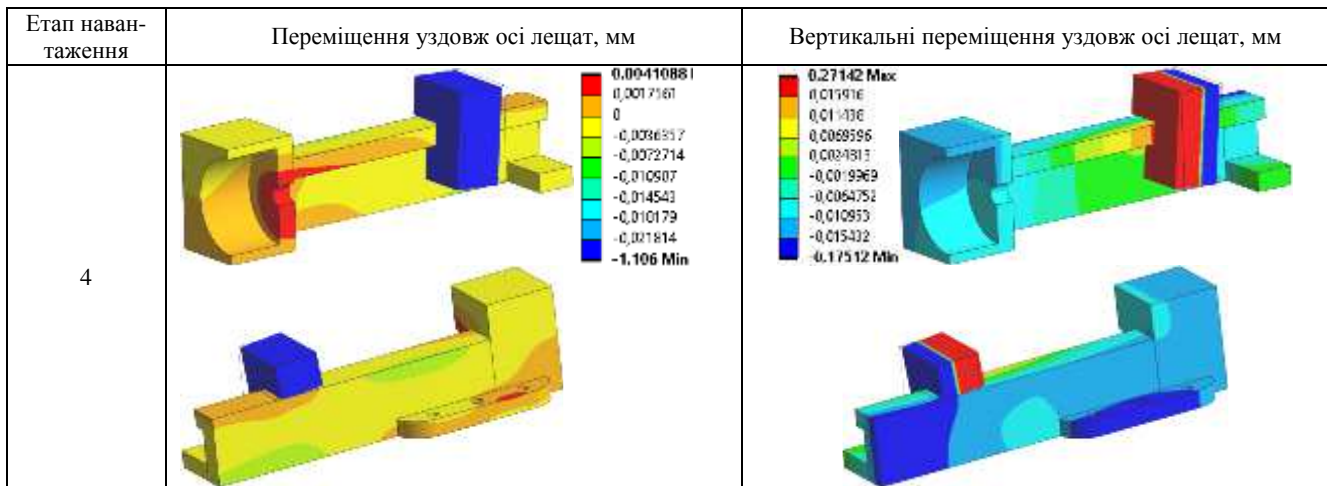
У табл. 4–6 наведені розподіли компонент напружено-деформованого стану у корпусі лещат для

варіанту А, у табл. 7, 8 – для варіанту В, а у табл. 9, 10 – для варіанту С. Видно, що у випадку збурення зазор між контактуючими поверхнями ВП та верстата чинить різкий вплив і на розподіл контактної тиску, і на НДС корпусу ВП. Крім того видно, що отримані результати корелюють із даними експериментальних досліджень.

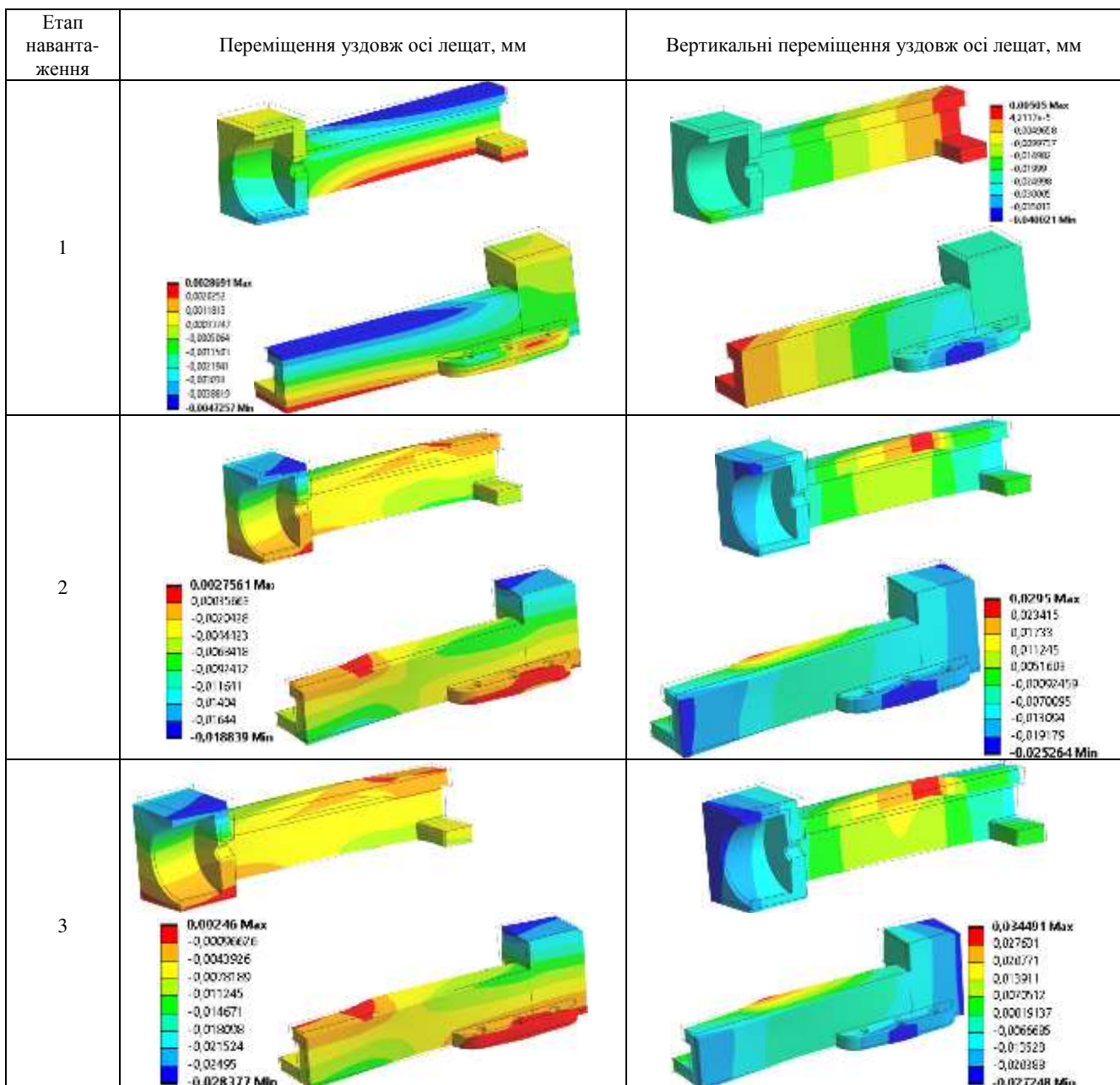
Це породжує напрям подальшого дослідження впливу збурення форми зазору між контактуючими тілами на їх напружено-деформований стан.

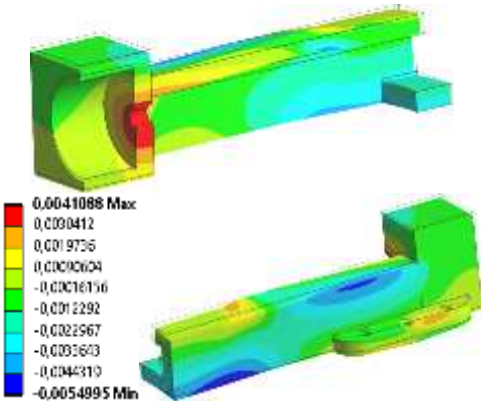
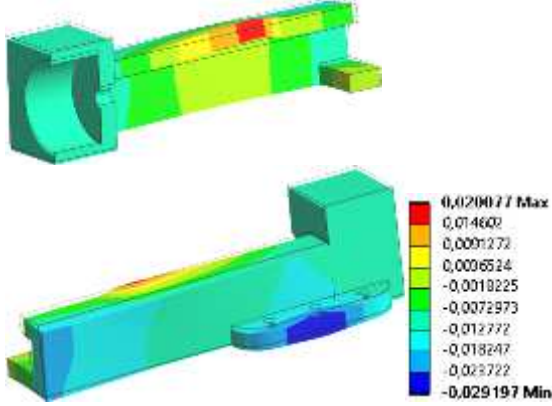
Таблиця 4 – Розподіли переміщень уздовж осі лещат, мм, варіант А (показані корпус та рухома губка), за різними етапами навантаження

Етап навантаження	Переміщення уздовж осі лещат, мм	Вертикальні переміщення уздовж осі лещат, мм
1		
2		
3		

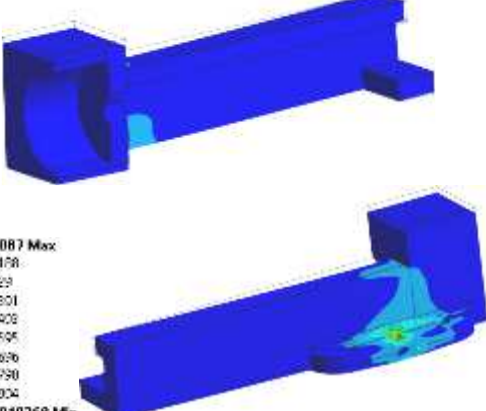
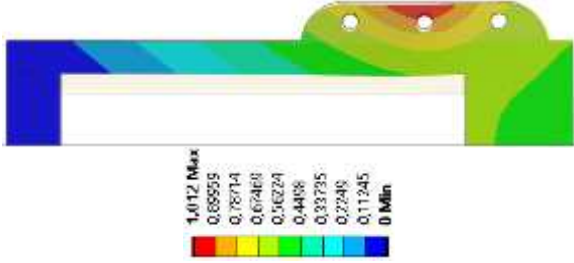
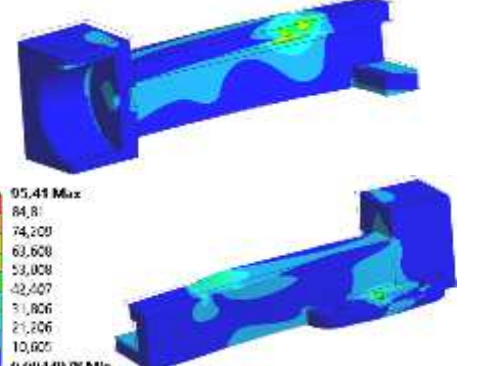
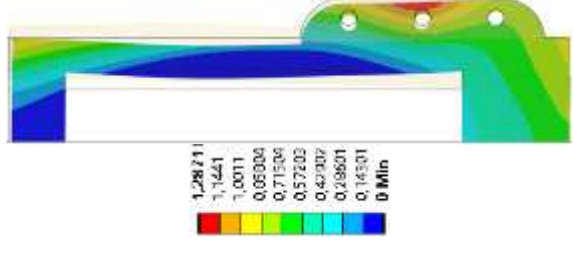
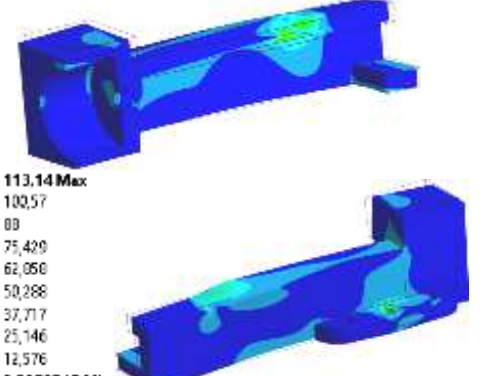
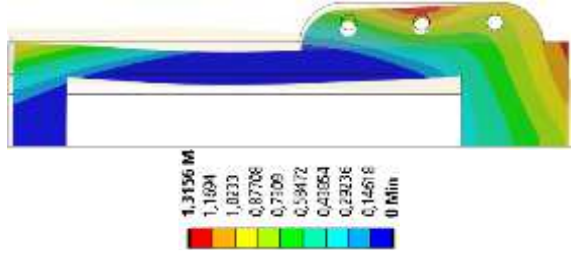


Таблиця 5 – Розподіли переміщень уздовж осі лещат, мм, варіант А (без рухомої губки), за різними етапами навантаження



Етап навантаження	Переміщення уздовж осі лещат, мм	Вертикальні переміщення уздовж осі лещат, мм
4	 <p>0.0041088 Max 0.0030412 0.0019736 0.00090904 -0.00016116 -0.0012292 -0.0022967 -0.0033643 -0.0044319 -0.0054895 Min</p>	 <p>0.020077 Max 0.014609 0.0091272 0.0036524 -0.0018225 -0.0072973 -0.012772 -0.018247 -0.023722 -0.029197 Min</p>

Таблиця 6 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом та контактного тиску, МПа, уздовж осі лещат, варіант А

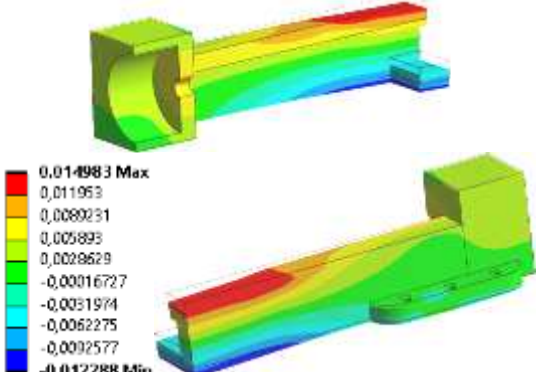
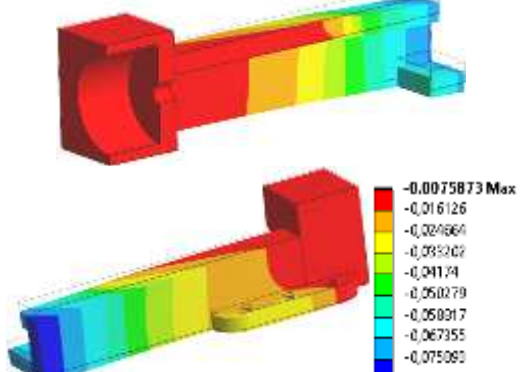
Етап навантаження	Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	Розподіл контактного тиску, МПа
1	 <p>71.087 Max 61.158 51.229 41.301 31.408 21.535 11.636 1.730 0.0010268 Min</p>	 <p>1.0112 Max 0.88559 0.76714 0.64868 0.53024 0.41188 0.33735 0.2248 0.11245 0 Min</p>
2	 <p>95.41 Max 84.81 74.209 63.608 53.008 42.407 31.806 21.206 10.605 0.0044978 Min</p>	 <p>1.28711 Max 1.1641 1.0011 0.85004 0.71504 0.57202 0.43002 0.28601 0.14501 0 Min</p>
3	 <p>113.14 Max 102.57 80 75.420 62.050 50.288 37.717 25.146 12.576 0.0050217 Min</p>	 <p>1.3156 M Max 1.1624 1.0333 0.87708 0.7109 0.53472 0.41054 0.28236 0.14618 0 Min</p>



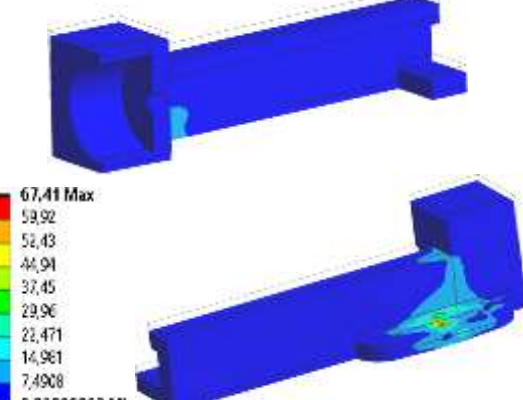
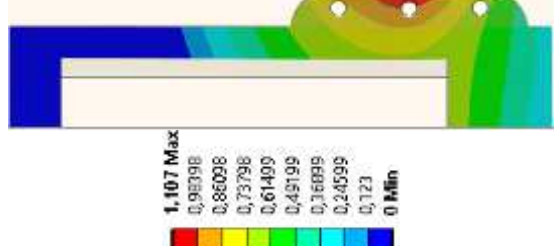
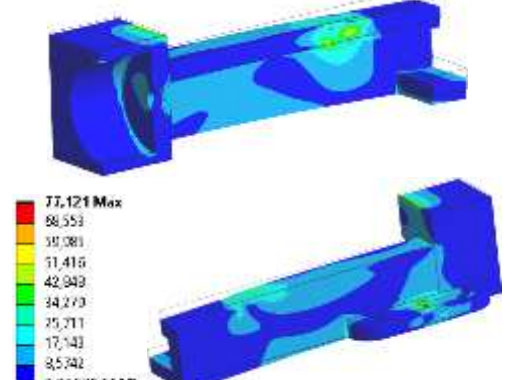
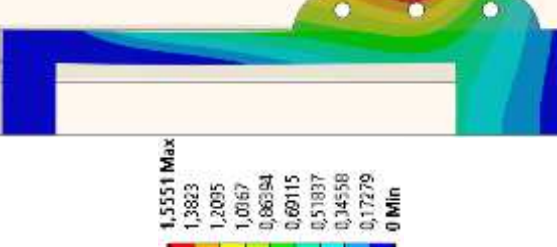
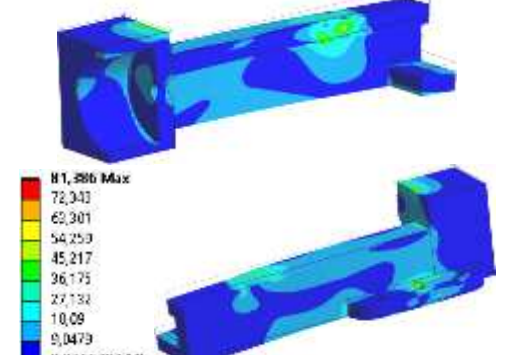

Етап навантаження	Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	Розподіл контактного тиску, МПа
4	<p>83.105 Max 73.071 64.630 55.405 46.172 36.938 27.705 18.472 9.2388 0.0055459 Min</p>	<p>1.2383 M 1.1007 0.96313 0.82554 0.68795 0.55036 0.41277 0.27519 0.13759 0 Min</p>

Таблиця 7 – Розподіли переміщень уздовж осі лещат, мм, варіант В (показано корпус та рухома губка), за різними етапами навантаження

Етап навантаження	Переміщення уздовж осі лещат, мм	Вертикальні переміщення уздовж осі лещат, мм
1	<p>0.0067678 Max 0.0056037 0.0044997 0.0033957 0.0022917 0.0010976 -0.0000965 -0.0011704 -0.0023071 -0.0034185 Min</p>	<p>-0.021208 Max -0.024054 -0.0268 -0.029747 -0.032593 -0.035439 -0.038285 -0.041131 -0.043977 -0.046824 Min</p>
2	<p>0.01223 Max 0.0088330 0.0054377 0.0020415 0.0026030 -0.0012503 -0.0051469 -0.0090431 -0.012939 -0.013815 Min</p>	<p>-0.0076218 Max -0.015464 -0.023306 -0.031149 -0.038991 -0.046833 -0.054676 -0.062518 -0.070361 -0.078203 Min</p>
3	<p>0.0096433 Max 0.0063271 0.004011 0.0011918 -0.0016214 -0.0044475 -0.0072737 -0.010107 -0.012936 -0.015702 Min</p>	<p>0.0036095 Max 0.011111 -0.018621 -0.026127 -0.033633 -0.041139 -0.048645 -0.056151 -0.063657 -0.071163 Min</p>

Етап навантаження	Переміщення уздовж осі лещат, мм	Вертикальні переміщення уздовж осі лещат, мм
4	 <p>0.014983 Max 0,011953 0,0080231 0,005893 0,0028629 -0,00016727 -0,0031974 -0,0062275 -0,0092577 -0.012288 Min</p>	 <p>-0.0075873 Max -0,016126 -0,024664 -0,033202 -0,04174 -0,050279 -0,058917 -0,067355 -0,075893 -0.084432 Min</p>

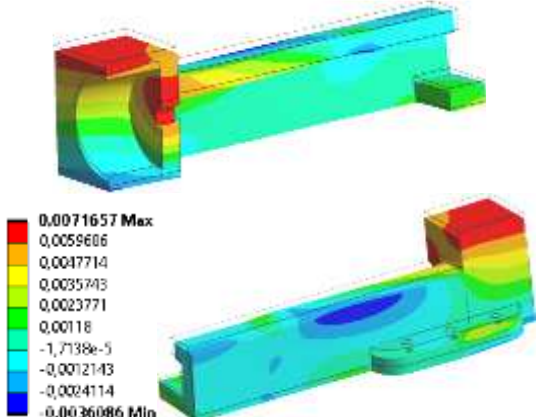
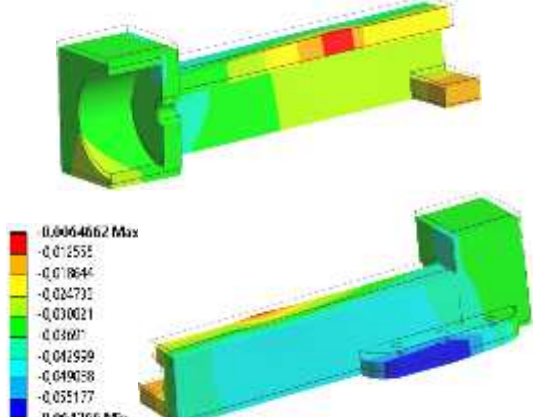
Таблиця 8 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом та контактного тиску, МПа, уздовж осі лещат, варіант В

Етап навантаження	Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	Розподіл контактного тиску, МПа
1	 <p>67,41 Max 59,92 52,43 44,91 37,45 29,96 22,471 14,981 7,4908 0.00099993 Min</p>	 <p>1.107 Max 0,98398 0,86098 0,73798 0,61499 0,49199 0,36899 0,24599 0,123 0 Min</p>
2	 <p>77,121 Max 68,553 59,981 51,416 42,849 34,273 25,711 17,143 8,5742 0.0057344 Min</p>	 <p>1.5551 Max 1,3823 1,2095 1,0367 0,86394 0,69115 0,51837 0,34558 0,17279 0 Min</p>
3	 <p>81,886 Max 72,343 62,801 54,259 45,717 37,175 28,632 20,09 11,5479 0.0056791 Min</p>	 <p>1.5871 Max 1,4107 1,2344 1,0581 0,88171 0,70537 0,52908 0,35269 0,17634 0 Min</p>

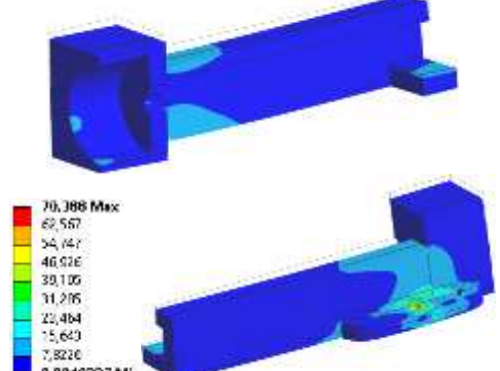

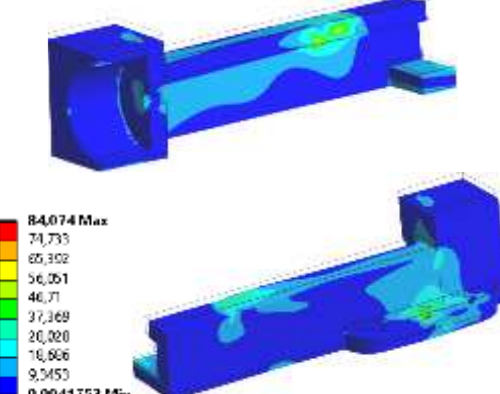

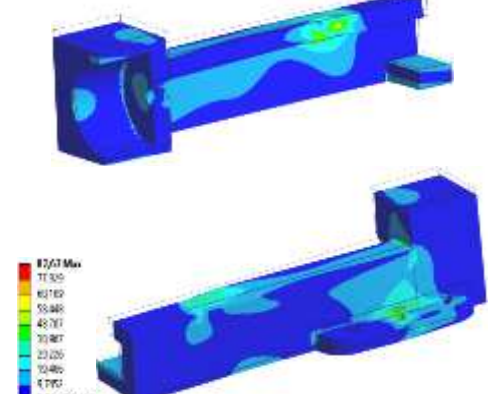

Етап навантаження	Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	Розподіл контактного тиску, МПа
4	<p>78.805 Max 70,05 61,294 52,539 43,783 35,028 26,272 17,517 8,7613 0,0058202 Min</p>	<p>1.3557 Max 1,1062 1,0168 0,8473 0,6778 0,5084 0,3389 0,1694 0 Min</p>

Таблиця 9 – Розподіли переміщень уздовж осі лещат, мм, варіант С (показано корпус та рухома губка), за різними етапами навантаження

Етап навантаження	Переміщення уздовж осі лещат, мм	Вертикальні переміщення уздовж осі лещат, мм
1	<p>0,010575 Max 0,006794 0,0057922 0,004605 0,0029937 0,0010995 -0,0006076 -0,002699 -0,0045952 -0,0064915 Min</p>	<p>-0,010593 Max -0,016606 -0,022679 -0,028752 -0,034765 -0,040808 -0,046851 -0,052894 -0,058936 -0,064979 Min</p>
2	<p>0,0032702 Max 0,0022367 0,0012033 0,00016979 -0,00086608 -0,0018972 -0,0029306 -0,0039641 -0,0049976 -0,0060311 Min</p>	<p>-0,0023664 Max -0,0067672 -0,011168 -0,015569 -0,01997 -0,02437 -0,028771 -0,033172 -0,037573 -0,041974 -0,046375 -0,050776 -0,055177 -0,059578 -0,063979 -0,06838 -0,072781 -0,077182 -0,081583 -0,085984 -0,090385 -0,094786 -0,099187 -0,103588 -0,107989 -0,11239 -0,116791 -0,121192 -0,125593 -0,129994 -0,134395 -0,138796 -0,143197 -0,147598 -0,151999 -0,1564 -0,160801 -0,165202 -0,169603 -0,174004 -0,178405 -0,182806 -0,187207 -0,191608 -0,196009 -0,20041 -0,204811 -0,209212 -0,213613 -0,218014 -0,222415 -0,226816 -0,231217 -0,235618 -0,240019 -0,24442 -0,248821 -0,253222 -0,257623 -0,262024 -0,266425 -0,270826 -0,275227 -0,279628 -0,284029 -0,28843 -0,292831 -0,297232 -0,301633 -0,306034 -0,310435 -0,314836 -0,319237 -0,323638 -0,328039 -0,33244 -0,336841 -0,341242 -0,345643 -0,350044 -0,354445 -0,358846 -0,363247 -0,367648 -0,372049 -0,37645 -0,380851 -0,385252 -0,389653 -0,394054 -0,398455 -0,402856 -0,407257 -0,411658 -0,416059 -0,42046 -0,424861 -0,429262 -0,433663 -0,438064 -0,442465 -0,446866 -0,451267 -0,455668 -0,460069 -0,46447 -0,468871 -0,473272 -0,477673 -0,482074 -0,486475 -0,490876 -0,495277 -0,499678 -0,504079 -0,50848 -0,512881 -0,517282 -0,521683 -0,526084 -0,530485 -0,534886 -0,539287 -0,543688 -0,548089 -0,55249 -0,556891 -0,561292 -0,565693 -0,570094 -0,574495 -0,578896 -0,583297 -0,587698 -0,592099 -0,5965 -0,600901 -0,605302 -0,609703 -0,614104 -0,618505 -0,622906 -0,627307 -0,631708 -0,636109 -0,64051 -0,644911 -0,649312 -0,653713 -0,658114 -0,662515 -0,666916 -0,671317 -0,675718 -0,680119 -0,68452 -0,688921 -0,693322 -0,697723 -0,702124 -0,706525 -0,710926 -0,715327 -0,719728 -0,724129 -0,72853 -0,732931 -0,737332 -0,741733 -0,746134 -0,750535 -0,754936 -0,759337 -0,763738 -0,768139 -0,77254 -0,776941 -0,781342 -0,785743 -0,790144 -0,794545 -0,798946 -0,803347 -0,807748 -0,812149 -0,81655 -0,820951 -0,825352 -0,829753 -0,834154 -0,838555 -0,842956 -0,847357 -0,851758 -0,856159 -0,86056 -0,864961 -0,869362 -0,873763 -0,878164 -0,882565 -0,886966 -0,891367 -0,895768 -0,900169 -0,90457 -0,908971 -0,913372 -0,917773 -0,922174 -0,926575 -0,930976 -0,935377 -0,939778 -0,944179 -0,94858 -0,952981 -0,957382 -0,961783 -0,966184 -0,970585 -0,974986 -0,979387 -0,983788 -0,988189 -0,99259 -0,996991 -1,001392 -1,005793 -1,010194 -1,014595 -1,018996 -1,023397 -1,027798 -1,032199 -1,0366 -1,041001 -1,045402 -1,049803 -1,054204 -1,058605 -1,063006 -1,067407 -1,071808 -1,076209 -1,08061 -1,085011 -1,089412 -1,093813 -1,098214 -1,102615 -1,107016 -1,111417 -1,115818 -1,120219 -1,12462 -1,129021 -1,133422 -1,137823 -1,142224 -1,146625 -1,151026 -1,155427 -1,159828 -1,164229 -1,16863 -1,173031 -1,177432 -1,181833 -1,186234 -1,190635 -1,195036 -1,199437 -1,203838 -1,208239 -1,21264 -1,217041 -1,221442 -1,225843 -1,230244 -1,234645 -1,239046 -1,243447 -1,247848 -1,252249 -1,25665 -1,261051 -1,265452 -1,269853 -1,274254 -1,278655 -1,283056 -1,287457 -1,291858 -1,296259 -1,30066 -1,305061 -1,309462 -1,313863 -1,318264 -1,322665 -1,327066 -1,331467 -1,335868 -1,340269 -1,34467 -1,349071 -1,353472 -1,357873 -1,362274 -1,366675 -1,371076 -1,375477 -1,379878 -1,384279 -1,38868 -1,393081 -1,397482 -1,401883 -1,406284 -1,410685 -1,415086 -1,419487 -1,423888 -1,428289 -1,43269 -1,437091 -1,441492 -1,445893 -1,450294 -1,454695 -1,459096 -1,463497 -1,467898 -1,472299 -1,4767 -1,481101 -1,485502 -1,489903 -1,494304 -1,498705 -1,503106 -1,507507 -1,511908 -1,516309 -1,52071 -1,525111 -1,529512 -1,533913 -1,538314 -1,542715 -1,547116 -1,551517 -1,555918 -1,560319 -1,56472 -1,569121 -1,573522 -1,577923 -1,582324 -1,586725 -1,591126 -1,595527 -1,599928 -1,604329 -1,60873 -1,613131 -1,617532 -1,621933 -1,626334 -1,630735 -1,635136 -1,639537 -1,643938 -1,648339 -1,65274 -1,657141 -1,661542 -1,665943 -1,670344 -1,674745 -1,679146 -1,683547 -1,687948 -1,692349 -1,69675 -1,701151 -1,705552 -1,709953 -1,714354 -1,718755 -1,723156 -1,727557 -1,731958 -1,736359 -1,74076 -1,745161 -1,749562 -1,753963 -1,758364 -1,762765 -1,767166 -1,771567 -1,775968 -1,780369 -1,78477 -1,789171 -1,793572 -1,797973 -1,802374 -1,806775 -1,811176 -1,815577 -1,819978 -1,824379 -1,82878 -1,833181 -1,837582 -1,841983 -1,846384 -1,850785 -1,855186 -1,859587 -1,863988 -1,868389 -1,87279 -1,877191 -1,881592 -1,885993 -1,890394 -1,894795 -1,899196 -1,903597 -1,907998 -1,912399 -1,9168 -1,921201 -1,925602 -1,930003 -1,934404 -1,938805 -1,943206 -1,947607 -1,952008 -1,956409 -1,96081 -1,965211 -1,969612 -1,974013 -1,978414 -1,982815 -1,987216 -1,991617 -1,996018 -2,000419 -2,00482 -2,009221 -2,013622 -2,018023 -2,022424 -2,026825 -2,031226 -2,035627 -2,040028 -2,044429 -2,04883 -2,053231 -2,057632 -2,062033 -2,066434 -2,070835 -2,075236 -2,079637 -2,084038 -2,088439 -2,09284 -2,097241 -2,101642 -2,106043 -2,110444 -2,114845 -2,119246 -2,123647 -2,128048 -2,132449 -2,13685 -2,141251 -2,145652 -2,150053 -2,154454 -2,158855 -2,163256 -2,167657 -2,172058 -2,176459 -2,18086 -2,185261 -2,189662 -2,194063 -2,198464 -2,202865 -2,207266 -2,211667 -2,216068 -2,220469 -2,22487 -2,229271 -2,233672 -2,238073 -2,242474 -2,246875 -2,251276 -2,255677 -2,260078 -2,264479 -2,26888 -2,273281 -2,277682 -2,282083 -2,286484 -2,290885 -2,295286 -2,299687 -3,004088 -3,008489 -3,01289 -3,017291 -3,021692 -3,026093 -3,030494 -3,034895 -3,039296 -3,043697 -3,048098 -3,052499 -3,0569 -3,061301 -3,065702 -3,070103 -3,074504 -3,078905 -3,083306 -3,087707 -3,092108 -3,096509 -3,10091 -3,105311 -3,109712 -3,114113 -3,118514 -3,122915 -3,127316 -3,131717 -3,136118 -3,140519 -3,14492 -3,149321 -3,153722 -3,158123 -3,162524 -3,166925 -3,171326 -3,175727 -3,180128 -3,184529 -3,18893 -3,193331 -3,197732 -3,202133 -3,206534 -3,210935 -3,215336 -3,219737 -3,224138 -3,228539 -3,23294 -3,237341 -3,241742 -3,246143 -3,250544 -3,254945 -3,259346 -3,263747 -3,268148 -3,272549 -3,27695 -3,281351 -3,285752 -3,290153 -3,294554 -3,298955 -3,303356 -3,307757 -3,312158 -3,316559 -3,32096 -3,325361 -3,329762 -3,334163 -3,338564 -3,342965 -3,347366 -3,351767 -3,356168 -3,360569 -3,36497 -3,369371 -3,373772 -3,378173 -3,382574 -3,386975 -3,391376 -3,395777 -3,400178 -3,404579 -3,40898 -3,413381 -3,417782 -3,422183 -3,426584 -3,430985 -3,435386 -3,439787 -3,444188 -3,448589 -3,45299 -3,457391 -3,461792 -3,466193 -3,470594 -3,474995 -3,479396 -3,483797 -3,488198 -3,492599 -3,4969 -3,501301 -3,505702 -3,510103 -3,514504 -3,518905 -3,523306 -3,527707 -3,532108 -3,536509 -3,54091 -3,545311 -3,549712 -3,554113 -3,558514 -3,562915 -3,567316 -3,571717 -3,576118 -3,580519 -3,58492 -3,589321 -3,593722 -3,598123 -3,602524 -3,606925 -3,611326 -3,615727 -3,620128 -3,624529 -3,62893 -3,633331 -3,637732 -3,642133 -3,646534 -3,650935 -3,655336 -3,659737 -3,664138 -3,668539 -3,67294 -3,677341 -3,681742 -3,686143 -3,690544 -3,694945 -3,699346 -3,703747 -3,708148 -3,712549 -3,71695 -3,721351 -3,725752 -3,730153 -3,734554 -3,738955 -3,743356 -3,747757 -3,752158 -3,756559 -3,76096 -3,765361 -3,769762 -3,774163 -3,778564 -3,782965 -3,787366 -3,791767 -3,796168 -3,800569 -3,80497 -3,809371 -3,813772 -3,818173 -3,822574 -3,826975 -3,831376 -3,835777 -3,840178 -3,844579 -3,84898 -3,853381 -3,857782 -3,862183 -3,866584 -3,870985 -3,875386 -3,879787 -3,884188 -3,888589 -3,89299 -3,897391 -3,901792 -3,906193 -3,910594 -3,914995 -3,919396 -3,923797 -3,928198 -3,932599 -3,9369 -3,941301 -3,945702 -3,950103 -3,954504 -3,958905 -3,963306 -3,967707 -3,972108 -3,976509 -3,98091 -3,985311 -3,989712 -3,994113 -3,998514 -4,002915 -4,007316 -4,011717 -4,016118 -4,020519 -4,02492 -4,029321 -4,033722 -4,038123 -4,042524 -4,046925 -4,051326 -4,055727 -4,060128 -4,064529 -4,06893 -4,073331 -4,077732 -4,082133 -4,086534 -4,090935 -4,095336 -4,099737 -4,104138 -4,108539 -4,11294 -4,117341 -4,121742 -4,126143 -4,130544 -4,134945 -4,139346 -4,143747 -4,148148 -4,152549 -4,15695 -4,161351 -4,165752 -4,170153 -4,174554 -4,178955 -4,183356 -4,187757 -4,192158 -4,196559 -4,20096 -4,205361 -4,209762 -4,214163 -4,218564 -4,222965 -4,227366 -4,231767 -4,236168 -4,240569 -4,24497 -4,249371 -4,253772 -4,258173 -4,262574 -4,266975 -4,271376 -4,275777 -4,280178 -4,284579 -4,28898 -4,293381 -4,297782 -4,302183 -4,306584 -4,310985 -4,315386 -4,319787 -4,324188 -4,328589 -4,33299 -4,337391 -4,341792 -4,346193 -4,350594 -4,354995 -4,359396 -4,363797 -4,368198 -4,372599 -4,3769 -4,381301 -4,385702 -4,390103 -4,394504 -4,398905 -4,403306 -4,407707 -4,412108 -4,416509 -4,42091 -4,425311 -4,429712 -4,434113 -4,438514 -4,442915 -4,447316 -4,451717 -4,456118 -4,460519 -4,46492 -4,469321 -4,473722 -4,478123 -4,482524 -4,486925 -4,491326 -4,495727 -4,500128 -4,504529 -4,50893 -4,513331 -4,517732 -4,522133 -4,526534 -4,530935 -4,535336 -4,539737 -4,544138 -4,548539 -4,55294 -4,557341 -4,561742 -4,566143 -4,570544 -4,574945 -4,579346 -4,583747 -4,588148 -4,592549 -4,59695 -4,601351 -4,605752 -4,610153 -4,614554 -4,618955 -4,623356 -4,627757 -4,632158 -4,636559 -4,64096 -4,645361 -4,649762 -4,654163 -4,658564 -4,662965 -4,667366 -4,671767 -4,676168 -4,680569 -4,68497 -4,689371 -4,693772 -4,698173 -4,702574 -4,706975 -4,711376 -4,715777 -4,720178 -4,724579 -4,72898 -4,733381 -4,737782 -4,742183 -4,746584 -4,750985 -4,755386 -4,759787 -4,764188 -4,768589 -4,77299 -4,777391 -4,781792 -4,786193 -4,790594 -4,794995 -4,799396 -4,803797 -4,808198 -4,812599 -4,8169 -4,821301 -4,825702 -4,830103 -4,834504 -4,838905 -4,843306 -4,847707 -4,852108 -4,856509 -4,86091 -4,865311 -4,869712 -4,874113 -4,878514 -4,882915 -4,887316 -4,891717 -4,896118 -4,900519 -4,90492 -4,909321 -4,913722 -4,918123 -4,922524 -4,926925 -4,931326 -4,935727 -4,940128 -4,944529 -4,94893 -4,953331 -4,957732 -4,962133 -4,966534 -4,970935 -4,975336 -4,979737 -4,984138 -4,988539 -4,99294 -4,997341 -5,001742 -5,006143 -5,010544 -5,014945 -5,019346 -5,023747 -5,028148 -5,032549 -5,03695 -5,041351 -5,045752 -5,050153 -5,054554 -5,058955 -5,063356 -5,067757 -5,072158 -5,076559 -5,08096 -5,085361 -5,089762 -5,094163 -5,098564 -5,102965 -5,107366 -5,111767 -5,116168 -5,120569 -5,12497 -5,129371 -5,133772 -5,138173 -5,142574 -5,146975 -5,151376 -5,155777 -5,160178 -5,164579 -5,16898 -5,173381 -5,1</p>

Етап навантаження	Переміщення уздовж осі лещат, мм	Вертикальні переміщення уздовж осі лещат, мм
4	 <p>0.0071657 Max 0.0059606 0.0047714 0.0035743 0.0023771 0.00118 -1,7138e-5 -0,0072143 -0,0034114 -0,0036086 Min</p>	 <p>0.0064662 Max -0,012553 -0,018644 -0,024732 -0,030821 -0,03691 -0,042999 -0,049088 -0,055177 -0,061266 Min</p>

Таблиця 10 – Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом та контактного тиску, МПа, уздовж осі лещат, варіант С

Етап навантаження	Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	Розподіл контактного тиску, МПа
1	 <p>70,388 Max 62,567 54,747 46,926 39,105 31,285 23,464 15,643 7,8226 0,0019227 Min</p>	 <p>1,2788 Max 1,1367 0,99462 0,8525 0,7104 0,56835 0,42626 0,28418 0,14209 0 Min</p>
2	 <p>84,074 Max 74,733 65,392 56,051 46,71 37,369 28,028 18,686 9,3453 0,0041753 Min</p>	 <p>1,5948 Max 1,4176 1,2405 1,0634 0,886 0,7086 0,5316 0,3544 0,1772 0 Min</p>
3	 <p>87,67 Max 77,829 67,987 58,145 48,303 38,461 28,619 18,777 8,935 8,0046e-1 Min</p>	 <p>1,9014 Max 1,695 1,4895 1,2715 1,0535 0,8355 0,6175 0,4005 0,1835 0 Min</p>

Етап навантаження	Розподіли еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	Розподіл контактної тиску, МПа
4		

**Висновки.** За результатами експериментальних досліджень корпусу лещат за допомогою методу голографічної і спекл-інтерферометрії можна зробити наступні висновки.

1. Спостерігається задовільна кількісна та якісна відповідність результатів теоретичних та експериментальних досліджень.

2. Для картини розподілу компонент переміщень точок корпусу лещат характерна відсутність зон суттєвої різниці градієнтів шуканих функцій, що виправдовує використання у процесі чисельних розрахунків близької до рівномірної розбивки досліджуваної області на скінченні елементи.

3. Підтверджено правильність вибору розрахункової схеми корпусу досліджуваних лещат.

Розроблений метод може бути застосований для дослідження напружено-деформованого стану об'єктів різного типу.

#### Список літератури

1. Жолткевич Н.Д., Мовшович І.Я., Кобзев А.С. и др. *Обратимая технологическая оснастка для ГПС*. Киев: Техніка, 1992. 216 с.
2. Карпусь В.Е., Иванов В.А. Универсально-сборные переналаживаемые приспособления. *Вестник машиностроения*. 2008. № 11. С. 46–50.
3. Ткачук М. А., Саверська М. С., Грабовський А. В., Ткачук Г. В., Марусенко О. М., Храмова І. Я. Чисельні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану у верстатних пристосуваннях. *Вісник НТУ «ХПИ». Серія :Машинознавство та САПР*. 2019. № 2. С. 78–96.
4. Черпаков Б.И. *Технологическая оснастка*. М.: Академия, 2003. 280 с.
5. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Байков А.Н. *Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник*. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
6. Tkachuk, M. (2018). A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3/7(93), 34–41.
7. Vollebregt, E.A.H. (2012). 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in «CONTACT». *Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. China, 96, 201–209.
8. Li, J., E., J. (2003). Berger A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction. *Computational Mechanics*, 30, 310–322.
9. Motreanu, D. (2001). Eigenvalue problems for variational-hemivariational inequalities in the sense of P. D. Panagiotopoulos.

*Nonlinear Analysis*, 47(8), 5101–5112.

10. Martynyak, R. M., Prokopyshyn, I. A., Prokopyshyn, I. I. (2015). Contact of elastic bodies with nonlinear Winkler surface layers. *Journal of Mathematical Sciences*. Springer US, 205(4), 535–553.
11. Вест Ч. *Голографическая интерферометрия*. М.: Мир, 1982. 504 с.
12. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
13. Neugebauer, R & Scheffler, Christian & Wabner, Markus. Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. 2011. no. 4, pp. 71–79.
14. Lee, Chan-Hong & Ha, Tae-Ho & Lee, Jae-Hak. FEM Modeling Automation of Machine Tools Structure. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*. 2012.
15. Кравчук А.С. *Вариационные и квазивариационные неравенства в механике*. Москва: Изд-во Московской государственной академии приборостроения и информатики, 1997. 339 с.
16. Wriggers P., T.V. Van, E. Stein Finite-element-formulation of large deformation impact-contact –problems with friction. *Computers and Structures*. 1990. Vol. 37. P. 319–333.
17. Tkachuk M.M., N. Skripchenko, M.A. Tkachuk, A. Grabovskiy Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. No 5/7(95). P. 22–31.
18. Paggi, M., Barber, JR (2011). Contact conductance of rough surfaces composed of modified rmd patches. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(21), 4664–4672.
19. Zavarise, G., Borri-Brunetto, M., Paggi, M. (2007). On the resolution dependence of micromechanical contact models. *Wear*, 262(1), 42–54.
20. Pohrt, R., Popov, V. L. (2013). Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behavior. *Hindawi Publishing Corporation Advances in Tribology*, 2013, Article ID 974178, 4 p.
21. Pohrt, R., Popov, V. L. (2013). Contact stiffness of randomly rough surfaces. *Scientific reports*, 3, 6 p. doi: 10.1038/srep03293.
22. Liu, J., Ke, L., Zhang, C. (2021). Axisymmetric thermoelastic contact of an FGM-coated half-space under a rotating punch. *Acta Mechanica*, 232(6), 2361–2378.
23. Liu, T. J., Yang, F., Yu, H., Aizikovich, S. M. (2021). Axisymmetric adhesive contact problem for functionally graded materials coating based on the linear multi-layered model. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 49(1), 41–58.
24. Tkachuk, M., Grabovskiy, A., Tkachuk, M., Hrechka, I., Sierykov, V. (2021). Contact Interaction of a Ball Piston and a RunningTrack in a Hydrovolumetric Transmission. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV (DSMIE 2021)*, Lviv, Ukraine. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering book series (LNME), 195–203.

#### References (transliterated)

1. Zholtkevich N.D., Movshovich I.Ja., Kobzev A.S. [i dr.] (1992).

- Obratimaja tehnologicheskaja osnastka dlja GPS.* Kiev: Tehnika, 216 p.
- Karpus' V.E., Ivanov V.A. (2008). Universal'no-sbornye perenalazhivaemye prispособlenija. *Vestnik mashinostroenija*, no. 11, pp. 46–50.
  - Tkachuk M. A., Savers'ka M. S., Grabovs'kij A. V., Tkachuk G. V., Marusenko O. M., Hramcova I. Ja. (2019). Chisel'ni ta eksperimental'ni doslidzhennja napruzhenodeformovanogostanu u verstatnih pristosuvannjah. *Visnyk NTU «KhPI»: Seriya :Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 78–96.
  - Cherpakov B.I. (2003). *Tehnologicheskaja osnastka*. Moscow: Akademija, 280 p.
  - Kuznecov Ju.I., Maslov A.R., Bajkov A.N. (1990). *Osnastka dlja stankov s ChPU: Spravochnik*. M.: Mashinostroenie, 512 p.
  - Tkachuk, M. (2018). A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3/7(93), 34–41.
  - Vollebregt, E.A.H. (2012). 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in «CONTACT». *Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*. China, 96, 201–209.
  - Li, J., E., J. (2003). Berger A semi-analytical approach to three-dimensional normal contact problems with friction. *Computational Mechanics*, 30, 310–322.
  - Motreanu, D. (2001). Eigenvalue problems for variational-hemivariational inequalities in the sense of P. D. Panagiotopoulos. *Nonlinear Analysis*, 47(8), 5101–5112.
  - Martynyak, R. M., Prokopyshyn, I. A., Prokopyshyn, I. I. (2015). Contact of elastic bodies with nonlinear Winkler surface layers. *Journal of Mathematical Sciences*. Springer US, 205(4), 535–553.
  - Vest Ch. (1982). *Golograficheskaja interferometrija*. Moscow: Mir, 504 p.
  - Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. (2013). *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 7th Edition*. Butterworth-Heinemann, 756 p.
  - Neugebauer, R & Scheffler, Christian & Wabner, Markus. (2011). Implementation of control elements in FEM calculations of machine tools. *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*, no. 4, pp. 71–79.
  - Lee, Chan-Hong & Ha, Tae-Ho & Lee, Jae-Hak. (2012). FEM Modeling Automation of Machine Tools Structure. *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*.
  - Kravchuk A.S. (1997). *Variacionnye i kvazivariacionnye neravenstva v mehanike*. Moskva: Izd-vo Moskovskoj gosudarstvennoj akademii priborostroenija i informatiki, 339 p.
  - Wriggers P., T.V. Van, E. Stein (1990). Finite-element-formulation of large deformation impact-contact-problems with friction. *Computers and Structures*. vol. 37, pp. 319–333.
  - Tkachuk M.M., Skripchenko N., Tkachuk M.A., Grabovskiy A. (2018). Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, no 5/7(95), pp. 22–31.
  - Paggi, M., Barber, JR (2011). Contact conductance of rough surfaces composed of modified rnd patches. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(21), 4664–4672.
  - Zavarise, G., Borri-Brunetto, M., Paggi, M. (2007). On the resolution dependence of micromechanical contact models. *Wear*, 262(1), 42–54.
  - Pohrt, R., Popov, V. L. (2013). Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behavior. *Hindawi Publishing Corporation Advances in Tribology*, 2013, Article ID 974178, 4 p.
  - Pohrt, R., Popov, V. L. (2013). Contact stiffness of randomly rough surfaces. *Scientific reports*, 3, 6 p. doi: 10.1038/srep03293.
  - Liu, J., Ke, L., Zhang, C. (2021). Axisymmetric thermoelastic contact of an FGM-coated half-space under a rotating punch. *Acta Mechanica*, 232(6), 2361–2378.
  - Liu, T. J., Yang, F., Yu, H., Aizikovich, S. M. (2021). Axisymmetric adhesive contact problem for functionally graded materials coating based on the linear multi-layered model. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 49(1), 41–58.
  - Tkachuk, M., Grabovskiy, A., Tkachuk, M., Hrechka, I., Sierykov, V. (2021). Contact Interaction of a Ball Piston and a RunningTrack in a Hydrovolumetric Transmission. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing IV (DSMIE 2021)*, Lviv, Ukraine. Part of the Lecture Notes in Mechanical Engineering book series (LNME), 195–203.

Надійшла (received) 02.02.2023

#### Відомості про авторів / About the Authors

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

**Саверська Марія Сергіївна / Saverska Mariia** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: [m.saverska@tmm-sapr.org](mailto:m.saverska@tmm-sapr.org)

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

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

**Куценко Сергій Володимирович / Kutsenko Serhii** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: [skutsenko@tmm-sapr.org](mailto:skutsenko@tmm-sapr.org)

**Ткачук Ганна Володимирівна / Tkachuk Ganna** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: [TkachuckAV@tmm-sapr.org](mailto:TkachuckAV@tmm-sapr.org)

**Клочков Ілля Євгенович / Klochkov Illia** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант (PhD Student) кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-01; e-mail: [s008@tmm-sapr.org](mailto:s008@tmm-sapr.org)

**Пінчук Наталія Володимирівна / Pinchuk Natalija** – кандидат фізико-математичних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Математичні методи моделювання механізмів і машин»

ріалознавство», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0954-2266>; e-mail: spiritnata@gmail.com

**Кохановська Ольга Владиславівна / Kokhanovska Olha** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний інженер, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; e-mail: olgavk12@gmail.com

**Жадан Юлія Володимирівна / Zhadan Yuliya** – кандидат економічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», молодший науковий співробітник, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-saprg.org

**Марусенко Світлана Іванівна / Marusenko Svitlana** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: svivmar@ukr.net.

**Храмцова Ірина Яківна / Khramtsova Iryna** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>; e-mail: iyakhram@gmail.com

**Бондаренко Людмила Миколаївна / Bondarenko Liudmyla** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний інженер кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

**Цимбал Ганна Іванівна / Symbal Ganna** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний інженер кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; e-mail: m.tkachuk@tmm-saprg.org

**Александров Єгор Олександрович / Aleksandrov Yehor** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент каф. «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: aleksandrovegorg99@gmail.com

**Сопрунов Ігор Анатолійович / Soprunov Igor** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: s1512@tmm-saprg.org