

УДК 539.3

Ткачук М.М., канд. техн. наук; Грабовський А.В., канд. техн. наук;

Ткачук М.А., д-р техн. наук; Саверська М.С.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ І ЖОРСТКОСТІ ПРОМІЖНОГО ШАРУ НА РОЗПОДІЛ КОНТАКТНОГО ТИСКУ МІЖ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИМИ ТІЛАМИ

Вступ. Контактна взаємодія тіл складної та одночасно близької форми є предметом особливого інтересу. Це викликане тим, що розв'язки таких задач дуже чутливі до гіпотез та припущень, які використані для побудови відповідних розрахункових моделей. Крім того, на ці розв'язки здійснює сильний вплив варіювання геометричної форми контактних поверхонь. І, нарешті, на розв'язок впливає вибір методу дискретизації, який за визначених особливостей привносить у дискретизовані умови контактної взаємодії певні корективи. Ці корективи стосуються, зокрема, умов непроникнення. У дискретизованому варіанті умови непроникнення можуть відчутно спотворюватися, оскільки у випадку тіл близької форми похибки апроксимації геометричної форми, які є невідворотними при застосуванні чисельних методів, співмірні із зазором між тілами у вихідному стані. Відповідно, особливої уваги заслуговують розрахунково-експериментальні дослідження впливу такого чинника як пружні деформації одного із тіл внаслідок дії додаткової системи тіл, на їх контактну взаємодію. Це становить зміст цієї роботи.

Мета роботи – розрахунково-експериментальне дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл (СПТ) за умови попереднього деформування поверхні одного із тіл спеціальною додатковою системою сил або наявності проміжного шару.

Аналіз методів дослідження контактної взаємодії. Значна частина машинобудівних конструкцій містить елементи, які знаходяться в умовах контактного силового та кінематичного сполучення. Як зазначається у роботах [1–6], з метою зменшення контактного тиску в цих зонах проектувальники прагнуть використовувати як спряжені поверхні близької, а також частково, фрагментарно або майже співпадаючої (конгруентної) форми. Це, наприклад, «бочкування» робочих поверхонь зубів різних зубчастих передач, модифікація поверхонь роликотітників, профілювання форми бігових доріжок гідрооб'ємних передач (ГОП) і поршнів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) за висотою та в окружному напрямку тощо. Традиційні методи моделювання контактної взаємодії призводять у таких випадках або до значних похибок в одержуваних результатах, або до надмірно громіздких чисельних моделей. Ще одним суттєвим чинником є недостатньо адекватне моделювання умов контактного сполучення на границях тіл. Найчастіше для цього записується, наприклад, умова непроникнення для гладких тіл у лінеаризованому вигляді. Як один із найбільш адекватних варіантів – урахування шорсткості, що моделюється, наприклад, вінклеровим шаром, що дає дещо уточнені, але також лінеаризовані умови контактної взаємодії, які є умовами сумісності переміщень відповідних точок сполучених поверхонь.

У той же час сам поверхневий шар шорсткості володіє в загальному випадку нелінійними властивостями у залежності «тиск – переміщення», і, крім того, в зоні контактної взаємодії може реалізовуватися контакт із мастильними матеріалами або через гідродинамічний шар, сама поверхня деталей може бути піддана хімічній, механічній або температурній обробці, а також здійснене розміщення між тілами пружних прокладок, прошарків, напилень, плівок, ущільнень, що істотно позначається сукупно на фізико-механічних

© М.А. Ткачук, 2019

характеристиках контактуючих поверхневих шарів (або проміжних шарів між гладкими тілами). У результаті отримувані залежності «локальної» контактної жорсткості (податливості) від тиску, швидкостей, температури, режимів і технологій зміцнення тощо, що базуються на мікромеханічних моделях, стають істотно нелінійними. До теперішнього часу для формування цих залежностей залучаються або дані експериментальних досліджень, або різні спрощені моделі контактної взаємодії мікронерівностей у вигляді стрижнів, напівсфер тощо. У цьому випадку на основі одержуваних даних встановлюються різні моделі локальної податливості, які народжуються мікронерівностями поверхні (або іншими джерелами).

До теперішнього часу відсутня єдина завершена теорія мікромеханіки контактної взаємодії, що зумовлено складною формою мікронерівностей, стохастичним розподілом їх на площі контакту, неоднорідністю та анізотропією властивості матеріалу поверхневих шарів деталей тощо. Однак відразу можна відмітити, що вже запропоновані до теперішнього часу нові моделі, які описують зв'язок «нормальні переміщення – контактний тиск», є істотно нелінійними, тобто такими, що не лінеаризуються без втрати фізичної адекватності, математичної коректності та чисельної точності.

Таким чином, у записі умов контактної взаємодії (непроникнення) з'являються нелінійні доданки, зумовлені нелінійністю фізико-механічних характеристик матеріалів шарів шорсткості, що принципово відрізняє їх від традиційних лінеаризованих. У результаті структурна нелінійність задачі доповнюється фізичною, причому друга присутня у співвідношеннях, які відображають суть першої. Для розв'язання таких задач, що містять нелінійні доданки в умовах контактної взаємодії, необхідне розроблення нових методів і підходів. Більш того, потрібен пошук нових шляхів розв'язання обернених задач, тобто геометричного синтезу таких профілів поверхонь взаємодіючих тіл і фізико-механічних властивостей проміжних або поверхневих шарів, які дають можливість управляти (наприклад, мінімізувати) контактним тиском, напруженнями або іншими характеристиками, що впливають на конструкційну міцність деталей машин. Ці обставини формують актуальну наукову проблему розробки нових методів аналізу контактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій з урахуванням не тільки структурної, а й додаткової фізичної нелінійності, а також обґрунтування геометричної форми поверхонь і властивостей поверхневих шарів матеріалів контактуючих тіл за критеріями міцності.

Аналіз впливу закону розподілу зазору на контактну взаємодію складнопрофільних тіл. Традиційні підходи контактної механіки полягають у розгляді контакту гладких тіл, поверхні яких або частково співпадають (так званий «узгоджений» контакт [7]), або зазор між ними описується функцією другого порядку в координатах точок площини, дотичної до точки початкового контакту (або «неузгоджений» контакт). У багатьох випадках такі підходи допустимі для первинного аналізу напружено-деформованого стану (НДС). Проте, з одного боку, прагнення реалізувати складні взаємні рухи призводить до формування складних поверхонь контактуючих тіл, які не можуть бути описані навіть локально поверхнями другого порядку. Це, зокрема, поверхні двопараметричних, еволютних та інших зубчастих передач [8], фасонні кулачки в механізмах двигунів внутрішнього згоряння, модифіковані поверхні підшипників та профільовані бічні поверхні їхніх поршнів.

Перші спроби побудувати модель контакту шорстких тіл пов'язані із застосуванням теорії Герца до окремих вершин нерівностей. Однак, отримані таким чином теоретичні оцінки не узгоджувалися із експериментально встановленим законом пропорційності між величиною притискового зусилля P і площею плями контакту A . Протиріччя, на яке вказав Дж. Арчард [9], полягало в тому, що з ростом навантаження не тільки збільшується площа

існуючих контактних майданчиків, а й виникають нові. Ним було запропоновано наближення, згідно з яким на нерівностях розташовуються мікронерівності, на яких у свою чергу присутні ще менші мікронерівності. Така модель зі зростанням числа ступенів збільшення у граничному значенні давала шукану пропорційність.

Наступні уточнення теорії шорсткого контакту мали на меті отримання не тільки якісно вірних, а й кількісно точних оцінок поведінки. Для цього були задіяні методи статистичного осереднення. Вичерпна теорія, що описує статистичні властивості випадкових поверхонь, запропонована в роботі [10]. Однак ще до її появи Грінвуд і Вільямсон розробили модель контакту, засновану на спрощуючих припущеннях щодо розподілу характеристик нерівностей [11]. Отримані співвідношення містили в собі наступні параметри: щільність вершин, середню кривизну шорсткостей та середньоквадратичне відхилення передбачуваного гаусового розподілу висот нерівностей.

Теорія Грінвуда-Вільямсона допускає великі можливості для уточнення, зокрема, щодо геометричних властивостей випадкових поверхонь. Так, на розвиток цієї моделі, що запропонований у роботі [12], враховується випадковий розподіл кривизн вершин нерівностей. У подальшому окремі положення моделі були переглянуті як самим Грінвудом [13], так і багатьма іншими авторами. Так, Маккул [14] запропонував використовувати двопараметричний розподіл Вейбулла для опису висот нерівностей. В оригінальній теорії Грінвуда-Вільямсона контакт окремих нерівностей враховувався незалежно. У роботах М. Чіаварелла [15, 16] було враховано взаємний вплив від деформацій, викликаних прикладанням контактних зусиль у сусідніх вершинах. Окремі моделі [17] містять режим пластичних деформацій. Їх наявність зазвичай заперечується тим, що нерівності не збільшують значення максимального контактного тиску відносно середнього значення настільки сильно, щоб це призводило до істотних пластичних деформацій. Крім того, навіть у разі їх виникнення, є всі підстави вважати, що всі наступні навантаження після декількох циклів зминання найбільш навантажених ділянок поверхні відбуватимуться пружно.

Надалі розвиток теорії шорсткого контакту пов'язано з фрактальною природою геометрії тіл. Результати теоретичних досліджень [18, 19] показали значимість впливу масштабного ефекту топографії поверхонь на прогнозовану контактна поведінку. Чим більше деталей фрактальної поверхні враховуються на все більш дрібному масштабі, тим більше контактна пляма дробиться на кластери мікроконтактів. При цьому у граничному значенні для самоподібної поверхні їх кількість прямує до нескінченності, при цьому повна площа контакту зменшується до нуля. Однак реальні системи характеризуються скінченними нижньою і верхньою границею масштабів нерівностей, і, відповідно, вони є ключовими характеристиками випадкової топографії. Ці висновки підтверджуються численними дослідженнями, у тому числі здійсненими за допомогою чисельного моделювання.

Перссон розробив детальну модель, у якій обґрунтував обернено-потенціальну залежність значення контактного тиску від величини середнього зазору між притискуваними поверхнями [15]. Така поведінка очікується при помірному притисненні поверхонь, коли зближення призводить до розвитку контакту на великому числі вершин нерівностей, але далеко від встановлення повного контакту. Для перевірки основних положень цієї теорії були здійснено чисельне моделювання, яке підтвердило якісно і в загальному також кількісно основні оцінки [20]. Ще однією величиною, що відображає властивості шорсткого контакту, є контактна жорсткість. Відповідно до теорії Грінвуда-Вільямсона, так само як і теорії Перссона, контактна жорсткість прямо пропорційна притисковому зусиллю. Однак у низці інших досліджень вказується ступенева залежність з показником від 0.5 до одиниці [21–23]. Ключовим параметром, що впливає на точне його значення, є фрактальна розмір-

ність поверхні, що знайшло вираження в аналітичній оцінці, запропонованої Портом і Поповим [24, 25]. У роботі [26] відзначається, що ця залежність, що прогнозує показник, менший одиниці, справедлива лише за малих розмірів систем, де значущим є лише найвища нерівність з фрактальним профілем. В інших же випадках, коли у контакт вступає статистично значимий ансамбль нерівностей на великій площі, виконується лінійний закон, що передбачається класичними теоріями. Отже, можна зазначити, що існує значна кількість теоретично, чисельно та експериментально визначених моделей для опису властивостей поверхневих шарів контактуючих тіл. Застосування тих чи інших залежностей визначається конкретними умовами.

Дійсно, як уже визначалося, поверхні деталей механізмів і машин не є абсолютно гладкими. Їхній мікрорельєф (рис. 1) дає декілька складових. По-перше, на цій мікрорельєф чинить вплив структура зерен та міжзеренного простору (для кристалічних матеріалів) або міжкомпонентні (аж до масштабу міжмакромолекулярних) зв'язки (для аморфних, композиційних матеріалів). По-друге, суттєвим є вплив інструменту та режимів обробки поверхонь при виготовленні деталей, у т.ч. – механічної, тиском або литтям. При цьому важливим є способи модифікації поверхневих шарів матеріалів (термообробка, хіміко-термічна обробка, напилення, пластичне деформування поверхневих шарів, нанесення тонких плівок тощо). По-третє, важливу роль відіграють залишкові напруження, що також впливають на властивості приповерхневих шарів деталей машинобудівних конструкцій. Ці напруження виникають внаслідок дій технологічних чинників, які нашаровуються у процесі виготовлення деталей.

Таким чином, у підсумку приповерхневі шари деталей машинобудівних конструкцій набувають форми і фізико-механічних властивостей, відмінних від основного матеріалу. Це чітко прослідковується, наприклад, на прикладі мікрорельєфу (див. рис. 1). Він має стохастичний характер розподілу висоти мікронерівностей. Для опису цього розподілу вводяться осереднені характеристики, наприклад, – середнє відхилення від умовного номінального рівня [27, 28]. Крок мікронерівностей (у координатах поверхні деталі) – від 10^{-6} до $8 \cdot 10^{-3}$ м, їхня висота – від $3 \cdot 10^{-8}$ до $3 \cdot 10^{-4}$ м [27, 28]. Базова довжина, тобто та довжина, на якій визначаються статистичні показники мікрорельєфу, складає $8 \div 22 \cdot 10^{-3}$ м залежно від класу чистоти обробки деталей. Якщо крок періодичних нерівностей перевищує цей розмір, то їх відносять до хвилястостей. Одиначні ж відхилення від номінальної форми є макровідхиленнями. На рис. 2 умовно показані співвідношення мікронерівностей, які характеризують шорсткість, хвилястості та макровідхилення.

Крім особливостей геометричної форми, приповерхневі шари матеріалу тієї чи іншої деталі мають також фізико-механічні властивості, відмінні від властивостей матеріалу у глибині деталі. Це викликано не тільки мікроструктурою цих шарів, але й сукупною дією чинників, які впливають на ці приповерхневі шари при виготовленні (див. вище), а також в умовах реальної експлуатації. Крім того, із функціональних вимог між контактуючими тілами часто розміщують прокладки, плівки, шари – тобто тонкі деталі із відповідними характеристиками. Таким чином, з точки зору контактної механіки маємо взаємодію не гладких тіл, а тіл із нанесеними або привнесеними проміжними шарами. Фізично це призводить до того, що замість номінальної площі контакту (як для гладких тіл), до розгляду вводиться фактична площа контакту (тобто сукупність контактних зон мікронерівностей). Крім того, хвилястість формує кластери фактичних площадок контакту, сукупність яких є контурною площею контакту [28].

Для моделювання контактної взаємодії шорстких (шорсткуватих) тіл прямий опис усіх перелічених чинників не застосований, оскільки це призводить до занадто громіздких та неефективних із точки зору, наприклад, чисельного дослідження, моделей. З іншого

боку, з огляду на слабкий взаємний вплив деформування окремих мікронерівностей їх можна подати у вигляді псевдошару, віднісши усі характеристики мікрорельєфу до фізико-механічних властивостей матеріалу цього шару. При цьому, як правило, такі моделі описують місцеві деформації такого псевдошару, тобто силовий розподілений вплив викликає у цьому шарі тільки місцеві (локальні) його деформації. Така модель вперше до розгляду була запропонована І.Я. Штасерманом [31]. Особливостями такого шару, на відміну від основи Вінклера [32] є: нормальний тиск, що чиниться на зовнішню його поверхню, спричиняє не тільки «локальну» деформацію шару, але й передається на глибинні шари тіла, спричиняючи «глобальну» деформацію усього тіла; у загальному випадку залежність прогинів (локальних переміщень точок зовнішньої поверхні шару, умовно зафіксованих на внутрішній його поверхні) має нелінійний характер відносно нормального тиску p :

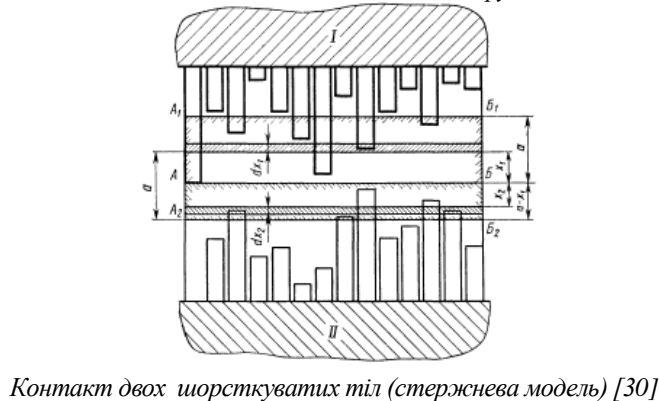
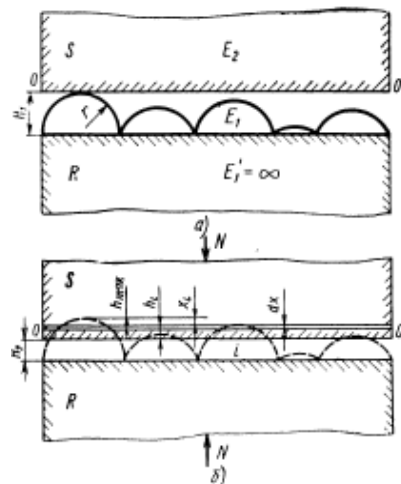
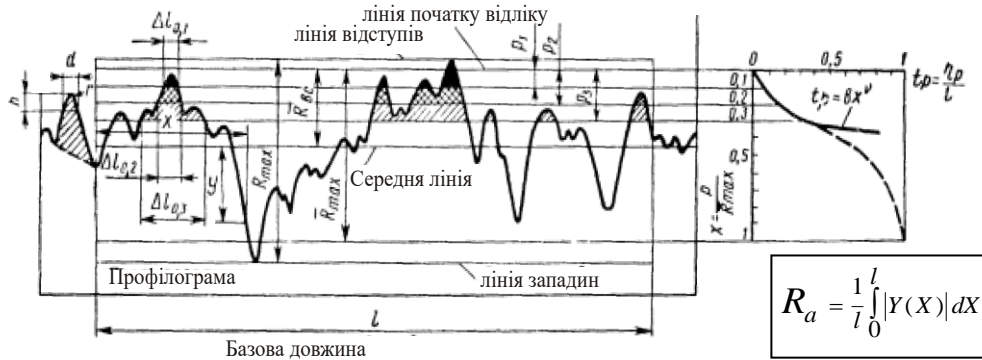
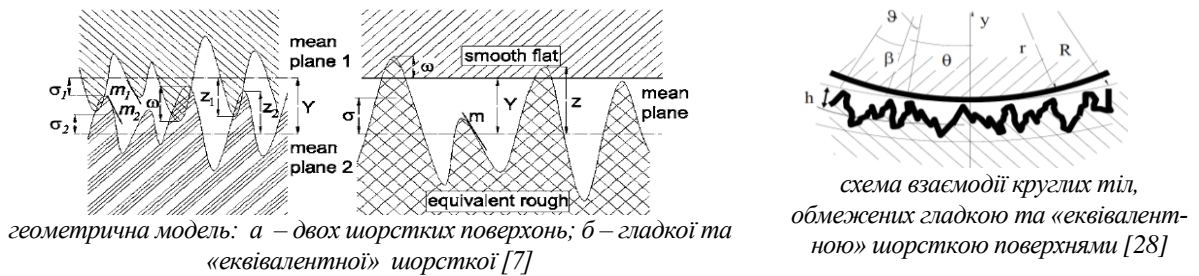


Рисунок 1 – Приклади мікрорельєфу та моделі шорсткості
Механіка та машинобудування, 2019, № 1

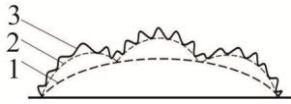


Рисунок 2 – Профіль поверхні деталі:
1 – макровідхилення; 2 – хвилястість;
3 – шорсткість

$$w = w(p), \quad (1)$$

яка у багатьох випадках [33] замінюється лінійною залежністю

$$w = \lambda \cdot p, \quad p = c \cdot w, \quad (2)$$

де λ, c – так звана контактна податливість та жорсткість відповідно [34].

У підсумку слід визнати, що подальші дослідження контактної взаємодії шорсткуватих тіл залежать від типу моделі, яка пов'язує мікроструктурні властивості приповерхневих шарів матеріалів деталей, із одного боку, та моделей місцевої (локальної) деформації (1), (2), – з іншого. На цьому рубежі здійснюється перехід від мікро- до макромеханіки контактної взаємодії. Серед емпіричних можна виділити модель, яка описана у [33]. Запропонована ступенева залежність

$$w = cp^m, \quad (3)$$

де c, m – параметри, що залежать від матеріалу деталі, мікрорельєфу його поверхні та технологічної операції обробки.

Слід зазначити також, що нормальний контакт, як правило, не можна відділити від процесів тертя і зношування, які супроводжують експлуатацію деталей машин. Таким чином, формується взаємозв'язок та взаємовплив наступних чинників: розподіл контактного навантаження; мікрорельєф та властивості приповерхневих шарів деталей; розподіл контактного тиску та взаємних зміщень точок поверхонь спряжених СПТ; тертя на контактуючих поверхнях; зношування поверхневих шарів контактуючих деталей. Усі ці чинники знаходяться, так-би мовити, у постійному «динамічному» взаємозв'язку та взаємовпливі. Дійсно, контактне навантаження розподіляється між тілами під впливом властивостей поверхневих шарів, викликаючи певний розподіл тиску. У свою чергу, тиск впливає на сили тертя, а ті – на зношування, яке, тепер уже у свою чергу, – на величину та розподіл навантаження, а також на мікроструктуру і властивості поверхневих шарів матеріалу.

Підводячи підсумки, можна на основі аналізу описаного матеріалу обґрунтувати наступні висновки: натепер відсутні універсальні моделі для урахування властивостей приповерхневих шарів деталей машинобудівних конструкцій, які би коректно врахували усі значущі чинники; існує велика кількість моделей, що пов'язують мікро- та макромеханічні властивості поверхневих шарів матеріалів; у загальному випадку вони, як правило, пов'язують місцеві (локальні) деформації проміжних шарів із контактним тиском; основною перешкодою до моделювання реальних процесів і станів при контактній взаємодії СПТ є відсутність достатньо універсальної математичної моделі, яка б пов'язувала «локальні» та «глобальні» деформативні властивості поверхневих шарів контактуючих тіл, причому із урахуванням варіативності цих властивостей; відсутні математичні моделі, які би пов'язували властивості мікроструктури поверхневих шарів, із одного боку, та форми деталей, – із іншого; отже, так-би мовити, не збудовані зв'язки мікро- та макрогеометричних параметрів контактуючих деталей, а, відповідно, складно дослідити їх взаємний вплив; натепер відсутні математичні моделі, які би пов'язували усі значущі чинники у єдиній розв'язувальній системі співвідношень для розв'язання задач синтезу геометричної форми контактуючих поверхонь СПТта властивостей проміжних шарів (шорсткості, плівок, напилень тощо) за критеріями міцності, довговічності, працездатності деталей машинобудівних конструкцій.

У той же час для частинних випадків вдається побудувати достатньо адекватні моделі, що описують фізико-механічні властивості приповерхневих шарів контактуючих тіл (ти-

пу (1)–(3)). Отже, принциповою проблемою є якраз моделі та методи побудови співвідношень, які поєднують мікро- та макромеханічні властивості поверхневих шарів та усього об'єму контактуючих тіл. Ця обставина формує одну із задач досліджень, тобто створення такої системи співвідношень, яка відповідає природним потребам досліджень. Ці співвідношення та методи їх розв'язання містяться, зокрема, у роботах [1–6].

Таким чином, проаналізовані методи та моделі для дослідження контактної взаємодії елементів конструкцій. При цьому визначені наступні обставини.

1. На теперішній час відсутнє повне розв'язання проблеми аналізу контактної взаємодії СПТ із урахуванням впливу фізично нелінійного проміжного шару, яке би поєднувало, з одного боку, фізичну адекватність, а з іншого, – високу точність та оперативність.

2. Традиційні процедури синтезу геометричної форми СПТ передбачають багатократне розв'язання задач аналізу контактної взаємодії, а, отже (див. п. 1), занадто ускладнюють розв'язання актуальних і важливих прикладних задач.

3. Найбільш придатними для аналізу НДС системи складнопрофільних тіл із проміжними фізично нелінійними шарами, як видно із аналізу літературних джерел, видається комбінація варіаційної постановки типу принципу Калькера, метода граничних інтегральних рівнянь та дискретна апроксимація шуканих функцій із поданням їх у вигляді частинної суми ряду за базисними функціями із локальним носієм на поверхні можливого контакту.

Задля вирішення проблемних аспектів у роботі поставлено наступну задачу – розрахунково-експериментальні дослідження контактної взаємодії складнопрофільних тіл.

Результати розрахунково-експериментальних досліджень. У багатьох випадках між контактуючими СПТ цілеспрямовано або випадково виявляється проміжний пружний шар із нерівномірно розподіленою податливістю і/або товщиною. Окремий випадок подібного типу – на рис. 3. У цьому випадку на стенді ця ситуація була промодельована розміщенням сталевієї смуги шириною $a = 5$ мм і товщиною 1 мм поверх двох шарів гуми. На рис. 4 наведені робочі моменти випробувань взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою з вузьким жорстким проміжним шаром, а на рис. 5–7 – результати вимірювання.

Видно, що наявність жорсткої смуги різко змінює характер розподілу контактного тиску: вони різко зростають на області, займаній цією смугою, порівняно із іншою частиною області контакту, де розміщений тільки податливий шар. Таким чином, можна зробити висновок, що шляхом впливу та товщину і податливість проміжного шару можна відчутно впливати на розподіл контактного тиску у сполученні складнопрофільних тіл.

Також додатково здійснено чисельне та експериментальне дослідження розподілів контактного тиску при створенні попередньо деформованого стану СПТ.

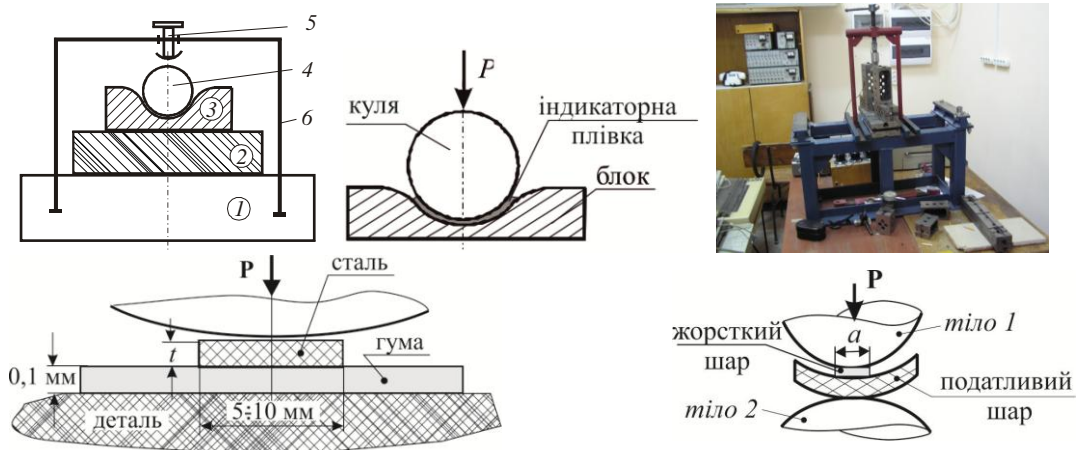


Рисунок 3 – Експериментальний стенд і схема розміщення жорсткішого і податливого проміжних шарів між складнопрофільними тілами 1 і 2

Зокрема, здійснено чисельний аналіз НДС макета системи «кульковий поршень – бігова доріжка» при кінематичному навантаженні (рис. 8, 9). На рис. 10–12 наведені порівняльні розподіли контактного тиску для випадків без та із попереднім деформуванням (вигин блока). Видно, що додаткове навантаження призводить до деформування тіл, що контактують. При цьому різко знижується рівень контактного тиску, оскільки у актуальному стані відбувається розкриття лунки у макеті бігової доріжки. Тим самим штучно збільшується «радіус» цієї лунки, а, відповідно, настають більш сприятливі умови контактування із шаром.

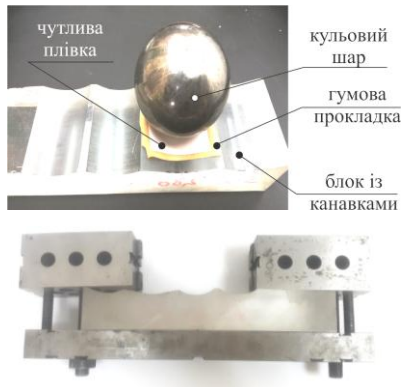


Рисунок 4 – Робочі моменти випробувань взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою з вузьким жорстким проміжним шаром

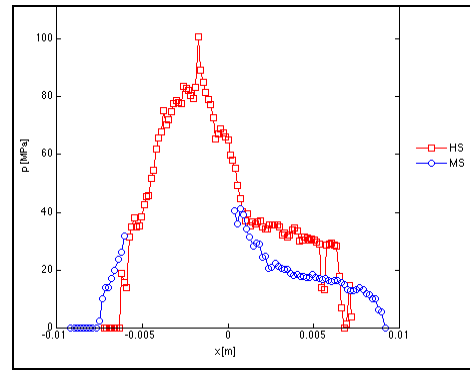
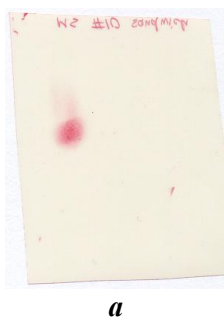
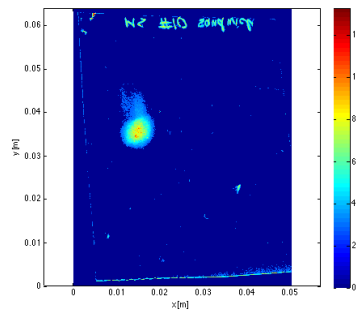


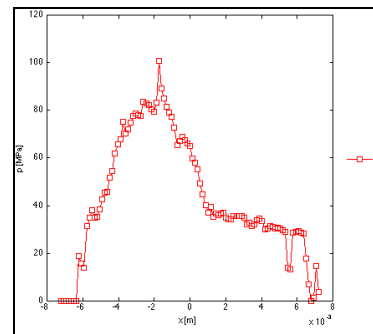
Рисунок 5 – Розподіл контактних майданчиків і тиску для випадку подвійного гумового шару і жорсткої сталевій смуги (плівка «НМ»): суміщена картина розподілів контактного тиску



a



б

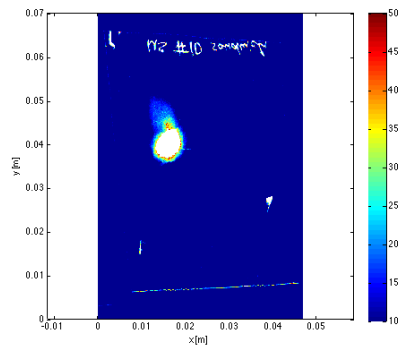


в

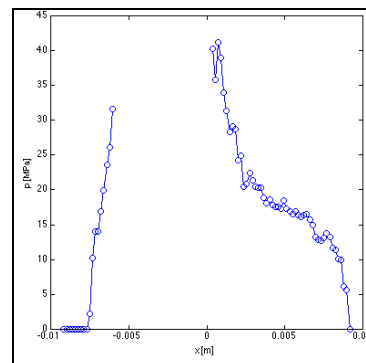
Рисунок 6 – Розподіл контактних майданчиків і тиску для випадку подвійного гумового шару і жорсткої сталевій смуги (плівка «Н»): *a* – контактний відбиток; *б-в* – розподіл контактного тиску, МПа



a



б



в

Рисунок 7 – Розподіл контактних майданчиків і тиску для випадку подвійного гумового шару і жорсткої сталевій смуги (плівка «М»): *a* – контактний відбиток; *б-в* – розподіл контактного тиску, МПа

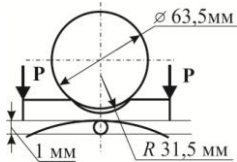


Рисунок 8 – Схема навантаження системи «поршень – бігова доріжка»

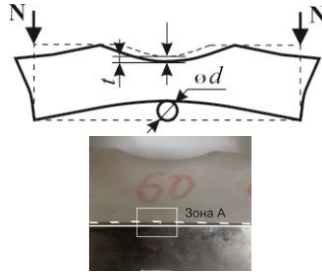


Рисунок 9 – Схема деформування одного із контактуючих тіл

Оскільки на розподіл контактного тиску впливає форма та розміри початкового зазору, то паралельно розрахункам можна поставити задачу про експериментальне дослідження впливу на них попереднього деформування одного з тіл. На стенді, використовуваному раніше, було створено зміну зазору між тілами за рахунок попереднього деформування одного з них: між цим тілом і основою розміщується

в середній частині тонкий циліндр $\varnothing 1,5 \text{ мм}$, а край притиснутий силами P . У результаті початковий зазор (діаметр виїмки – $\varnothing 60 \text{ мм}$, діаметр кулі – $\varnothing 63,5 \text{ мм}$) змінився: розподіл величини t викликаний дією попередніх керуючих зусиль (див. рис. 9). На рис. 10–12 представлені результати вимірювань. Як випливає з їх аналізу, для випадку близьких профілів (тобто таких, що мало змінюються на області контакту) додаткове попереднє деформування може досить сильно вплинути на розподіл контактної тиску. Зокрема (див. рис. 9), зникає область нульового контактної тиску у центральній частині, а із двозв'язної області контакту перетворюється в однозв'язну. Таким чином, отриманий ефект може бути використаний для управління контактною взаємодією СПТ.

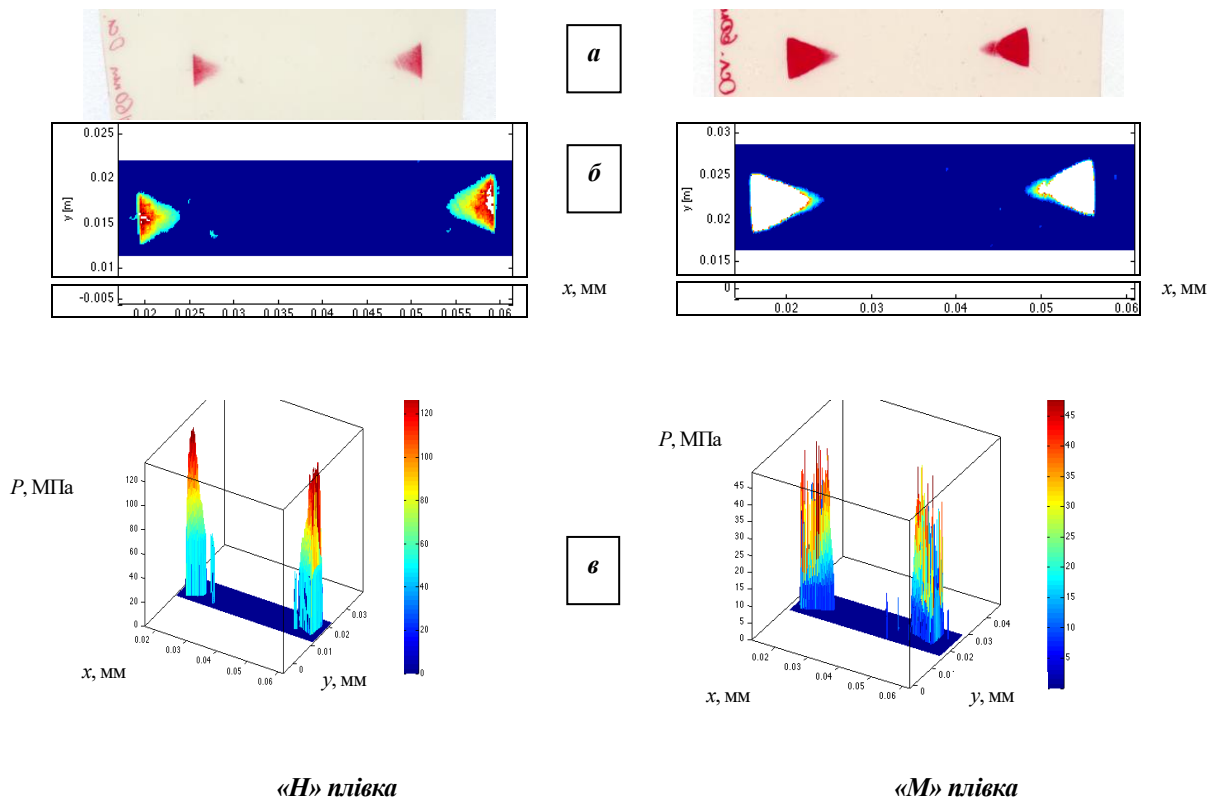


Рисунок 10 – Розподіл контактної тиску для виїмки $\varnothing 60 \text{ мм}$ без дії попередніх зусиль деформування: а – відбиток; б – в – розподіл контактної тиску

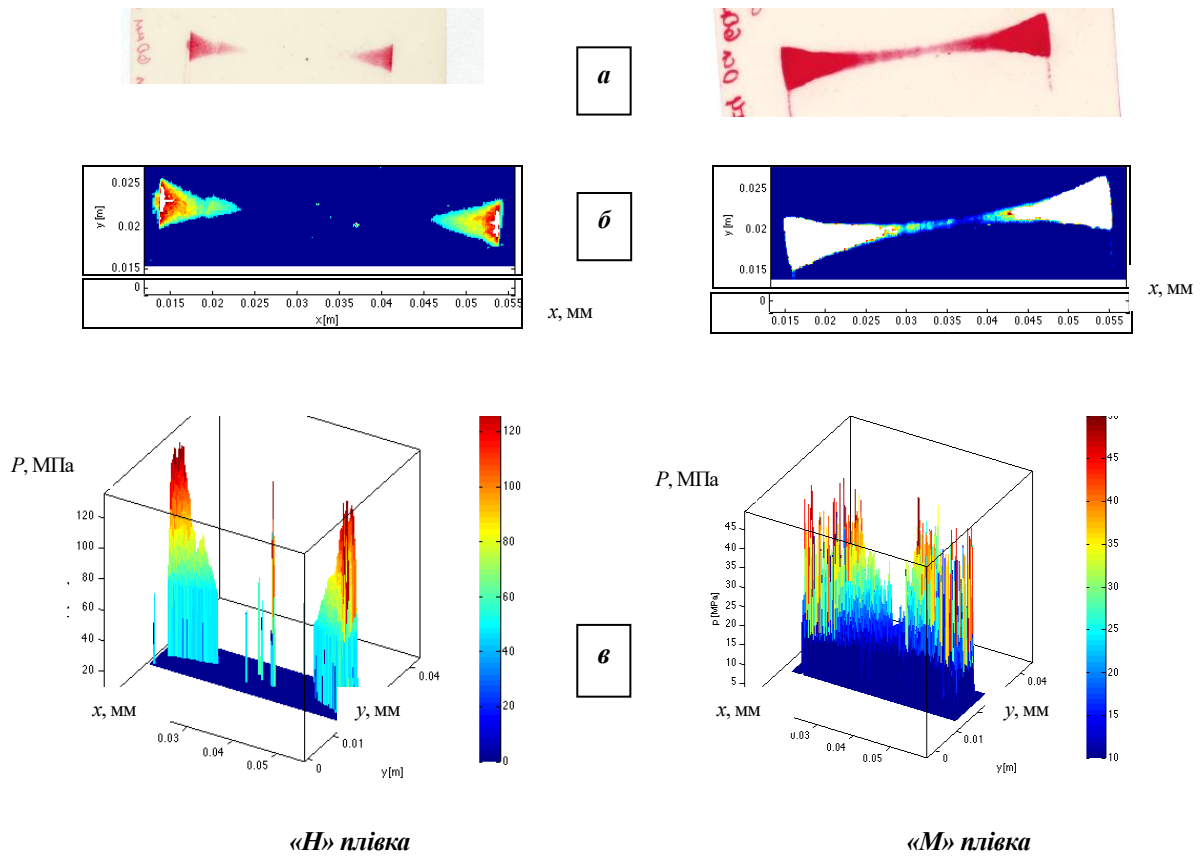


Рисунок 11 – Розподіл контактної тиску для виймки $\varnothing 60$ мм за умов дії попередніх зусиль деформування та із ними: *a* – відбиток; *б-в* – розподіл контактної тиску

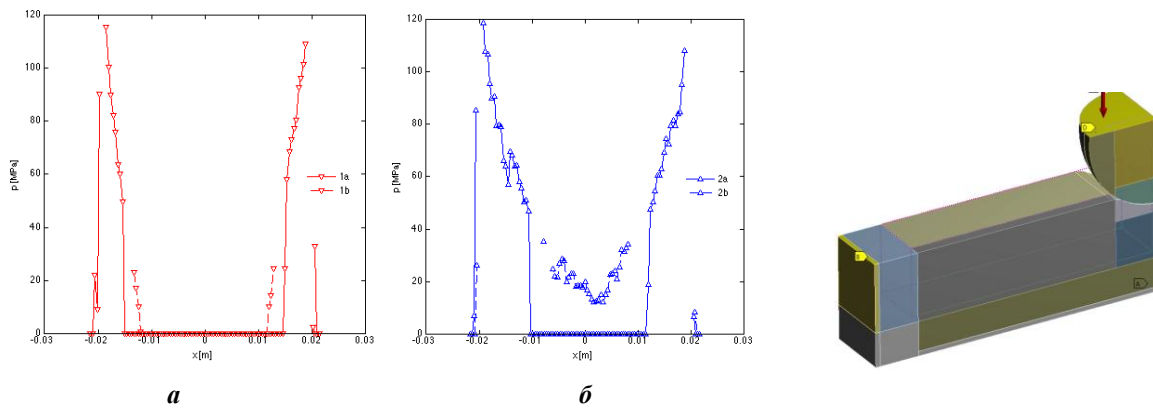
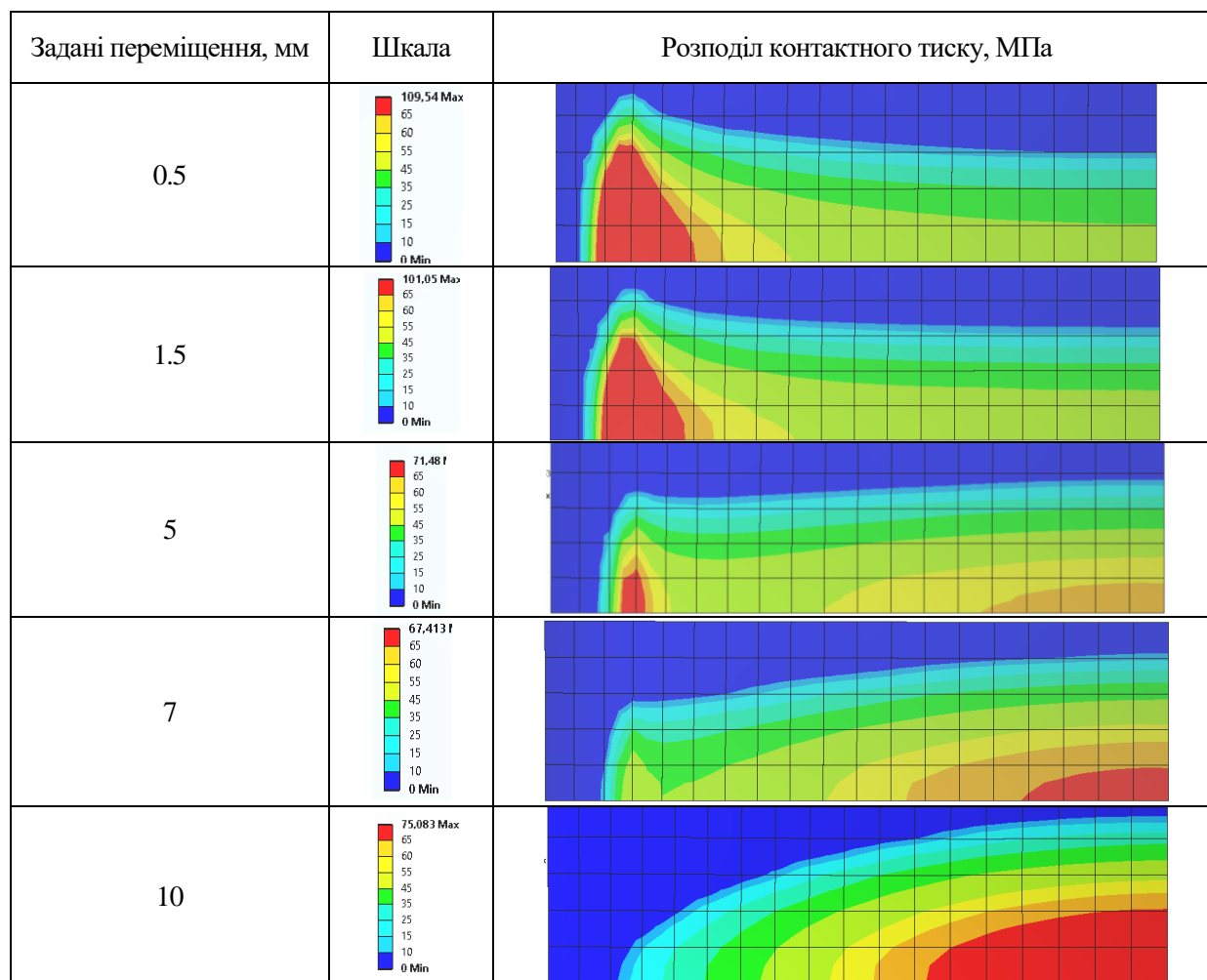


Рисунок 12 – Картина розподілу контактної тиску без (а) і з (б) попередньою деформацією одного із контактуючих тіл: *a* – без попереднього деформування; *б* – з попереднім деформуванням

Рисунок 13 – Схема навантаження виділеної площадки

На рис. 13 та у табл. 1 наведені результати чисельного моделювання контактної взаємодії СПТ за схемою, описаною вище.

Таблиця 1 – Схема кінематичного навантаження та розподіли контактного тиску у спряженні кулькового поршня із біговою доріжкою ГОП



Видно, що характер розподілу контактного тиску видозмінюється із зростанням навантаження, максимум контактний тиск переміщується із периферії у центральну частину. Це за загальною тенденцією співпадає із експериментально зафіксованою закономірністю.

Висновки. Розрахунково-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану і контактної взаємодії складнопрофільних тіл із проміжним пружним шаром, проведені та описані у роботі, дають значний обсяг матеріалу для співставлення відповідних результатів та формування наступних висновків.

1. Комплексне експериментальне дослідження контактної взаємодії кулькового поршня радіальної гідروоб'ємної передачі із її статорним кільцем (із біговою доріжкою складного поперечного профілю) однозначно свідчить про справедливість чисельно визначених тенденцій зміни картини розподілу контактний тиску при варіюванні форми бігової доріжки та властивостей проміжного шару. При цьому прослідковується збіжність як форми областей контакту та розподілів контактний тиску, так і характеру їх збурення при зміні тих чи інших чинників. Так, при зміні радіуса поперечного перерізу бігової доріжки від значення, меншого за радіус поршня, до – більшого, відбувається поступовий перехід від двох краплевидних

контактних плям до однієї гантелевидної, а надалі – до еліпсоїдної. Контактний тиск при цьому змінює свій розподіл, знижуючи максимум на периферії та поступово змінюючи розташування максимуму на центральне. При цьому у геометричному центрі можливого контакту спочатку (зі зростанням критичної сили) контактний тиск – нульовий, потім – зростає, набуваючи локального мінімуму, а врешті – глобального максимуму (за певних параметрів геометричної форми та рівня навантаження).

2. У процесі експериментального дослідження контактної взаємодії кулькового поршня радіальної гідروоб'ємної передачі із її статорним кільцем варіювалася податливість проміжного шару у різних зонах контактної плями, а також керуюче навантаження, яке призводить до зміни геометричної форми поверхні бігової доріжки. Обидва чинники продемонстрували значний вплив на розподіл контактного тиску та форму контактних плям, що корелює із результатами здійснених паралельно чисельних досліджень. Зокрема, спостерігається видозміна контактних зон при варіюванні розподілу податливості проміжного пружного шару на області контакту: у зонах із меншою податливістю контактний тиск більший, ніж був би у випадку номінального його рівня.

3. Крім того, додаткове керуюче навантаження може призводити за рахунок пружних деформацій контактуючих тіл до зміни початкового розподілу зазору (за відсутності експлуатаційних попередніх навантажень). У свою чергу, це може тягнути за собою різку зміну конфігурації контактної площадки та розподілу контактного тиску. Отже, шляхом зміни розподілу податливості проміжного пружного шару (або розподілу його товщини) на області контакту, а також прикладанням спеціально підібраного додаткового керуючого навантаження можна впливати на контактну область (змінюється форма і розміри), і на величину та розподіл контактного тиску.

Усі зазначені вище особливості та закономірності свідчать про узгодженість результатів здійснених та описаних чисельних та експериментальних досліджень.

Таким чином, підтверджується адекватність математичних мікромакромеханічних моделей деформування мережевих матеріалів та контактної взаємодії СПТ фізичної реальності; коректність чисельних моделей та збіжність розроблених методів розв'язання систем розв'язувальних співвідношень; точність отриманих результатів чисельного моделювання та обґрунтованість розроблених на їх основі результатів.

Література. 1. Контактное взаимодействие элементов машин с нелинейно упругим промежуточным слоем / Н.Н. Ткачук, Г.И. Львов, А.В. Грабовский, Н.Б. Скрипченко // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків, НТУ «ХПИ». – 2018. – № 33 (1309). – С. 43–63. 2. Ткачук Н.Н. Контакт сложнопрофильных тел: связанная задача анализа напряженно-деформированного состояния и геометрического синтеза / Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – Харків, НТУ «ХПИ». – 2011. – № 2. – С. 75–86. 3. Ткачук Н.Н. Анализ контактного взаимодействия гладких и шероховатых тел методом граничных элементов / Н.Б. Скрипченко, Н.Н. Ткачук, Н.А. Ткачук, Д.С. Мухин // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків, НТУ «ХПИ». – 2013. – № 41. – С. 133–142. 4. Ткачук Н.Н. Решение задач о контактном взаимодействии шероховатых тел с применением модели нелинейного винклеровского слоя / Н. Н. Ткачук, Н. Б. Скрипченко, Н. А. Ткачук // *Механіка та машинобудування*. – Харків, НТУ «ХПИ». – 2016. – № 1. – С. 3–14. 5. Ткачук Н. Н. Контактное взаимодействие сложнопрофильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями : монографія. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков : ФОП Панов А.Н., 2019. 188 с. 6. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податли-

вості поверхностного слоя : монографія. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков: ФОП Панов А.Н., 2019. 148 с. 7. Johnson, K. L. *Contact Mechanics* / K.L. Johnson. – Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1987. – 464 p. 8. Устиненко А.В. Математическое моделирование процессов усталостного разрушения зубьев / А.В. Устиненко // *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»*. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 22. – С. 170-175. 9. Archard JF. *Elastic deformation and the laws of friction* / Archard JF. // *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society, 1957. – Vol. 243. – P. 190–205. 10. Nayak P.R. *Random Process Model of Rough Surfaces* / P.R. Nayak // *Journal of Lubrication Technology*. – 1971. – Vol. 93(3). – P.398–407. 11. Greenwood JA *Contact of nominally flat surfaces*. In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical/ JA Greenwood, JB Pl Williamson* // *Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society. – 1966. – Vol. 295. – P. 300–319. 12. Bush AW *The elastic contact of a rough surface*. / AW Bush, RD Gibson, TR Thomas // *Wear*. – 1975. – Vol. 35(1). – P. 87–111. 13. Greenwood JA. *A simplified elliptic model of rough surface contact*. / JA Greenwood // *Wear*. – 2006. – Vol. 261(2). – P. 191–200. 14. McCool John I. *Non-gaussian effects in microcontact*. / John I McCool // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 1992. – Vol. 32(1–2). – P. 115–123. 15. Ciavarella M. *Inclusion of «interaction» in the greenwood and williamson contact theory* / M. Ciavarella, JA Greenwood, M. Paggi // *Wear*. – 2008. – Vol. 265(5). – P. 729–734. 16. Paggi M. *The coefficient of proportionality κ between real contact area and load, with new asperity models* / M. Paggi, M. Ciavarella // *Wear*. – 2010. – Vol. 268(7). – P. 1020–1029. 17. Mikić BB. *Thermal contact conductance; theoretical considerations* / BB Mikić // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1974. – Vol. 17(2). – P. 205–214. 18. Ciavarella M. *Linear elastic contact of the weierstrass profile* / M Ciavarella, G Demelio, JR Barber, Yong Hoon Jang / *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society, 2000. – Vol. 456, P. 387–405. 19. Persson BNJ *Theory of rubber friction and contact mechanics* / BNJ Persson // *The Journal of Chemical Physics*. – 2001. – Vol. 115(8). – P. 3840–3861. 20. Yang C. *Contact mechanics: contact area and interfacial separation from small contact to full contact* / C. Yang, BNJ Persson // *Journal of Physics: Condensed Matter*. – 2008. – Vol. 20(21). – P. 215214. 21. *Elastic contact stiffness and contact resistance for the weierstrass profile* / M Ciavarella, G. Murolo, G. Demelio, JR Barber // *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. – 2004. – Vol. 52(6). – P. 1247–1265. 22. Ciavarella M. *Conductance of rough random profiles* / M. Ciavarella, S. Dibello, G. Demelio // *International Journal of Solids and Structures*. – 2008. – Vol. 45(3). – P. 879–893. 23. Paggi M. *Contact conductance of rough surfaces composed of modified rnd patches* / M. Paggi, JR Barber // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54(21). – P. 4664–4672. 24. Pohrt R. *Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behavior* / R. Pohrt, V. L. Popov // *Advances in Tribology*, 2013. 25. Pastewka L. *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, M. O Robbins, Bo NJ Persson. // *Physical Review E Staff*. – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. 26. *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, N. Prodanov, B. Lorenz, M. H Müser, M. O Robbins, BNJ Persson. // *Physical Review E*. – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. 27. Комбалов В.С. *Влияние шероховатости твердых тел на трение и износ* / В.С. Комбалов. – Москва: Наука, 1974. – 112 с. 28. Дёмкин Н.Б. *Контактирование шероховатых поверхностей* / Н.Б. Дёмкин. – Москва: Наука, 1970. – 227 с. 29. Кравчук А.С. *Метод вариационных неравенств в контактных задачах* / А.С. Кравчук // *Механика контактных взаимодействий*. – 2001. – С. 93–115. 30. Крагельский И.В. *Основы расчета на трение и износ* / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с. 31. Штаерман И.Я. *Контактная задача теории упругости* / И.Я. Штаерман. – Москва; Ленинград: Гостехиздат, 1949. – 272 с. 32. Тимошенко С. *История науки о сопротивлении материалов* / С.Тимошенко. – Москва: Гос. изд-во техн.-теорет. лит., 1957. – 536 с. 33. Решетов Д.Н. *Точность металлорежущих станков* / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – Москва: Машиностроение, 1986. – 336 с. 34. Аргатов И.И. *Основы теории упругого дискретного контакта* / И.И. Аргатов, Н.Н. Дмитриев. – Санкт-Петербург: Политехника, 2003. – 233 с.

Bibliography (transliterated): 1. *Kontaktное vzaimodejstvie elementov mashin s nelinejno uprugim promezhutochnym sloem* / N.N. Tkachuk, G.I. L'vov, A.V. Grabovskij, N.B. Skripchenko // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «Harkivs'kij politekhnichnij institut»*. – Harkiv, NTU «HPI». – 2018. – № 33 (1309). – S. 43–63. 2. *Kontakt slozhnoprofil'nyh tel: svyazannaya zadacha analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya i geometricheskogo sinteza* / N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Harkiv, NTU «HPI». –

2011. – № 2. – S. 75–86. **3.** Tkachuk N.N. *Analiz kontaktного vzaimodejstviya gladkih i sherohovatyh tel metodom granichnyh elementov* / N.B. Skripchenko, N.N. Tkachuk, N.A. Tkachuk, D.S. Muhin // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «Harkivs'kij politekhnichnij institut»*. – Harkiv, NTU «HPI». – 2013. – № 41. – S. 133–142. **4.** Tkachuk N.N. *Reshenie zadach o kontaktном vzaimodejstvii sherohovatyh tel s primeneniem mo-deli nelinejnogo vinklerovskogo sloya* / N. N. Tkachuk, N. B. Skripchenko, N. A. Tkachuk // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Harkiv, NTU «HPI». – 2016. – № 1. – S. 3–14. **5.** Tkachuk N. N. *Kontaktное vzaimodejstvie slozhnoprofil'nyh elementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematicheski sopryazhennymi poverhnostyami : monografiya. 2-e izd., pererab. i dop.* Har'kov : FOP Panov A.N., 2019. 188 s. **6.** Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk N.A., Grabovskij A.V. *Kontaktное vzaimodejstvie slozhnoprofil'nyh detalej mashinostroitel'nyh konstrukcij s uchedom lokal'noj podatlivosti poverhnostnogo sloya : monografiya. 2-e izd., pererab. i dop.* Har'kov: FOP Panov A.N., 2019. 148 s. **7.** Johnson, K. L. *Contact Mechanics* / K.L. Johnson. – Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1987. – 464 r. **8.** Ustinenko A.V. *Matematicheskoe modelirovanie processov ustalostnogo razrusheniya zub'ev* / A.V. Ustinenko // *Visnik Nacional'nogo tekhnichnogo universitetu «Harkivs'kij politekhnichnij institut»*. – Harkiv: NTU «HPI». – 2012. – № 22. – S. 170-175. **9.** Archard JF. *Elastic deformation and the laws of friction* / Archard JF. // *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society, 1957. – Vol. 243. – P. 190–205. **10.** Nayak P.R. *Random Process Model of Rough Surfaces* / P.R. Nayak // *Journal of Lubrication Technology*. – 1971. – Vol. 93(3). – P.398–407. **11.** Greenwood JA *Contact of nominally flat surfaces*. In *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical/* JA Greenwood, JB Pl Williamson // *Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society. – 1966. – Vol. 295. – P. 300–319. **12.** Bush AW *The elastic contact of a rough surface*. / AW Bush, RD Gibson, TR Thomas // *Wear*. – 1975. – Vol. 35(1). – P. 87–111. **13.** Greenwood JA. *A simplified elliptic model of rough surface contact*. / JA Greenwood // *Wear*. – 2006. – Vol. 261(2). – P. 191–200. **14.** McCool John I. *Non-gaussian effects in microcontact*. / John I McCool // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 1992. – Vol. 32(1–2). – P. 115–123. **15.** Ciavarella M. *Inclusion of «interaction» in the greenwood and williamson contact theory* / M. Ciavarella, JA Greenwood, M. Paggi // *Wear*. – 2008. – Vol. 265(5). – P. 729–734. **16.** Paggi M. *The coefficient of proportionality κ between real contact area and load, with new asperity models* / M. Paggi, M. Ciavarella // *Wear*. – 2010. – Vol. 268(7). – P. 1020–1029. **17.** Mikić BB. *Thermal contact conductance; theoretical considerations* / BB Mikić // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1974. – Vol. 17(2). – P. 205–214. **18.** Ciavarella M. *Linear elastic contact of the weierstrass profile* / M Ciavarella, G Demelio, JR Barber, Yong Hoon Jang / *In Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. – The Royal Society, 2000. – Vol. 456, P. 387–405. **19.** Persson BNJ *Theory of rubber friction and contact mechanics* / BNJ Persson // *The Journal of Chemical Physics*. – 2001. – Vol. 115(8). – P. 3840–3861. **20.** Yang C. *Contact mechanics: contact area and interfacial separation from small contact to full contact* / C. Yang, BNJ Persson // *Journal of Physics: Condensed Matter*. – 2008. – Vol. 20(21). – P. 215214. **21.** *Elastic contact stiffness and contact resistance for the weierstrass profile* / M Ciavarella, G. Murolo, G. Demelio, JR Barber // *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. – 2004. – Vol. 52(6). – P. 1247–1265. **22.** Ciavarella M. *Conductance of rough random profiles* / M. Ciavarella, S. Dibello, G. Demelio // *International Journal of Solids and Structures*. – 2008. – Vol. 45(3). – P. 879–893. **23.** Paggi M. *Contact conductance of rough surfaces composed of modified rnd patches* / M. Paggi, JR Barber // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2011. – Vol. 54(21). – P. 4664–4672. **24.** Pohrt R. *Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behavior* / R. Pohrt, V. L. Popov // *Advances in Tribology*, 2013. **25.** Pastewka L. *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, M. O Robbins, Bo NJ Persson. // *Physical Review E Staff*. – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. **26.** *Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts* / L. Pastewka, N. Prodanov, B. Lorenz, M. H Müser, M. O Robbins, BNJ Persson. // *Physical Review E*. – 2013. – Vol. 87(6). – P. 062809. **27.** Kombalov B.C. *Vliyanie sherohovatosti tverdyh tel na trenie i iznos* / V.S. Kombalov. – Moskva: Nauka, 1974. – 112 s. **28.** Dyomkin N.B. *Kontaktirovanie sherohovatyh poverhnostej* / N.B. Dyomkin. – Moskva: Nauka, 1970. – 227 s. **29.** Kravchuk A.S. *Metod variacionnyh neravenstv v kontaktnykh zadachah* / A.S. Kravchuk // *Mekhanika kontaktnykh vzaemodejstvij*. – 2001. – S. 93–115. **30.** Kragel'skij I.V. *Osnovy rascheta na trenie i iznos* / I.V. Kragel'skij, M.N. Dobychin, V.S. Kombalov. – M. : Mashinostroenie,

1977. – 526 s. **31.** *SHtaerman I.YA. Kontaktnaya zadacha teorii uprugosti / I.YA. SHtaerman. – Moskva; Leningrad: Gostekh-izdat, 1949. – 272 s.* **32.** *Timoshenko S. Istoriya nauki o soprotivlenii materialov / S.Timoshenko. – Moskva: Gos. izd-vo tekhn.-teoret. lit., 1957. – 536 s.* **33.** *Reshetov D.N. Tochnost' metallovezhushchih stankov / D.N. Reshetov, V.T. Portman. – Moskva: Mashinostroenie, 1986. – 336 s.* **34.** *Argatov I.I. Osnovy teorii uprugogo diskretnogo kontakta / I.I. Argatov, N.N. Dmitriev. – Sankt-Peterburg: Politekhnik, 2003. – 233 s*

Ткачук М.М., Грабовський А.В., Ткачук М.А., Саверська М.С.

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОФІЛЮ І ЖОРСТКОСТІ ПРОМІЖНОГО ШАРУ НА РОЗПОДІЛ КОНТАКТНОГО ТИСКУ МІЖ СКЛАДНОПРОФІЛЬНИМИ ТІЛАМИ

У роботі описано метод коригування профіля поверхонь контактуючих тіл у актуальному стані шляхом створення пружного деформування одного із тіл. На прикладі контактної взаємодії кулькового поршня із складнопрофільним тілом досліджено вплив деформування одного із тіл на розміри і форму області контактної взаємодії, а також на розподіл контактної тиску між тілами. Установлено, що за рахунок деформування одного із тіл різко змінюється характер контактної взаємодії. Двов'язна область контакту перетворюється у одноз'язну. Рівень контактної тиску знижується. Це сприяє підвищенню міцності контактуючих тіл.

Ткачук Н.Н., Грабовский А.В., Ткачук Н.А., Саверская М.С.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОФИЛЯ И ЖЕСТКОСТИ ПРОМЕЖУТОЧНОГО СЛОЯ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ МЕЖДУ СЛОЖНОПРОФИЛЬНЫМИ ТЕЛАМИ

В работе описан метод корректировки профиля поверхностей контактирующих тел в актуальном состоянии путем создания упругого деформирования одного из тел. На примере контактного взаимодействия шарикового поршня со сложнопольным телом исследовано влияние деформации одного из тел на размеры и форму области контактного взаимодействия, а также на распределение контактного давления между телами. Установлено, что за счет деформирования одного из тел резко меняется характер контактного взаимодействия. Двусвязная область контакта превращается в односвязную. Уровень контактного давления снижается. Это способствует повышению прочности контактирующих тел.

Tkachuk M.M., Grabovskiy A.V., Tkachuk M.A., Saverska M.S.

CALCULATING AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF THE EFFECT OF PROFILE AND RIGIDITY OF INTERMEDIATE LAYER ON DISTRIBUTION OF CONTACT PRESSURE BETWEEN COMPLEX SHAPED BODIES

The paper describes a method for adjusting the surface profile of contacting bodies in the current state by creating an elastic deformation of one of the bodies. The effect of deformation of one of the bodies on the size and shape of the contact interaction region, as well as on the distribution of the contact pressure between the bodies was investigated on the example of the contact interaction of the ball piston with the compound polar body. It is established that due to the deformation of one of the bodies, the nature of the contact interaction changes sharply. The biconnected contact area turns into a simply connected one. The level of contact pressure is reduced. This contributes to increasing the strength of contacting bodies.