

УДК 621.906

Гордєєв О.Ф., к.т.н, проф., Полінкевич Р.М., к.т.н., доц. Четвержук Т.І., асп., Голодюк Р.П.  
Луцький національний технічний університет

## ХАРАКТЕРИСТИКИ І МОДЕЛЮВАННЯ СТИКІВ НЕСУЧОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТА

*В статті розглянуто механізми експлуатації верстата. Поверхні рухомих стиків схильні до дії безлічі випадкових чинників, які приводять до їх зносу і випадкової зміни в часі фізико-механічних характеристик стиків. У меншій мірі це можна віднести також і до нерухомих стиків, оскільки в результаті тертя контакту поверхонь, вібрацій верстата умови сполучення поверхонь змінюються.*

Моделювання, стик, контактні характеристики, зношення, мікрорельєф, пружні зміщення.

**Постановка проблеми.** Дослідження показують, що більше 80% випадків виходу з ладу машин і механізмів обумовлено процесами, що відбуваються в зоні контакту деталей. Основними контактними характеристиками, що забезпечують експлуатаційні властивості з'єднань деталей машин, є зближення шорстких поверхонь, відносна площа контакту і об'єм зазорів в стику, які знаходяться в певній взаємозалежності і визначаються параметрами макро- і мікрогеометрії, а також величиною і розподілом поверхневої напруги.

Стик з'єднань деталей машин є складною технічною системою як з погляду опису шорстких поверхонь, так з погляду механіки контактної взаємодії. Тому для визначення експлуатаційних показників використовуються як експериментальні методи, так і методи математичного моделювання і їх різні поєднання.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Вивченню питання про площу фактичного контакту в стику присвячена велика кількість досліджень, які можна розділити на три групи залежно від передбачуваного характеру деформацій нерівностей в стику: пружного, пластичного і пружно-пластичного. При аналізі рухомих і нерухомих стиків НС верстатів доречно брати до уваги тільки пружні деформації.

Спочатку дослідження контактних явищ у верстатах проводилися на зразках з малою площею контакту, до 30-50 див. Експериментально були встановлені залежності між контактними переміщеннями, нормальним тиском і дотичною напругою, виявлений вплив мікро, макрогеометрії і мастила на поведінку зразків з різних металів.

В даний час загально визнаним є уявлення про дискретний характер контакту поверхонь [1], основні положення якого широко використовується в трибології для вирішення контактних завдань. Для опису шорсткості використовується крива опорної поверхні. Проте її застосування при високій щільності плям контакту, де необхідно враховувати взаємний вплив нерівностей, приводить до значних погрішностей. Крім того, при застосуванні дискретної моделі використовуються параметри шорсткості, значення яких залежать від роздільної здатності вимірювального приладу і довжини вибірки.

Шорсткість поверхні грає велику роль в рухомих з'єднаннях верстатів, в значній мірі впливаючи на тертя і знос поверхонь, що труться. При недостатньо гладких поверхнях зіткнення між ними відбувається в окремих крапках при підвищеному питомому тиску, унаслідок чого мастило видавлюється, порушується безперервність масляної плівки, і створюються умови для виникнення напівсухого і навіть сухого тертя.

Одночасно з описаними вище дослідженнями широкі експериментальні і теоретичні дослідження процесів контакту твердих шорстких тіл були проведені з використанням і іншого підходу, розробленого І.В. Крагельським і його учнями. На відміну від підходу, витікаючого від К.В. Вотінова, Д.Н. Решетова і З.М. Левіной, він полягає в проведенні технічних розрахунків по моделях шорстких поверхонь, імітованих наборами інденторів різної форми: сферичною, сегментною, циліндровою, стрижньовою, пірамідоїдальною, еліпсоїдною і ін. Основними поняттями, використовуваними при даному підході, є «номінальна», «фактична» і «контурна» площі контакту. Широкого використання в практиці розрахунків верстатів даний підхід в даний час не отримав унаслідок його великої трудомісткості.

Останні чотири десятиліття характеризуються інтенсивним розвитком чисельних методів теорії пружності – методів кінцевих і граничних елементів. Модифікації цих методів знаходять

застосування при рішенні і контактних завдань. До теперішнього часу вони програмно реалізовані в широко поширених універсальних пакетах, таких як WinMashin, Ansis, Nastran, Katia, Nisa, Compas РИПАК, ИСПА, ГИФТС, СПРИНТ, МАКС і др. Ці пакети дозволяють виконувати розрахунки конструкцій машин як власних деформацій корпусних деталей, так і контактних деформацій в їх з'єднаннях. Проте, слід відмітити, що вказані сучасні звичайно - елементні програмні комплекси поки не забезпечують при розрахунках конструкцій верстатів обліку, що несуть, в повному об'ємі специфіки верстатних контактних завдань, пов'язаних з наявністю зазорів в з'єднаннях корпусних деталей і складною мікро і макрогеометрією контактних поверхонь. Тому при такій постановці питання вони можуть грати лише допоміжну роль.

М.Г. Косовим була запропонована концепція дискретної моделі точності верстатів на основі граничних і об'ємних кінцевих елементів. Ця концепція на відміну від вказаних вище враховує не тільки деформованість корпусних деталей конструкцій верстатів, що несуть, і стан мікро- і макрорельєфу контактуючих поверхонь їх з'єднань, але і наявність в останніх зазорів і натягу. На основі даної концепції розроблено відповідне алгоритмічне і програмне забезпечення, що дозволяє вирішувати завдання точності верстатів в двомірній і тривимірній постановках.

**Виклад основного матеріалу.** Прагнення уточнити рішення задачі реальної взаємодії контактуючих поверхонь деталей і вузлів приводить до представлення схеми контакту дотичних поверхонь моделями кінцевих елементів (МКЕ) трьох типів [2].

Модель першого типу придатна для деталей розміри, яких соизмеримы з параметрами мікронерівностей, і ґрунтується на використанні єдиного звичайно-елементного уявлення мікро- і макроструктури.

Модель другого типу дозволяє зменшити порядок вирішуючої системи рівнянь і використовує МКЕ - уявлення, при якому власні деформації тіл, визначувані макроструктурою. Контактна жорсткість мікроструктури враховується односторонніми стрижньовими зв'язками. Жорсткість зв'язків прирівнюється податливості мікрорельєфу контактируемых поверхонь, знайденої також з урахуванням стохастического характеру мікроструктури.

У моделях третього типу власна деформація реальних тіл прирівнюється до деформації ідеальних тіл, параметри яких визначаються номінальними розмірами. Вплив макрорельєфу враховується односторонніми пружними зв'язками, між якими встановлюються зазори, визначувані макрогеометрією і хвилястістю. У цій моделі параметри деталі, що визначають її макроструктуру, представляються детермінованими, а зазори і жорсткість мікрорельєфу - випадковими величинами.

Кожна з моделей, побудованих системою лінеаризованих математичних моделей, адекватна початковому нелінійному об'єкту тільки при відповідних конкретних значеннях заданого навантаження. Для проведення статичних розрахунків програмно реалізовані чисельні методи прямого і оптимізаційного розрахунків контактних систем. Розрахунки виконуються при обліку відомих експериментально встановлених нелінійних законів контактної взаємодії твердих шорстких тіл в нормальному і тангенціальному напрямках.

Аналіз взаємодії двох тіл що знаходяться під дією довільного навантаження, поверхні яких утворені реальним мікрорельєфом показує, що мікроступи вступають в контакт один з одним не тільки вершинами, але і бічними сторонами. За основу побудови мікрорельєфу в цій роботі прийнято співвідношення:

$$F(z_1, z_2, y) = x\beta(z_1, z_2, y) + x\gamma(z_1, z_2, y), \quad (1)$$

де  $F(z_1, z_2, y)$  – представлення технічної поверхні в аналітичному вигляді в прямокутній системі координат  $z_1, z_2, y$ ;  $x\beta(z_1, z_2, y)$  – систематична складова;  $x\gamma(z_1, z_2, y)$  – випадкова складова, ординати якої підкоряються заданому, зокрема, нормальному закону розподілу. Запропонована модель може бути ефективною при використанні експериментальних даних про стан контактуючих поверхонь.

Останнім часом для опису макрогеометрії поверхонь часто використовують фрактальну модель, параметри якої постійні для всіх масштабів мікронерівностей. При визначенні контактних характеристик отримані результати, що суперечать дискретній моделі шорсткості і положенням механіки контактної взаємодії, на яких вона ґрунтується: малі плями контакту деформуються пластично, великі — пружно. Застосований підхід з використанням функції Вейерштрасса-Мандельброта дозволяє моделювати параметри з точністю до 5% і крокові - з точністю до 30-60%.

Загальні пружні переміщення супортів, повзунів і інших деталей, що переміщуються, в балансі пружних переміщень верстатів складають досить істотну частину. Так, в карусельних двостійкових верстатах пружні зсуви повзунів в горизонтальному напрямі складають до 50—70% загальних зсувів, приведених до різця у токарних верстатах пружні зсуви: супортів складають 25—50%. У свою чергу, зсуви унаслідок контактних деформацій в тих, що направляють складають значну частину загальних пружних зсувів повзунів і супортів. Так, наприклад, в супортах токарних верстатів приведені до різця контактні деформації в тих, що направляють складають до 80—90% загальних переміщень супорта, а у повзунів поперечно-стругальних, довбальних, карусельних верстатів приведені до різця деформації на довжині тих, що направляють складають 40—70% загальних пружних зсувів повзунів у різця.

Контактні деформації при великих площах контакту, характерних для направляючих визначаються деформацією мікроступів поверхні і розпрямленням макронерівностей. З.М. Левина і Д.Н. Решетов, а також Э.В. Рыжов вважали, що масштабний ефект виявляється тільки на зразках діаметру більшого 60-70 мм і відзначали, що контактна жорсткість залежить від матеріалу зразків. З.М. Левина і Д.Н. Решетов вважали, що для таких матеріалів як сталь, чавун і бронза відмінністю в їх контактній жорсткості можна приблизно нехтувати, оскільки пружні переміщення відрізняються на 20 - 25%, що значно менше, ніж розрізняються модулі пружності. Н.Б. Демкин і Е.В. Рижов у свою чергу вважали, що контактна жорсткість залежить від текучості і модуля пружності матеріалів, а також твердості контактної поверхні. Причому для зразків з малим і великим розмірами контактної поверхні ця залежність різна, оскільки в другому випадку виявляється не тільки жорсткість, але і хвилястість поверхні.

Визначення контактної жорсткості принципово можливо шляхом безпосередніх експериментів і шляхом розрахунків на основі вимірювання або завдання мікро- і макрогеометрія поверхонь і фізико-механических властивостей поверхневих шарів. Проте розрахункове визначення контактної жорсткості для реальних поверхонь надзвичайно важко і виконано тільки для простих моделей. Застосування вказаних і інших аналогічних рішень для моделей до розрахунків машин в даний час проблематично, оскільки вони ґрунтуються на ряду допущень і на експериментальних даних, отримати які складніше, ніж провести безпосередньо випробування на жорсткість. Розрахунки оригінальних конструкцій часто буває неможливо виконати без коректування коефіцієнтів контактної податливості. З цієї причини потрібне проведення додаткових експериментальних досліджень.

Розрахунок на жорсткість супортів, повзунів і столів ґрунтується на прямих експериментах по контактній жорсткості на моделях і вузлах машин. При розрахунку приймається припущення про те, що нормальні стиснення поверхневих шарів  $\delta$  пропорційні нормальному тиску  $\sigma$

$$\delta = k \sigma, \quad (2)$$

де  $k$  — коефіцієнтом контактної податливості.

Лінійна залежність між  $\delta$  і  $\sigma$  прийнята на основі наступних міркувань:

а) нелінійні залежності між напругою і деформаціями в стиках спостерігаються в основному на малих зразках, а в реальних верстатах при повторних вантаженнях виражені не так різко. Криві контактних зближень у вузлах верстатів і на великих зразках близькі до прямих, а жорсткість близька до постійної;

б) різко виражені нелінійні залежності між тиском і деформаціями були отримані на малих зразках в основному при центральному вантаженні.

Якщо розповсюдити статичну залежність

$$\sigma = A\delta^\gamma, \quad (3)$$

отриману при центральному вантаженні стику, на більш загальний вид вантаження плоского стику моментом  $M$  і деякою центральною силою  $Q$ , то в досить широких межах залежність між кутом нахилу в стику  $a$  і моментом  $M$  виходить прямолінійній. При цьому має місце наступне співвідношення коефіцієнтів контактної податливості:

$$k_z / k_\alpha \approx \lambda, \quad (4)$$

де  $k_z = \delta/\sigma$  — коефіцієнт контактної податливості при вантаженні центральною силою  $Q$ ;  $k_\alpha = \sigma J/M$  — коефіцієнт контактної податливості при вантаженні стику моментом  $M$  і тією ж центральною силою  $Q$ ;  $J$  — момент інерції площі стику.

Для більшості матеріалів  $\lambda = 2 \dots 3$ . Збільшення жорсткості стиків пов'язане із збільшенням центрального навантаження  $Q$ , яке може бути враховане введенням поправок на коефіцієнт контактної податливості.

Прийняті допущення лежать в основі більшості технічних розрахунків податливості стиків.

Для більшості технічних розрахунків додатково приймаються ще два допущення

- 1) жорсткість поверхневих шарів на різних гранях тих, що направляють однакова.
- 2) тиску і деформації по ширині граней розподіляються рівномірно.

Після накопичення необхідного експериментального матеріалу при необхідності даний розрахунок легко може бути поширений на випадок різної жорсткості поверхневих шарів окремих граней. Коефіцієнт контактної податливості  $k$  визначався при цьому експериментально. Підтвердженням правильності прийнятих допущень є близькість коефіцієнтів  $k$  для різних форм і розмірів тих, що направляють і при різних видах вантажень.

Велика кількість оброблених експериментів, виконаних в ЕНІМС дозволило дати рекомендації по вибору величини коефіцієнта  $do$  залежно від розмірів і умов роботи тих, що направляють.

Випробування, виконані в ЕНІМСі показали наступне:

1. Коефіцієнти контактної податливості для стиків з шліфованими і шабреними поверхнями мало відрізняються один від одного. Проте цей результат, отриманий на малих зразках площею  $100 \text{ см}^2$ , не можна повністю поширювати на натурні стики великої площі із-за впливу макрогеометрії. Величина розкиду залежить від середнього тиску на контактуючих поверхнях, розмірів стиків (що назване "масштабним чинником"), їх орієнтації в складних з'єднаннях, якості виготовлення контактних поверхонь з'єднань і ряду інших чинників.

2. Наявність і кількість мастила в стиках при статичній ексцентричній деформації не позначається істотно на величину коефіцієнтів контактної податливості. При центральному вантаженні наявність мастила підвищує жорсткість стиків.- з шліфованими і шабреними поверхнями до 20%, оскільки масло заповнює замкнуті об'єми, що утворюються мікронерівностями.

3. Жорсткість не змащених стиків при коливаннях і статичній деформації однакова і не залежить від частоти коливань.

4. Жорсткість змащених стиків при коливаннях вища, ніж при статичній деформації, до 1,5—2 разів і зростає із збільшенням кількості і в'язкості мастила в стиках і із зменшенням початкового тиску.

5. Коефіцієнти контактної податливості стиків чавун — чавун, сталь — сталь і чавун — кольоровий сплав (бронза ОЦС 6-6-3, ЦАМ 10-5) близькі між собою.

6. Коефіцієнти контактної податливості стиків більшості неметалічних матеріалів і чавуну вищі, ніж стиків чавун — чавун.

7. Різниця в коефіцієнтах контактної податливості залежить від виду вантаження. Найбільша різниця в коефіцієнтах контактної податливості — при центральному вантаженні, і із збільшенням ексцентриситету ця різниця зменшується.

З погляду розрахунку всі сполучення корпусних деталей верстатів можна розділити на дві групи:

1. Сполучення, в яких власна жорсткість деталей на порядок вища за жорсткість поверхневих шарів (супорти токарних, карусельних, довбальних і інших верстатів, консолі і головки шпинделів фрезерних верстатів, короткі столи і т. п.), при цьому власними деформаціями деталей можна нехтувати і розглядати відносний поворот і зсув деталей як твердих тіл за рахунок деформацій поверхневих шарів. При цьому приймається, що тиск і, отже, деформації по довжині тих, що направляють розподіляються по лінійному закону.

2. Сполучення, в яких власна жорсткість однієї з деталей соизмерима, що сполучаються, з жорсткістю поверхневих шарів (повзуни карусельних, поперечно-стругальних і довбальних верстатів, супорти і довгі столи продольно-строгальних верстатів і т. д.). При цьому, як правило, жорсткість однієї з деталей, що сполучаються, на порядок вище за іншу і при розрахунку можна користуватися теорією балок і плит на пружній підставі.

З використанням методичних розробок були розроблені спрощені методи технічних розрахунків контактних деформацій в різних затягнутих і рухомих з'єднаннях деталей машин, зокрема, верстатів.

Основні результати зводяться до наступного:

1. Пружні переміщення в стиках при навантаженні, що швидко змінюється, відрізняються від переміщень при статичному навантаженні, що тривало діє. Це пояснюється дією сил тертя на гранях тих, що направляють, а також підвищеним опором витискування масла.

2. Сили тертя перешкоджають зростанню деформації при зростанні навантаження і зменшенню деформацій при убуванні навантаження. При постійних навантаженнях сили тертя, що тривало діють, знімаються. Пружні переміщення при дії сил тертя менші, ніж у разі, коли сили тертя знімаються.

3. Наявність зазорів не позначається істотно на переміщеннях супортів, якщо планки не приймають участі в роботі. Під час переходу тиску з частини довжини що направляють на планці зазорів зменшує працюючі довжини тих, що направляють і планок і тим самим викликає збільшення пружних переміщень.

Моделювання стику між базовими деталями, як правило, здійснюється пружинними елементами, що мають певну жорсткість і демпфування. Поверхневі шари металу можна розглядати як тонкі пружні прокладки між деталями, що сполучаються, оскільки деформації поверхневих шарів багато разів вище, ніж деформації матеріалу на деякій відстані від стику. Тому гіпотеза про залежність тиску від зближення тільки в даному перетині для стиків деталей верстатів досить добре відображає суть їх роботи.

Прикладом моделювання стику тонким шаром матеріалу, що має пружні і демпфуючі властивості реального стику, є звичайно – елементарна оболонкова модель плоского стику [3].

На підставі математичної моделі пружної деформації мікронерівностей, хвилястості і макровідхилень була розроблена методика розрахунку контактної жорсткості плоского стику при повторному навантаженні, в якій контактне зближення обчислюють по значеннях параметрів, що задаються конструктором при розробці ним креслень деталей. Зіставлення результатів випробувань, проведених різними авторами, з результатами розрахунку по запропонованій методиці показало, що при  $Ra > 1,25$  мкм для різних методів обробки поверхонь і різних їх розмірів погрішність розрахунку зближень не перевищує 33 % з вірогідністю 0,7.

Розрахунки направляючих верстатів відповідно до вказаних методів виконуються без урахування податливості контактних шарів в тангенціальних до площини контакту напрямках. Кожна з похилих граней тих, що направляють складної форми (трикутних, типу ластівчина хвоста, комбінованих і ін.) умовно приводиться до двох взаємно перпендикулярним граням з використанням введеного поняття еквівалентної приведенної ширини.

Експериментально було встановлено, що дотична напруга, що виникає на контактних поверхнях з'єднань, є функцією не тільки зсувних навантажень, але і тиску в стиках. Проте, аналітичного виразу для цієї функції отримано не було.

Розвиток засобів обчислювальної техніки і математики, зокрема машинних методів лінійної і нелінійної алгебри, привів до появи чисельних (ітераційних) методів вирішення контактних завдань. Першими роботами цього напрямку, орієнтованими на створення методів розрахунків верстатних з'єднань корпусних деталей, є публікації [4].

Слід зазначити значною мірою оцінний характер розглянутих методів, оскільки практично неможливо врахувати всі чинники, що впливають на деформаційні властивості стиків.

З викладеного вище слідує висновок про те, що розробка комп'ютерних засобів аналізу конструкторських варіантів верстатів з позиції проектною оцінки їх точності з урахуванням вказаної вище специфіки верстатних контактних завдань в нелінійній постановці залишається актуальною, такою, що вимагає свого рішення завданням.

1. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.

2. Корзаков А.А., Машков Г.А. Моделирование контакта двух случайных профилей шероховатых поверхностей. – Вестник МГТУ «Станкин» №3 (7), 2009. – С. 106 – 113.

3. Кирилин Ю.В. Совершенствование несущих систем фрезерных станков на основе их моделирования и расчета: Дис. д-ра техн. наук. – Ульяновск 2006. – 343 с.

4. Швенгер Г., Берчински С., Бедункевич В. Автоматизированные расчеты направляющих металлорежущих станков // Станки и инструмент, 1988. – №4. – С. 16-18.