

УДК 621.658

О.Ф. Гордєєв, Т.І. Четвержук

Луцький національний технічний університет

ТЕОРЕТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ ДЕФОРМАЦІЙ І ЖОРСТКОСТІ СТИКІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Ключові слова: *контактна деформація, контактна жорсткість, контактна податливість, площа контакту, стик.*

Для кращого розуміння механізму контактної деформації застосовують розрахунки пружних переміщень на основі простого моделювання мікро- і макронерівностей. Для технічних розрахунків застосовують емпіричні залежності, отримані на крупних моделях і натурних машинах. При малих номінальних площах контакту (менше 100—150 см²) і ретельному взаємному пригоні впливом відхилень від площинної можна нехтувати і приймати зближення δ при повторних навантаженнях чавунних і сталевих деталей пропорційним середньому тиску σ , 10·МПа в ступені $m = 0,5$ (рис. 1): $\eta = c \cdot \sigma^m$. Значення коефіцієнта c при глибокому шабренні 1,5; при середньому - 0,8; при фінішному струганні - 0,6; при тонкому шабренні, тонкому точінні по 7-му класу шорсткості, шліфуванні по 7—8-у класу від 0,15 до 0,2; при притиранні по 10—12-у класу - 0,07.

При великих номінальних площах контакту пружні зближення значно більше і вони ближче слідуєть закону Гука. Це пов'язано з великими відхиленнями поверхонь, що сполучаються, від площини, великими власними деформаціями контактуючих деталей і більшою їх роллю в балансі переміщень, а також великим місцевим тиском на макроплямах контакту. Вплив відхилень від площинної вивчався теоретично для різних моделей не площинної однієї з контактуючих поверхонь: параболічній опуклості, параболічній угнутості, хвилястості і угнутості, обкресленою двома площинами, і перевірялося експериментально. Відхилення від площинної в межах 10—15 мкм підвищують контактну податливість в 2—2,5 разу.

Для технічних розрахунків на контактну жорсткість натурних вузлів при центральному навантаженні пружні зближення приймають пропорційними тиску $\delta = k\epsilon$, але коефіцієнт контактної податливості із залежним від початкового тиску. Підвищення коефіцієнтів контактної податливості із збільшенням розмірів стиків (масштабний чинник) при однаковій шорсткості поверхні може досягати великих значень (до 10 разів і більше). Наприклад, коефіцієнт контактної податливості в застосуванні до тих, що направляють може мінятися від 0,03 для моделей до 0,15 для середніх верстатів і до 0,4 мкм/МПа для найбільш важких верстатів. Це пов'язано з погіршенням умов контакту. Значення масштабного чинника виходять експериментально і з розрахунків при завданні відхилень від правильної форми контактуючих поверхонь.

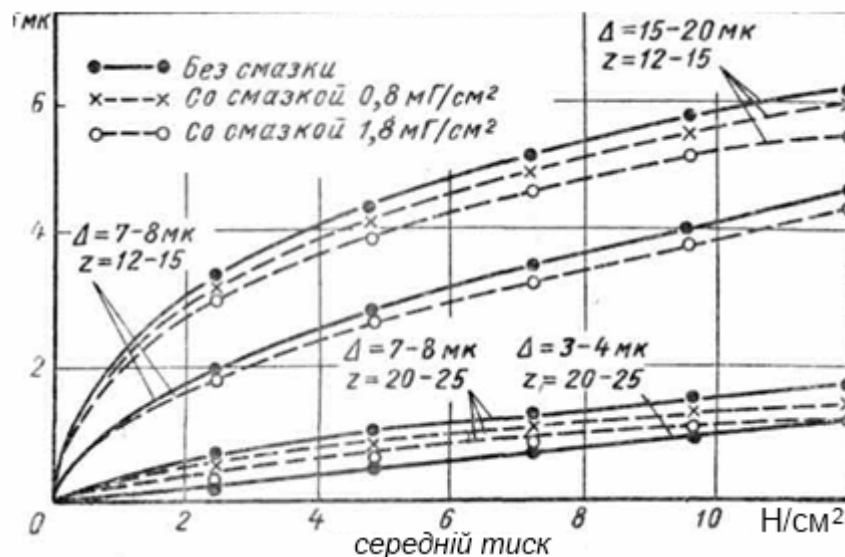


Рис. 1. Залежність між пружним зближенням і середнім тиском в стикі (Δ, z - глибина і число плям шабрення; площа стикі 80 см²).

При дії моменту на заздалегідь рівномірно навантажений стик додаткова еюра тиску від моменту у зв'язку з не лінійністю завдання виявляється несиметричною і поворот відбувається навколо осі, зміщеної по відношенню до центральної. Внаслідок цього залежність між моментом і кутом повороту близька до лінійної навіть для стиків малої площі, а тим більше для великих дивіться на рис. 2.

Контактні деформації деталей, що володіють великою власною жорсткістю: кронштейнів, консолей, санчат, підкріплених фартухами - розраховують, розглядаючи їх відносний поворот і зсув як твердих тіл. Розрахунки деформацій деталей, власна жорсткість яких можна співставити з контактною, слід проводити, розглядаючи спільно власні і контактні деформації. У зв'язку з тим, що, як правило, власна жорсткість однієї з контактуючих деталей багато більше, ніж зв'язаною, показана можливість проводити розрахунки по теорії балок або плит на пружній підставі. Це є важливим науковим результатом, що дозволяє вирішити ряд технічних завдань. Зіставлення розрахункових і експериментальних прогинань планки (рис. 3), лежачої на напівплощині при різному стані поверхні і, отже, різних коефіцієнтах контактної податливості показує повний збіг. Особливо важливі такі розрахунки для деталей з консолями типу повзунів, пінолей, центрів і так далі. Пружні переміщення навіть таких відносно жорстких деталей, як пінолі і повзуни поперечно-стругальних верстатів, при розрахунку їх без урахування власних деформацій на довжині контакту виходять до 3 разів менше, ніж при точному розрахунку як балок на пружній основі.

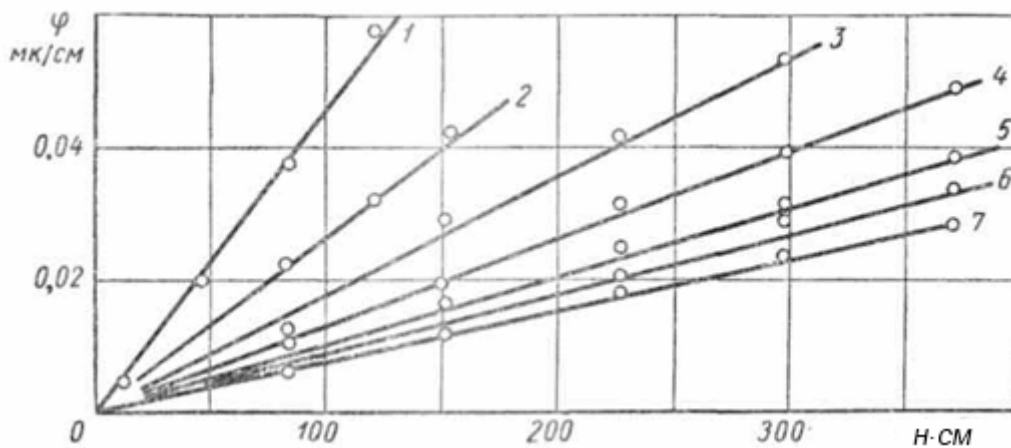


Рис. 2. Залежність між кутом повороту в стикі і моментом (поверхні шабрені; площа стику 75 см^2 ; 1 - $\sigma = 0,055 \text{ МПа}$; 2 - $\sigma = 0,11 \text{ МПа}$; 3 - $\sigma = 0,215 \text{ МПа}$; 4 - $0,415 \text{ МПа}$; 5 - $0,68 \text{ МПа}$; 6 - $1,02 \text{ МПа}$; 7 - $1,35 \text{ МПа}$; σ - середній тиск.

Контактна жорсткість сильно впливає на розподіл тиску в стиках і розкриття стиків. На підставі вирішення Файлона можна зробити вивід про те, що якщо поверхні контакту двох планок однакової товщини є ідеально гладкими і плоскими, то стик розкриється на відстані 1,35 висот планки від точки додатку стискаючої сили. Унаслідок контактних деформацій відстань до точки розкриття істотно більша. Встановлені необхідні відстані між настановними гвинтами, що діють на регулювальні планки, з умови заданої нерівномірності розподілу тиску. При $l \approx 10h$ відбувається розкриття стиків, при $l \approx 5h$ коливання тиску невеликі (l — відстань між гвинтами, h — товщина планки).

Експерименти показують, що контактні переміщення в стиках притискних планок в 1,5—2,5 разів вище, ніж в стиках основних деталей.

Коефіцієнт контактної податливості при розгляді гільз і пінолей як балок на пружній основі складає 3 - 5 мкм/МПа за відсутності затиску і 0,5—0,7 мкм/МПа при включеному затиску (шорсткість поверхонь, що сполучаються - 9—10-го класів).

Коефіцієнти контактної податливості конічних стиків хвостовиків інструментів і облямювань нижче у зв'язку з великим тиском затягування і складають 1 - 7 мкм/МПа, залежно від якості виготовлення і тиску затягування (менші значення при хорошому приляганні і тиску затягування 8—15 мкм/МПа, великі, — при зниженій якості виготовлення і тиску 3-6 мкм/МПа).

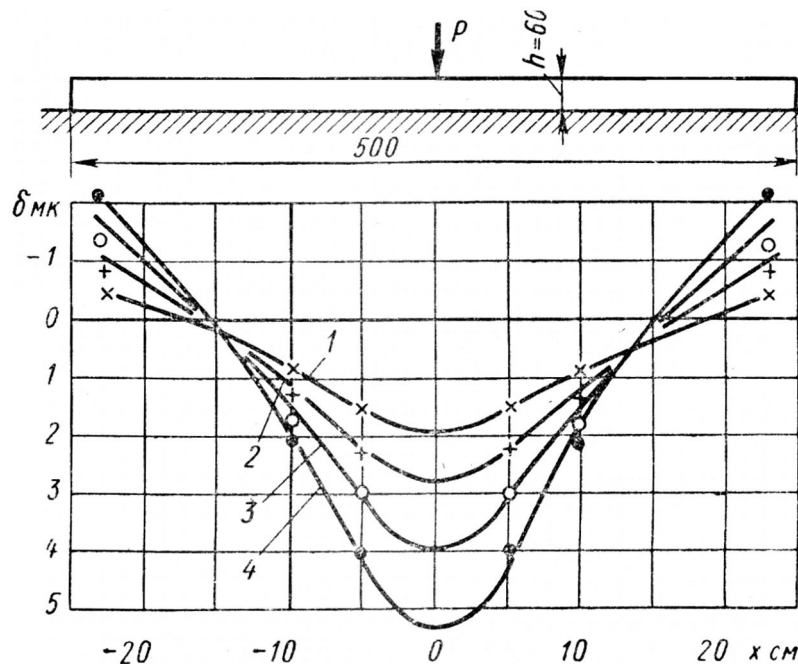


Рис. 3. Зіставлення розрахункових (плавні криві) і експериментальних (крапки) пружних переміщень планки: 1 – $\sigma = 0,04$ МПа, $k = 18$ мкм/МПа; 2 – $\sigma = 0,1$ МПа, $k = 10$; 3 – $\sigma = 0,2$ МПа, $k = 5,5$; 4 – $\sigma = 0,4$ МПа, $k = 4,5$

У умовах, характерних для сучасного машинобудування (виготовлення деталей по 2-у класу точності, установки кілець в корпус з щільною посадкою, а на вал — з напруженою посадкою), середній коефіцієнт контактної податливості кілець з корпусом і валом складає 1 - 2,5 мкм/МПа.

Контактні деформації істотно позначаються на крутильній жорсткості приводів. У балансі кутових переміщень приводів верстатів контактні деформації в з'єднаннях зазвичай перевищують крутильні деформації валів. Коефіцієнт контактної податливості в з'єднаннях шпон призматичними шпонками і в зубах кулачкових муфт складає в середньому 0,3—0,4 мкм/МПа.

Контактну жорсткість при коливаннях вивчали по частоті власних коливань бруса з масою на кінці, складеного з дисків, стягнутих гвинтом. Жорсткість не змащених стиків при коливаннях і статичній деформації однакова і не залежить від частоти коливань. Жорсткість змащених стиків при коливаннях у зв'язку з додатковим опором витіканню масла підвищується до 1,5 разу. Підвищення жорсткості тим більше, чим більше кількість і в'язкість мастила і менше початковий тиск.

Контактуючі поверхневі шари володіють не тільки нормальною, але і дотичною податливістю. Для особливо точних розрахунків переміщення (переважно в умовах пружного повороту), а також для розрахунків міцності фрикційних зчеплень і демпфування коливань представляє інтерес знання дотичної контактної податливості.

Дотичні контактні деформації при першому навантаженні є пружними в межах зрушуючих навантажень близько половини граничних, а потім пластичними до моменту зриву. При цьому пластичні складові у багато разів більше пружних. При повторних навантаженнях спостерігаються тільки пружні зсуви.

Дотичні зсуви можна визначати по залежності $\delta_{\tau} = k_{\tau} \tau$, де τ — дотична контактна напруга в МПа; k_{τ} — коефіцієнт дотичної податливості в мкм/МПа. Експериментальні значення коефіцієнта k_{τ} на крупних чавунних моделях тих, що направляють з однієї шліфованої до 7-го класу точності і одній шабрені (з числом плям 16—20 на 25×25 мм) поверхнями при $\sigma = 0,3 - 0,5$ МПа, $k_{\tau} = 5 - 3,5$ мкм/МПа, при $\sigma = 0,5 - 1,0$ МПа, $k_{\tau} = 2,5 - 3,5$ мкм/МПа; на кільцевих чавунних моделях з різною якістю обробки (5—9-го класів) при $\sigma = 0,5$ МПа, $k_{\tau} = 2,4 - 3,0$; при $\sigma = 1,5$ МПа, $k_{\tau} = 1,0 - 1,5$; на конічних і вузьких плоских шліфованих до 7—8-го класів чистоти моделях при $\sigma = 2,5 - 4,0$ МПа (обробка вимірювань проводилася по формулах кручення і вигину

бруса на пружній підставі) $k_{\tau} = 2 - 4$; менші значення при напрузі зрушення $\tau = 0,3$ Мпа, більші - при $\tau = 2,5$ Мпа .

Контактні деформації направляючих органічно пов'язані з місцевими відгинами. Вплив відгинів направляючих позначається у вигляді: а) зсуву вузла разом з деформованими направляючими станини; б) збільшення контактних деформацій унаслідок погіршення умови контакту із-за викривлення направляючих. Відгини особливо істотні для направляючих що сполучаються із станиною однією стінкою (як в станинах верстатів токарного типу), і в балансі пружних переміщень станини складають величину порядку 1/3 і більше. В результаті викривлення направляючих контактна податливість зростає у декілька разів залежно від конструкції. Деформації направляючих визначаються з розгляду їх як балок на пружній основі у вигляді перехідних стінок і основного контуру станини в припущенні, що деформації пружної основи пропорційні навантаженню тільки в даному перетині, тобто що перехідні стінки як би розрізають па смужки. Прості технічні розрахунки максимальних відгинів направляючих з однією перехідною стінкою проводять також, як Г - подібних брусів шириною, рівною 1,2—1,6 від довжини контакту.

Детальне дослідження теоретичного визначення контактних деформацій і жорсткості стиків виконане Рижовим Е.В. в інституті надтвердих матеріалів ім. В.Н. Бакуля НАН України. Отримані функціональні залежності для стиків різної форми, якості поверхневих шарів і різноманітних видів навантаження.

Таким чином, можна констатувати наступне:

1. Контактна жорсткість стиків залежить від багатьох у більшості випадкових факторів: конструкційних, технологічних, експлуатаційних.

2. Контактна жорсткість стиків змінюється у часі, характер цих змін у загальному випадку є нелінійним і залежить також від випадкових конструкційних, технологічних і експлуатаційних факторів.

3. Теоретичне визначення контактної жорсткості стиків виконується на основі аналітичних і емпіричних формул і методик, які використовуються лише в обмежених випадках.

4. Контактна податливість стиків верстатів може складати до 80 % у загальному балансі його податливості і суттєво впливає на показники технологічної надійності верстата.

5. Значний інтерес представляє вивчення стиків безпосередньо у вузлах машин і жорсткості всієї машини, коли враховується реальний стан поверхневого шару, розміри номінальної і фактичної площі, напрям дії навантаження, наявність мастила і тому подібне.

Виходячи із проведеного аналізу метою даної роботи є розробка і перевірка методики прогнозування точісної надійності вузлів у робочому просторі верстата за інформацією про характеристики стикових з'єднань.

1. Кудінов В.А. Динамика станков – М. машиностроение, 1967 – С. 360.
2. Хомяков В.С., Тарасов И.В. Оценка качества стыков на точность станков./ станки инструменты – 1991 – С. 13-17.
3. Пуш А. В. Шпиндельные узлы. Качество и надежность.- Машиностроение, 1992 – С. 288.