ОДЕСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

ТОПІЛІН Євген Геннадійович

РЕГУЛЮВАННЯ ПОПЕРЕДНЬОГО НАТЯГУ В ПЕРЕДАЧАХ ГВИНТ-ГАЙКА КОЧЕННЯ З ВИКОРИСТАННЯМ УЛЬТРАЗВУКОВИХ КОЛИВАНЬ

Спеціальність 05.03.01 - Процеси механічної та фізико-технічної обробки, верстати та інструменти

Автореферат
дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Одеса - 1994

АВ 29696

ЛННБ України ім.В.Стефаника
00801759 (U)

Дисертацією є рукопис

Робота виконана в Одеському державному політехнічному університеті на кафедрі загальної та прикладної фізики

Науковий керівник - доктор технічних наук, професор
Назаренко Аскольд Федорович

Офіційні опоненти:
доктор технічних наук, професор Євдокимов В.Д.
кандидат технічних наук, доцент Самойленко В.В.

Провідна організація - Український науково-дослідний інститут верстатів та інструментів, м.Одеса.

Захист відбудеться "31" 05 1994 р. о 14 год.
на засіданні спеціалізованої вченої ради Д.05.06.01
при Одеському державному політехнічному університеті
за адресою: м.Одеса-44, пр.Шевченко 1

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці університету

Автореферат розіслання "27" 04 1994 р.

Вчений секретар спеціалізованої
вченої ради, професор И.М.Білоконев

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

ДВ-29696

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Розвиток точної механіки є одним з пріоритетних напрямків науково-технічного прогресу. Серед відомих прецизійних механізмів, що перетворюють обертальний рух в поступний і навпаки, особливе місце займають передачі гвинт-гайка кочення (ГГК). Завдяки ряду переваг вони знайшли широке застосування в машинобудуванні та їх виробництво продовжує зростати.

До передач ГГК ставляться високі вимоги по точності та жорсткості. Для усунення осьового і радіального зазорів та підвищення жорсткості в передачах ГГК здійснюється попередній натяг. В найбільш розповсюджених конструкціях шарико-гвинтових передач (ШГП) гайка складається з двох півгайок, які для здійснення попереднього натягу згвинчують між собою. При збільшенні попереднього натягу зменшується ККД та значно зростає знощування тіл кочення та різьбових поверхонь. Тому, в залежності від області застосування, для кожного типорозміру передач установлюється нормативне значення сили попереднього натягу з гранично допустимим відхиленням не більш 15 %, яке забезпечує необхідну жорсткість при максимально можливих ККД і довговічності. Крім того під час здійснення попереднього натягу необхідно забезпечити співвісність різьбових поверхонь гвинта та півгайок в межах 5 мкм. Основні труднощі, що виникають на практиці при регулюванні попереднього натягу, обумовлені тертям ковзання між стичними торцями півгайок, яке перешкоджає їх плавному взаємному переміщенню. Введення в область контакту механічних, наприклад, ультразвукових коливань дозволяє, не змінюючи конструкції і технології виготовлення пар тертя, оперативно змінювати кількісні та якісні характеристики фрикційної взаємодії. В зв'язку з цим, удосконалення методів та засобів регулювання попереднього натягу в передачах ГГК на основі застосування ультразвуку є актуальною задачею.

Мета роботи. Науково обгрунтувати можливість удосконалення процесу регулювання попереднього натягу в передачах ГГК шляхом застосування ультразвуку та розробити технологію та устаткування, що дозволяють в існуючих конструкціях передач плавно і дозовано регулювати силу попереднього натягу з одночасним забезпеченням необхідної співвісності різьбових поверхонь.

Об'єкт досліджень. Процес регулювання попереднього натягу в передачах ГГК з використанням ультразвуку стосовно до безкорпусних ШГП виробництва Одеського ВО "Мікрон".

Наукова новизна. Теоретично обгрунтована можливість удосконалення процесу регулювання попереднього натягу в передачах ГГК шляхом

оперативного впливу на тертя торців півгайок введенням високочастотних механічних коливань. Запропоновані, проаналізовані та зіставлені з результатами експериментів нові теоретичні залежності для ефективного коефіцієнту тертя в плоскій парі ковзання під час введення механічних коливань різних напрямків. Експериментально досліджені регулювання попереднього натягу та суміщення осей півгайок в передачах ГГК при введенні ультразвуку та встановлений взаємозв'язок моменту затяжки, сили попереднього натягу, коефіцієнту тертя між торцями півгайок, співвісності різьбових поверхонь, інтенсивності коливань та часу озвучення.

Практична цінність. Основні теоретичні результати та експериментальні дані стали основою для розробки нового способу регулювання попереднього натягу в передачі ГГК та обладнання для його здійснення, які дозволяють з високою точністю встановлювати необхідний натяг і завідомо забезпечувати потрібну співвісність різьбових поверхонь. Визначені найбільш ефективні режими озвучення та регулювання для всіх розповсюджених типорозмірів ШП. Також був розроблений та випробуваний в роботі новий спосіб визначення сили попереднього натягу в передачі ГГК, який не потребує для своєї реалізації складного устаткування. Результати роботи можуть бути використані на підприємствах, що розробляють, виготовляють та експлуатують передачі ГГК. Крім того, результати теоретичних та експериментальних досліджень можуть бути використані самостійно при розробці інших технологій, в яких використовується ефект зниження тертя під дією ультразвуку.

Апробація роботи. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на Міжнародній науково-технічній конференції "Ультразвук в технології машинобудування - 91" в Архангельську (дві доповіді), Всесоюзній науково-технічній конференції "Нове ультразвукове технологічне устаткування та апаратура, досвід їх використання в промисловості" (Севастополь, 1991 р.) та на Республіканській науково-технічній конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні" (Одеса, 1991 р.). Результати роботи розглянуті, обговорені та ухвалені на засіданні кафедри загальної та прикладної фізики Одеського політехнічного університету.

Публікації. По результатах проведених досліджень опубліковано чотири роботи, дві статті знаходяться в друці, подано три заявки на передбачені винаходи.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, закінчення та переліку літератури (105 найменувань). Загальний обсяг роботи налічує 144 сторінки, 37 малюнків, три таблиці та додатки.

На захист виносяться.

1. Результати теоретичних та експериментальних досліджень впливу механічних коливань різних напрямків на тертя в плоскій парі ковзання.
2. Основні співвідношення, що характеризують взаємодію елементів передачі ГГК під час здійснення попереднього натягу, та розроблений на їх основі спосіб визначення сили попереднього натягу та коефіцієнту тертя між торцями півгайок.
3. Результати експериментальних досліджень регулювання попереднього натягу та сумішення осей в шарико-гвинтових передачах з використанням ультразвуку.
4. Новий спосіб регулювання попереднього натягу в передачах ГГК з використанням ультразвуку та устаткування для його здійснення.

ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтована актуальність, новизна, практична цінність теми досліджень, дано коротку характеристику роботи, сформульовані основні положення, що виносяться на захист.

В першому розділі розглянуто розвиток методів здійснення і регулювання попереднього натягу в передачах ГГК. Проаналізовано різні конструкції передач та труднощі, які виникають в них під час регулювання натягу, обумовлені тертям між торцями півгайок. Установлено, що для удосконалення процесу регулювання попереднього натягу необхідно оперативно впливати на тертя. Це можливо шляхом введення в область контакту механічних коливань. Для вивчення цієї можливості розглянуто сучасний стан досліджень, присвячених впливу механічних коливань на процес тертя. Відзначено, що існуючі теоретичні моделі не досить повно описують всю різноманітність випадків контактної взаємодії при введенні коливань, що виникають на практиці, та не враховують ряду факторів. Тому для реалізації мети роботи необхідно попередньо провести теоретичні та експериментальні дослідження впливу механічних коливань на процес тертя ковзання.

На основі аналізу сучасного стану досліджень та в відповідності з метою роботи були поставлені такі задачі.

1. Проаналізувати взаємодію елементів передачі ГГК (півгайок, гвинта і тіл кочення) та намітити шляхи удосконалення процесу регулювання попереднього натягу.
2. Провести теоретичні дослідження впливу механічних коливань різних напрямків на процес тертя ковзання.
3. Підготувати та провести експериментальні дослідження впливу ультразвукових коливань різних напрямків на процес тертя в плоскій

парі ковзання.

4. Розробити на основі результатів пп.1-3 установку та методику для проведення експериментальних досліджень процесу регулювання натягу в передачах ІТК з використанням ультразвуку.

5. Провести експериментальні дослідження регулювання натягу та сумі-щення в шарикових передачах ГТК з використанням ультразвуку та встановити найбільш ефективні режими.

6. На основі результатів досліджень розробити спосіб регулювання натягу в передачах ГТК з використанням ультразвуку та устаткування для реалізації даного способу.

У другому розділі проаналізовані особливості взаємодії елементів передачі ІТК під час здійснення попереднього натягу та роль при цьому тертя ковзання між стичними торцями півгайок, а також теоретично розглянуто введення в область контакту механічних коливань як засіб оперативного впливу на тертя в плоскій парі ковзання.

Розглянемо особливості взаємодії елементів передачі ІТК під час здійснення попереднього натягу шляхом затяжки півгайок певним моментом $M_з$. Цьому моменту противодіють, по-перше, момент реакції елементів передачі на деформацію, який виражається через силу попереднього натягу P, а, по-друге, момент тертя, обумовлений фрикційною взаємодією стичних торців півгайок, який виражається через коефіцієнт тертя. Тертям кочення в даному випадку можна нехтувати. Аналіз сил та моментів, виникаючих під час затяжки, дозволив встановити, що присутність тертя ковзання між торцями півгайок вимагає використовувати для здійснення потрібного натягу занадто великий момент затяжки, що може призвести до перекосу та неспіввісності півгайок. Крім того, нестабільність коефіцієнту тертя є основним джерелом похибок встановлення натягу. Зниження сил тертя дозволить зменшити момент затяжки та значно зменшити вплив нестабільності коефіцієнту тертя на похибки регулювання попереднього натягу.

Якщо до півгайок, що затягнуті моментом $M_з$, прикласти плавно наростаючий протилежний момент, то при певному його значенні $M_о$, яке названо моментом відпускання, відбудеться зняття натягу. Сумісний аналіз сил і моментів, виникаючих під час здійснення та зняття натягу, дозволив одержати такі вирази для сили попереднього натягу P і коефіцієнту тертя f

$$P = \frac{\pi}{h} \cdot (M_з - M_о) \; ; \qquad (1)$$

$$f = \frac{h}{2\pi r} \cdot \frac{M_з + M_о}{M_з - M_о} \; , \qquad (2)$$

де h – крок гвинта; r – середній радіус кільцевої поверхні контакту

...півгайок між собою.

Одержані співвідношення стали основою розробленого та використаного в експериментах способу визначення сили попереднього натягу та коефіцієнту тертя між торцями півгайок передачі ГТК шляхом вимірювання моментів затяжки та відпускання.

Розглянемо взаємодію півгайок передачі ГТК в площині, що перпендикулярна осі гвинта. Під час здійснення натягу виникають радіальні жорсткості півгайок відносно гвинта. Обумовлені ними радіальні сили пружності спрямовані на суміщення осей різьбових поверхонь півгайок між собою і гвинтом. Але цьому перешкоджують сили тертя між торцями півгайок. Аналіз еквівалентної механічної схеми дозволив вивести таку приблизну формулу для розрахунку максимально можливої неспіввісності півгайок

$$\delta_m = \frac{1}{k_n} \cdot 8 f P \operatorname{tg}\alpha \,, \qquad (3)$$

де α - кут контакту тіл кочення; k_n - осьова жорсткість передачі, яка нормована для кожного типорозміру.

Розрахунки показали, що максимально можлива неспіввісність для більшості передач значно перевищує допустиму. Як свідчить формула (3), єдиним шляхом зменшення δ_m без зміни конструкції передачі є зниження коефіцієнту тертя.

Крім того, тертя торців півгайок під час регулювання попереднього натягу часто супроводжується фрикційними релаксаційними автоколиваннями (стрибками), які перешкоджають плавному та дозованому регулюванню.

Таким чином, для усунення проаналізованих негативних явищ необхідно значно (в кілька разів) зменшувати тертя між торцями півгайок, але тільки під час регулювання натягу, бо саме тертя утримує півгайки у затягнутому стані. Тому такі традиційні засоби зниження тертя, як підбір матеріалів фрикційної пари, мастил, спеціальна обробка поверхонь та ін. непридатні в цьому випадку. Введення ж в область контакту механічних коливань дозволяє суттєво змінювати кількісні та якісні характеристики фрикційної взаємодії тільки під час озвучення.

При теоретичному розгляді впливу механічних коливань на процес тертя прийнято описувати рух абсолютно жорсткого коливного повзуна по плоскій шорсткій поверхні. Під час накладання коливань на поступний рух періодично змінюються вектор результуючої швидкості повзуна $\vec{v}$ і сила нормального тиску $\vec{P}_N$, яка в загальному випадку є суперпозицією статичної сили $\vec{P}_0$ та вібраційної сили $\vec{P}_{в}$. При цьому приймають, що в кожний момент часу вектор сили тертя $\vec{F}$ спрямований

протилежно вектору $\vec{v}$ та по абсолютній величині дорівнює $f \cdot P_N$. Коефіцієнт тертя f є вхідним параметром і повинен бути завчасно визначений шляхом розрахунку або експериментально. Найбільш часто розглядається так зване сухе тертя, коли $f = const$.

Під час введення коливань досить високої частоти коливальна складова руху повзуна стає "непомітною" для більшості практичних використань, а поступна складова характеризується середньою швидкістю ковзання v_c, та так званою ефективною силою тертя $\bar{F}$, яка може бути визначена, як усереднена за досить довгий проміжок часу (не менше періода коливань) проекції миттєвої сили тертя на напрямок поступного руху. Відповідно до цього вводиться поняття ефективного коефіцієнту тертя $\bar{f}$, як відношення ефективної сили тертя до статичної сили нормального тиску P_o. Ефективний коефіцієнт тертя є однією з найбільш зручних характеристик фрикційної взаємодії при введенні коливань.

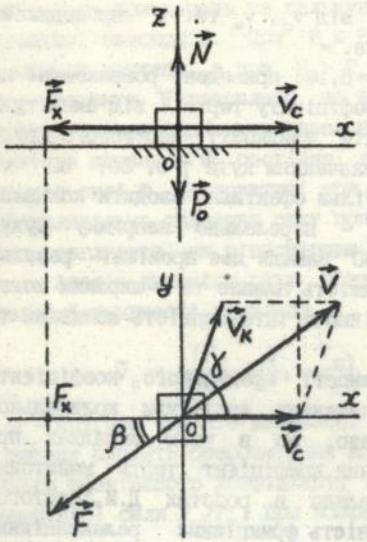
Розглянемо кінематику ковзання при введенні тангенціальних коливань (паралельно площині контакту). Нехай повзун примусово приводиться у рух по горизонтальній шорсткій поверхні вздовж осі X (мал.1) з постійною швидкістю $\vec{v}_c$ та здійснює коливання в площині XOY під кутом γ до напрямку руху з коливальною швидкістю $\vec{v}_k$, що змінюється по гармонічному закону з амплітудою v_m. В результаті аналізу поведінки миттєвої сили тертя в цих умовах одержаний вираз для ефективного коефіцієнту тертя при введенні тангенціальних коливань

$$\bar{f} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(v) \cdot \frac{1 + \frac{v_m}{v_o} \cos\varphi \cos\gamma}{\sqrt{1 + 2 \cdot \frac{v_m}{v_o} \cos\varphi \cos\gamma + \left(\frac{v_m}{v_o} \cos\varphi\right)^2}} d\varphi, \quad (4)$$

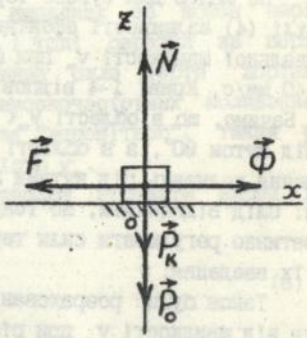
де $f(v)$ – завчасно відома залежність коефіцієнту тертя від миттєвої швидкості ковзання v, яка визначається так

$$v = \sqrt{v_c^2 + v_m^2 \cos^2\varphi + 2 v_m v_c \cos\varphi \cos\gamma}\ . \quad (5)$$

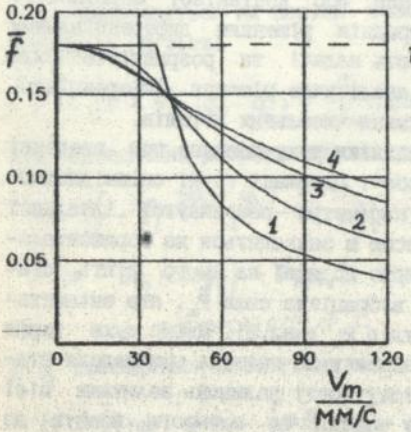
Згідно з формулою (4), ефективний коефіцієнт тертя залежить від швидкості поступного руху v_c, амплітуди коливальної швидкості v_m, кута вводу коливань γ та коефіцієнта тертя f. При сухому терті ($f(v) = const$) для окремих випадків $\gamma = 0$ та $\gamma = 90°$ вираз (4) спрощується та збігається з формулами, які одержані в роботах В.П.Северденка та ін. при розгляді кожного випадку окремо. Проте, інтегруючи, можна врахувати будь яку залежність $f(v)$ при введенні тангенціальних коливань під довільним кутом. Інтеграл, навіть для сухого тертя, виражається в елементарних функціях тільки для випадку



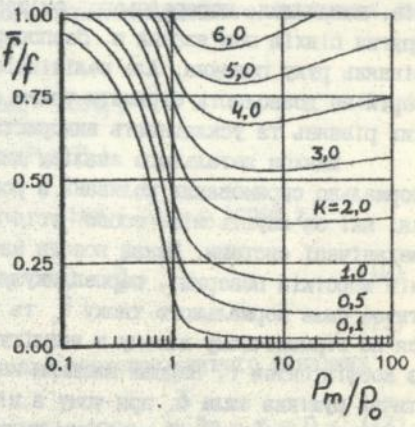
Мал.1



Мал. 3



Мал. 2



Мал. 4

$\gamma = 0$. Тому для вивчення залежності $\bar{f}$ від v_c, v_m та γ проводилось чисельне інтегрування методом Сімпсона.

На мал.2 для сухого тертя ($f = 0{,}18$) приведені розраховані по формулі (4) залежності ефективного коефіцієнту тертя $\bar{f}$ від амплітуди коливальної швидкості v_m при фіксованій швидкості поступного руху $v_c = 40$ мм/с. Криві 1-4 відповідають значенням кута γ 0, 30, 60 та 90°. Бачимо, що в області $v_m < v_c$ найбільш ефективно вводити коливання під кутом 90°, а в області $v_m > v_c$ – паралельно напрямку руху. Введення коливань під кутами 30° та 60° завжди дає проміжні результати. Слід відзначити, що існує можливість плавно та в широких межах оперативно регулювати сили тертя, змінюючи інтенсивність коливань та кут їх введення.

Також були розраховані залежності ефективного коефіцієнту тертя від швидкості v_c при різних значеннях амплітуди коливальної швидкості v_m та кута γ. Встановлено, що в усіх випадках при зростанні швидкості ковзання ефективний коефіцієнт тертя монотонно збільшується, що, як було встановлено в роботах Д.М.Толстого, А.К.Погосяна та ін., гарантує відсутність фрикційних релаксаційних автоколивань (стрибків) при терті.

При теоретичному розгляді впливу нормально спрямованих коливань на тертя в плоскій парі ковзання використовують два основних підходи. Перший оснований на врахуванні тільки деяких окремих факторів, наприклад, попереднього зміщення або контактної жорсткості. Другий підхід пов'язаний з безпосереднім рішенням диференціальних рівнянь руху повзуна. Але нелінійність задачі та розривність сили тертя не дозволяють отримати точне аналітичне рішення диференціальних рівнянь та ускладнюють використання чисельних методів.

Шляхом детального аналізу динаміки руху повзуна при введенні нормально спрямованих коливань в роботі одержані точні співвідношення, які зв'язують між собою усі параметри розглянутої ідеальної механічної системи. Нехай повзун масою m знаходиться на горизонтальній шорсткій поверхні, перпендикулярно до якої на нього діють статична сила нормального тиску $\vec{P}_0$ та вібраційна сила $\vec{P}_к$, яка змінюється по гармонічному закону з амплітудою P_m (мал.3). Маємо сухе тертя з коефіцієнтом f. Вздовж площини контакту до повзуна прикладена статична рушійна сила $\vec{\Phi}$, при чому в відсутності коливань величини цієї сили недостатньо, щоб подолати силу тертя $\vec{F}$ та привести повзун до руху, тобто $\Phi < f \cdot P_0$.

Осцилюючий характер нормального тиску приводить до періодичної (з частотою коливань) зміни миттєвої сили тертя, в результаті чого повзун під дією сили Φ починає складний переривчастий рух з

чергуванням прискорень та гальмувань. При цьому можливі два випадки контактної взаємодії. При $P_m \le P_o$ зберігається постійний ковзний фрикційний контакт, а при $P_m > P_o$ відбувається періодичний розрив цього контакту. Установлено, що в обох випадках за кожен період коливань повзун проходить однаковий шлях і тоді середня за період швидкість ковзання $\bar{v}_c$ постійна, а ефективна сила тертя дорівнює рушійній силі Ф. На практиці при досить високочастотних коливаннях, коли коливальна складова руху повзуна стає "непомітною", такий рух можна розглядати, як рівномірний з швидкістю $\bar{v}_c$.

Аналіз динаміки руху повзуна дозволив отримати вираз для середньої швидкості ковзання

$$\bar{v}_c = \frac{fP_o}{2\pi\omega m} \cdot K\left(\frac{\bar{f}}{f}, \frac{P_m}{P_o}\right), \qquad (6)$$

де ω – кругова частота коливань.

До виразу входить безрозмірний коефіцієнт K, який залежить від відносного ефективного коефіцієнту тертя $\bar{f}/f$ та відносної амплітуди вібраційної сили P_m/P_o. При збереженні контакту ($P_m \le P_o$)

$$K = \left(\frac{\bar{f}}{f} - 1\right)\frac{(\varphi_3 - \varphi_1)^2}{2} + \frac{P_m}{P_o}\left[(\varphi_3 - \varphi_1)\cos\varphi_1 + \sin\varphi_1 - \sin\varphi_3\right], \qquad (7)$$

где $$\varphi_1 = \arcsin\left[\frac{P_o}{P_m}\cdot\left(1 - \frac{\bar{f}}{f}\right)\right], \qquad (8)$$

а φ_3 – визначається як корінь такого трансцендентного рівняння на інтервалі $[\pi/2; 2\pi]$

$$\left(1 - \frac{\bar{f}}{f}\right)\cdot(\varphi_3 - \varphi_1) + \frac{P_m}{P_o}(\cos\varphi_3 - \cos\varphi_1) = 0. \qquad (9)$$

При періодичних розривах контакту ($P_m > P_o$)

$$K = \left(\frac{\bar{f}}{f} - 1\right)\cdot\frac{(\varphi_3 - \varphi_1)^2}{2} + \frac{P_m}{P_o}\left[\sin\varphi_1 - \sin\varphi_3 + (\varphi_3 - \varphi_1)\cos\varphi_1 + \right.$$

$$\left. + (\pi - 2\varphi_3)\cos\varphi_4\right] - 2\varphi_3\varphi_4 + \pi(\varphi_3 + \varphi_4) - \frac{\pi^2}{2}, \qquad (10)$$

де $$\varphi_4 = \arcsin(P_o/P_m), \qquad (11)$$

а φ_3 знаходиться аналогічно з другого трансцендентного рівняння

$$\left(1 - \frac{\bar{f}}{f}\right)(\varphi_3 - \varphi_1) + \frac{P_m}{P_o}(2\cos\varphi_4 + \cos\varphi_3 - \cos\varphi_1) + 2\varphi_4 - \pi = 0. \qquad (12)$$

Як видно з виразу (6), при $\bar{f}/f$ = const і P_m/P_o = const середня швидкість ковзання повзуна прямо пропорційна силі P_o, коефіцієнту f та обернено пропорційна частоті коливань та масі повзуна. Для вивчення

поведінки коефіцієнту K були розраховані його залежності від $\bar{f}/f$ та P_m/P_o. Трансцендентні рівняння (9) та (12) вирішувались чисельним методом декахотомії. Але для практичних використань найбільш цікавими є залежності відносного ефективного коефіцієнту тертя від P_m/P_o та коефіцієнту K, який згідно з (6), об'єднує всі інші параметри розглянутої системи, а саме

$$K = \frac{2\pi\omega m}{fP_o}\cdot\bar{v}_c \quad . \qquad (13)$$

Цю залежність можна розрахувати, задаваючись певними значеннями параметрів та розглядаючи вираз (6), як трансцендентне рівняння відносно $\bar{f}/f$. Для знаходження $\bar{f}/f$ для різних значень K та P_m/P_o це рівняння вирішувалось чисельним методом декахотомії.

На мал.4 подані розраховані залежності відносного ефективного коефіцієнту тертя від відносної амплітуди вібраційної сили при фіксованих значеннях коефіцієнту K. Бачимо, що при зростанні P_m/P_o від нуля до двох ефективний коефіцієнт тертя швидко знижується, а потім або залишається практично незмінним (при K = 0,1-1), або навіть повільно зростає (при K = 2-6). Тому для зниження тертя шляхом введення нормально спрямованих коливань доцільно обмежитися значеннями P_m/P_o від двох до чотирьох. При цьому забезпечити значне зниження коефіцієнту тертя (в 5 і більше разів) можна тільки при K < 1. Відзначимо, що тут також існує можливість плавно та в широких межах регулювати ефективний коефіцієнт тертя, змінюючи амплітуду вібраційної сили, тобто інтенсивність коливань.

Розрахунки залежностей ефективного коефіцієнту тертя від коефіцієнту K показали, що, як і при тангенціальних коливаннях, коефіцієнт $\bar{f}$ монотонно зростає при збільшенні швидкості ковзання, тобто залежність також носить антистрибковий характер. При $P_m/P_o < 1$ мають місце ненульові коефіцієнти тертя спокою (при $\bar{v}_c = 0$), які збігаються з визначеними по формулах И.И.Блехмана. Також відповідає положенням робіт И.И.Блехмана те, що при $P_m/P_o > 1$ ефективні коефіцієнти тертя спокою дорівнюють нулю.

Таким чином, теоретично обгрунтована можливість плавно і в широких межах оперативно змінювати коефіцієнт тертя та усунути фрикційні релаксаційні автоколивання шляхом введення в область контакту механічних, наприклад, ультразвукових коливань різних напрямків. Для конкретної реалізації цієї можливості, тобто для розробки ефективних методів та засобів регулювання попереднього натягу в передачах ГТК з використанням ультразвуку, були проведені розгорнуті експериментальні дослідження.

В третьому розділі подані результати експериментів, що прово-

дились в чотири етапи на двох спеціально створених установках. Для кожного етапу розроблені частинні методики.

На першому етапі досліджувався вплив ультразвукових коливань на тертя в плоскій парі ковзання. Експерименти проводилися з метою встановити міру адекватності запропонованих теоретичних залежностей з одночасним уточненням вхідних даних, необхідних для розробки установки та методики експериментів на наступних етапах досліджень. Установка для проведення першого етапу експериментів являла собою похилу стальну плиту, по якій під дією сили тяжіння вільно ковзає повзун, спираючись на робочі накладки чотирьох п'єзокерамічних перетворювачів (робоча частота 16 кГц). Розроблена методика дозволила отримати експериментальні залежності ефективного коефіцієнту тертя від швидкості ковзання та параметрів коливань різних напрямків.

Для зіставлення з результатами експериментів по формулі (4) були розраховані відповідні теоретичні залежності. В формулу підставлялась лінійна апроксимація методом найменших квадратів емпірична залежність коефіцієнту тертя від швидкості ковзання $f(v)$. Зіставлення виявило у всіх випадках якісну відповідність експериментальних залежностей теоретичним. В більшості отриманих залежностей якісна відповідність спостерігається не менш як до другої похідної. Кількісні розбіжності, які складають не більше 45 %, на наш погляд, викликані незначним схоплюванням на контактуючих поверхнях, яке спостерігалось при введенні інтенсивних тангенціальних коливань. Це явище не дозволило отримати для тангенціальних коливань зниження коефіцієнту тертя більш ніж в 5–6 разів. Установлено, що схоплювання спостерігається в більшій мірі при низьких швидкостях ковзання, підвищенні контактного тиску та в відсутності мастила, а це саме ті умови, які мають місце при фрикційній взаємодії торців півгайок передачі ГТК. Тому для удосконалення процесу регулювання попереднього натягу в передачах ГТК найбільш ефективним уявляється введення нормально направлених коливань, які не спричиняють схоплювання контактуючих поверхонь та забезпечують зниження коефіцієнту тертя більше, як в 20 разів і практично нульові (0,007) коефіцієнти тертя спокою.

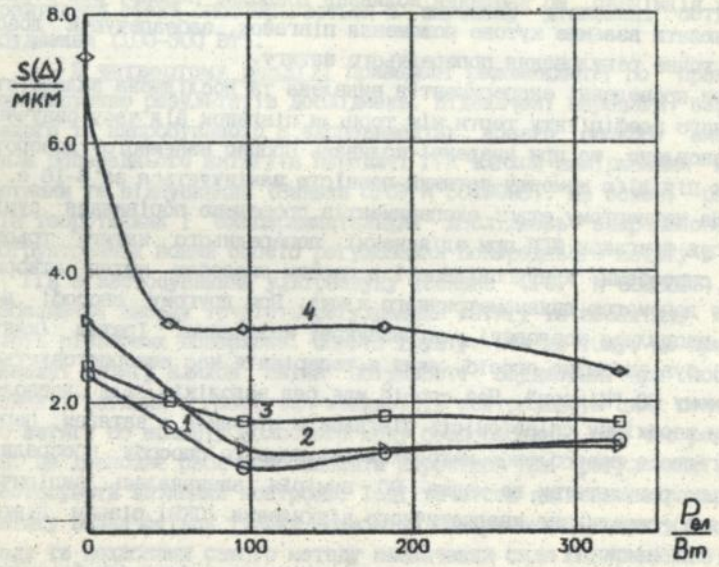
Наступні етапи експериментів проводилися безпосередньо на безкорпусних ШГП типорозмірів 40х5 та 40х10 виробництва Одеського ВО "Мікрон". Для цього була розроблена та виготовлена установка, яка містила в собі спеціальний ультразвуковий генератор з регулівними потужністю (до 500 Вт) та частотою (в межах 5–30 кГц), а також два ультразвукових п'єзокерамічних перетворювачі для введення, відповідно, поздовжніх та радіальних коливань, динамометричний ключ, що вимірює пікові значення моментів, та деякі пристрої. Акустичні роз-

рахунки проводились по спеціально розробленій методиці, згідно з якою перетворювач разом з півгайкою, на яку він встановлюється, складає резонансну коливальну систему з частотою основного резонансу 12 кГц. Але, в зв'язку з складною геометрією ця система виявилась багаторезонансною. Крім основного були визначені декілька досить виражених додаткових резонансів в діапазоні до 18 кГц. При цьому АЧХ коливальної системи значно змінюється при зміні сили попереднього натягу та умов акустичного контакту. Тому найбільш доцільним уявляється проводити озвучування не на одній з резонансних частот, а в спектрі частот, наприклад, коли частота періодично (з періодом 100-200 мс) змінюється по пилкоподібному закону в діапазоні 10-18 кГц та, в результаті, за час озвучення багаторазово збуджуються коливання на всіх резонансних частотах. Цей режим озвучення використовувався в подальших експериментах.

На другому етапі експериментів здійснювалося порівняння регулювання попереднього натягу в ШГП для чотирьох випадків контактної взаємодії стичних торців півгайок. В першому випадку здійснення натягу проводилося без введення коливань. У другому випадку між торцями півгайок встановлювався опорний шарикопідшипник, тобто ковзання змінювалось на кочення. В третьому і четвертому випадках для зниження тертя ковзання в область контакту вводились коливання, відповідно, в напрямку осі гвинта (нормально до площини контакту) та в радіальних напрямках (паралельно площині контакту). Величину сили попереднього натягу, в відповідності з загально прийнятою методикою, характеризували по моменту холостого (допоміжного) ходу передачі, який вимірювався на спеціальному стенді. Інтенсивність коливань характеризували електричною потужністю збудження перетворювачів.

В таблиці для чотирьох випадків в першому рядку подані моменти затяжки $M_{з1}$, які необхідно прикласти в кожному і-тому випадку для того, щоб створити нормативний натяг в ШГП 40х10. В другому рядку показана ступінь зниження $M_{з1}$ відносно $M_{з1}$. Результати усереднені по чотирьох досліджених ШГП. Потужність збудження складала 250 Вт. Як свідчать приведені дані, заміна тертя ковзання (1) на тертя кочення (2) дозволяє майже в три рази зменшити момент затяжки. При використанні ультразвуку значну перевагу має введення коливань вздовж гвинта (3), забезпечуючи зниження моменту затяжки більш ніж в 10 разів, в той час як введення радіальних коливань (4) - тільки на 40 %. Тому, враховуючи результати всього комплексу досліджень, був остаточно зроблений вибір на користь поздовжніх коливань. При введенні поздовжніх коливань існує можливість плавно та в широких межах регулювати попередній натяг не тільки моментом затяжки, а й зміною

	Ковзання	Кочення	Поздовжні коливання	Радіальні коливання
i	1	2	3	4
$M_{эі}$, Н·м	18,3	6,3	1,5	13,1
$\frac{M_{эі}}{M_{эі}}$	1,0	2,9	12,2	1,4



Мал. 5

потужності збудження перетворювача при незмінному моменті затяжки.

Третій етап експериментів проводився з метою більш детального вивчення впливу поздовжніх коливань на тертя між торцями півгайок ШГП в процесі здійснення попереднього натягу. На основі результатів теоретичних досліджень (формули (1) та (2)) була розроблена методика визначення сили попереднього натягу та коефіцієнту тертя між торцями півгайок ШГП. Експерименти проводилися на ШГП 40х5. В результаті були одержані залежності ефективного коефіцієнту тертя між торцями півгайок від сили попереднього натягу та потужності збудження. Встановлено, що при інших рівних умовах ефективний коефіцієнт тертя різко знижується при збільшенні інтенсивності коливань та збільшується при зростанні сили попереднього натягу, що повністю відповідає теоретичним положенням. При натязі з силою 5-20 кН та потужності збудження 200-300 Вт коефіцієнт тертя знижується в 4-6 разів. Для менших натягів при взаємодії півгайок спостерігався періодичний розрив контакту, що приводило до майже повної відсутності сил тертя. В експериментах відмічено, що введення коливань дозволяє плавно, без стрибків змінювати взаємне кутове положення півгайок, забезпечуючи дозоване та точне регулювання попереднього натягу.

При проведенні експериментів виявлена та досліджена залежність ефективного коефіцієнту тертя між торцями півгайок від часу озвучення. Установлено, що при введенні коливань процес взаємного довороту півгайок під дією моменту затяжки повністю закінчується за 8-16 с.

На четвертому етапі експериментів проведено порівняння сумішення осей півгайок ШГП при здійсненні попереднього натягу трьома різними способами. У відповідності з першим способом натяг створювався за допомогою динамометричного ключа. При другому способі додатково вводилися поздовжні ультразвукові коливання. Третім (контрольним) був вибраний спосіб, який в теперішній час використовується в Одеському ВО "Мікрон". Цей спосіб має ряд недоліків, але дозволяє отримати необхідну співвісність півгайок в зібранім з натягом передачі. Згідно з розробленою методикою для кожного способу посереднім методом по результатах не менше 90 вимірів визначалась емпірична оцінка $s(\Delta)$ середнього квадратичного відхилення (СКВ) різьби півгайок від співвісності.

На мал.5 для ШГП 40х5 приведені залежності емпіричної оцінки $s(\Delta)$ від електричної потужності збудження $P_{ел}$. Криві 1-4 відповідають значенням сили P попереднього натягу 2,1; 2,8; 5,7 та 15 кН. Експериментальні точки при $P_{ел}$= 0 відповідають способу N 1 (без ультразвуку). Контрольний спосіб N 3 при нормативному попередньому натязі P = 2,5 кН забезпечував для даної передачі $s(\Delta)$ = 2,04 мкм.

Із мал.5 бачимо, що при потужності збудження вище 100 Вт введення коливань дозволяє більш ніж в два рази зменшити СКВ півгайок від співвісності. Крім того, в області нормативного натягу (2,1-2,8 кН) при потужності збудження 100-200 Вт оцінка $s(\Delta)$ була на 30-40 % нижча, ніж забезпечує контрольний спосіб. Для ШГП 40х10 одержані аналогічні результати. Слід відзначити, що емпірична довірча межа випадкового (з імовірністю 95 %) відхилення півгайок від співвісності, наприклад, для ШГП 40х10 при регулюванні попереднього натягу без ультразвуку складала 9,4 мкм. А, згідно з запропонованою формулою (3) теоретична межа δ_m відхилення півгайок від співвісності для цієї передачі дорівнює 8,3 мкм. Розбіжність пояснюється перш за все похибками виготовлення передачі. Додав до формули (3) певний поправочний коефіцієнт (приблизно 1,2), що враховує похибки виготовлення, її можна рекомендувати для прикладних розрахунків.

Таким чином, установлено, що застосування ультразвуку при регулюванні попереднього натягу в ШГП завідомо забезпечує необхідну співвісність різьби півгайок в зібранні з натягом передачі, причому позитивний ефект спостерігається в широкому діапазоні потужностей збудження (100-300 Вт).

<u>В четвертому розділі</u> приведені рекомендації по практичному використанню результатів досліджень. Відзначені переваги запропонованого та випробуваного в експериментах нового способу визначення сили попереднього натягу в передачі ГТК шляхом вимірювання моментів затяжки та відпускання (Заявка СРСР N 5049993). На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень запропонований та обґрунтований новий спосіб регулювання попереднього натягу в передачі ГТК з застосуванням ультразвуку (Заявка СРСР N 5068058), який забезпечує високу точність регулювання натягу та необхідну співвісність різьбових поверхонь. Спосіб грунтується на тому, що при регулюванні натягу шляхом зміни потужності збудження при постійному моменті затяжки з'являється можливість контролювати силу попереднього натягу по моменту холостого ходу безпосередньо під час регулювання. Це дозволяє своєчасно вносити корективи при регулюванні, тобто застосувати активний контроль. Тоді точність здійснення попереднього натягу визначається тільки похибками вимірювання моменту холостого ходу та похибками самого методу визначення сили попереднього натягу по моменту холостого ходу. Крім того, цей спосіб при необхідності легко автоматизувати. Також запропоновано розроблене і випробуване в експериментах устаткування для реалізації цього способу (Заявка N 5044770). Ультразвуковий п'єзокерамічний перетворювач для введення поздовжніх коливань, що є одним з основних елементів цього устатку-

ЛНБ ім. В. Стефаника
АН України

вання, розраховувався як перетворювач Ланжевена з врахуванням болтової стяжки за допомогою спеціально розробленої методики. Для всіх типорозмірів розповсюджених ШГП розраховані основні розміри перетворювачів, які перш за все визначають їх акустичні характеристики. Найбільш ефективні режими озвучення і регулювання, що одержані експериментально для двох типорозмірів ШГП, екстрапольовані на всі інші типорозміри.

В межах госпдоговорної роботи був розроблений, виготовлений та переданий в ВО "Мікрон" комплект устаткування для регулювання попереднього натягу з застосуванням ультразвуку, що складається із спеціального ультразвукового генератора хитної частоти, п'єзокерамічних перетворювачів та ряду пристроїв. Випробування підтвердили переваги запропонованих технічних рішень.

Практична реалізація результатів роботи дозволить підвищити якість передач ГТК та зменшити трудозатрати при їх зборці.

ЗАГАЛЬНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. В результаті аналізу існуючих методів здійснення попереднього натягу в передачах ГТК показано, що вони не дозволяють плавно та дозовано регулювати величину натягу з одночасним забезпеченням необхідної співвісності різьбових поверхонь (не більше 5 мкм для ШГП 40х5).
2. Установлено, що основним перешкоджаючим фактором є тертя ковзання між стичними торцями півгайок передачі ГТК, а саме: тертя вимагає використовувати під час здійснення натягу занадто великий момент затяжки (до 85 % цього моменту витрачається на подолання сил тертя); тертя супроводжується фрикційними релаксаційними автоколиваннями (стрибками), які ускладнюють плавне взаємне переміщення півгайок; нестабільність коефіцієнту тертя є основним джерелом похибок здійснення натягу, а сили тертя здатні удержувати півгайки у неспівісному стані вище допустимого (більше 8 мкм для ШГП 40х5).
3. Показано, що для удосконалення процесу регулювання попереднього натягу необхідно впливати на тертя між торцями півгайок, але тільки під час регулювання, з метою значного (в декілька разів) зниження коефіцієнту тертя з одночасним усуненням фрикційних релаксаційних автоколивань.
4. Запропоновано впливати на процес тертя між торцями півгайок передачі ГТК шляхом введення в область контакту механічних, наприклад, ультразвукових коливань. Теоретично проаналізований механізм зниження тертя в плоскій парі ковзання при введенні коливань різних напрямків. Одержані та зіставлені з результатами експериментів аналітичні вирази для ефективного коефіцієнту тертя (формули (4) та (6)),

які дозволяють розрахувати його залежності від параметрів розглянутої механічної системи (швидкості ковзання, сили нормального тиску, характеристик коливань та ін.).

5. Установлено, що, змінюючи інтенсивність коливань, можна в широких межах (в 5-6 разів для тангенціальних і більш ніж в 20 разів для нормальних коливань) регулювати ефективний коефіцієнт тертя. Показано, що зміна характеру тертя під час введення коливань будь яких напрямків дозволяє розглядати озвучування пари тертя як ефективний антистрибковий засіб.

6. Експериментально досліджений процес регулювання попереднього натягу в передачах ГТК з використанням ультразвукових коливань та установлений взаємозв'язок між моментом затяжки, силою попереднього натягу, коефіцієнтом тертя торців півгайок, співвісністю різьбових поверхонь, інтенсивністю коливань та часом озвучення. Визначені найбільш ефективні режими регулювання (напрямок вводу коливань - вздовж гвинта, озвучування - у спектрі частот 10-18:кГц, час озвучення - 8-16 с). Ці режими дозволяють за рахунок зниження тертя значно (більше, ніж в 10 разів) зменшити момент затяжки; забезпечити потрібну співвісність різьбових поверхонь (середнє квадратичне відхилення від співвісності 1 мкм для ШГП 40х5); регулювати натяг не тільки моментом затяжки, але й шляхом зміни інтенсивності коливань.

7. Теоретично обґрунтований та випробуваний новий метод визначення сили попереднього натягу в передачах ГТК на основі вимірювання моментів затяжки та відпускання, який не вимагає для своєї реалізації складного устаткування та вільний від ряду недоліків існуючих методів.

8. Розроблений ефективний спосіб регулювання попереднього натягу в передачах ГТК з використанням ультразвукових коливань, який дозволяє підвищити точність здійснення натягу з одночасним забезпеченням необхідної співвісності різьбових поверхонь.

9. Для реалізації цього способу розроблений, виготовлений та переданий в ПО "Мікрон" комплект устаткування (спеціальний ультразвуковий генератор хвильової частоти, п'єзокерамічні перетворювачі та ряд пристроїв), що дозволяє регулювати попередній натяг у серійно виробляємих передачах ГТК.

Основні положення дисертації опубліковані в таких роботах.

1. Влияние ультразвуковых колебаний на коэффициент трения поверхностей контакта полугаек в шариковинтовой паре (ШВП) // Международная научно-техн. конференция "Ультразвук в технологии машиностроения - 91". Сб.докл.- Архангельск, 1991.- С.316-319. (Співавтори Назаренко А.Ф. та ін.)

462436

Ав 29.696

2. Влияние ультразвуковых колебаний на соосность шариковинтовой пары (ШВП) // Международная научно-техн. конференция "Ультразвук в технологии машиностроения - 91". Сб.докл.- Архангельск, 1991.- С.316-319. (Співавтори Назаренко А.Ф. та ін.)

3. Влияние ультразвука на трение в направляющих скольжения // Всесоюз.научно-техн.конференция "Новое ультразвуковое технологическое оборудование и аппаратура,опыт их применения в промышленности". Тез.докл.- Москва, 1991.- С.84-86. (Співавтори Беліков В.Г. та ін.)

4. Расчет преобразователя Ланжевена с учетом болтовой стяжки // В сб. Акустика и ультразвуковая техника, вып.26.- Киев: Техника, 1991.- С.47-52. (Співавтори Беліков В.Г. та ін.)

5. Регулирование предварительного натяга в передачах винт-гайка качения с применением ультразвука // Вестник машиностроения.- 1994.- N 6. (Прийнято до друку, співавтор Назаренко А.Ф.)

Ав 29.696

ОПУ. зак. 138-100 15.04.94.