

*Міністерство освіти України  
Технологічний університет Поділля*

УДК 620.178.3:620.178.5:620.194.4  
На правах рукопису

*Костогрив Сергій Григорович*

**МЕХАНІКА ВІБРАЦІЙНОГО ТЕРТЯ  
В НОМІНАЛЬНО НЕРУХОМОМУ  
ФРИКЦІЙНОМУ КОНТАКТІ**

*Спеціальність 05.02.04 - Тертя та зношування в машинах*

**Автореферат**  
*дисертації на здобуття вченого ступеня  
доктора технічних наук*

*Хмельницький, 1995*

Дисертацією є рукопис  
Робота виконана в Техно.  
(м. Хмельницький)

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00761592 (U)

**Офіційні опоненти**

- Доктор технічних наук, професор  
Голубець Володимир Михайлович
- Доктор технічних наук, професор  
Некоз Олександр Іванович
- Доктор технічних наук, професор  
Кислий Олександр Олександрович

**Провідна організація**

-виробниче об'єднання ковальсько-  
пресового обладнання, Міністерства  
машинобудування, військово - про-  
мислового комплексу та конверсії  
України, м. Хмельницький

Захист відбудеться 21 грудня 1995 р. о 10-й годині.

на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 29.01.01 при  
Технологічному університеті Поділля за адресою:  
280016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, зал  
засідань.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці  
університету за адресою:  
280016, м. Хмельницький, вул. Кам'янецька, 110/1.

Автореферат розісланий "20" \_\_\_\_\_ 11 \_\_\_\_\_ 1995 р.

ЛННБ ім. В. Стефаніка  
АН України

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради *Я.Т. Кіницький* Кіницький Я.Т.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність роботи.** Незважаючи на те, що протягом останніх десятиліть вживаються різноманітні науково-обґрунтовані заходи до зменшення динамічного навантаження вузлів і агрегатів машин, їх робочі режими супроводжуються вібраціями з різними амплітудно-частотними спектрами. Вони породжують вібраційне тертя в номінально-нерухомих з'єднаннях елементів конструкцій, що в свою чергу, обумовлює виникнення особливого роду пошкоджень контактних поверхонь-фретінг-пошкоджень.

Аналіз експлуатаційних пошкоджень номінально нерухомих з'єднань машин різного призначення показує, що в значній кількості випадків вони виходять з ладу через фретінг-пошкодження. Тому забезпечення фретінгостійкості деталей машин є актуальною проблемою в галузі тертя та зносу, яка привертає увагу вчених та інженерів.

Застосування відомих методів підвищення фретінгостійкості елементів конструкцій не завжди буває можливим і ефективним. Сучасні уявлення про механізм фретінгу та впливу на фретінг-знос і фретінг-втому різних факторів дозволяють на одне з ведучих місць в цьому механізмі покласти групу механічних факторів, серед яких головне місце займають амплітуда фретінгу та номінальний тиск у контакті.

Тому постає питання про забезпечення фретінгостійкості елементів конструкцій шляхом впливу на механічні фактори - амплітуду фретінгу, номінальний тиск та номінальне дотичне напруження в контакті. Щоб здійснювати таке управління фретінг-процесом необхідно виявити основні закономірності і співвідношення вібраційного тертя в системі тіл, що утворюють номінально нерухомий фрикційний контакт, встановити базові критерії та параметри, впливаючи на які, було б можливим режим вібраційного тертя і його основні характеристики поставити в рамки, в яких би фретінг-пошкодження знаходились в допустимих межах. У такій постановці ці питання досліджені недостатньо. Цим обумовлюється необхідність у розробці наукового напрямку - механіки вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті.

Актуальність роботи в цьому напрямку визначається, по перше, тим, що проблема забезпечення фретінгостійкості ще не вирішена і потребує нових підходів до неї. По друге, проблема вібраційної стійкості номінально нерухомих з'єднань елементів конструкцій також не може бути вирішена без наукових

досліджень процесу вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті.

**Мета роботи** полягає в науковому пошуку резервів забезпечення фретінго-стійкості та вібраційної стійкості номінально нерухомих елементів конструкцій шляхом управління вібраційним тертям, в номінально нерухомому фрикційному контакті. Цій меті підпорядковані такі завдання:

1. Теоретичні та експериментальні дослідження процесу "напруження-деформація" в номінально нерухомому контакті при початковому та циклічному тангенційному навантаженні. Встановлення аналітичних залежностей і співвідношень для цього процесу і його основних параметрів.

2. Теоретичні та експериментальні дослідження амплітудно-частотних співвідношень для взаємного переміщення елементів контакту при вібраційному терті як в межах, та і поза межами повного попереднього зміщення.

3. Встановлення основних залежностей та співвідношень для часткового проковзування в контакті при вібраційному терті в межах повного попереднього зміщення.

4. Розробка методик експериментальних досліджень та відповідного комплексу установок і обладнання.

5. Виявлення та обґрунтування умов, при яких можливе управління процесом вібраційного тертя та базових критеріїв і параметрів, впливаючи на які, було б можливо здійснювати таке управління.

6. Розробка принципів управління вібраційним тертям в номінально нерухомому фрикційному контакті.

**Методи дослідження.** Основними методами дослідження, які використовувались в даній роботі, були:

- аналітичні методи, у тому числі розроблений автором метод базових амплітудно-частотних характеристик та фазових співвідношень та інші з використанням ЕОМ;

- експериментальні методи із застосуванням устаткування розробленого з участю автора, у тому числі метод вібруючої похилої площини та інші.

#### **Наукова новизна**

1. Запропонований новий підхід до дослідження механіки контактної взаємодії при початковому та циклічному тангенційному навантаженні. В математичну модель цього процесу введений новий базовий критерій – параметр пластичності контакту, який є одним з визначальних параметрів для механіки

вібраційного тертя. Це дозволило:

- отримати рівняння процесу "напруження-деформація" при початковому та циклічному навантаженні, рівняння контуру петлі гістерезису, рівняння процесу зміни тангенційної жорсткості контакту, співвідношення для розсіювання енергії в контакті та для інших параметрів взаємодії в простій і зручній для аналізу і використання формі;

- виявити залежність характеристик контактної взаємодії від параметрів контакту та режиму навантаження;

- показати, що вплив на процес контактної взаємодії можливо здійснювати через параметр пластичності контакту.

2. Отримані нові співвідношення та характеристики, що описують процес вібраційного тертя в межах і поза межами повного попереднього зміщення, які дістали експериментальне підтвердження.

3. Виявлені умови та співвідношення, при яких процес вібраційного тертя відбувається в певних межах, а також базові критерії та параметри, впливаючи на які, можливо здійснювати управління вібраційним тертям в номінально нерухомому фрикційному контакті.

4. Обґрунтована нова методика експериментального визначення амплітудно-частотних характеристик номінального дотичного напруження в контакті.

5. Створений комплекс установок та обладнання для експериментального визначення характеристик контактної взаємодії і вібраційного тертя в номінально нерухомому контакті, частина з яких захищена авторськими свідоцтвами.

**Практична цінність.** Виявлені закономірності вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті показали можливість управління цим процесом і, зокрема, амплітудою взаємних переміщень елементів контакту. Встановлені базові критерії та параметри, вплив на які дозволяє здійснювати управління вібраційним процесом таким чином, щоб уникнути відносного фрикційного ковзання по всій номінальній площі контакту і на цій основі забезпечити умови, при яких фретінг-пошкодження суттєво зменшуються. Протікання вібраційного тертя в межах повного попереднього зміщення в порівнянні з процесом, що проходить за його межами, приводить до зменшення в десятки разів показників фретінг-пошкоджень.

Управління механікою вібраційного тертя для забезпечення фретінгостійкості конструкцій на етапах їх проектування, виготовлення та експлуатації практично не вимагає окремих витрат

енергоресурсів, як наприклад, цього вимагає спеціальна хіміко-термічна обробка деталей.

Отримані залежності для залишкових взаємних переміщень елементів контакту при циклічному тангенційному навантаженні дозволяють прогнозувати накопичення цих переміщень в номінально нерухомих з'єднаннях технологічного обладнання, а цим самим прогнозувати його точність.

**Реалізація результатів роботи.** Результати дослідження механіки вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті впроваджувались у виробництво як рекомендації по управлінню процесом вібраційного тертя в номінально нерухомих з'єднаннях технологічного обладнання з метою підвищення їх фретінгостійкості та вібраційної стійкості за підсумками господарських науково-дослідних робіт на Городокському верстатобудівному заводі та на Хмельницькому ВО "Катіон". Ефект впровадження визначається тим, що фретінг-знос поверхонь нерухомих з'єднань зменшився в 3,5-6 разів при одній і тій же роботі.

Розроблені методи експериментального визначення параметрів контактної взаємодії та амплітудно-частотних характеристик номінального дотичного напруження в контакті впроваджені в навчальний процес Технологічного університету Поділля (м. Хмельницький).

**Апробація роботи.** Результати роботи доповідались на таких науково-технічних конференціях, семінарах і симпозіумах: Всесоюзна науково-технічна конференція "Современные проблемы триботехнологий" (Миколаїв, 1988); всесоюзна науково-технічна конференція "Повышение надежности и долговечности материалов и деталей машин на основе новых методов термической и химико-термической обработки" (Хмельницький, 1988 р.); всесоюзна науково-технічна конференція "Новые материалы и ресурсосберегающие технологии термической и химико-термической обработки деталей машин и инструмента" (Махачкала, 1988 р.); всесоюзний науково-технічний семінар "Механика и технология машиностроения" (Свердловськ, 1990 р.); всесоюзна науково-технічна конференція "Проблемы повышения качества, надежности и долговечности машин" (Брянськ, 1990 р.); всесоюзна науково-технічна конференція "Надежность технологического оборудования, качество поверхности, трение и износ" (Хабаровськ, 1990 р.); всесоюзна науково-технічна конференція "Износостойкость машин" (Брянськ, 1991 р.); міжреспубліканська науково-технічна конференція "Качество и надежность узлов

тренинги" ( Хмельницький, 1992 р.); міжнародна науково-технічна конференція " Вдосконалення обладнання легкої промисловості та складної побутової техніки (Хмельницький, 1993 р.); міжнародний симпозиум з трибофатики (Гомель, 1993 р.); науково-технічна конференція "Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах і конверсії виробництва" (Хмельницький, 1993 р.); міжнародна конференція "Оснастка-94" (Київ, 1994 р.); конференція "Ресурсо и енергосберегающие технологии в машиностроении" (Одеса, 1994 р.); науково-практична конференція "Наукові основи сучасних прогресивних технологій" (Хмельницький, 1994 р.); міжнародна науково-технічна конференція " Износостойкость машин " (Брянськ, 1994 р.); науково-технічна конференція "Остатка-95" (Київ, 1995 р.); науково-технічна конференція "Производство и ремонт механизмов и машин в условиях конверсии" (Крим, Нікітський ботанічний сад, 1995 р.).

**Публікації.** Основні положення і результати досліджень опубліковані в 31 роботі, з яких одна брошура і 10 авторських свідоцтв на винаходи.

**Структура і об'єм роботи.** Дисертація складається з вступу, семи розділів, основних висновків по роботі, списку цитованої літератури з 219 назв. Матеріал викладений на 375 сторінках машинописного тексту, включає 142 рисунків та таблиць.

### На захист виноситься

1. Обґрунтування нового наукового напрямку - механіки вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті та його значення для вирішення проблеми забезпечення фретінгостійкості елементів машинобудівних конструкцій.
2. Теоретичні дослідження процесу "напруження - деформація" в номінально нерухомому фрикційному контакті при початковому та циклічному тангенційному навантаженні. Зокрема, отримані основне рівняння процесу початкового навантаження, рівняння контуру петлі гістерезису, рівняння процесу зміни тангенційної жорсткості контакту при циклічному навантаженні, співвідношення, що характеризують втрати енергії в контакті, обґрунтування і введення нового узагальнюючого критерію - параметра пластичності контакту, що є одним з базових параметрів для опису процесу контактної взаємодії при тангенційному навантаженні.
3. Математична нелінійна та лінеаризована моделі для розрахунку параметрів вібраційного тертя в номінально нерухо-

тому фрикційному контакті в межах повного попереднього зміщення та виявлені на їх основі рівняння і співвідношення.

4. Умови та співвідношення для граничних значень параметрів контактної взаємодії, при яких вібраційний процес відбувається в межах повного попереднього зміщення та принципи управління вібраційним тертям.

5. Аналітичні залежності для характеристик часткового проковзування в контакті в межах попереднього зміщення при вібраційному навантаженні та умови, при яких часткове проковзування в контакті відсутнє.

6. Математична нелінійна модель, метод базових частотних характеристик і фазових співвідношень та встановлені на їх основі залежності для розрахунку параметрів процесу вібраційного тертя за межами попереднього зміщення, а також умови, при яких цей процес не виходить за такі межі.

7. Комплекс установок та обладнання для експериментальних досліджень основних характеристик контактної взаємодії при статичному навантаженні контакту. Методика експериментального визначення амплітудно-частотних характеристик номінального дотичного напруження в контакті.

8. Фактичний матеріал експериментальних досліджень основних характеристик і співвідношень контактної взаємодії при статичному та вібраційному навантаженні, що підтверджує отримані результати теоретичних досліджень.

## КОРОТКИЙ ЗМІСТ РОБОТИ.

В першому розділі подані загальна характеристика вібраційних процесів у машинах та фретінг пошкоджень, аналіз результатів відомих досліджень механізму фретінгу та його ведучих процесів, впливу на ці процеси параметрів контактної взаємодії і режимів вібраційного тертя, існуючих методів та технічних рішень, що спрямовані на підвищення фретінгостійкості елементів конструкцій, обґрунтований науковий напрямок, мета і конкретні завдання роботи.

Показано, що незалежно від функціонального призначення машин елементи їх конструкцій мають фретінг-пошкодження різного рівня, подана класифікація фретінг-пошкоджень в номінально нерухомих з'єднаннях елементів конструкцій.

На основі аналізу досліджень, що викладені у роботах Р.Б. Уотерхауза, Г. Уліга, А.В. Рябченкова, О.Н. Муравкіна, Н.Л. Голего, А.Я. Аляб'єва, В.В. Шевелі, І. Сато, В.В. Ковалевського та інших узагальнені сучасні уявлення про механізм фретінгу та його ведучі процеси.

Це дозволило виділити механічний фактор, як ведучий в механізмі фретінгу, показати його вплив на фретінг-знос та фретінг-втому. Сучасні дослідження механізму фретінг-процесів вказують на принципові можливості управління ними за рахунок виключення концентраторів першого та другого типу або зведення до мінімуму результатів їх дії, виділити амплітуду взаємного переміщення елементів контакту та номінальний тиск в контакті як основні механічні фактори, що впливають на фретінг-знос та фретінг-втому.

Аналіз існуючих методів і технічних рішень по підвищенню фретінг-стійкості елементів конструкцій показує, що кожний з них є ефективним лише в певних умовах і що зараз немає єдиного підходу, який можна було рекомендувати для всіх випадків. Це обумовило необхідність подальшого пошуку резервів в управлінні фретінг-процесами, використання яких в комплексі з відомими методами дозволили зменшити фретінг-пошкодження.

Показано, що ці резерви слід шукати в першопричинах фретінгу та в ведучих процесах його механізму. Оскільки першопричиною фретінгу є вібраційне тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті, то зроблений висновок про те, що попередити фретінг, або послабити його дію можливо шляхом управління вібраційним тертям і, насамперед, забезпечення його протікання таким чином, щоб його механічні параметри - амплітуда взаємного переміщення елементів контакту та нормальний тиск в контакті були в таких межах, коли не виникають недопустимі фретінг-пошкодження.

Такий підхід вимагає розробки окремого наукового напрямку - механіки вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті. Цей напрямок, насамперед, охоплює такі області:

- обґрунтування і виявлення основних закономірностей вібраційного тертя в системі тіл, що утворюють номінально нерухомий фрикційний контакт, як в межах, так і поза межами повного попереднього зміщення, амплітудно-частотних співвідношень для механічних параметрів вібраційних процесів - амплітуди фретінгу, розсіювання енергії в контакті, часткового проковзування та інших;

- обґрунтування та аналітичне подання базових критеріїв і параметрів для управління вібраційним тертям, залежностей їх від параметрів контактної взаємодії.

На основі цього обґрунтовані та сформульовані мета і основні завдання роботи.

В другому розділі на основі аналізу специфіки взаємодії елементів нерухомого фрикційного контакту при тангенційному навантаженні, що випливає з результатів робіт, А.В. Верховського, Г.А. Томлінсона, Л.І. Мандельштама, С.Е. Хайкіна, Є.А. Чудакова, І.В. Крагельського, М.Б. Дьомкіна, В.С. Щедрова, Ф.П. Боудена, Д. Тейбора, Я.Г. Пановко, І.Р. Коняхіна, В.І. Максака, З.М. Левіної, Д.Н. Решетова, Н.Г. Калініна, а також робіт у галузі механіки твердого деформованого тіла М.М. Давиденкова, А.Ю. Ішлінського, Г.С. Писаренка, Д. Айвена, В.В. Матвєєва та інших, виконані теоретичні дослідження процесу "напруження-деформація" в номінально нерухомому фрикційному контакті та його основних характеристик при початковому та циклічному тангенційному навантаженні. Ці дослідження базуються на основі узагальненої одновірної моделі механічного контакту, що деформується тангенційною силою і яка виконана з використанням ідей і підходів, що лежать в основі теорії мікропластичних деформацій та одновірної теорії мікропластичності (рис.1). Вона складається з великої кількості паралельно з'єднаних між собою плеч з реологічними елементами Прандля. Пружні властивості моделюються елементами Гука з тангенційною жорсткістю  $C_{\tau_i}$ , а фрикційні властивості моделюються елементами Сен-Венана, що характеризуються питомою зсуваючою силою  $q_i f_i$ , де  $q_i$  - мікроскопічний номінальний тиск в  $i$ -му плечі, а  $f_i$  - мікроскопічний коефіцієнт тертя в  $i$ -му плечі.

Враховуючи, що внаслідок паралельного з'єднання плеч моделі, взаємні переміщення контакту однакові для всіх плеч  $X_1 = X_2 = X_3 = \dots = X_i = X$ , дотичне напруження в  $i$ -му плечі моделі

$$\tau_i = C_{\tau_i} (X - X_{f_i}), \quad (1)$$

де  $X_{f_i}$  - взаємне переміщення в  $i$ -му плечі контакту внаслідок фрикційного проковзування. Введено поняття коефіцієнта запасу сили тертя в  $i$ -му плечі  $\lambda_i = q_i f_i / \tau_i$ , де  $\tau_i$  - дотичне напруження в  $i$ -му плечі. Рахуючи, що елементи Прандля розміщені в порядку зростання  $\lambda_i$ , а також покладаючи, що тангенційна жорсткість в  $i$ -му плечі  $C_{\tau_i} = F(\lambda_i) \Delta \lambda_i$  при кількості плеч в моделі  $N$  одержимо вираз для дотичного напруження

$$\tau = \sum_{i=1}^N F(\lambda_i) (X - X_{\lambda_i}) \Delta \lambda_i, \quad (2)$$

де  $F(\lambda_i)$  - деяка невідома функція, що має додатне значення;

$X_{\lambda_i} = X_{f_i}$  - взаємне фрикційне переміщення в плечі з коефіцієнтом запасу сили тертя  $\lambda_i$ .

Якщо  $N \rightarrow \infty$ , то  $C_{\tau_i} \rightarrow 0$  і має місце неперервний розподіл як тангенційної жорсткості, так і коефіцієнта запасу сили тертя для елементів моделі. Виходячи з цього і враховуючи вираз (2), дістанемо основне рівняння для процесу "напруження-деформація" в нерухомому фрикційному контакті.

$$\begin{cases} \tau = C_{\tau_0} \left[ X - \int_0^{\infty} X_{\lambda} p(\lambda) d\lambda \right], & \text{при } 0 \leq X \leq X_{max}; \\ \tau = qf, & \text{при } X \geq X_{max}; \end{cases} \quad (3)$$

де  $p(\lambda)$  - густина розподілу запасу сили тертя в моделі з нескінченною кількістю плеч;  $C_{\tau_0}$  - початкова тангенційна жорсткість контакту при  $\tau=0$  та  $X=0$ .

Згідно рис. 2 пружна частина повного попереднього зміщення  $\Delta_{np} = qf / C_{\tau_0}$ . Максимальне взаємне переміщення  $\Delta$  відповідає  $\tau=qf$  і є повним попереднім зміщенням  $X_{max} = \Delta$ , а його пластична складова  $\Delta_{nl} = \Delta - \Delta_{np}$ . Вводячи поняття відносного переміщення елементів контакту як  $\epsilon = X / \Delta_{np}$ , а також допускаючи, що фрикційне переміщення в плечі моделі з запасом сили тертя  $\lambda_i$  залежить від біжучих значень  $\epsilon$  і  $\lambda$  і виражається співвідношенням  $X_{\lambda} = \Delta_{np} (\epsilon - \lambda^n)$ , одержимо остаточний запис основного рівняння процесу "напруження-деформація" в номінально нерухомому фрикційному контакті при тангенційному початковому навантаженні.

$$\begin{cases} \tau = qf \left[ \epsilon - \frac{n}{(n+1)^n} \epsilon^{\frac{n+1}{n}} \right], & \text{при } 0 \leq \epsilon \leq n+1; \\ \tau = qf, & \text{при } \epsilon \geq n+1. \end{cases} \quad (4)$$

В рівнянні (4)  $q$  - номінальний тиск у контакті,  $f$  - статичний коефіцієнт тертя,  $n$  - параметр пластичності контакту, що характеризує його пластичні властивості та є відношенням пластичної частини повного попереднього зміщення до її пружної частини.

Встановлено співвідношення  $n = \epsilon_{max} - 1$  і те, що між параметром пластичності  $n$  та параметром густини розподілу мікроскопічного запасу сили тертя  $\lambda_m$  (рис.3) є функціональний зв'язок у вигляді

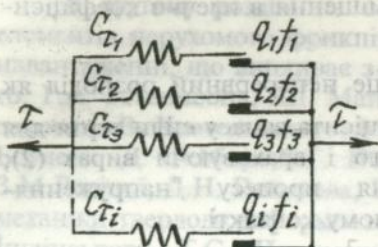


Рис.1. Одномірна модель номінально нерухомого фрикційного контакту при тангенційному навантаженні.

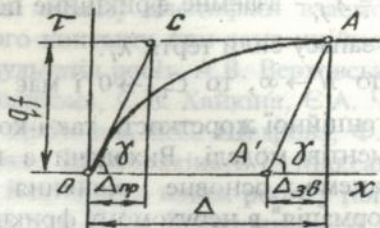


Рис.2. Загальні співвідношення для процесу "напруження-деформація" при початковому навантаженні.

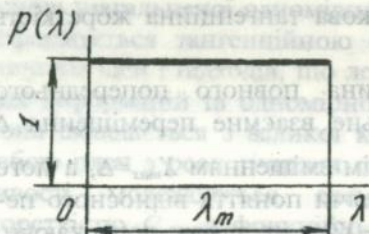


Рис.3. Густина розподілу мікроскопічного запасу сили тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті.

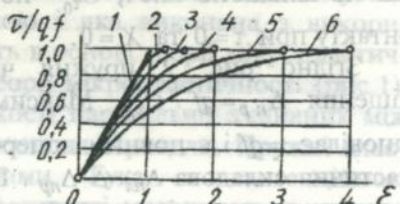


Рис.4. Залежність "напруження-деформація" при різних значеннях параметра пластичності контакту: 1- $n=0$ ; 2-0,25; 3-0,5; 4-1,0; 5-2,0; 6-3,0.

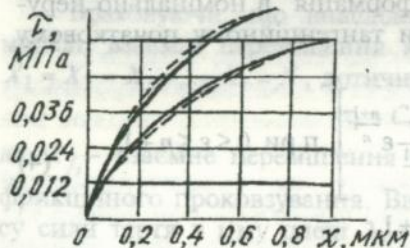


Рис.5. Порівняння експериментальних кривих "напруження - деформація" одержаних З. М. Левіною та Д. М. Решетовим з розрахунковими кривими.

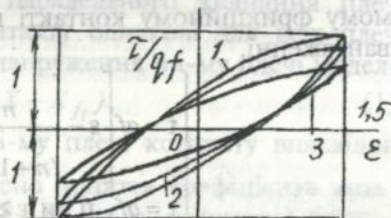


Рис.6. Петлі гістерезису для номінально нерухомого фрикційного контакту: 1-  $n=0,5$ ; 2- 1,0; 3- 3,0.

$\lambda_m = (n+1)^{1/n}$ , (5)  
 де  $\lambda_m$  - максимальне значення мікроскопічного запасу сили тертя на множині точок номінальної площі контакту, та те, що  $\lambda_m$  - максимальне значення мікроскопічного запасу сили тертя на множині точок номінальної площі контакту. Показано, що  $\lambda_m$  знаходиться в межах  $1 < \lambda_m < e$ , де  $e$  - основа натурального логарифму.

Таким чином, процес "напруження-деформація" в номінально нерухомому фрикційному контакті вдалося описати компактним рівнянням, в якому всі без виключення параметри мають цілком певний фізичний зміст. Це стало можливим завдяки введенню нового критерію - параметра пластичності контакту  $n$ . Рис 4. ілюструє діаграми цього процесу при різних значеннях  $n$ , з якого видно, що параметр пластичності  $n$  при інших рівних умовах визначає розміри та форму кривої "напруження-деформація". Його зменшення приводить до зменшення зони пластичного деформування і крива цього процесу все більше вирівнюється, перетворюючись при  $n=0$  у пряму лінію, яка відповідає виключно пружним властивостям контакту.

На рис.5 показані суцільними лініями експериментально отримані З.М. Левіною та Д.М. Решетовим криві "напруження-деформація" при тангенційному навантаженні механічного контакту, а пунктирними лініями криві, що розраховані за рівнянням (4). Розходження між ними досить незначне, що свідчить про відносно високу точність описання цього процесу рівнянням (4).

Застосування принципу Мазінга до рівняння (4) дозволило одержати рівняння контуру петлі гістерезису для номінально нерухомого фрикційного контакту при циклічному тангенційному навантаженні

$$\tau(\varepsilon) = \frac{2\tau_a}{1-r} - 2qf \left[ \frac{\varepsilon_m + \varepsilon_0 - \varepsilon}{2} - \frac{n}{(n+1)^{\frac{n+1}{n}}} \left( \frac{\varepsilon_m + \varepsilon_0 - \varepsilon}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (6)$$

$$\tau(\varepsilon) = \frac{2r\tau_a}{1-r} + 2qf \left[ \frac{\varepsilon - \varepsilon_m + \varepsilon_0}{2} - \frac{n}{(n+1)^{\frac{n+1}{n}}} \left( \frac{\varepsilon - \varepsilon_m + \varepsilon_0}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (7)$$

де  $\tau_a$  - амплітудне значення дотичного напруження в контакті;  $r$  - коефіцієнт асиметрії циклу;  $\varepsilon_m$ ,  $\varepsilon_0$ ,  $\varepsilon$  - відповідно середнє, ам-

плітудне та біжуче значення відносного взаємного переміщення елементів контакту. Знаки “←” та “→” відповідно відносяться до процесу розвантаження та повторного навантаження.

Для симетричного циклу рівняння контуру петлі гістерезису має вигляд

$$\tau(\epsilon) = \pm \tau_a \mp 2qf \left[ \frac{\epsilon_a \mp \epsilon}{2} - \frac{n}{(n+1)^{1/n}} \left( \frac{\epsilon_a \mp \epsilon}{2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (8)$$

Форма петлі гістерезису (рис.6) істотно залежить від параметра пластичності  $n$ , його збільшення приводить до розширення петлі, що пояснюється посиленням пластичних властивостей контакту. При  $n=0$  петля гістерезису перетворюється у пряму лінію, що відповідає повній втраті пластичних властивостей.

Диференціюючи по  $\epsilon$  рівняння (6) та (7) отримуємо рівняння, що описує процес зміни тангенційної жорсткості за цикл навантаження

$$\dot{C}_\tau(\epsilon) = C_{\tau_0} \left[ 1 - \frac{1}{(n+1)^{1/n}} \left( \frac{\epsilon_m \pm \epsilon_a \mp \epsilon}{2} \right)^{1/n} \right] \quad (9)$$

Рис.7 ілюструє процес зміни тангенційної жорсткості в контакті при симетричному циклі, при  $n=1,0$  і різних амплітудах відносної деформації. Похилі перехресні лінії цього контуру є прямі тому, що при  $n=1,0$  рівняння (9) відносно  $\epsilon$  є рівнянням першого степеня. При інших значеннях  $n$  вони будуть кривими лініями. Максимальне значення тангенційної жорсткості в межах циклу  $C_{\tau_{max}} = C_{\tau_0}$ , а мінімальне її значення залежить від амплітуди циклу і параметра  $n$

$$C_{\tau_{min}} = C_{\tau_0} \left[ 1 - \frac{1}{(n+1)^{1/n}} \epsilon^{1/n} \right] \quad (10)$$

На основі рівнянь (6) і (7) одержана залежність для відносного розсіювання енергії в номінально нерухомому фрикційному контакті за цикл тангенційного навантаження

$$\psi(\epsilon_a) = \frac{8n\epsilon_a^{1/n}}{(2n+1)(n+1)^{1/n} + 2n\epsilon_a^{1/n}} \quad (11)$$

Характерно, що відносне розсіювання енергії в контакті не залежить від коефіцієнта тертя, а лише від амплітуди  $\epsilon$  та параметра пластичності  $n$  контакту (рис.8). Більшим значенням  $n$  відповідають більші значення  $\psi(\epsilon)$  тому, що при збільшенні  $n$  по сі

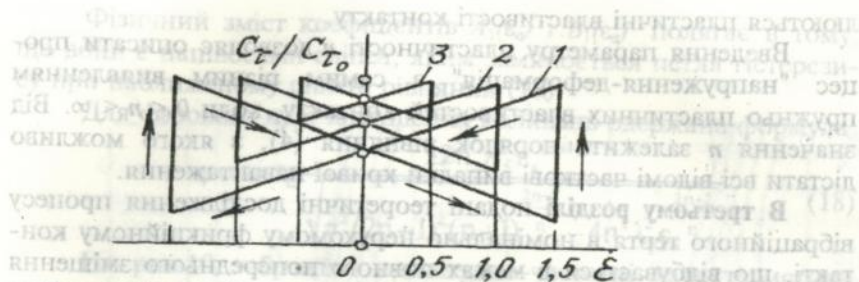


Рис.7. Петлі тангенційної жорсткості номінально нерухомого фрикційного контакту при циклічному навантаженні:  $n=1.0$ ;  $1-\epsilon_s=1.5$ ;  $2-1.0$ ;  $3-0.5$ .

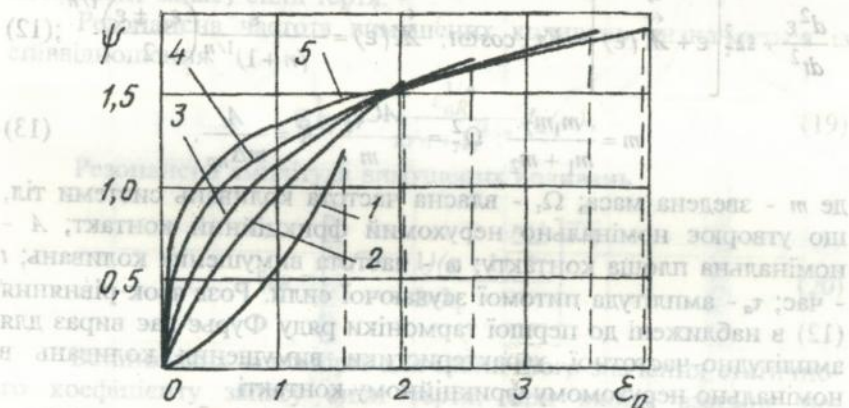


Рис.8. Залежність відносного розсіювання енергії в номінально нерухомому фрикційному контакті від амплітуди відносної деформації:  $1-n=0.5$ ;  $2-1.0$ ;  $3-1.5$ ;  $4-2.5$ ;  $5-3.0$ .

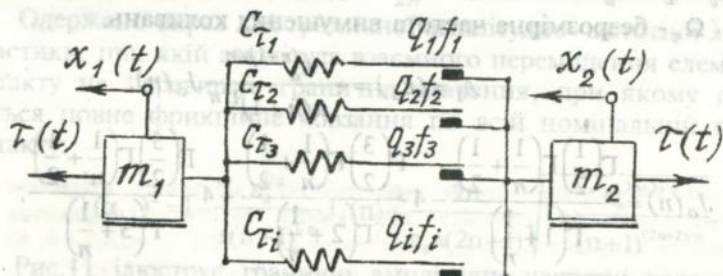


Рис.9. Дискретна нелінійна модель для аналізу вібраційних процесів в номінально нерухомому фрикційному контакті в межах повного попереднього зміщення.

люються пластичні властивості контакту.

Введення параметру пластичності  $n$  дозволяє описати процес "напруження-деформація" з самим різним виявленням пружно-пластичних властивостей контакту, коли  $0 < n < \infty$ . Від значення  $n$  залежить порядок рівняння (4), з якого можливо дістати всі відомі часткові випадки кривої навантаження.

**В третьому розділі** подані теоретичні дослідження процесу вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті, що відбувається в межах повного попереднього зміщення на основі дискретної моделі контакту (рис.9). Диференційне рівняння руху при гармонічному законі зміни зовнішньої вимушуючої сили

$$\frac{d^2 \varepsilon}{dt^2} + \Omega_\tau^2 \left[ \varepsilon + \overleftarrow{Z}(\varepsilon) \right] = K \tau_a \cos \omega t; \quad \overleftarrow{Z}(\varepsilon) = -\frac{\varepsilon}{(n+1)^{1/n}} \left( \frac{\varepsilon_a \pm \varepsilon}{2} \right)^{1/n}; \quad (12)$$

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}; \quad \Omega_\tau^2 = \frac{AC \tau_0}{m}; \quad K = \frac{A}{m \Delta_{np}}, \quad (13)$$

де  $m$  - зведена маса;  $\Omega_\tau$  - власна частота коливань системи тіл, що утворює номінально нерухомий фрикційний контакт;  $A$  - номінальна площа контакту;  $\omega$  - частота вимушених коливань;  $t$  - час;  $\tau_a$  - амплітуда питомої зсуваючої сили. Розв'язок рівняння (12) в наближенні до першої гармоніки ряду Фур'є дає вираз для амплітудно-частотної характеристики вимушених коливань в номінально нерухомому фрикційному контакті

$$\alpha_{1,2} = 1 + \frac{1}{\varepsilon_a} \left[ A_1(\varepsilon_a) \mp \sqrt{\lambda_c^2 - B_1^2(\varepsilon_a)} \right], \quad (14)$$

де  $\lambda_c = g f / \tau_a$  - статичний коефіцієнт запасу сили тертя;  $\alpha = \omega / \Omega_\tau$  - безрозмірна частота вимушених коливань.

$$A_1 = (\varepsilon_a) = -\frac{\varepsilon_a^{(n+1)/n}}{\pi(n+1)^{1/n}} J_n(n); \quad (15)$$

$$J_n(n) = \frac{\Gamma\left(\frac{1}{2}\right)\Gamma\left(\frac{1}{n} + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{n}\right)} - 4 \frac{\Gamma\left(\frac{3}{2}\right)\Gamma\left(\frac{1}{n} + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma\left(2 + \frac{1}{n}\right)} + 4 \frac{\Gamma\left(\frac{5}{2}\right)\Gamma\left(\frac{1}{n} + \frac{1}{2}\right)}{\Gamma\left(3 + \frac{1}{n}\right)}; \quad (16)$$

$$B_1(\varepsilon_a) = \frac{2n \varepsilon_a^{(n+1)/n}}{\pi(2n+1)(n+1)^{1/n}}. \quad (17)$$

Фізичний зміст коефіцієнтів  $A_1(\epsilon_a)$  і  $B_1(\epsilon_a)$  полягає в тому, що вони є напівосями еліпса, яким замінюється петля гістерезису при наближеному рішенні рівняння (12).

Для фазового кута вимушених коливань одержана формула

$$\varphi = \arctg \frac{+2n \lambda_c^2 \epsilon_a^{(n+1)/n}}{\sqrt{\pi^2 (2n+1)^2 (n+1)^n - 4n^2 \lambda_c^2 \epsilon_a^n}} \quad (18)$$

На рис.10 зображені амплітудно-частотні характеристики розраховані по рівнянню (14). На амплітуду відносного взаємного переміщення елементів контакту крім безрозмірної частоти  $\alpha$  істотно впливає параметр пластичності контакту та статичний коефіцієнт запасу сили тертя.

Резонансна частота вимушених коливань визначається із співвідношення

$$\alpha_R^2 = 1 - \frac{\epsilon_a^{1/n}}{\pi(n+1)^{1/n}} J_a(n), \quad (19)$$

Резонансна амплітуда вимушених коливань

$$\epsilon_{aR} = \left[ \frac{\pi(2n+1)(n+1)^{\frac{n+1}{n}}}{2n\lambda_c} \right]^{\frac{n}{n+1}} \quad (20)$$

Встановлена залежність для граничного значення статичного коефіцієнту запасу сили тертя, при якому взаємне переміщення елементів контакту не виходить за рамки повного попереднього зміщення

$$\lambda_{c_{min}} = \frac{\pi(2n+1)}{2n}$$

Одержано вираз для граничної амплітудно-частотної характеристики, при якій амплітуда взаємного переміщення елементів контакту не перевищує граничне значення, при якому починається повне фрикційне ковзання по всій номінальній площі контакту:

$$(\alpha_{1,2})^2 = 1 - \frac{\epsilon_a^{1/n}}{\pi(n+1)^{1/n}} J_a(n) + \frac{2n}{\epsilon_a \pi(2n+1)} \sqrt{1 - \frac{\epsilon_a^{(2n+2)/n}}{(n+1)^{(2n+2)/n}}} \quad (22)$$

Рис.11 ілюструє граничні амплітудно-частотні характеристики для різних значень параметра  $n$ .

Виявлена умова, при якій пластична частина резонансної амплітуди взаємного переміщення елементів контакту дорівнює

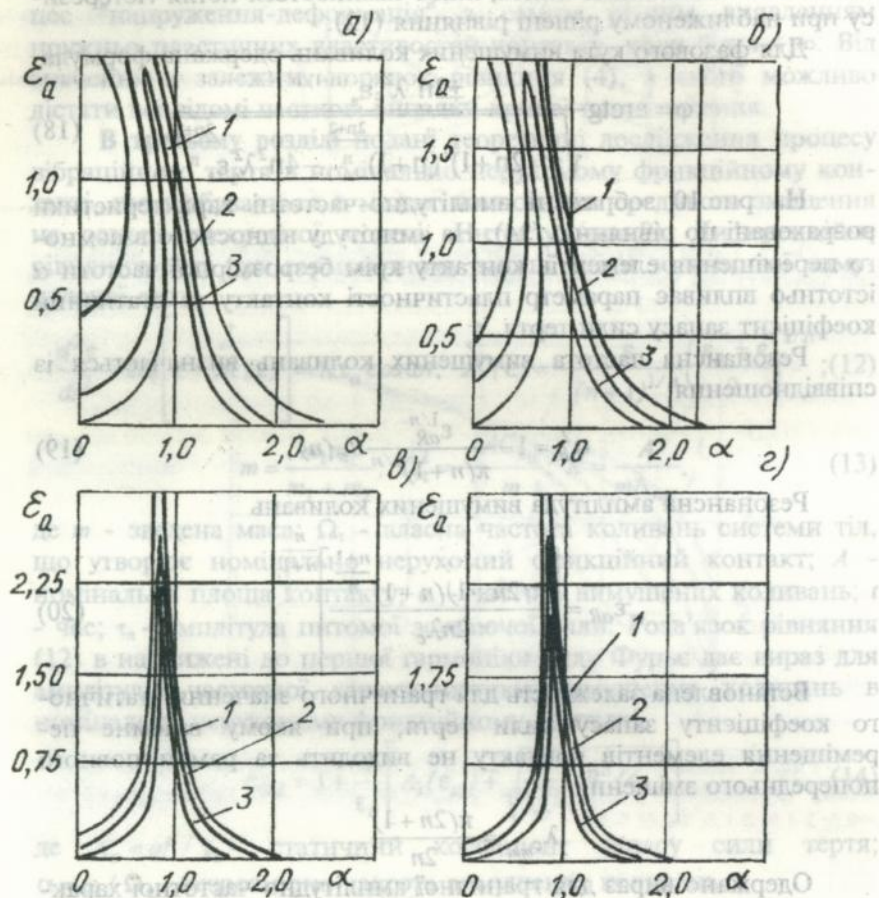


Рис. 10. Амплітудно-частотні характеристики відносного взаємного переміщення елементів контакту при різних значеннях параметра пластичності та коефіцієнта запасу сили тертя: а)  $n=0.5$ ;  $1-\lambda_c=2.0$ ;  $2-4.0$ ; б)  $n=1.0$ ;  $\lambda_c=2.0$ ;  $2-3.0$ ;  $3-5.0$ ; в)  $n=2$ ;  $1-\lambda_c=3.0$ ;  $2-4.0$ ;  $3-6.0$ ; г)  $n=2.5$ ;  $1-\lambda_c=3.0$ ;  $2-4.0$ ;  $3-6.0$ .

нулю

$$\lambda_c = \frac{\pi(2n+1)(n+1)^{\frac{n+1}{n}}}{2n} \quad (23)$$

Співвідношення (21),(22),(23) вказують на механізм управління вібраційним тертям в номінально нерухомому фрикційному контакті шляхом впливу як на  $\lambda_c$  так і на  $n$ .

Показано, що загальний вираз для амплітудно-частотної характеристики відносного дотичного напруження в контакті має вигляд

$$\theta(\alpha) = \sqrt{\left[ \frac{1}{\lambda_c} + \alpha^2 \varepsilon_a(\alpha) \sqrt{1 - B_1^2(\varepsilon_a, \alpha) \lambda_c^2} \right]^2 + \alpha^4 \varepsilon_a^2(\alpha) B_1^2(\varepsilon_a, \alpha) \lambda_c^2}, \quad (24)$$

де  $\theta = \tau_{ka} / qf$  - амплітуда відносного дотичного напруження в контакті.

Встановлено, що вібраційне тертя буде перебувати в межах повного попереднього зміщення, якщо

$$\theta(a) \leq 1 \quad (25)$$

Це одна з умов, що лежить в основі управління вібраційним тертям.

Досліджений процес вільних коливань в номінально нерухомому фрикційному контакті. Рівняння для огинаючої амплітуди має вигляд

$$\varepsilon_a(t) = \varepsilon_0 \left[ 1 + \frac{4}{(2n+1)(n+1)^{1/n}} \varepsilon_0^{1/n} \frac{t}{T} \right]^{-n}, \quad (26)$$

де  $\varepsilon_a$  - початкова відносна амплітуда;  $T$  - період коливань.

Розглянута лінійна постановка задачі про вібраційне тертя в номінальному фрикційному контакті.

В лінеаризованій моделі еквівалентна тангенційна жорсткість контакту приймалась постійною і визначалась за формулою

$$C_{\tau}^* = C_{\tau_0} \zeta(n), \quad (27)$$

де

$$\zeta(n) = \frac{(n+1)^{\frac{n+1}{n}} - n}{(n+1)^{\frac{n}{n}}}, \quad (28)$$

а дисипативні фактори враховувались еквівалентним логариф-

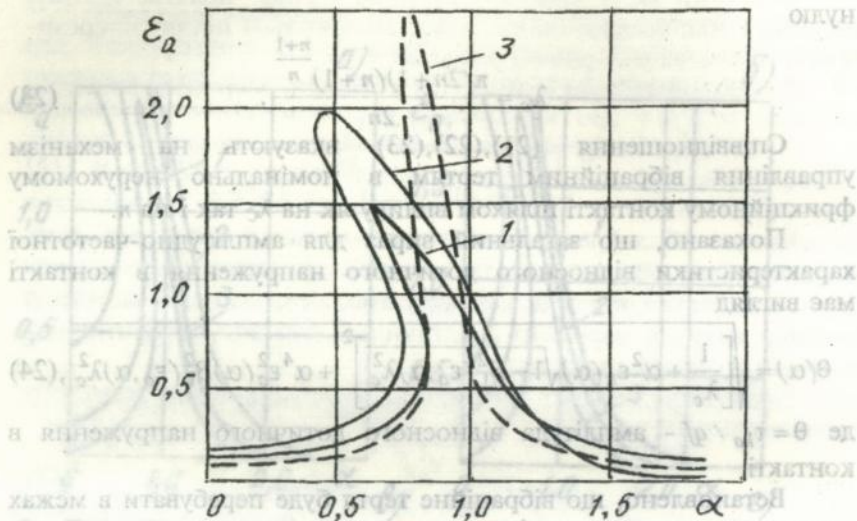


Рис.11. Граничні амплітудно-частотні характеристики відносного взаємного переміщення елементів контакту: 1-  $n=0.5$ ; 2-1.0; 3-1.5.

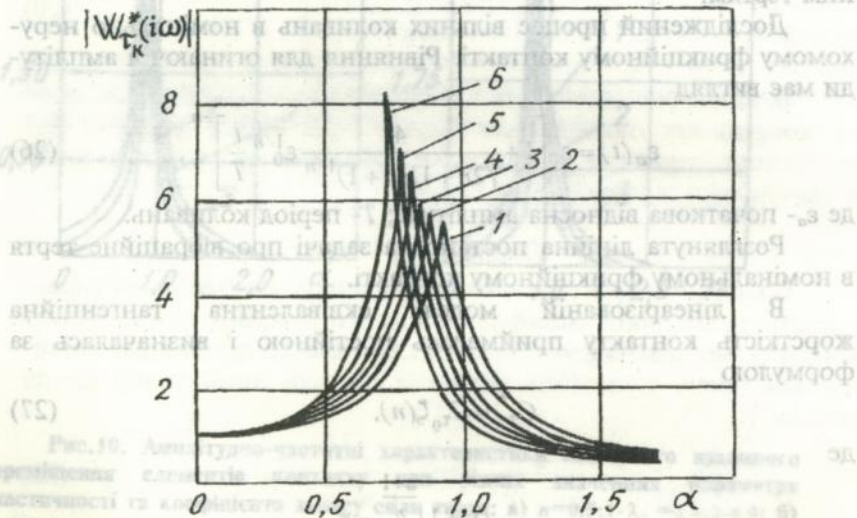


Рис.12. Амплітудно-частотні характеристики номінального дотичного напруження в контактї (лінеаризована модель): 1-  $n=0.5$ ; 2-1.0; 3-1.5; 4-2.0; 5-2.5; 6-3.0.

мічним декрементом коливань

$$\delta^* = \frac{4n}{(2n+1)(n+1)+n} \quad (29)$$

Отриманий вираз для модуля амплітудно-фазової частотної характеристики номінального дотичного напруження в контакті.

$$|W_{\tau_K}(i\omega)|^* = \frac{\zeta^2(n) + \left(\frac{\delta^*}{\pi}\right)^2 \zeta(n)\alpha^2}{\left[\zeta(n) - \alpha^2\right]^2 + \left(\frac{\delta^*}{\pi}\right)^2 \zeta(n)\alpha^2} \quad (30)$$

На рис.12 показані графіки для  $|W_{\tau_K}(i\omega)|^*$  при різних  $n$ .

Показано, що повне фрикційне проковзування по всій номінальній площі контакту буде відсутнім при умові

$$\lambda_c \geq |W_{\tau_K}(i\omega)|^* \quad (31)$$

Умова (31) виражає основний принцип управління вібраційним тертям в номінально нерухомому фрикційному контакті, а  $|W_{\tau_K}(i\omega)|^*$  є базовим критерієм для його здійснення.

Запропоноване рішення задачі про вібростійкість номінально нерухомого фрикційного контакту повзуна з похилою площиною при дії вертикального вібраційного навантаження, як це має місце в парі "гвинт-гайка". Перехід від стану тертя спокою до стану відносного фрикційного ковзання по всій номінальній площі контакту розглядався як втрата стійкості взаємних вібраційних перемішень елементів контакту в межах повного попереднього зміщення. Рівняння руху зведено до рівняння Мат'є і задача зводилась до знаходження стійкості розв'язків цього рівняння на основі діаграми Айнса-Стрета. Одержані вирази коефіцієнтів рівняння Мат'є для визначення зон стійкості і нестійкості по цій діаграмі:

$$a = \frac{4}{\alpha^2} \left[ \zeta(n) - \left(\frac{\delta^*}{\pi}\right)^2 \right] \quad (32)$$

$$b = \frac{u}{4\alpha^2} \zeta(n) \quad (33)$$

де  $u$  - відношення амплітуди зовнішньої сили до її постійної складової.

**Четвертий розділ** присвячений теоретичним дослідженням

механізму часткового проковзування в номінально нерухомому фрикційному контакті в межах повного попереднього зміщення. Встановлено співвідношення для розмірів зони часткового проковзування при прямому тангенційному навантаженні

$$\beta = \frac{\epsilon^{\frac{n+1}{n}}}{(n+1)^n}, \quad (34)$$

де  $\beta = A_f / A$  - відносна площа часткового проковзування;  $A_f$  - площа зони часткового проковзування. Рис.13 ілюструє залежність  $\beta$  від  $\epsilon$ . Збільшення параметра  $n$  підвищує здатність контакту до часткового проковзування. При  $\epsilon = \epsilon_{max} = n+1, \beta = 1$ , і фрикційне ковзання відбувається по всій номінальній площі контакту.

Процес росту з'єднання (рис.14) під дією тангенційного навантаження описаний залежністю

$$\eta_{rc} = \sqrt{1 + a_r f^2 \left[ \epsilon - \frac{n}{(n+1)} \epsilon^{\frac{n}{n+1}} \right]^2}, \quad (35)$$

де  $\eta_{rc} = A_{rc} / A_r$  - коефіцієнт росту з'єднання;  $A_r$  - фактична площа контакту при відсутності тангенційного навантаження;  $A_{rc}$  - фактична площа контакту з врахуванням її росту при тангенційному навантаженні;  $a_r$  - емпіричний коефіцієнт. При збільшенні  $\epsilon$  відбувається ріст з'єднання і при  $\epsilon = n+1$  досягає свого максимального значення.

Показано, що при вібраційному навантаженні амплітуда відносної площі часткового проковзування має частотну залежність

$$\beta_a = 2 - \lambda_c |W_{\tau_K}(i\omega)|^{-1} \quad (36)$$

На рис. 15 область частот А відповідає постійному зчепленню по всій номінальній площі контакту, область В - частковому проковзуванню, а область С - повному фрикційному ковзанню.

Виявлена умова, при якій часткове проковзування в контакті при вібраційному навантаженні виключається і яка є одним з принципів управління вібраційним тертям в номінально нерухомому контакті

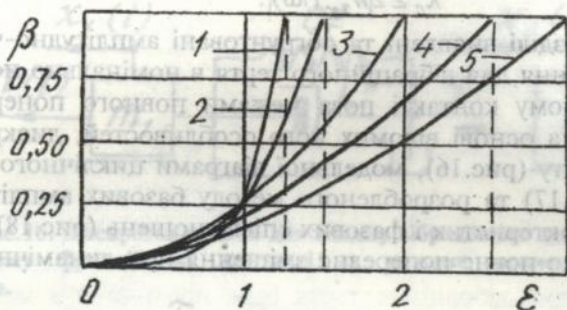


Рис. 13. Залежність площі часткового проковзування при прямому навантаженні від відносної деформації: 1-  $n=0.25$ ; 2-0.5; 3-1.0; 4-1.5; 5-2.0.

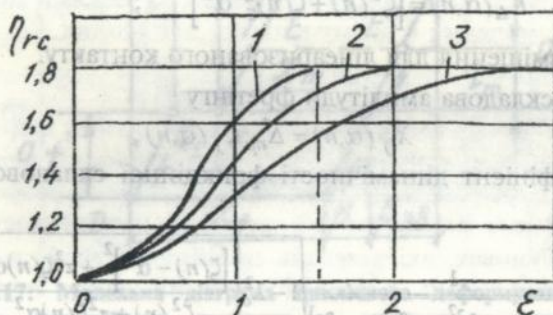


Рис. 14. Залежність відносного росту з'єднання від відносної деформації при прямому навантаженні ( $a_r=9$ ;  $f=0.5$ ): 1-  $n=0.5$ ; 2-1.0; 3-2.0.

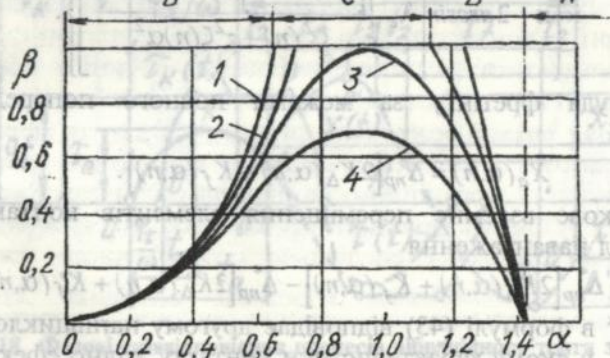


Рис. 15. Залежність відносної площі часткового проковзування від частоти при  $\lambda_c=2$ : 1-  $z=0.2$ ; 2-0.4; 3-0.6; 4-0.8.  $z=\delta/\pi$ .

$$\lambda_c \geq 2|W_{\tau_K}(i\omega)|. \quad (37)$$

В п'ятому розділі виявлені та обґрунтовані амплітудно-частотні співвідношення для вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті поза межами повного попереднього зміщення на основі відомих його особливостей, дискретної моделі контакту (рис.16), модельної діаграми циклічного деформування (рис.17) та розробленого методу базових амплітудно-частотних характеристик і фазових співвідношень (рис.18).

Показано, що повне попереднє зміщення при динамічному навантаженні

$$\Delta_x(\alpha) = \Delta_{np}^* K_{\Delta}(\alpha, n), \quad (38)$$

де  $K_{\Delta}(\alpha, n)$  - динамічний коефіцієнт попереднього зміщення

$$K_{\Delta}(\alpha, n) = [\zeta^2(n) + \zeta(n)z^2\alpha^2]^{-1/2}; \quad (39)$$

$\Delta_{np}^*$  - попереднє зміщення для лінеаризованого контакту.

Фрикційна складова амплітуди фретінгу

$$X_f(\alpha, n) = \Delta_{np}^* K_f(\alpha, n), \quad (40)$$

де  $K_f(\alpha, n)$  - коефіцієнт динамічності фрикційної складової амплітуди фретінгу,

$$K_f(\alpha, n) = \frac{1}{2\lambda_c} \left\{ \frac{1}{\sqrt{[\zeta(n) - \alpha^2]^2 + z^2\zeta(n)\alpha^2}} \left[ 1 - \lambda_c^2 \frac{[\zeta(n) - \alpha^2]^2 + z^2\zeta(n)\alpha^2}{\zeta^2(n) + z^2\zeta(n)\alpha^2} \right] \right\} \times \\ \times \left\{ \pi - 2 \arcsin \left[ \lambda_c \sqrt{\frac{[\zeta(n) - \alpha^2]^2 + z^2\zeta(n)\alpha^2}{\zeta^2(n) + z^2\zeta(n)\alpha^2}} \right] \right\}. \quad (41)$$

Амплітуда фретінгу за межами повного попереднього зміщення

$$X_a(\alpha, n) = \Delta_{np}^* [2K_{\Delta}(\alpha, n) + K_f(\alpha, n)]. \quad (42)$$

Залишкове взаємне переміщення елементів контакту за повний цикл навантаження

$$\chi(\alpha, n) = \Delta_{np}^* [2K_{\Delta}(\alpha, n) + K_f(\alpha, n)] - \Delta_{np}^* [2K'_{\Delta}(\alpha, n) + K'_f(\alpha, n)] \quad (43)$$

Індекс " ' " в формулі (43) відповідає другому напівциклові навантаження, в якому характеристики контакту згідно ефекту Баушінгера будуть іншими, ніж в першому напівциклі.

Відносне розсіювання енергії в контакті за цикл при

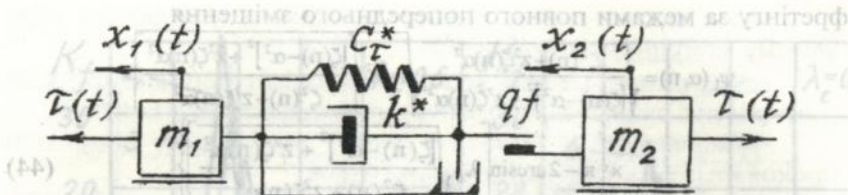


Рис.16. Дискретна модель для аналізу вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті за межами повного попереднього зміщення.

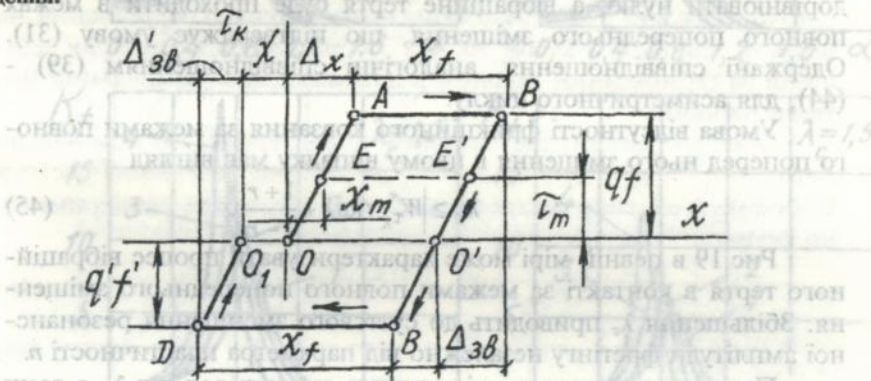


Рис.17. Модельна діаграма циклічного деформування номінально нерухомого фрикційного контакту за межами повного попереднього зміщення.

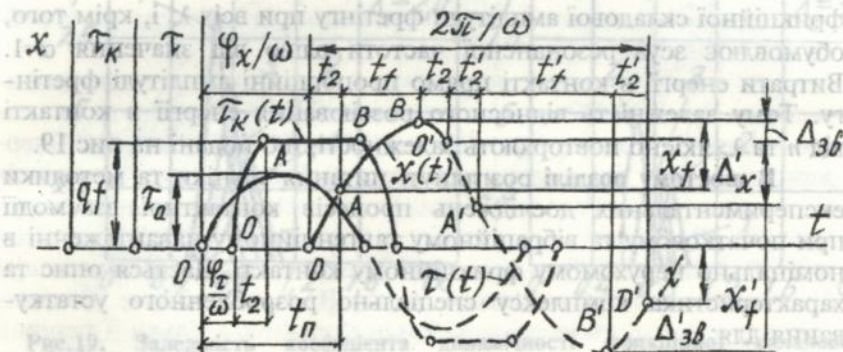


Рис.18. Фазові співвідношення процесів вібраційного тертя за межами повного попереднього зміщення.

фретінгу за межами повного попереднього зміщення

$$\psi_L(\alpha, n) = \frac{\zeta^2(n) + z^2\zeta(n)\alpha^2}{\sqrt{[\zeta(n) - \alpha^2]^2 + z^2\zeta(n)\alpha^2}} \sqrt{1 - \lambda_c^2 \frac{[\zeta(n) - \alpha^2]^2 + z^2\zeta(n)\alpha^2}{\zeta^2(n) + z^2\zeta(n)\alpha^2}} \times \left\{ \pi - 2 \arcsin \left[ \lambda_c \sqrt{\frac{[\zeta(n) - \alpha^2]^2 + z^2\zeta(n)\alpha^2}{\zeta^2(n) + z^2\zeta(n)\alpha^2}} \right] \right\} \quad (44)$$

При  $\lambda_c = |W_{\tau_K}(i\omega)|$  вирази (41) та (44) перетворюються в нуль, при цьому фрикційна складова амплітуди фретінгу буде дорівнювати нулю, а вібраційне тертя буде проходити в межах повного попереднього зміщення, що підтверджує умову (31). Одержані співвідношення, аналогічні співвідношенням (39) - (44), для асиметричного циклу.

Умова відсутності фрикційного ковзання за межами повного попереднього зміщення в цьому випадку має вигляд

$$\lambda_c \geq |W_{\tau_K}^*(i\omega)| + \frac{1+r}{1-r} \quad (45)$$

Рис.19 в певній мірі може характеризувати процес вібраційного тертя в контакті за межами повного попереднього зміщення. Збільшення  $\lambda_c$  приводить до суттєвого зменшення резонансної амплітуди фретінгу незалежно від параметра пластичності  $n$ .

При певних умовах, які залежать насамперед від  $\lambda_c$  є зони частот вимушених коливань, в яких вібраційний процес не переходить за межі попереднього зміщення, для цих зон  $K_f(\alpha, n) = 0$ . Збільшення параметра пластичності  $n$  приводить до збільшення фрикційної складової амплітуди фретінгу при всіх  $\lambda_c$  і, крім того, обумовлює зсув резонансної частоти вліво від значення  $\alpha=1$ . Витрати енергії в контакті прямо пропорційні амплітуді фретінгу. Тому залежність відносного розсіювання енергії в контакті від  $n$  та  $\lambda_c$  якісно повторюють залежності, що подані на рис.19.

**В шостому розділі** розглянуті питання техніки та методики експериментальних досліджень процесів контактної взаємодії при початковому та вібраційному тангенційному навантаженні в номінально нерухомому фрикційному контакті. Дається опис та характеристика комплексу спеціально розробленого устаткування для:

- експериментального дослідження процесу "напруження-деформація" в контакті з вищою та нижньою парами;

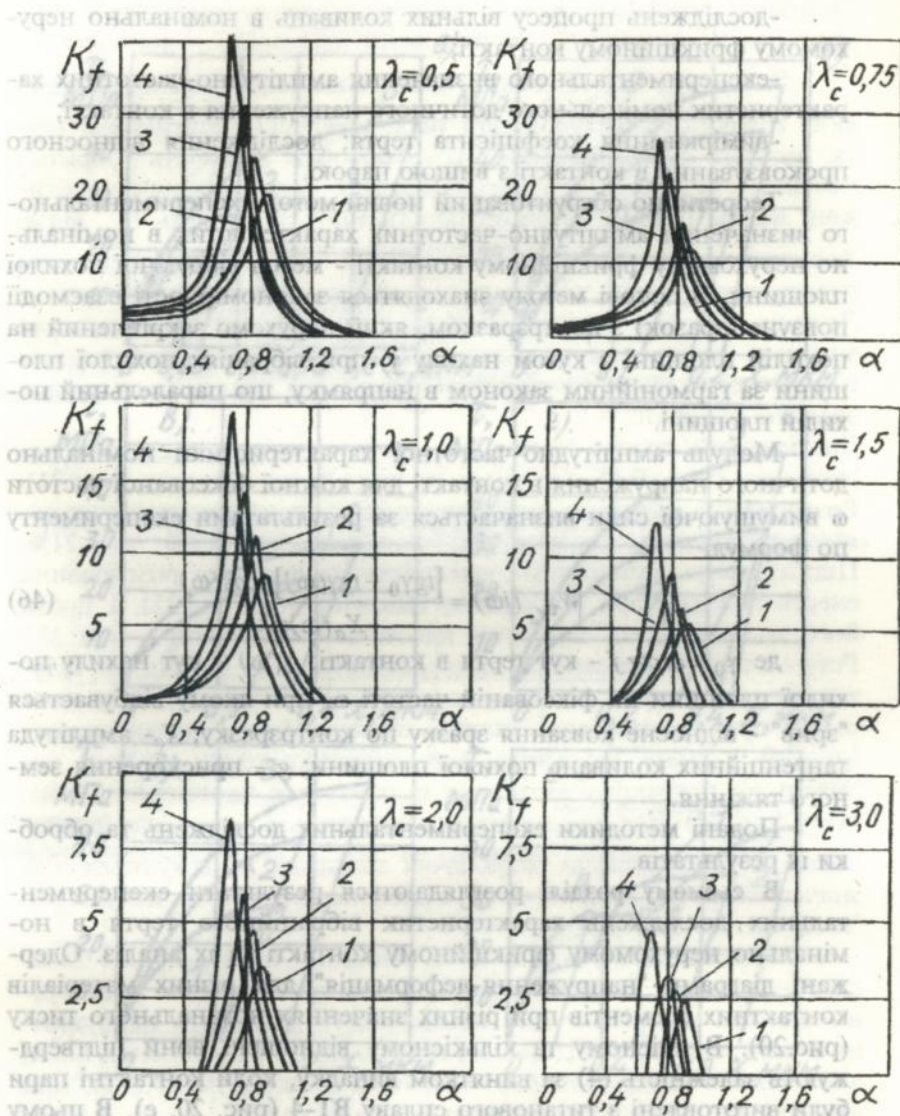


Рис.19. Залежність коефіцієнта динамічності фрикційної складової амплітуди фретінгу від статичного коефіцієнта запаса сили тертя  $\lambda_c$  та параметра пластичності контакту  $n$ : 1-  $n=0,5$ ; 2-  $1,0$ ; 3-  $2,0$ ; 4-  $3,0$ ;

Д16; 1- $n=240$  Н/мм<sup>2</sup>; 2-350; 3-440, е) Силах ВТ4: 1- $n=240$ , 1-303.

- досліджень процесу вільних коливань в номінально нерухомому фрикційному контакті;
- експериментального визначення амплітудно-частотних характеристик номінального дотичного напруження в контакті;
- вимірювання коефіцієнта тертя; дослідження відносного проковзування в контакті з вищою парою.

Теоретично обґрунтований новий метод експериментально-го визначення амплітудно-частотних характеристик в номінально нерухомому фрикційному контакті - метод вібруючої похилої площини. В основі методу знаходяться закономірності взаємодії повзуна (зразок) з контрзразком, який нерухомо закріплений на похилій площині з кутом нахилу  $\gamma$ , при вібраціях похилої площини за гармонійним законом в напрямку, що паралельний похилій площині.

Модуль амплітудно-частотної характеристики номінально дотичного напруження в контакті для кожної фіксованої частоти  $\omega$  вимушуючої сили визначається за результатами експерименту по формулі

$$\left| W_{\tau X_a}(i\omega) \right| = \frac{[tg\gamma_0 - tg\gamma(\omega)]g \cos(\omega)}{X_a(\omega)\omega^2}, \quad (46)$$

де  $\gamma_0 = \arctg f$  - кут тертя в контакті;  $\gamma(\omega)$  - кут нахилу похилої площини на фіксованій частоті  $\omega$ , при якому відбувається "зрив" - відносне ковзання зразку по контрзразку;  $X_a$  - амплітуда тангенційних коливань похилої площини;  $g$  - прискорення земного тяжіння.

Подані методики експериментальних досліджень та обробки їх результатів.

**В сьомому розділі** розглядаються результати експериментальних досліджень характеристик вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті та їх аналіз. Одержані діаграми "напруження-деформація" для різних матеріалів контактних елементів при різних значеннях номінального тиску (рис.20). В якісному та кількісному відношенні вони підтверджують залежність (4) за винятком випадку, коли контактні пари були виготовлені з титанового сплаву ВТ-4 (рис. 20, е). В цьому випадку залежність виявилась більш складною і тільки її перший участок  $O_a$  відповідає рівнянню (4). Це пояснюється високими пластичними властивостями титану, інтенсивним ростом пласт-

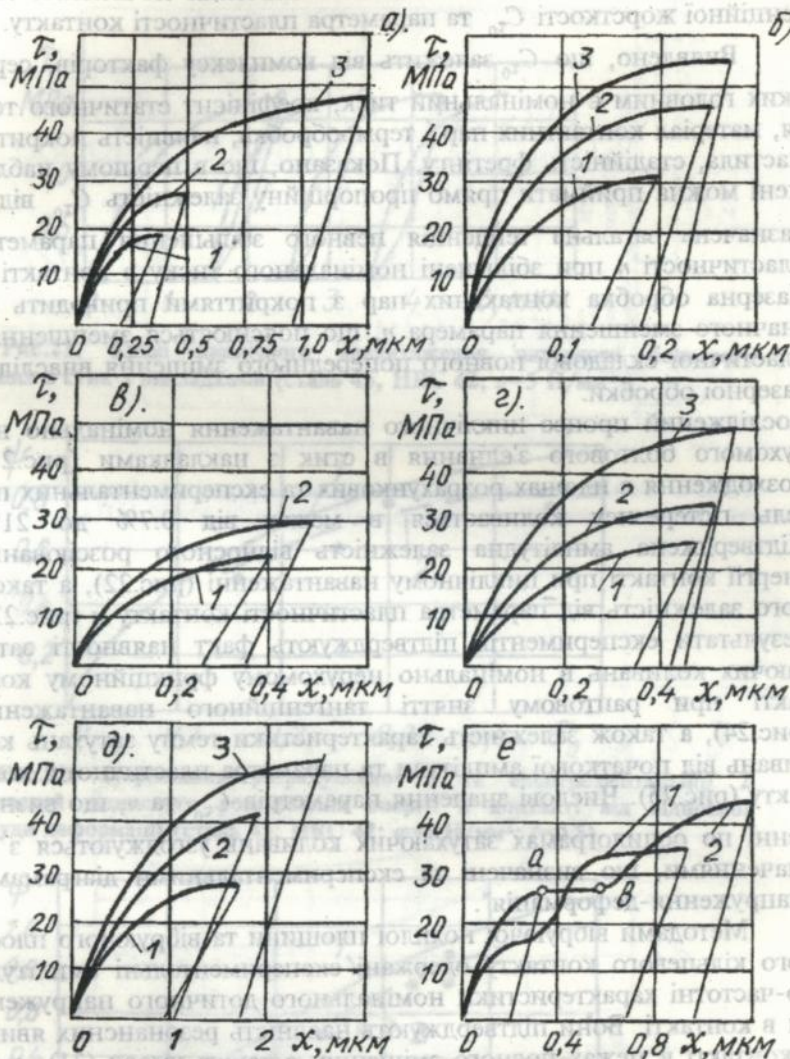


Рис. 20. Діаграми "напруження-деформація" в номінально нерухомому фрикційному контакті з вищою парою: а) Сталь 45; 1- $q=160$  Н/мм<sup>2</sup>; 2-240; 3-407. б) Сталь 45; 1- $q=207$  Н/мм<sup>2</sup>; 2-303; в) Мідь МІ; 1- $q=203$  Н/мм<sup>2</sup>; 2-306. г) Бронза БР.АЖ9-4; 1- $q=230$  Н/мм<sup>2</sup>; 2-300; 3-460. д) Сілав Д16; 1- $q=240$  Н/мм<sup>2</sup>; 2-390; 3-440, е) Сілав ВТ4; 1- $q=240$ , 1-303.

формація" дозволила дістати числові значення початкової тангенційної жорсткості  $C_{\tau_0}$  та параметра пластичності контакту.

Виявлено, що  $C_{\tau_0}$  залежить від комплексу факторів, серед яких головним є номінальний тиск, коефіцієнт статичного тертя, матеріал контактних пар і термообробка, наявність покриттів і мастила, стадійність фретінгу. Показано, що в першому наближенні можна приймати прямо пропорційну залежність  $C_{\tau_0}$  від  $q$ . Зазначена загальна тенденція певного збільшення параметра пластичності  $n$  при збільшенні номінального тиску в контакті  $q$ . Лазерна обробка контактних пар з покриттями приводить до значного зменшення параметра  $n$ , що пояснюється зменшенням пластичної складової повного попереднього зміщення внаслідок лазерної обробки.

Досліджений процес циклічного навантаження номінально нерухомого болтового з'єднання в стик з накладками (рис.21). Розходження в площях розрахункових та експериментальних петель гістерезису коливається в межах від 0.7% до 21%. Підтверджена амплітудна залежність відносного розсіювання енергії контакті при циклічному навантаженні (рис.22), а також його залежність від параметра пластичності контакту  $n$  (рис.23). Результати експериментів підтверджують факт наявності затухаючих коливань в номінально нерухомому фрикційному контакті при раптовому знятті тангенційного навантаження (рис.24), а також залежність характеристики темпу затухань коливань від початкової амплітуди та параметра пластичності контакту (рис.25). Числові значення параметрів  $C_{\tau_0}$  та  $n$ , що визначенні по осцилограмах затухаючих коливань узгоджуються з їх значеннями, що визначені за експериментальними діаграмами "напруження-деформація".

Методами віброуючої похилої площини та віброуючого плоского кільцевого контакту одержані експериментальні амплітудно-частотні характеристики номінального дотичного напруження в контакті. Вони підтверджують наявність резонансних явищ в контакті в межах повного зміщення, а також умову (31), при якій вібраційний процес не виходить за ці межі.

Подані результати експериментального дослідження часткового проковзування в номінально нерухомому фрикційному контакті з вищою парою. Встановлені залежності відносної пло-

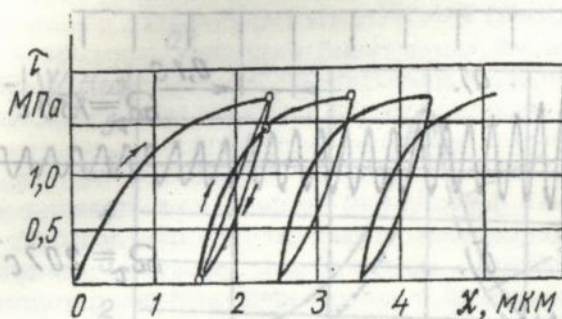


Рис.21. Криві циклічного навантаження натурального болтового з'єднання в стик з накладками (сталь 45, HRC 42,  $q=5$  Н/мм<sup>2</sup>)

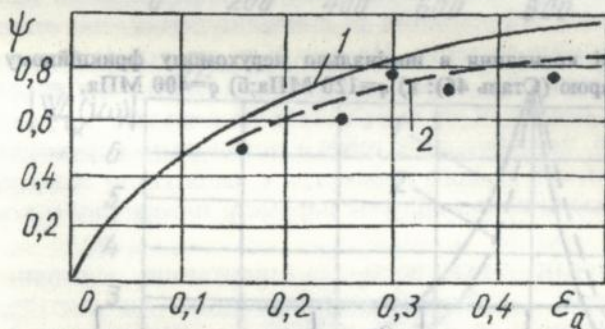


Рис.22. Порівняння розрахункової 1 та експериментальної 2 залежностей відносного розсіювання енергії в контакті від відносної амплітуди деформації (сталь 45; HRC 42;  $q=6$  Н/мм<sup>2</sup>;  $f=0,5$ )

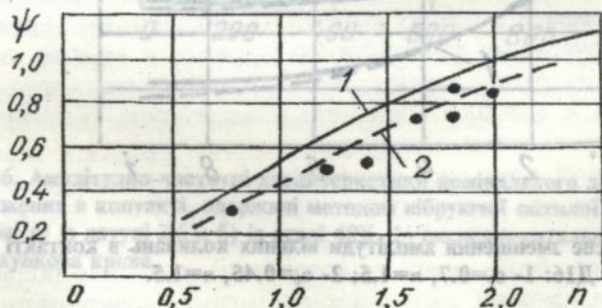


Рис.23. Розрахункова 1 та експериментальна 2 залежності відносного розсіювання енергії в контакті від параметра пластичності  $n$

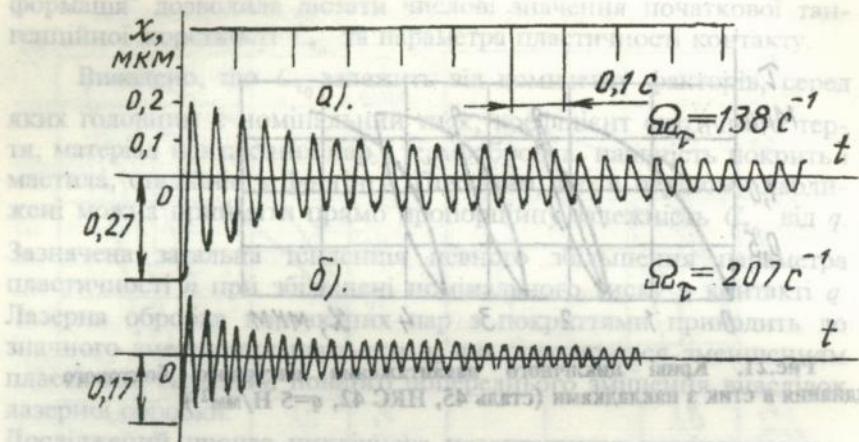


Рис.24. Вільні коливання в номінально нерухомому фрикційному контакті з вищою парою (Сталь 45): а)  $q=120$  МПа; б)  $q=400$  МПа.

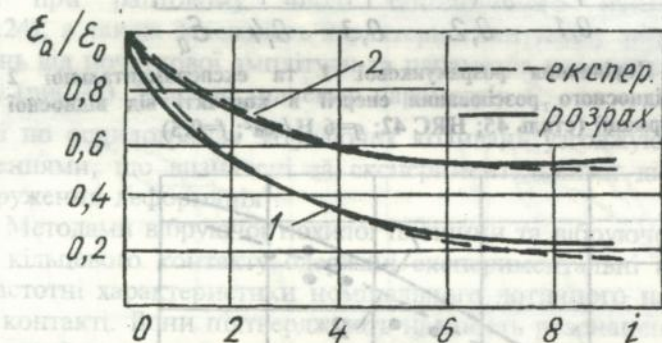


Рис.25. Відносне зменшення амплітуди вільних коливань в контакті для зразків із сплаву Д16: 1-  $\epsilon_0=0.7$ ,  $n=1.5$ ; 2-  $\epsilon_0=0.45$ ,  $n=1.5$ .

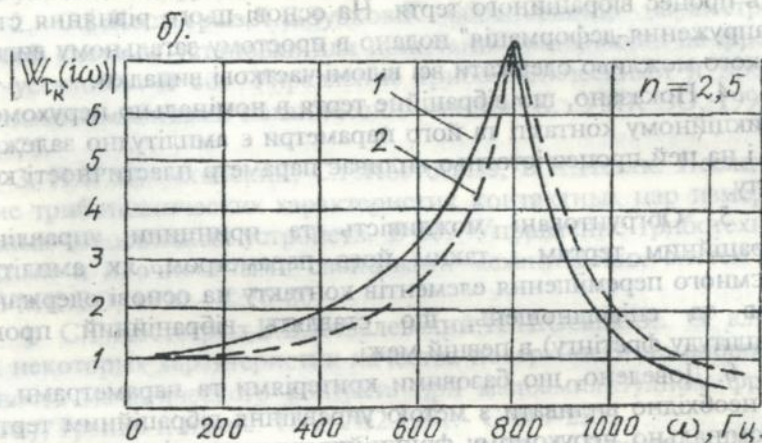
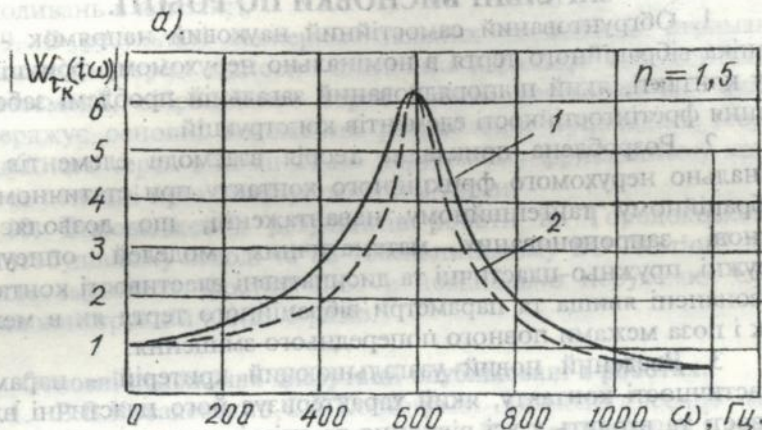


Рис.26. Амплітудно-частотні характеристики номінального дотичного напруження в контактi, одержані методом віброуючої похилої площини для зразків: а) із латуні Л63; б) із сталі 40Х. 1 - експериментальна крива, 2 - розрахункова крива.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ПО РОБОТІ.

1. Обґрунтований самостійний науковий напрямок - механіка вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті, який підпорядкований загальній проблемі забезпечення фретінгостійкості елементів конструкцій.

2. Розроблена прикладна теорія взаємодії елементів номінально нерухомого фрикційного контакту при статичному та вібраційному тангенційному навантаженні, що дозволяє на основі запропонованих математичних моделей описувати пружні, пружньо-пластичні та дисипативні властивості контакту, резонансні явища та параметри вібраційного тертя як в межах, так і поза межами повного попереднього зміщення.

3. Введений новий узагальнюючий критерій - параметр пластичності контакту, який характеризує його пластичні властивості та входить у всі рівняння та співвідношення, що описують процес вібраційного тертя. На основі цього рівняння стану "напруження-деформація" подано в простому загальному вигляді з якого можливо одержати всі відомі часткові випадки.

4. Показано, що вібраційне тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті та його параметри є амплітудно залежними і на цей процес істотно впливає параметр пластичності контакту.

5. Обґрунтовані можливість та принципи управління вібраційним тертям і таким його параметром, як амплітуда взаємного переміщення елементів контакту на основі одержаних умов та співвідношень, що ставлять вібраційний процес (амплітуду фретінгу) в певній межі.

6. Доведено, що базовими критеріями та параметрами, на які необхідно впливати з метою управління вібраційним тертям в номінально нерухомому фрикційному контакті, є модуль амплітудно-фазової частотної характеристики номінального дотичного напруження в контакті, параметр пластичності контакту, статичний коефіцієнт запасу сили тертя.

7. Розроблений комплекс оригінального устаткування для дослідження статичних характеристик та вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті.

8. Теоретично обґрунтовані та розроблені методики експериментального визначення амплітудно-частотних характеристик вібраційного тертя-методи вібруючої похилої площини та вібруючого плоского кільцевого контакту, дослідження затухаючих коливань в контакті.

вібруючого плоского кільцевого контакту, дослідження затухаючих коливань в контактї.

9. В результатї експериментальних досліджень отриманї фактичний матеріал відносно статичних характеристик контактної взаємодїї, вібраційного тертя і його особливостей, який підтверджує основні положення розробленої прикладної теорїї вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контактї та основні принципи управління ними.

10. Впровадження результатів роботи на Городокському верстатобудівному заводі та на Хмельницькому ВО "Катїон" дозволило зменшити фретїнг-знос в номінально нерухомих елементах конструкцій в 3,5...6 разів.

#### **Основні положення дисертації опубліковані в роботах.**

1. В.В.Ковалевский, С.Г.Костогряз. Технологические методы управления фреттинг-процессами. -К.: Знание, 1989 - 18с.

2. С.Г.Костогряз, Л.Е.Зубков. К обоснованию параметров упругой системы установки для испытания материалов на фреттинг-усталость. В сб. "Управление триботехническими и прочностными свойствами механических систем". К.: УМК ВО, 1990. - С.71-76.

3. П.И.Капустенский, С.Г.Костогряз, В.И.Петяк. Исследование триботехнических характеристик контактных пар измерительных токосъемных устройств. В сб. "Управление триботехническими и прочностными свойствами механических систем", - К.: УМК ВО, 1990. - С.76-80.

4. С.Г.Костогряз, В.В.Ковалевский, Н.И.Осапкий. О влиянии некоторых характеристик качества поверхности на виброактивность механического контакта при малоамплитудном фреттинге. //Трение и износ. Т.12, №2.1991. - С.219-225.

5. С.Г.Костогряз, В.В.Ковалевский, Ю.И.Шалапка. Резонансные эффекты трения в номинально неподвижном механическом контакте при малоамплитудном фреттинге. //Трение и износ. Т.12, №3, 1991. - С.459-464.

6. С.Г.Костогряз, В.В.Ковалевский, Е.А. Збитнев. Экспериментальное определение амплитудно-частотной характеристики механического контакта в области предварительного смещения. //Трение и износ. Т.13, №6. 1992. - С.979-984.

7. С.Г.Костогряз, В.В.Ковалевский, Амплитудно-частотные соотношения для фреттинга за пределами предварительного смещения. //Трение и износ. Т.14, №2. 1993. - С.308-313.

8. В.В.Ковалевский, С.Г.Костогряз, Е.А.Збитнев. О повы-

- шении точности измерения силы трения. // Трение и износ. Т.14, №5. 1993. - С.902-906.
9. С.Г.Костогряз, В.В.Ковалевский. Размеры зоны частично проскальзывания при фреттинге в пределах предварительного смещения. // Трение и износ. Т.15, №4. 1994. - С. 607-611.
10. С.Г.Костогряз. Математическая модель вибрационного трения в номинально неподвижном фрикционном контакте в пределах предварительного смещения. // Вибрации в технике и технологиях. Всеукр. наук. техн. журн. Вінниця, №1(2). 1995. - С.21-26.
11. А.с. 590522 СССР, М.Кл. F16 D3/76. Втулочная упругая компенсирующая муфта. С.Г. Костогряз, - №2359382/25-27; Заяв. 05.05.76. Оpubл. 1978, Бюл.№4.
12. А.с. 785114 СССР, М.Кл. В 63Н 1/20. Гребной винт со съемными лопастями. А.А.Петров и С.Г.Костогряз, - №2697165/27-11; Заяв. 01.12.78 Оpubл.1980, Бюл.№45.
13. А.с.1536264 СССР, кл G01N3/56. Установка для испытания материалов на контактную выносливость. С.Г.Костогряз и др., - №4443383;25 28; Заяв.16.05.88. Оpubл.1990. Бюл. №2.
14. А.с. 1645882 СССР, кл.G01N3;56. Устройство для испытания материалов на износ при пластическом деформировании. В.В. Ковалевский, С.Г.Костогряз и др., - №4691394/28; Заяв. 11.05.89. Оpubл. 1991. Бюл. №16.
15. А.с. 1672307 СССР, кл G01N19/02. Способ измерения силы трения В.В. Ковалевский, С.Г. Костогряз и др. - №4699724 /28; Заяв. 18.04.89. Оpubл.1991.Бюл.№31.
16. А.с.1758506 СССР, кл.G01N3/56. Пара трения для испытания на фреттинг-усталость при изгибе. В.В. Ковалевский, С.Г. Костогряз и др.- №4680653/28; Заяв. 18.06.90. Оpubл. 1992. Бюл. № 32.
17. А.с.1714467 СССР, кл.G01N19/02. Устройство для измерения силы трения. В.В.Ковалевский, С.Г.Костогряз и др.- №4704052;28; Заяв. 12.06.89. Оpubл. 1992. Бюл.№7.
18. А.с.1718049 СССР, кл.G01N19/02. Способ измерения силы трения. В.В.Ковалевский, С.Г.Костогряз и др. - №472148/28; Заяв.14.08.89. Оpubл.1992. Бюл.№9.
19. А.с.1797000 СССР, кл.G01N3/56, 19/02. Устройство для испытания на трение при исследовании фреттинг-усталости. С.Г.Костогряз и др. - № 4872585/28; Заяв. 11.10.90. Оpubл. 1993. Бюл.№7.
20. А.с. 1810794 СССР, кл. G01N3/56. Способ определения стойкости к фреттинг-усталости. В.В. Ковалевский, С.Г. Косто-

- грыз и др. - № 4928506/28; Заяв. 17.04.91. Опубл. 1993. Бюл. № 15.
21. А.с. 1829205 СССР, кл. В06В/14. Способ возбуждения механических колебаний заданной амплитуды. В.В. Ковалевский, С.Г. Костогрыз и др. - № 4678944/28; Заяв. 28.02.89. Д.С.П.
22. Костогрыз С.Г. Универсальный стенд для испытания образцов с по верхностным упрочнением. Тез. докл. всесоюз. науч. конф. "Повышение надежности и долговечности материалов и деталей машин на основе новых методов термической и химико-термической обработки." - М.: 1988. - С.40.
23. Ковалевский В.В., Костогрыз С.Г., Шалапко Ю.И. Установка для исследования поведения стыка при фреттинге. Тез. докл. Всесоюз. техн. конф. "Износостойкость машин" - Брянск: 1991. - С.156-157.
24. Костогрыз С.Г. Триботехническая вибромеханика номинально неподвижного механического контакта. Тез. докл. межреспубл. Науч. техн. конф. "Качество и надежность узлов трения". - Хмельницкий: 1992. - С. 15-16.
25. Костогрыз С.Г. Частичное проскальзывание в номинально неподвижных соединениях контактных элементов радиоаппаратуры. Тез. докл. науч. техн. конф. "Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах і конверсії виробництва". - Хмельницький: - 1993. - С. 204-205.
26. Костогрыз С.Г., Мыслиборский В.В. Тангенциальная податливость технологической оснастки. Тез. докл. междунар. техн. конф. "Оснастка-94". К.: -1994. - С.87.
27. Костогрыз С.Г., Мыслиборский В.В. Оценка рассеяния энергии в номинально неподвижных сопряжениях элементов конструкций. Тез. докл. конф. "Ресурсо и енергосберегающие технологии в машиностроении" - Одесса: -1994. - С.48.
28. Костогрыз С.Г., Мыслиборский В.В. Резонансные явления при вибрационном трении в номинально неподвижных сопряжениях элементов конструкций. Тез. докл. конф. "Ресурсо и енергосберегающие технологии в машиностроении" - Одесса: -1994. - С.49.
29. Костогрыз С.Г. Механіка вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті. Тез. докл. наук. прак. конф. "Наукові основи сучасних прогресивних технологій" - Хмельницький: - 1994. - С.133-134.
30. Костогрыз С.Г., Гаврилюк С.Н. Упругие свойства технологической оснастки при циклическом нагружении. Тез. докл. конф. "Оснастка-95". - К.: 1995. - С.90.
31. Костогрыз С.Г., Гаврилюк С.Н. К обоснованию вибра-

ционной технологии распрессовки деталей при ремонте механизмов и машин. Тез. докл. конф. "Производство и ремонт механизмов и машин в условиях конверсии". - К. - 1995. - С. 70.

### **Декларація конкретного особистого внеску**

**дисертанта у розробку наукових результатів,**

**що виносяться на захист.**

- обґрунтування наукового напрямку, мети та завдання роботи;

- розробка математичних моделей та встановлення всіх теоретичних залежностей і співвідношень, які характеризують процес і параметри вібраційного тертя в номінально нерухомому фрикційному контакті;

- виявлення умов, при яких параметри вібраційного процесу перебувають в певних межах, а також базових критеріїв та параметрів, вплив на які дозволяє здійснювати управління процесом вібраційного тертя;

- розробка принципів схем та ескізних проєктів комплексу устаткування для експериментального дослідження статичних характеристик контактної взаємодії та вібраційного тертя при тангенційному навантаженні;

- обґрунтування та розробка методик експериментальних досліджень;

- участь у постановці та проведенні експериментальних досліджень, узагальнення їх результатів;

- формулювання основних висновків по темі роботи.

**Анотація.** Костогряз С.Г. - механіка вібраційного трення в номінально неподвижном фрикціонном контакте.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.04 - трение и износ в машинах. Технологический университет Подолья, Хмельницкий, 1995.

Диссертацией является рукопись, которая содержит теоретические разработки и экспериментальные исследования в области механики вибрационного трения в номинально неподвижном фрикционном контакте с целью поиска резервов для обеспечения его фреттингостойкости.

Введен новый критерий - параметр пластичности контакта. Это позволило уравнения и соотношения механики вибрационного трения представить таким образом, что из них можно получить

ствуючі їм базові критерії і параметри. Введення рекомендацій по управлінню вібраційним тертям показує суттєве зниження рівня фреттинг-пошкоджень в номінально нерухомих з'єднаннях деталей машин.

**Resume.** Kostogriz S.G. *Friction mechanics of vibratory friction in nominal motionless friction contact.*

Thesis for a doctor's degree of technical sciences on speciality 05.02.04. - friction and wear in machines. Technological University of Podillia, Khmelnytsky, 1995.

The thesis is a manuscript (typescript) containing theoretical elaborations and experimental research in the field of vibratory friction mechanics in nominal motionless clutching contact in order to find reserves for ensuring its fretting durability. The new criterion - plasticity parameter is introduced. It made possible to present the equation and relation of vibratory friction so that all particular cases can be obtained from them. Control terms and principles have been substantiated, basic criteria and parameters corresponding to them have established. Adoption of recommendations as to vibratory friction control performs deep level reduction of fretting damages in nominal motionless connections of machine elements.

**Ключові слова:** вібраційне тертя, номінально нерухомих фрикційний контакт, діаграма "напруження-деформація", попереднє зміщення, амплітуда фретінгу, резонансна амплітуда, параметр пластичності, тангенційна жорсткість, коефіцієнт запасу сили тертя, коефіцієнт тертя, фретінг-пошкодження, розсіювання енергії, петля гістерезису, амплітудно-частотна характеристики, вібраційна стійкість, управління вібраційним тертям, управління фретінг-процесами, циклічне тангенційне навантаження.

*Костогриз*

44481

