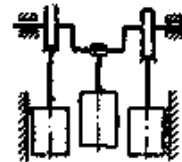
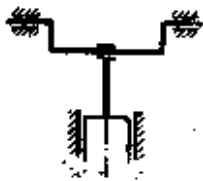


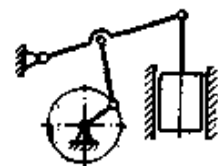
І.М. Пістунов



Вузли тертя ковзання.

$$F_{TP}^I = \frac{M_{TP}^{IB} \cdot P \cdot 2\mu - J \cdot \frac{d^2 M_{TP}^{IB}}{dt^2}}{\cos \arctg \frac{1}{\omega}}$$

Моделі та оптимізація



2010

Міністерство освіти і науки України
Національний гірничий університет



І.М. Пістунов

ВУЗЛИ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ. МОДЕЛІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ

Монографія

Дніпропетровськ
НГУ
2010

УДК 621.891:519ю24.001.26
ББК 64.41:32.816:22.18
ПЗ4

*Рекомендовано до видання
вченою радою Національного гірничого університету
(протокол № 9 від 15.12.2009)*

Рецензенти:

М.М. Дронь, д-р техн. наук, проф., заслужений діяч науки і техніки України, проректор з наукової роботи (Дніпропетровський національний університет);

Ю.С. Пройдак, д-р техн. наук, проф., проректор з наукової роботи (Національна металургійна академія України).

Пістунов І.М.

ПЗ4 Вузли тертя ковзання. Моделі та оптимізація: Монографія. – Д.: Національний гірничий університет, 2010. – 177 с.

ISBN 978-966-350-184-0

Розглянуто теоретичні і практичні аспекти щодо фізичного та математичного моделювання, аналізу та проектування вузлів тертя ковзання, які місять антифрикційні матеріали.

Подано основні схеми випробування на тертя та зношування, наведено варіанти модифікації випробувальних машин для збільшення типів та схем тертя. До них додано формули для розрахунку основних режимів тертя.

Розвинуто теорію розрахунку втрат на тертя в кульовому та циліндричному шарнірі, кульовому передавальному механізмі, плоске тертя.

Розроблено методику створення статистичних моделей антифрикційних матеріалів, які дозволяють не тільки передбачати величину коефіцієнта тертя та інтенсивності зносу, але і проектувати ці матеріали із заданими якостями. Доведено можливість використання цих моделей замість мікроскопічного та хімічного дослідження зони тертя.

Кожне теоретичне положення супроводжується прикладами розрахунків, що дозволяє поглибити розуміння викладеного матеріалу.

Призначено для студентів вищих навчальних закладів, аспірантів, спеціалістів, які проводять дослідження в напрямку тертя та зношування в машинах.

ББК 64.41:32.816:22.18

© І.М. Пістунов, 2010

ISBN 978-966-350-184-0

© Національний гірничий університет, 2010

З М І С Т

| | |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| ВСТУП..... | 5 |
| 1. ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ | 9 |
| 1.1. Обґрунтування застосування фізичного моделювання триботехнічних процесів при наявності теоретичних методів розрахунків | 10 |
| 1.2. Метод та установка оцінки адгезійної складової коефіцієнту тертя антифрикційних матеріалів | 17 |
| 1.3. Конструкції випробувальних машин для фізичного моделювання вузлів тертя | 25 |
| 1.3.1. Модифікація серійних машин тертя..... | 25 |
| 1.3.2. Торцеве тертя з нагрівом чи з охолодженням зони тертя та при низьких навантаженнях..... | 30 |
| 1.3.3. Моделі тертя при зворотно-поступальному русі | 31 |
| 1.3.4. Моделі сферичних шарнірів | 35 |
| 1.3.5. Фізичні моделі руху по спіралі Архімеда «за свіжим слідом» | 41 |
| 1.4. Коливальний рух в кульковому приводі..... | 45 |
| 1.5. Обчислення похибок, зумовлених інерційною та кінематичною складовою, при вимірюваннях сил (моментів) тертя..... | 50 |
| 1.5.1. Обертальний та коливальний рух..... | 51 |
| 1.5.2. Поступальний та зворотно-поступальний рух..... | 53 |
| 1.5.3. Рух по спіралі Архімеда..... | 54 |
| 1.5.4. Коливальний рух в шарнірі | 56 |
| 1.5.5. Коливальний рух в кульковому передавальному механізмі | 57 |
| 1.5.6. Розрахунок похибок, зумовлених інерційною складовою, при вимірюванні зусиль на зчепленні шахтного локомотива з вагонами | 59 |
| 1.6. Чисельний експеримент з розрахунку коефіцієнту тертя за адгезійно-деформаційною теорією | 61 |
| 2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ | 63 |
| 2.1. Математична модель тертя в сферичному шарнірі..... | 63 |
| 2.1.1. Оцінка деформаційних складових втрат на тертя в антифрикційних вкладишах сферичного шарніра..... | 63 |
| 2.1.2. Математична модель втрат на тертя в сферичному шарнірі | 68 |
| 2.1.3. Перевірка точності узагальненої моделі сферичного шарніра з антифрикційними вкладишами..... | 74 |
| 2.2. Математична модель тертя в кульковому передавальному механізмі..... | 81 |
| 2.2.1. Результати числового дослідження математичної моделі кулькового передавального механізму | 88 |
| 2.2.2. Дослідження математичної моделі кулькового передавального механізму на експериментальній установці..... | 90 |
| 2.3. Нелінійні статистичні моделі, побудовані на підставі | |

| | |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| результатів триботехнічних експериментів..... | 92 |
| 2.4. Побудова статистико-математична моделі експериментальних даних, що містять якісні переходи..... | 96 |
| 3. МЕТОДИ ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ | 98 |
| 3.1. Планування і аналіз триботехнічних експериментів за допомогою $ПП_t$ – чисел Соболя | 98 |
| 3.1.1. Планування експериментів..... | 99 |
| 3.1.2. Побудова варіантів багаторівневих планів для експериментів типу “властивість” та «склад-властивість»..... | 100 |
| 3.1.3. Пошук екстремумів функцій | 104 |
| 3.2. Розрахунок оптимального розташування антифрикційних вкладишів для сферичного шарніра..... | 107 |
| 3.2.1. Вкладиші для шарніра з повним кутом контакту | 107 |
| 3.2.2. Вкладиші для шарніра зі зрізаним полюсом..... | 111 |
| 3.3. Оптимальна форма антифрикційних вкладишів для циліндричного шарніру | 116 |
| 3.3.1. Циліндричні антифрикційні вкладиші в обертальному русі..... | 116 |
| 3.3.2. Циліндричні антифрикційні вкладиші у зворотно-поступальному русі | 119 |
| 3.4. Результати експериментальних досліджень антифрикційних матеріалів на модельних установках..... | 122 |
| 3.4.1. Застосування теорії малих вибірок для уточнення експериментальних даних | 122 |
| 3.4.2. Схема торцевого тертя | 124 |
| 3.4.3. Модель зворотно-поступального руху..... | 127 |
| 3.4.4. Модель руху «за свіжим слідом» | 129 |
| 3.4.5. Модель сферичного шарніра..... | 131 |
| 3.5. Розрахунки оптимальної форми антифрикційних вкладишів для реальних вузлів тертя | 138 |
| 3.5.1. Сферичний шарнір для екскаватора ЭМВ-8-2 | 138 |
| 3.5.2. Шарнір зі зрізаним полюсом..... | 140 |
| 3.5.3. Шарніри для преса КА2330..... | 142 |
| 3.6. Методика оптимального розрахунку форми трубопроводу для кулькового передавального механізму | 145 |
| 3.7. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу..... | 147 |
| 3.7.1. За критерієм мінімуму втрат на тертя та зношування..... | 147 |
| 3.7.2. Оптимальний вибір за економічним критерієм | 155 |
| 3.8. Загальна концепція оптимального запровадження антифрикційних полімерних матеріалів у вузли тертя | 159 |
| ПІДСУМКИ..... | 162 |
| СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ..... | 167 |

В С Т У П

Задача вдосконалення теоретичних основ стабілізації технічного стану вузлів тертя повинна вирішуватися на всіх етапах їх життєвого циклу: проектування, виготовлення, випробування, експлуатації, обслуговування і ремонту [26, 31, 96, 104, 106, 118-123, 125, 211, 215, 225, 231, 249, 254-255, 266, 274, 279, 291].

Дуже важливо, по можливості, найбільш точно визначити режими роботи в елементах обладнання з урахуванням чинника керування ними, значною мірою що визначає формування режимів роботи, а також всієї різноманітності умов їх експлуатації [71-72, 211].

Під режимом роботи розуміється сукупність сполучень різних рівнів навантажень, швидкості, температури з тривалістю їх дії. Складність і різноманіття режимів навантаження є слідством різноманітності умов їх експлуатації. нестабільності і істотної відмінності фізико-механічних властивостей металів, різноманітності виробничих процесів і операцій технологічного процесу [20, 71-72, 100, 130, 135, 139, 148, 156, 284-286].

Підвищення стабільності технічного стану машин є однією з найважливіших задач забезпечення економічної ефективності суспільного виробництва і прискорення технічного прогресу.

Керування показниками надійності машини на етапі проектування нерозривно пов'язане з розробкою і вдосконаленням розрахункових методів їх визначення.

Частіше за все конструктори вдаються до змащування зон тертя рідкими мастилами [118-123, 125, 211, 215, 225, 231, 249], закладаючи в розрахунок деякі усереднені триботехнічні параметри. Малі втрати на тертя при змазуванні рідинами підвищують коефіцієнт корисної дії (ККД) механізму, а також знижують температуру нагрівання деталей [13, 25, 32, 50, 103].

Але рідкі мастила вимагають складної системи мастильного обладнання на кожному механізмі [50, 132-133, 160-161, 211]. Місце підведення мастильних матеріалів (ММ) до поверхонь тертя і способи розподілу його по поверхні дуже важливі для організації надійного змазування.

Мастильні канавки служать для розподілу підвідних ММ по поверхнях тертя, підвищення інтенсивності охолодження за рахунок більшого прокачування ММ через підшипник, зменшення витоку ММ, видалення твердих сторонніх частин і продуктів зносу з ММ з поверхонь тертя, акумулювання ММ і відновлення граничної мастильної плівки в місцях її руйнування [13, 32, 133, 161, 200, 222].

Така технологія залишається і нині, незважаючи на існування значної кількості антифрикційних самозмазувальних матеріалів, які можуть працювати більш ефективно за рідкі та консистентні мастила і довший час не вимагають ніякої заміни [17, 19, 36, 148, 220]. Нині ці матеріали широко застосовуються в

авіаційній та космічній промисловості, в транспортних машинах, в загальному машинобудуванні, але практично не використовуються при конструюванні ковальсько-штампувального обладнання [4, 11, 95, 274, 306].

За складом усі полімерні самозмазувальні матеріали (ПСМ) [90, 240, 284, 286] можна розділити на наступні групи: композиції, що містять, головним чином, антифрикційні добавки (наповнювачі) зі складною анізотропною структурою (графіт, дисульфід молібдену, нітрид бору, диселеніди металів і ін.), полімерна зв'язуюча і пластифікатори (додаткові мастила), такі матеріали мають більш низький коефіцієнт сухого тертя f у порівнянні з початковими матеріалами, завдяки виникненню при терті на поверхні контактуючих тіл плівки з сухого мастила, що знижує адгезійну складову сили тертя і підвищує опір впровадженню мікронерівностей контртіла; композиції з комплексними наповнювачами, поліпшуючими фізико-механічні і триботехнічні властивості матеріалів; в цьому випадку нарівні з антифрикційною добавкою вводять зміцнюючий наповнювач, наприклад кокс, скляні, вуглецеві, металеві або полімерні волокна, тканина і поєднання таких наповнювачів може приводити до синергічного ефекту, зниження не тільки зовнішнього, немає і внутрішнього тертя, створення ефекту ковзання при формуванні виробів, зменшення витрат енергії на отримання композицій; комбіновані самозмазувальні матеріали типу метало-полімерної стрічки, в якій поєднуються переваги складових частин металу як несучої і теплопровідної основи і полімеру (наприклад, суміші фторопласту і дисульфиду молібдену) як антифрикційного самозмазувального шару, що забезпечує надійний захист поверхні тертя від схоплювання.

Фторопласт [90, 180, 240, 284, 286] займає особливе місце серед інших полімерів. Він має досить низький і стабільний коефіцієнт тертя, наприклад, $f = 0,04$ при терті по сталі і $f = 0,05 - 0,09$ при терті по фторопласту.

Поліаміди мають досить низький коефіцієнт тертя і по цьому показнику поступаються тільки фторопласту і поліформальдегіду, однак по зносостійкості і несучій здатності перевершують їх. Для поліпшення міцності поліаміди армують, а для зменшення f і зносу наповнюють сухими мастилами. Як мастила використовують графіт, MoS_2 , нафтовий обпалений кокс і інші речовини, а армуючими добавками є скло- і вуглеволокно, тальк і ін. [156].

Внаслідок своєї низької адгезійної здатності, хорошої механічної міцності, хімічної інертності і легкої обробляємості всіма відомими методами поліетилен (ПЕ) широко використовують як полімерну основу для антифрикційних композицій [179]. Особлива увага була приділена поліетилену низького тиску (ПЕНТ), що має більш упорядковану структуру молекул, більш високу щільність, міру кристалічності (75-85 %), механічну міцність, модуль пружності при вигині і теплостійкість.

Широке застосування в машино- та приладобудуванні як підшипників ковзання і кочення, працюючих без мастила, знаходять антифрикційні самозмазувальні матеріали на основі поліарилатів [11, 18].

Триботехнічні випробування антифрикційних матеріалів включають оцінку їх протизносних, протизадирних і антифрикційних властивостей на

лабораторних приладах або установках з випробувальними зразками простої геометричної форми (площини, циліндри, сфери), на моделюючих машинах зразками у вигляді серійних деталей машин або спеціально виготовленими аналогічними деталями (зубчаті колеса, деталі поршневої групи двигуна внутрішнього згоряння, підшипники ковзання або кочення та ін.) і безпосередньо в реальних вузлах машин і механізмів в умовах експлуатації.

При випробуваннях на машинах тертя в умовах експлуатації на отримані результати крім основних параметрів (відносної швидкості руху тертьових поверхонь, тиску, температури), впливають умови роботи машини (наявність частих зупинок і пусків, змінність навантаження і швидкості, наявність вологи і інших корозійних агентів, а також абразивних частинок у навколишньому середовищі та ін.). У цих умовах важко виділити найбільш важливий параметр, що впливає визначальним чином на поведінку антифрикційного матеріалу. Для зменшення цих впливів випробування повинні бути тривалими і проводитися паралельно на декількох однотипних машинах, на що потрібно багато часу і коштів. Тому у більшості випадків експлуатаційні випробування застосовують для остаточної перевірки оптимальних мастильних матеріалів, відібраних внаслідок серії лабораторних і стендових випробувань [14, 63-69, 74, 99, 124, 160, 180, 188, 209-210, 237, 294].

Стенові випробування на моделюючих машинах дозволяють визначати трибологічні характеристики матеріалів в умовах тертя реальних деталей машин і механізмів при контролі всіх параметрів, що впливають на процес тертя.

На відміну від випробувань матеріалів в умовах експлуатації і на стендах лабораторні випробування не вимагають великих витрат часу, вони у більшій мірі дозволяють змінювати умови на поверхні тертя і виділяти основний параметр, який діє на трибологічні характеристики антифрикційних матеріалів. Умови випробування на приладах відрізняються від дійсних умов роботи в реальних машинах, однак переваги лабораторних випробувань сприяють їх широкому застосуванню, особливо для розробки нових добавок і мастильних композицій (контроль навантаження, швидкості, температури, можливість вимірювання сили тертя, зносу, малий об'єм досліджуваного мастильного матеріалу).

Запровадженню полімерних матеріалів заважає відсутність єдиної методики підбору оптимального матеріалу для конкретного вузла тертя ковальсько-штампувального обладнання з урахуванням його режимів роботи та фізико-механічних властивостей матеріалів пари тертя.

Існуючі методики фізичного моделювання тертя, незважаючи на декларативну універсальність, насправді є реалізацією конкретної схеми тертя, яка непридатна для випробування в інших випадках і отже потрібне створення власних фізичних моделей. Вони вимагають отримання значної кількості фізико-механічних властивостей матеріалів пари тертя, сам процес якого такий же громіздкий, як і триботехнічні випробування. До того ж, всі ці параметри в процесі тертя змінюють свої значення, отже розрахунки за існуючими теоріями тертя і зносу для полімерних матеріалів придатні тільки для початкового моменту тертя.

Розрахунки термофрикційного нагріву потрібно робити для всіх вузлів тертя, де застосовуються антифрикційні полімерні матеріали, оскільки збільшення робочої температури на 20-30 градусів може змінити коефіцієнт тертя та знос у декілька разів.

Крайовий кут змочування матеріалів може вважатися інтегральним параметром, що характеризує адгезійні властивості полімерних матеріалів у процесі тертя, але для нових матеріалів його значення невідоме, отже потрібна установка для його визначення при зміні температури, але такої конструкції немає.

Процес тертя часто супроводжується якісними змінами в його перебігу, отже існуючі методики апроксимації експериментальних даних не дозволяють їх врахувати, оскільки вся методика апроксимації базується на теорії гладких кривих. А для можливих розривних функцій такої методики немає.

Моделювання процесу тертя потребує можливості перерахунку результатів випробування моделі на натуру. Але при застосуванні тих же матеріалів, що і в реальній парі тертя, вимагає, при розрахунку масштабних коефіцієнтів переходу, значної зміни режимів випробувань. Але і самі експериментальні установки не завжди можуть відтворити режими роботи реального вузла тертя. Така проблема викликає потребу підбору потрібних значень масштабних коефіцієнтів переходу, але методика такого підбору не існує.

Плани експерименту, які розроблені натепер, вимагають, або значної кількості експериментів, або, і водночас, дотримання фіксованих значень чинників, що не завжди можливо дотримати або просто дорого, для використання. Для планів же типу «властивість–якість» кількість експериментів росте в степеневій залежності, що робить їх просто непридатними для планування експериментів по підбору потрібних матеріалів для конкретної пари тертя.

І оскільки графіки зміни триботехнічних параметрів є багатокритеріальними, необхідне використання алгоритму глобального пошуку екстремуму. Існуючі алгоритми не гарантують знаходження глобального екстремуму, що може призвести до помилок у підборі матеріалів для вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання.

Застосування полімерних вкладишів в сферичних шарнірах потребує методики розрахунку моменту тертя та усадки вкладиша під робочим навантаженням, але такої методики немає. Немає і методики розрахунку форми таких вкладишів, а також впливу хвилястості поверхні кулькової п'яти на процес тертя по полімерному матеріалу.

Відсутня точна методика розрахунку та проектування параметрів кулькового передавального механізму, який є перспективним для застосування замість гідропередач.

Для моделювання процесів тертя необхідно визначитися з типами вузлів тертя в ковальсько-штампувальному обладнанні та з характерними для них режимами роботи.

Вирішення таких задач і присвячена ця робота

1. ФІЗИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Фізичне моделювання процесів тертя залишається і досі актуальною науково-технічною задачею, незважаючи на те, що за останні 50 років сучасна наукова думка напрацювала практично вичерпний математичний апарат, який теоретично дозволяє розрахувати значення як сили (коефіцієнта) тертя, так і зносу. Але визначити всі ті фізико-механічні параметри, що входять до формул, та ще й розрахувати зміну їхніх значень у часі залежно від змін тиску, швидкості, температури (або й отримати зміну температури від фрикційного нагрівання) надзвичайно важко. Таке визначення вимагає експериментальних досліджень і не менш складне, а часто й набагато складніше, аніж пряме експериментальне визначення триботехнічних характеристик.

З іншого боку, матеріалознавці створюють нові і нові матеріали, призначені для роботи в умовах сухого тертя, але такі, що забезпечують значення коефіцієнту тертя одного порядку з тертям в умовах змащування рідкими мастилами. Ці самозмазувальні матеріали мають надзвичайно важливе значення для ремонту вузлів тертя, оскільки вони дозволяють поновити, а інколи і зробити кращими їхні параметри, ніж після промислового виготовлення.

Ще однією причиною нагальної потреби застосування цього методу досліджень є значний вплив геометричних параметрів конкретного вузла на режими тертя в ньому. Часто цей вплив неможливо відокремити від чисто триботехнічних факторів, отже виникає потреба в побудові фізичної моделі цього вузла, особливо у випадку, коли натурні випробування занадто дорогі або неможливі, коли проєктований вузол працює в нестационарних режимах роботи.

Тому важливу роль відіграє фізичне моделювання з як найточнішим відтворенням режимів тертя (зміна температур, широкий діапазон навантажень, різні схеми тертя і т. ін.), які існують в машинах та агрегатах. Це викликає підвищення вимог до уніфікації стандартних методів випробувань на серійних машинах тертя і проведення досліджень триботехнічних характеристик пар тертя з урахуванням їх конструктивних і кінематичних особливостей. Перспективним є розширення функціональних можливостей серійних машин тертя.

Недостатність реалізації функціональних можливостей машин тертя типу МДП-1 і МФТ-1 [63, 74, 99, 180, 188, 238, 294] обумовлюється схемою випробувань тільки для обертального руху при порівняно високих навантаженнях в парі тертя, що являє собою пустотілі циліндричні зразки діаметром $\varnothing 20 \times 28$ мм. Тому їх конструкція потребує доробок під кожну, з існуючих, схему тертя.

Окрім того, як показано в [48, 64, 83], дуже важливим є оцінка адгезійної складової сили тертя, яку можна зробити шляхом вимірювання крайового кута змочування поверхні тертя антифрикційного матеріалу. Як виявилось, цей параметр залежить від температури і корелює в ній з адгезійною складовою сили (коефіцієнта) тертя. Отже, важливим для визначення триботехнічних характеристик матеріалів є не тільки моделювання, але й визначення крайового кута змочування залежно від температури.

В цьому розділі наведені розробки конструкцій фізичних моделей тертя в різноманітних схемах, які практично забезпечують можливість випробування в режимах роботи, існуючих в техніці. Ці фізичні моделі можуть бути побудовані на базі серійних машин тертя МФТ-1 та МДП-1, бо використовують основні можливості цих машин – привод обертового руху, який можна регулювати, та система навантаження через пневматичну мембрану на нерухомий зразок. Тензобалка, що вимірює момент тертя, забезпечує відносно точні вимірювання цих параметрів, а дообладнання вимірювальних приладів, серійно представлених шестиканальним КСП-1, шлейфовим осцилографом, дозволяє вимірювати миттєві значення сили (моменту) тертя. Інші пристрої, описаний тут, – прилад для вимірювання крайових кутів змочування матеріалів рідиною при зміні температури та прилад для визначення типу зносу.

1.1. Обґрунтування застосування фізичного моделювання триботехнічних процесів при наявності теоретичних методів розрахунків

Однією з основних проблем сучасного машинобудування є розробка і дослідження триботехнічних процесів тертя і зносу в машинних агрегатах. Фундаментальні аспекти проблеми тертя і зносу широко розвинені в роботах [77, 140–142, 218]. На основі теоретичних і експериментальних досліджень отримані початкові рівняння для визначення коефіцієнта тертя при пружному і пластичному контакті шорстких тіл. В цих роботах проведено дослідження і отримані рівняння для визначення значення коефіцієнта тертя при роботі вузла в режимі зовнішнього сухого тертя.

Виходячи з фундаментальних уявлень молекулярно-механічної теорії тертя, коефіцієнт зовнішнього тертя складається з молекулярної і деформаційної складових

$$f = f_M + f_g. \quad (1.1)$$

При цьому розрізняють чотири основних види контактів:

- пружний ненасичений контакт;
- пружний насичений контакт;
- пластичний ненасичений контакт;
- пластичний насичений контакт.

Відповідно для цих видів контактів [132-135] формула (1.1) має вигляд:

$$f_{K.H.Y.} = \frac{2,4t_0(1-m^2)r^{\frac{1}{2}}}{n(n-1) \cdot K_1 \cdot E \cdot h^{\frac{1}{2}}} + b + \frac{0,4a_{ef} \cdot h^{\frac{1}{2}}}{K_1 n(n^2-1)2^{\frac{1}{2}}}; \quad (1.2)$$

$$f_{K.Y.} = \frac{2,4t_0(1-m^2)n^{\frac{1}{2}}}{E[n e - (n-1)e_u]^{\frac{1}{2}}} \left(\frac{2}{R_{max}} \right)^{\frac{1}{2}} + b + \frac{0,2a_{ef} R_{max}}{2n^{\frac{1}{2}}} [n e - (n-1)e_u]; \quad (1.3)$$

$$f_{к.н.п.} = \frac{t_0}{HB} + b + 0,25n(n-1)K_1 \left(\frac{h}{r} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (1.4)$$

$$f_{к.п.} = \frac{t_0}{HB} + b + \frac{0,54}{n^2} \left(\frac{h}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[n - (n-1) \frac{h_H}{h} \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (1.5)$$

де $f_{к.н.п.}, f_{к.п.}, f_{к.н.п.}, f_{к.п.}$ – відповідно коефіцієнти тертя при різних контактах; τ_0, β – фрикційні параметри; HB – твердість за Брінеллем; v – параметр опорної кривої; h, h_u – глибина впровадження. Індекс u означає середнє значення параметра; $\varepsilon, \varepsilon_u$ – відносне зближення; E – модуль пружності; R_{max} – найбільша висота нерівностей профілю; r – приведений радіус нерівностей; α_{ϕ} – коефіцієнт гістерезисних втрат при суцільному напруженому стані; μ – коефіцієнт Пуассона; K_1 – константа геометричної складової коефіцієнта тертя.

Як бачимо, формули (1.2)–(1.5) в значній мірі мають чинники, що повторюються. Для подальшого аналізу їх потрібно об'єднати в одну зі змінними коефіцієнтами, щоб уніфікувати чисельні розрахунки.

Приймаємо залежність коефіцієнта тертя від температури [142]:

$$f_t = f_m e^{\alpha \Delta t} + f_{g_0} e^{\frac{\alpha \Delta v}{2n}}; \quad (1.6)$$

де f_m, f_{g_0} – відповідно молекулярні і деформаційні складові коефіцієнта тертя при 0°C ; e – основа натурального логарифма; α, δ – температурні коефіцієнти; Δt – змінна температури; Δv – змінна об'ємної температури.

Залежність для фрикційних параметрів τ_0, β [77-78]:

$$t_0 = A(T) \cdot C_1 \cdot e^{\frac{b_1}{Kd}}; \quad (1.7)$$

$$b = \frac{A(T) \cdot C_1 \cdot e^{\frac{b_1}{Kd}}}{Kd}; \quad (1.8)$$

де $A(T)$ – функція від температури; $C_1 = dV/dz$ – градієнт швидкості в напрямку перпендикуляру до тертьових поверхонь; β, v – константи при постійній температурі; K – постійна Больцмана.

Приведемо їх до вигляду:

$$t_0 = A_1 e^{\frac{z}{T}}; \quad (1.9)$$

$$b = A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}; \quad (1.10)$$

де A_1, A_2 – змінні коефіцієнти; $z = \frac{b_1}{K}$ – константа при постійній температурі; T – абсолютна температура, К.

Як показано в [77, 142], глибина заглиблення h, h_u має таку залежність

$$h = R_{max} \left(\frac{P_r}{bHB} \right)^{\frac{1}{n}}; \quad (1.11)$$

де P_r – питомий тиск на поверхні дійсного контакту; b – параметр опорної кривої.

Параметри шорсткості пов'язані між собою такою залежністю [75]

$$R_{\max} = 2R_p \approx 5R_a. \quad (1.12)$$

Оскільки ГОСТом [62] установлений стандарт на R_a – середня висота нерівностей профілю тертьової поверхні, надалі будемо використовувати залежність $R_{\max} \approx 5R_a$. Найчастіше звичайно відомий контурний тиск на всю поверхню матеріалу P_c , а не тиск на дійсну поверхню контакту P_r , то при перерахунку цих величин використовуємо залежність [135]

$$P_t = \frac{0,61E^{0,86}}{2^{0,86}(1-m^2)^{0,86}} \left(\frac{R_a}{r} \right)^{0,43} \cdot P_c^{0,14}, \quad (1.13)$$

відносне зближення ε , ε_u приймаємо виходячи з вираження (18) з [130]

$$e = \frac{1}{(bv)^{1/n-1}}. \quad (1.14)$$

Поєднавши формули (1.2)–(1.5), з урахуванням формул (1.9)–(1.10) і вводячи всі додатки у відповідних степенях, отримаємо узагальнюючу формулу (1.15), показники степеня якої наведені в табл. 1.1

$$f_{TP} = A \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4}} \left[\frac{(1-m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} \left[\frac{1}{\nu(v-1)K_1 h^2} \right]^{a_2} \left[\frac{\nu}{\nu e - (v-1)e_u R_{\max}} \right]^{a_3} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} +$$

$$+ \left[\frac{0,4a_{\varphi} \cdot h^2}{K_1 \cdot \nu(v^2-1)r^2} \right]^{a_5} \cdot \left[\frac{0,2a_{\varphi}}{\nu^{\frac{1}{2}}} \cdot \left(\frac{R_{\max}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} [\nu e - (v-1)e_u] \right]^{a_6} \left[0,25\nu(v-1)K_1 \left(\frac{h}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{a_7} \left[\left[\nu - \nu(v-1) \frac{h_u}{h} \right]^{\frac{1}{2}} \right]^{a_8}$$

Таблиця 1.1

Значення показників степені у формулі (1.15)

| Вид контакту | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 | a_6 | a_7 | a_8 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Пружний ненасичений контакт | 1 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 |
| Пружний насичений контакт | 1 | 0 | 1/2 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 |
| Пластичний ненасичений контакт | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 1 | 0 |
| Пластичний насичений контакт | 0 | 0 | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 |

Для спрощення формули (1.15) приймаємо параметри опорної кривої b і ν , а саме (для більшості шорстких поверхонь конструкційних матеріалів) [77]:

$$b = 2; \nu = 2.$$

Тому формула (1.15) буде виглядати

$$f_{TP} = A_1 \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4}} \left[\frac{(1-m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} \left[\frac{1}{2K_1 h^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_2} \left[\frac{2}{(re - e_u)R_{\max}} \right]^{a_3} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} + \left[\frac{0,4a_{\phi} \cdot h^{\frac{1}{2}}}{6K_1 r^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_5} \cdot \left[\frac{0,2a_{\phi} \left(\frac{R_{\max}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot (2e - e_u)}{\sqrt{2}} \right]^{a_6} \cdot \left[0,5K_1 \left(\frac{R_a}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{a_7} \cdot \left[\frac{0,54 \left(\frac{h}{2} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(2 - \frac{h_u}{h} \right)^{\frac{1}{2}}}{\sqrt{2}} \right]^{a_8}. \quad (1.16)$$

Враховуючи формули (1.11), (1.12) і (1.14) отримаємо формулу (1.17)

$$f_{TP} = A_1 \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4}} \left[\frac{(1-m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} \left[\left(\frac{2HB}{P_C} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{1}{10K_1 R_a^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_2} \left[\frac{1,6}{R_a} \right]^{a_3} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} + \left[\frac{0,4a_{\phi} \cdot h^{\frac{1}{2}} \cdot (5R_a)^{\frac{1}{2}} \cdot P_C^{\frac{1}{4}}}{6K_1 r^{\frac{1}{2}} \cdot (2HB)^{\frac{1}{4}}} \right]^{a_5} \cdot \left[\frac{0,2a_{\phi} \cdot (5R_a)^{\frac{1}{2}}}{4\sqrt{2} \cdot \left(\frac{5R_a}{r} \right)^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_6} \cdot \left[0,5K_1 \left(\frac{R_a}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{5R_a}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{P_C}{2HB} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^{a_7} \cdot \left[K_2 0,54 \left(\frac{5R_a}{2r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{P_C}{2HB} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^{a_8},$$

де $\frac{h_u}{h} \cong K_2$, а степеня $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6, a_7, a_8$ у формулах (1.16)-(1.17) відповідають значенням в табл. 1.1.

Цифрові коефіцієнти у відповідних степенях виносямо у коефіцієнти A_1, A_2, A_3 . Тоді отримуємо наступну формулу і табл.1.2

$$f_{TP} = A_1 \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4}} \left[\frac{(1-m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} \left[\left(\frac{HB}{P_C} \right)^{\frac{1}{4}} \frac{1}{R_a^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_2} \left[\frac{1}{R_a} \right]^{a_3} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} + A_3 \left[\frac{a_{\phi} \cdot R_a^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{P_C}{HB} \right)^{\frac{1}{4}}}{r^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_5} \cdot \left[\frac{a_{\phi} R_a^{\frac{1}{2}}}{r^{\frac{1}{2}}} \right]^{a_6} \cdot \left[\left(\frac{R_a}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{P_C}{HB} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^{a_7} \cdot \left[\left(\frac{R_a}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(\frac{P_C}{HB} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^{a_8}. \quad (1.18)$$

Таблиця 1.2

Коефіцієнти A_1, A_2, A_3 у формулі (1.18).

| Вид контакту | A_1 | A_2 | A_3 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|
| Пружний ненасичений контакт | 0,12 | 1 | 0,13 |
| Пружний насичений контакт | 1,3 | 1 | 0,08 |
| Пластичний ненасичений контакт | 1 | 1 | 1 |
| Пластичний насичений контакт | 1 | 1 | 0,65 |

Значення α , як і раніше, відповідають табл. 1.1. Спростимо (1.18)

$$f_{TP} = A_1 \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4 - \frac{a_2}{4}}} \left[\frac{(1 - m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} \left[\frac{1}{P_C} \right]^{\frac{a_2}{4}} \left[\frac{1}{R_a} \right]^{a_3 - \frac{a_2}{2}} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} +$$

$$+ A_3 [a_{\phi}]^{a_5 + a_6} \cdot \left[\frac{R_a}{r} \right]^{\frac{1}{2}(a_5 + a_6 + a_7 + a_8)} \left[\frac{P_C}{HB} \right]^{\frac{1}{4}(a_5 + a_7 + a_8)} ; \quad (1.19)$$

Оскільки, a_{ϕ} – це коефіцієнт гістерезисних втрат, а отже, величина таблицна, то її можна внести в змінну частину коефіцієнта A_3 .

Зробимо наступні заміни:

$$\frac{a_2}{4} = a_2; \quad a_3 - \frac{a_2}{2} = a_3; \quad a_4 - \frac{a_2}{4} = a_4; \quad \frac{1}{2}(a_5 + a_6 + a_7 + a_8) = a_5; \quad \frac{1}{4}(a_5 + a_7 + a_8) = a_6.$$

Таблиця 1.3

Значення степенів у формулі (1.19)

| Вид контакту | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 | a_6 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Пружний ненасичений контакт | 1 | 1/4 | -1/2 | -1/2 | 1/2 | 1/4 |
| Пружний насичений контакт | 1 | 0 | 1/2 | 0 | 1/2 | 0 |
| Пластичний ненасичений контакт | 0 | 0 | 0 | 1 | 1/2 | 1/4 |
| Пластичний насичений контакт | 0 | 0 | 0 | 1 | 1/2 | 1/4 |

З урахуванням зробленої заміни і формули (1.13) отримаємо

$$f_{TP} = A_1 \cdot \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4}} \cdot \left[\frac{(1 - m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} \cdot \left[\left(\frac{R_a}{r} \right)^{0,43} \cdot \frac{0,3E}{(1 - m^2)P_a} \right]^{a_2} \left[\frac{1}{R_a} \right]^{a_3} + \frac{A_2 e^{\frac{z}{T}}}{T} +$$

$$+ A_3 \cdot \left[\frac{R_a}{r} \right]^{a_5} \cdot \left[\frac{3,5(1 - m^2)P_C}{E} \cdot \left(\frac{r}{R_a} \right)^{0,43} \right]^{a_6} \cdot \left[\frac{1}{HB} \right]^{a_6} . \quad (1.20)$$

Або спрощуючи це вираження маємо:

$$f_{TP} = A_1 \cdot \frac{e^{\frac{z}{T}}}{[HB]^{a_4}} \cdot \left[\frac{(1 - m^2)r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1 - 7a_2} [R_a]^{3a_2 - a_3} \cdot \left[\frac{1}{P_a} \right]^{a_2} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} +$$

$$+ A_3 \cdot \left[\frac{R_a}{2} \right]^{a_5 - 3a_6} \cdot \left[\frac{(1 - m^2)}{E} \cdot P_a \right]^{a_6} \cdot \left[\frac{1}{HB} \right]^{a_6} . \quad (1.21)$$

У формулі (1.21) ми винесемо коефіцієнти 0,3 і 3,5 в цифрову частину коефіцієнтів A_1 і A_3 .

Таблиця 1.4

Значення цифрової частини коефіцієнтів A_1, A_2, A_3 у формулі (1.21)

| Вид контакту | A_1 | A_2 | A_3 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|
| Пружний ненасичений контакт | 0,64 | 1 | 0,25 |
| Пружний насичений контакт | 1,3 | 1 | 0,08 |
| Пластичний ненасичений контакт | 1 | 1 | 1 |
| Пластичний насичений контакт | 1 | 1 | 0,65 |

У формулі (1.21) зробимо наступні заміни:

$$a_1 - 7a_2 = a_1; \quad a_5 - 3a_6 = a_5;$$

$$3a_2 - a_3 = a_2; \quad 7a_6 = a_6;$$

$$7a_2 = a_3;$$

Остаточного узагальнене рівняння для визначення коефіцієнта тертя має вигляд

$$f_{TP} = A_1 \cdot e^{\frac{z}{T}} \frac{[R_a]^{a_2}}{[HB]^{a_4} [P_a]^{a_3}} \cdot \left[\frac{(1 - m^2) r^{\frac{1}{2}}}{E} \right]^{a_1} + \frac{A_2 \cdot e^{\frac{z}{T}}}{T} + A_3 \cdot \left[\frac{R_a}{2} \right]^{a_5} \cdot \left[\frac{(1 - m^2)}{E} \cdot \frac{P_a}{HB} \right]^{a_6} \quad (1.22)$$

Таблиця 1.5

Значення степенів у формулі (1.22)

| Вид контакту | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | a_5 | a_6 |
|--------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Пружний ненасичений контакт | -3/4 | 5/4 | 7/4 | -1/2 | -1/4 | 7/4 |
| Пружний насичений контакт | 1 | -1/2 | 1/2 | 0 | 1/2 | 0 |
| Пластичний ненасичений контакт | 0 | 0 | 0 | 1 | -1/4 | 7/4 |
| Пластичний насичений контакт | 0 | 0 | 0 | 1 | -1/4 | 7/4 |

Коефіцієнти A_1, A_2, A_3 мають як постійну (цифрову) частину, так і змінну. Цифрова частина цих коефіцієнтів наведена в табл. 1.5, а змінна частина має вигляд: $A_{1пер.} = A(T) \cdot \frac{dV}{dz}$; $A_{2пер.} = A(T) \cdot \frac{dz}{K} \cdot g$, причому в A_3 змінна частина відсутня.

В процесі спрощення формул (1.15) - (1.22) виключимо табличні коефіцієнти.

Враховуючи цифрову змінну і табличну частину коефіцієнтів A_1, A_2, A_3 , складаємо таблицю повних значень цих коефіцієнтів, які наведені в табл. 1.7.

Розглянемо, наприклад, такий параметр як ν – параметр опорної кривої. У процесі тертя він постійно змінюється внаслідок зносу і прослідити характер цих змін надзвичайно важко. Сюди ж, за складністю визначення, можна віднести інші геометричні параметри поверхні тертя, такі як R_{max} – найбільша висота нерівностей профілю та r – приведений радіус нерівностей. Для параметрів HB – твердість за Брінеллем та E – модуль пружності очевидним є їхня зміна від фрикційного нагрівання, а для нових матеріалів температурна залежність частіше не досліджена. Цікаво, що α , δ – температурні коефіцієнти частіше самі змінюються під впливом температури. Інколи, в разі неможливості визначити точну аналітичну формулу, дослідники застосовують параметри на зразок $A(T)$ – функція від температури. Це означає, що треба провести дослідження впливу температури на цей параметр і апроксимувати його будь-якою аналітичною формулою.

Таблиця 1.6

Значення чисельної частини коефіцієнтів A_1, A_2, A_3

| Вид контакту | A_1 | A_2 | A_3 |
|--------------------------------|---------|-------|----------|
| Пружний ненасичений контакт | $1/K_1$ | 1 | $a_{эф}$ |
| Пружний насичений контакт | 1 | 1 | $a_{эф}$ |
| Пластичний ненасичений контакт | 1 | 1 | K_1 |
| Пластичний насичений контакт | 1 | 1 | K_2 |

Таблиця 1.7

Остаточні значення коефіцієнтів A_1, A_2, A_3 у формулі (1.22)

| Вид контакту | A_1 | A_2 | A_3 |
|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------|---------------|
| Пружний ненасичений контакт | $A(T) \frac{0.64dV}{K_1 dz}$ | $[A(T) \frac{dV}{dz} - n] / K$ | $0,25 a_{эф}$ |
| Пружний насичений контакт | $1.3A(T) \frac{dV}{dz}$ | $[A(T) \frac{dV}{dz} - n] / K$ | $0,08 a_{эф}$ |
| Пластичний ненасичений контакт | $A(T) \frac{dV}{dz}$ | $[A(T) \frac{dV}{dz} - n] / K$ | K_1 |
| Пластичний насичений контакт | $A(T) \frac{dV}{dz}$ | $[A(T) \frac{dV}{dz} - n] / K$ | K_2 |

Невизначеним наперед є і тип контакту та тип зносу. І якщо в початковий момент тип контакту можна розрахувати, то надалі це стає неможливим. Тип зносу більш алгоритмізований [51], але задача його автоматичного визначення в процесі тертя не вирішена. Для цього треба сконструювати прилад, який би враховував питомий тиск, відносну швидкість ковзання та температуру в зоні тертя. Логічне сполучення цих факторів повинно забезпечити автоматизацію виду зносу при сухому терті.

Тому вищезгадані формули вимагають глибоких досліджень всіх параметрів, що до них входять. Але триботехнічні випробування матеріалів за сумарними витратами на них, особливо, якщо це модельні випробування, частіше

всього дають можливість швидше і точніше визначити потрібні значення коефіцієнта тертя.

Ще одним фактором, який заставляє сумніватися в доцільності використання формули (1.22) для розрахунків триботехнічних параметрів для антифрикційних полімерних матеріалів, це характер залежності коефіцієнту тертя від питомого тиску. Для пластичного контакту, при якому і працюють всі полімерні матеріали, згідно з табл. 1.5, має місце прямо пропорційна залежність коефіцієнта тертя від питомого тиску, бо $a_3 = 0$, а $a_6 = 7/4$. Але ж, як відомо з літературних джерел [117], ця залежність повинна мати зворотно пропорційний характер і тому вже тільки цей приклад показує нам, що формули, виведені для пари тертя типу “метал-метал” важко застосувати для пари “полімер-метал”.

1.2. Метод та установка оцінки адгезійної складової коефіцієнту тертя антифрикційних матеріалів

Згідно з адгезійно-деформаційною теорією [83, 140-144, 247-248] тертя пари твердих матеріалів зумовлюється деформуванням матеріалу впровадженнями нерівностями (деформаційна складова коефіцієнта тертя f_{def}) і подолання молекулярних (адгезійних) зв'язків в зоні контакту (адгезійна складова коефіцієнта тертя f_{ad}). Причому, загальний коефіцієнт тертя дорівнює їх сумі $f = f_{def} + f_{ad}$. Визначення деформаційної складової проводять з достатньою мірою точності за розрахунковими формулами. Адгезійну ж складову теоретично не визначають [80], а знаходять з експериментів.

Сучасний розвиток хімічної технології пропонує безліч полімерних матеріалів з твердістю не вище за $HB = 120$ МПа, які можуть використовуватися у вузлах тертя як антифрикційні. Для таких матеріалів на частку адгезійної складової припадає 20 – 25 % величини коефіцієнта тертя [48, 64, 83], тому зросла актуальність задачі по визначенню його адгезійної складової.

Існує спосіб визначення адгезійної складової коефіцієнта тертя по глибині впровадження металевого індентора при переході від пластичного відтискання досліджуваного матеріалу до різання під дією механічного навантаження. Момент переходу до різання визначається по навалах на краях доріжок тертя і зникнення на них слідів обробки [64, 237].

Недоліком такого способу є складність і тривалість визначення адгезійної складової коефіцієнта тертя. Визначення моменту переходу до різання індентором досліджуваного матеріалу вимагає від дослідника певної навички, тобто важко формалізується і складне. Крім того, почергове визначення адгезійної складової коефіцієнта тертя викликає похибки за рахунок нетотожності для кожного моменту вимірювання параметрів навколишнього середовища, тому що дуже складно стабілізувати одночасно температуру, вогкість, тиск і т. д. А від вимірювання до вимірювання ці параметри змінюються, змінюється і величина систематичної складової похибки.

Крайовий кут змочування використовується для визначення адсорбції

рідких мастильних матеріалів, яка може бути оцінена величиною крайового кута, утвореного дотичною до поверхні розділу крапля рідини – тверда поверхня. Для гідрофобної [97] поверхні, схильної до відштовхування мастильної рідини, крайовий кут буде великий (рис. 1.1), а для гідрофільної, який притягує рідину, значення крайового кута малі.

Для полімерних матеріалів частка адгезійної складової f_{ad} у коефіцієнті їх тертя по металах становить 70–90 % [64, 83, 237]. Тобто цей параметр найбільш повно характеризує антифрикційні властивості полімерних матеріалів. Однак, його вимірювання вимагає досить складної методики і обладнання. Відоме використання в адгезійній теорії тертя як один з параметрів, що визначають повну величину коефіцієнта тертя інертної адгезійної взаємодії матеріалів тертьових пар [83]. А з іншого боку, з роботи [48, 179] відомо, що зв'язок поверхонь енергії з коефіцієнтом тертя для чотирьох, полімерів, що зустрічаються найчастіше, носить експонентний характер. Відомий зв'язок [189] величини адгезійної взаємодії рідини з твердим тілом і кутом змочування.

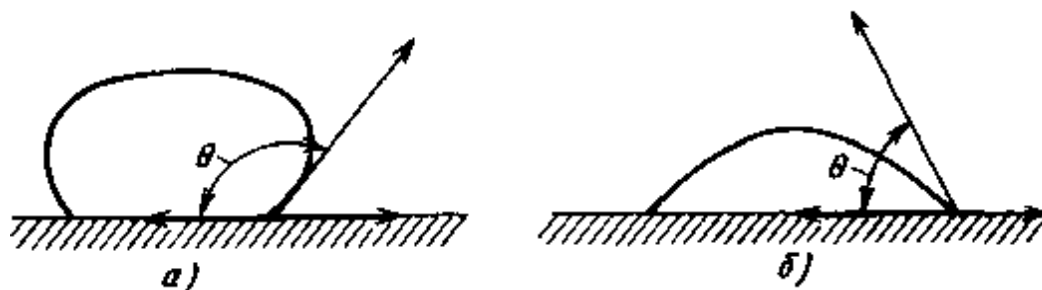


Рис. 1.1. Крапля рідини на гідрофобній (а) і гідрофільній (б) поверхнях

В табл. 1.8 приведені значення параметра f_{ad} , твердості за Брінеллем HB і крайових кутів Θ змочування водою для різних полімерних матеріалів, вибрані з робіт [143–144] для різних полімерних матеріалів, а з роботи [97, стор. 53], для тих же полімерних матеріалів – крайові кути змочування водою.

Таблиця 1.8

Фізико-механічні властивості полімерних матеріалів

| Полімер | HB , МПа | Θ , рад | f_{ad} | |
|---------------------------|------------|----------------|----------|-------|
| Капролон технічний | 130 | 1,08 | 0,065 | |
| Капрон світлий | 70 | 1,13 | 0,063 | |
| Вініпласт | 120 | 1,19 | 0,091 | |
| Полікапроамід | 75 | 1,22 | 0,088 | |
| Поліетилен при щільності: | високий | 26 | 1,50 | 0,090 |
| | середній | 20 | 1,55 | 0,080 |
| | низькій | 38 | 1,68 | 0,080 |
| Плексиглас | 160 | 1,71 | 0,220 | |
| Фторопласт-4 | 31 | 1,82 | 0,028 | |

Крайовий кут повинен нести в собі інформацію і про триботехнічні характеристики матеріалу, оскільки енергія адгезійної взаємодії визначається [141] як

$$W_{АДГ} = \sigma_{12}(1 + \cos\Theta), \quad (1.23)$$

де σ_{12} - міра взаємодії рідини і полімеру. Якщо використовується одна і та ж рідина, тоді величина $\sigma_{12} = \text{const}$ і енергія

$$W_{АДГ} = f(\Theta). \quad (1.24)$$

Крім того, відомо, що для полімерних матеріалів дисперсійна компонента енергії тертя пов'язана з кутом змочування, а залежність коефіцієнта тертя від поверхневої енергії має експонентний характер [41, 82, 205, 271].

В роботах [48, 83] доведено, що, порівнюючи кути змочування різних полімерних матеріалів однією і тією ж рідиною, можна отримати характеристики адгезійних властивостей поверхонь цих матеріалів, що визначають молекулярну складову коефіцієнта тертя.

Кореляція між адгезійною складовою коефіцієнта тертя і крайовим кутом змочування спостерігається на рівні 0,75 лише для полімерних матеріалів твердістю не вище за 160 МПа [193].

На основі наведених даних в [193] була визначена залежність коефіцієнта тертя f_{a0} від крайового кута змочування і твердості у вигляді

$$f_{a0} = (0,0287 - 0,033)HB - 0,0645 \Theta^2 - 0,033 \ln HB + 0,234. \quad (1.25)$$

Оскільки крайовий кут змочування та твердість матеріалу за Брінеллем дозволяє визначити адгезійну складову сили тертя за (1.25). І, хоча згідно з адгезійно-деформаційною теорією [140-142] рекомендується значення адгезійної складової використовувати в розрахунках коефіцієнта тертя полімерів по будь-яких металах, маючи на увазі, що вибір матеріалу контрпарі не впливає на міру його адгезійної взаємодії з полімером, це положення було перевірено експериментально. Для цього зразки (по ГОСТ 23.210-80) з нержавіючої сталі 20Х13 титанового сплаву ВТ-6 та ніобієвого сплаву ВН-2АЭ випробовувалися на тертя в контрпарі з фторопластом-4, вініпластом світлим і оргсклом на машині тертя типу МДП-1 при швидкості 0,017 м/с (досить низькій, щоб виключити вплив фрикційного нагрівання), номінальним тиском 2,5 МПа. У табл. 1.9 наведені співвідношення рівня коефіцієнта тертя цих матеріалів по інших сплавах до коефіцієнтів тертя цих же матеріалів по сталі 20Х13.

Таблиця 1.9

Відносний коефіцієнт тертя полімерів по сплавах

| Матеріал пари тертя | 20Х13 | Вт – 6 | ВН – 2АЭ |
|---------------------|-------|--------|----------|
| Фторопласт 4 | 1,0 | 0,97 | 0,92 |
| Вініпласт | 1,0 | 0,99 | 0,99 |
| Оргскло | 1,0 | 1,09 | 1,2 |

Отримані результати підтвердили це припущення. Тільки для органічного скла відмінність у величині коефіцієнта тертя перевищує 20 %. Але ця від-

мінність підтверджує, що для матеріалів з твердістю вище за 120 МПа пряма залежність між адгезійною складовою коефіцієнта тертя і твердістю матеріалу за Брінеллем відсутня [17, 22, 112, 126, 130, 179, 246]. Відмінності в коефіцієнті тертя для більш м'яких матеріалів пояснюється впливом деформаційної складової коефіцієнта тертя, яка багато в чому залежить від твердості матеріалів, а вона у фторопласту і вініпласту відрізняється в 4 рази .

Довівши нашу гіпотезу, звернемося до проблеми порівняння різних зразків з полімерних матеріалів. При цьому необхідна повна тотожність умов вимірювання не тільки в значенні якості підготовки поверхні матеріалів (вона повинна бути гладкою і знежиреною), але і тотожність параметрів навколишнього середовища (атмосферний тиск, температура, хімічний склад рідини і т.д.). При вимірюванні кутів змочування окремо на кожному матеріалі ці умови додержати відносно складно, так як у будь-якій термокамері завжди існує градієнт температурного поля, атмосферний тиск, підтверджений значним, а іноді і швидкоплинним коливанням, хімічний склад повітря може з різних причин змінитися, а значить і рідина, що застосовується для дослідження, може адсорбувати з повітря ці речовини. Тоді у неї зміниться хімічний склад, поверхневий натяг і т.д. Тобто, почергове вимірювання кута змочування може внести значні похибки у вимірювання кутів змочування для їх подальшого порівняння. А крім того, на величину кута змочування впливає розмір самої краплі рідини [97], а від досліду до досліду забезпечити достатню стабільність розміру краплі складно. А це знижує точність при порівнянні декількох матеріалів.

Тому кут змочування матеріалів, які порівнюються, потрібно визначати за допомогою однієї краплі рідини, вмістивши її на центр плоского стику секторів досліджуваних матеріалів (рис. 1.2).

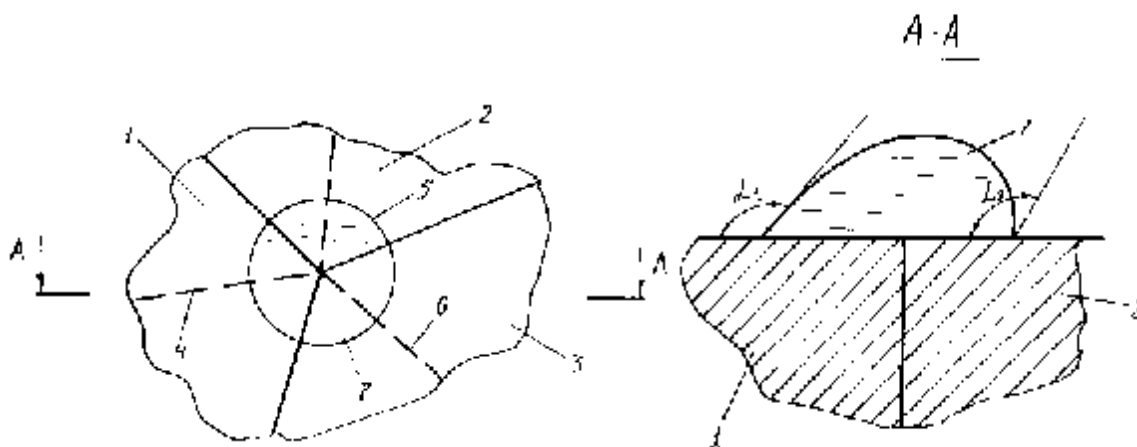


Рис. 1.2. Спосіб визначення порівняльних антифрикційних властивостей матеріалів

А необхідність того, щоб сума центральних кутів секторів дорівнювала 360°, пояснюється тим, що недотримання цього правила призведе до появи щілин на складеній з сегментів матеріалів площині, куди вміщується крапля рідини, через які рідина може витекти. Це спотворить величину вимірюваних кутів. Використавши дані з табл. 1.8, які зібрані таким чином, щоб стала очевидною

закономірність, що для твердості за Брінеллем не більше за 12 кг/мм^2 (або 120 МПа) спостерігається зворотно-пропорційна залежність між адгезійною складовою коефіцієнта тертя (f_{ad}) та крайовим кутом змочування матеріалів (α). Для виявлення вигляду цієї залежності ми скористалися методом найменших квадратів [5, 94, 198, 276]. За допомогою цього методу оцінювалися коефіцієнти (А і В) лінійної залежності за табличними даними (рядки 1-7) вигляду $f_{ad}=A+B\psi(a)$, де ψ – деяка функція. Величина кута змочування підставляється як в градусах, так і в радіанах. Були перевірені наступні види функцій ψ :

$$a, a^2, a^3, a^4, a^{-1}, a^{-2}, a^{-3}, a^{-4}, \ln a, EXP(a), EXP(a^{-1}), EXP(a^{-2}), EXP(a^{-3}), \sin a, \cos a, \operatorname{tg} a, \sin(\ln a), \sin[EXP(a)], \sin[EXP(a^{-1})], \sin[EXP(a^{-2})].$$

Якість апроксимації для кожного рівняння визначається по найменшій середній помилці. По цьому критерію була вибрана залежність

$$f_{ad}=0,08041- 0,12358 \operatorname{Sin}(\operatorname{Ln}(a/180^0)), \quad (1.26)$$

де α – в градусах. Отже параметр $\sin(\ln a)$ є мірою величини адгезійної складової коефіцієнта тертя.

Вимірюючи потім, наприклад, два кути змочування (α_1 і α_2) порівнюваних матеріалів однією і тією ж рідиною, необхідно обчислити комплекс, взятий з вираження (3.23) для кожного матеріалу. Для якого матеріалу цей комплекс більше, значить для цього матеріалу адгезійна складова коефіцієнта тертя менше, тобто його антифрикційні властивості краще, тобто обчислити $\operatorname{Sin}(\ln \alpha_1)$ і $\operatorname{Sin}(\ln \alpha_2)$ і їх порівняти. А конкретне значення адгезійної складової коефіцієнта тертя для відібраного матеріалу визначати з вираження (1.25).

Суть запропонованого способу, пояснюється на рис. 1.2, а зображені на вигляді зверху, як приклад, три випробувані полімерних матеріали, стикованих у вигляді секторів (1, 2, 3) з довільними центральними кутами по бісектрисам цих кутів (4, 5, 6). На центр плоского стику вміщена крапля рідини. На рис. 1.2, праворуч зображений перетин AA по бісектрисі 4 групи досліджуваних матеріалів. При цьому, кут змочування α_1 буде істинним кутом змочування водою матеріалу 1, а кут α_2 не буде відповідати істинному куту змочування водою матеріалу, оскільки він видний не в площині, що проходить через бісектрису центрального кута сектора матеріалу 2. Для вимірювання істинного значення кута α_2 необхідно площину перетину креслення повернути для поєднання з площиною, що проходить через бісектрису 5 і перпендикулярну поверхню матеріалу 2.

Після вимірювання істинних значень $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ вважаємо, що той полімерний матеріал має найкращі антифрикційні властивості, для якого величина $\sin(\ln \alpha)$ має найбільше значення. Тоді величина адгезійної складової для коефіцієнта тертя для цього матеріалу, коли він вступить у контакт з металом, твердість якого вище за твердість полімерного матеріалу, визначається за формулою (1.25).

Вимога до визначення кута змочування кожного полімерного матеріалу з групи, що досліджується, як проекція краплі на площину, яка проходить через бісектрису центрального кута сектора даного матеріалу і перпендикулярна поверхні матеріалу, пояснюється необхідністю робити це вимірювання на рівній відстані від обох меж сегмента, щоб усунути спотворення форми краплі, що вносяться сусідніми матеріалами. Такий спосіб порівняльного визначення антифрикційних властивостей полімерних матеріалів був визнаний винаходом [228]. Визначення адгезійної складової за формулою (1.3) вимагає пристрою, який би надав можливість вимірювати крайові кути змочування матеріалів рідиною при зміні температури зовнішнього середовища. Схема пристрою, який розроблено для цього, наведена на рис. 1.3.

Керування повороту зразка, для його уміщення в рідину, здійснюється механізмом (рис. 1.3). Зразок 10 затискають у тримач 24 гвинтом 29 при повністю піднятому столі 16. Потім термокамера 1 закривають гофром 2, через який пропускаються мікроскоп 3 і ручки керування 4 і 5. Після досягнення необхідної температури включають підсвічування лампою 11 через екран 12. Обертанням ручки 4 повертають коромисло 15, яке другим кінцем спускає стіл 16 разом з консольною балкою 17. Опускання припиняється як тільки вісь обертання 25 тримача зразка 24 виявиться паралельно поверхні рідини і торкнеться її. Потім рукою 5 через кулісу 22 повертають зразок 10 доти, поки його поверхня не стане паралельною меніску рідини, що змочує його. По шкалі в об'єктиві мікроскопа проводять вимірювання кута повороту поверхні зразка. Після завершення вимірювання стіл 16 із закріпленим на його балці 17, тримачем зразка 24, підіймається з ванни 8. Зразок знімається і ставиться новий, який закріплюється гвинтом 28. Спостереження за меніском рідини ведеться через прозору стінку ванни, покриту гідрофільним прозорим матеріалом, так що точка контакту рідини зі стінкою завжди знаходиться нижче за рівень поверхні рідини.

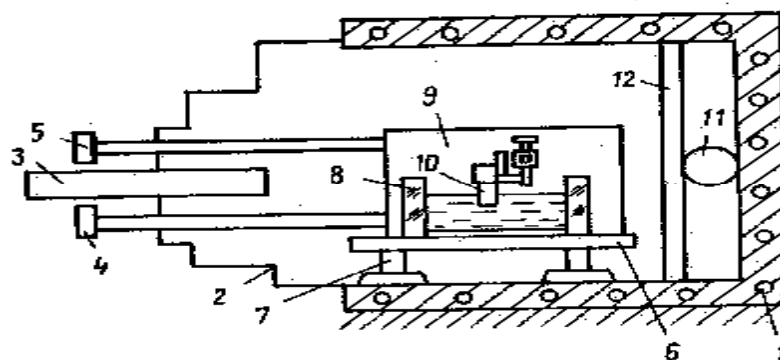


Рис. 1.3. Схема пристрою для вимірювання крайових кутів змочування:
 1 – термокамера; 2 – гофр; 3 – об'єктив мікроскопа; 4 і 5 – ручки керування підйомом-спуском і поворотом зразка відповідно; 6 – основа; 7 – опори основи;
 8 – посудина з рідиною; 9 – механізм переміщення зразка; 10 – зразок;
 11 – джерело світла; 12 – матовий екран

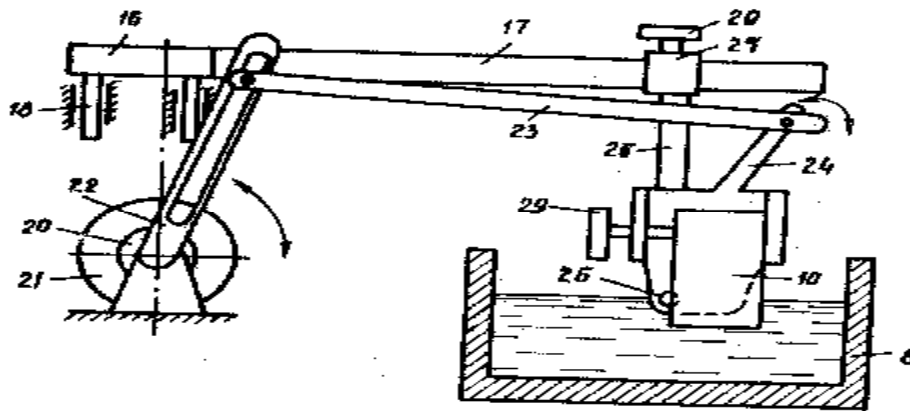


Рис. 1.4. Механізм повороту зразка:
 17 – консольна балка; 20 – шток; 21 – нерухомо закріплена гайка; 22 – куліса;
 23 – штанга; 24 – шток тримача зразка; 25 – вісь; 26 – штанга; 27 – хомут;
 29 – стопорні гвинти

Ця установка була виготовлена в габаритах розміру муфеля нагрівальної камери (рис. 1.5) і використовувалась для випробування при температурах до 375 К. Температура рідини вимірювалася ртутним термометром.

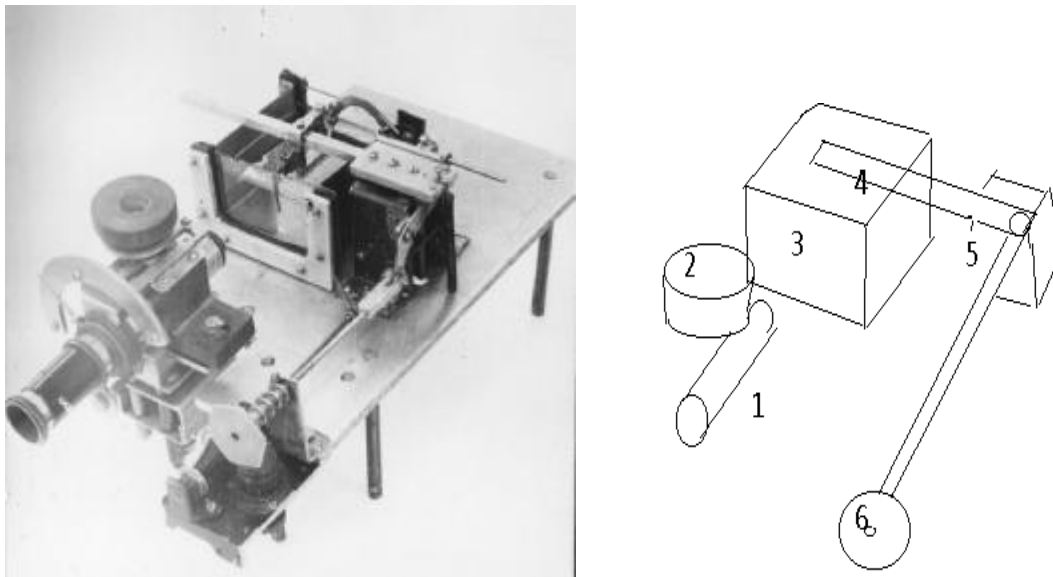


Рис. 1.5. Зовнішній вигляд (ліворуч) та схема основних вузлів (праворуч) установки для вимірювання крайових кутів змочування при підвищених температурах:
 1 –металографічний мікроскоп; 2 – регулятор різкості мікроскопа; 3 – ванна з рідиною, передня стінка якої прозора і вкрита гідрофобним матеріалом; 4 – тримач зразка випробуваного матеріалу; 5 – механізм повороту зразка; 6 – ручка керування механізмом повороту

Дослідження треба проводити у наступному порядку.

Ручкою 6 через механізм 5 тримач зразка піднімається з ванни 3. В струбину тримача зразка встановлюється зразок дослідного матеріалу, причому поверхня цього матеріалу, яка підлягає дослідженню, була рівною, щоб не вносити похибок у вимірювання кутів змочування. У цьому випадку, коли ця поверхня не може бути рівною за умовами технології виготовлення антифрикційного матеріалу (як наприклад для тканих матеріалів типу нафтлен чи карбопласти), треба її попередньо вигладити.

Ванна заповнюється рідиною, в яку і занурювався зразок. Вся установка розміщується в термокамері, з якої виступає тільки окуляр мікроскопа. При досягненні потрібної температури починається вимірювання кута змочування шляхом повороту окуляра таким чином, щоб риска на його візирі була дотичною поверхні рідини біля поверхні матеріалу, що досліджується. Окуляр механічно зв'язаний зі стрілкою, яка на транспортирі показувала виміряний кут. Конструкція цього приладу була визнана винаходом [263].

Застосування приладу, для визначення температурної залежності крайових кутів змочування дало можливість продовжити визначення цих кутів для води при температурі 368 К, які були закінчені на температурі 363 К [193]. Ця додаткова можливість з'явилася завдяки зміні схеми вимірювання: раніше вимірювання проводилося на краплі, вміщеній на поверхню досліджуваного матеріалу, а в нашому випадку – поверхня матеріалу занурювалася в рідину вертикально. Під впливом високих температур, крапля на поверхні матеріалу піддавалась дії пару, який утворювався в її середині, і руйнувалася. Новий спосіб вимірює крайові кути змочування вертикальних поверхонь, на які цей ефект не діє.

Таблиця 1.1

Результати вимірювань крайових кутів змочування

| Матеріал | Крайовий кут змочування, рад | Матеріал | Крайовий кут змочування, рад |
|------------------------------------------|------------------------------|------------------|------------------------------|
| УСБ-15 | 0,95 | Даклен-А | 0,55 |
| Лак ФБФ | 1,2 | графітотекстоліт | 1,7 |
| Вуглетканина ТГН-2М, просочена лаком ФБФ | 1,63 | нафтлен-8 | 1,3 |
| Фторопласт-4 | 1,01 | НПИ-МС | 0,97 |
| ВНИИНП – 512 | 1,95 | АФГМ | 0,33 |

Ці дані дозволяють більш точно прогнозувати зміни адгезійної складової сили тертя.

1.3. Конструкції випробувальних машин для фізичного моделювання вузлів тертя

1.3.1. Модифікація серійних машин тертя

Серійна машина марки И-47-К-54, яка потім випускалася під маркою МФТ-1 [63-66, 74, 99, 180, 294] – це лабораторна випробувальна установка, призначена для визначення фрикційної теплостійкості матеріалів тертя (рис. 1.6).

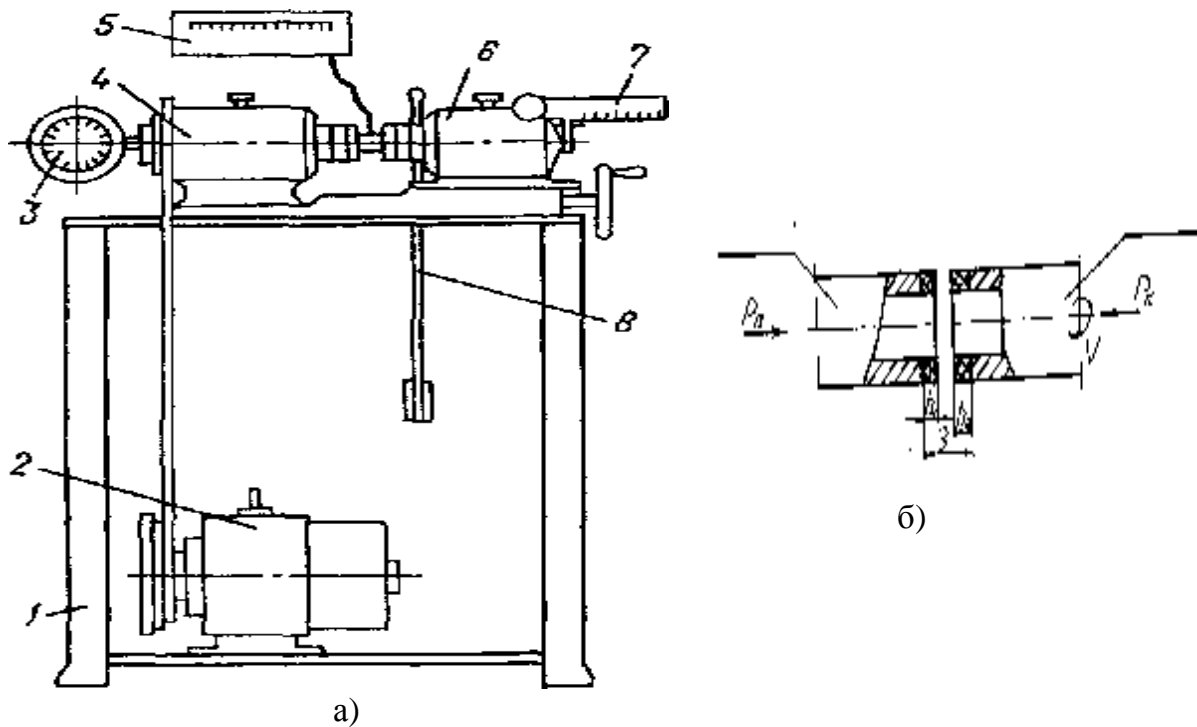


Рис. 1.6. Кінематична схема машини тертя И-47-К-54 (а)
та схема контакту (б)

Схема контакту: торці кілець. Обертання від електродвигуна постійного струму 2 передається через ремінну передачу валику, який розташований в нерухомій бабці 4 і несучому на собі один з кільцевих зразків. Другий зразок пов'язаний з валиком, розташованим в пересувній бабці 6. Навантаження на зразки задається через цей валик за допомогою важільного пристрою 7. Швидкість обертання вала вимірюється тахометром 3, момент тертя – маятником 8, температура – термопарою і приладом реєстрації 5. Усі робочі органи змонтовані на станині 1. Передбачена можливість штучного терморегулювання. Випробування проводяться в режимі стаціонарного тертя за методикою, викладеною в ГОСТ 23.210–88.

Саме ця схема тертя виявилася настільки вдалою, що на її основі були побудовані машини тертя МДП-1 та УМТ-1.

Технічна характеристика машин тертя МДП-1 та УМТ-1

Діаметр кільцевого зразка, мм 28x20

| | |
|------------------------------------------------|------------|
| Швидкість обертання вала, s^{-1} | 0,17 – 170 |
| Осьове навантаження, Н | 753000 |
| Граничний момент тертя, Н м | 900000 |
| Межа вимірювання сумарного лінійного зносу, мм | 0,05 |
| Точність вимірювання, % | ± 5 |

В них навантаження здійснюється через пневматичну мембрану, регульовану манометром, момент чи сила тертя визначається через той же маятник 8, загальмований тензобалкою, на якій розміщені тензодатчики (рис. 1.8), а лінійний знос – магнітодинамічною системою, в якій відносне зближення зразків фіксується через переміщення штоку, який рухається в розриві осердя з намотаними котушками індуктивності.

Остання схема вимірювання дозволяє розмістити на такій серійній машині тертя моделі вузлів тертя практично будь-якої складності. Іншим фактором є товстостінна чавунна станина, на якій можна розмістити додаткові конструкції без втрати нею міцності.

Маятник 36 (рис. 1.7), що передає зусилля (момент) тертя з вала, на якому знаходиться тримач нерухомого зразка, через палець 42, впирається болтом 38 у тензобалку 40, верхня 34 частина якої переміщується під впливом цих зусиль в розриві осердя магнітодинамічної системи вимірювання.

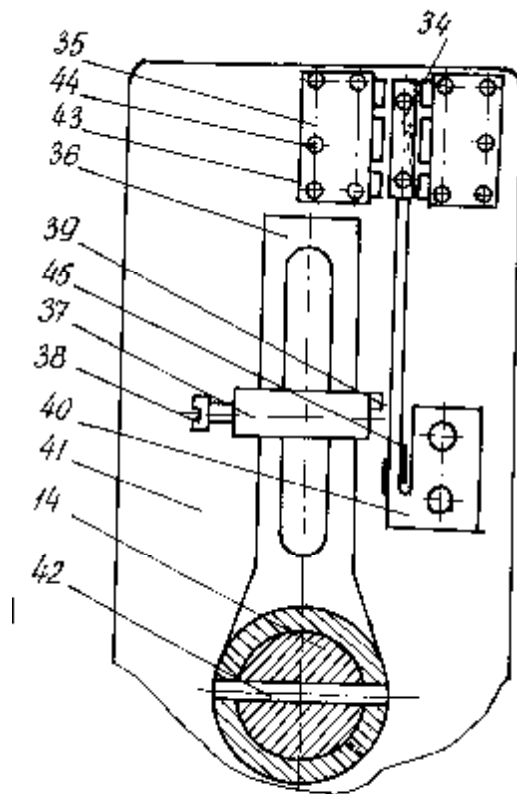


Рис. 1.7. Розташування тензобалки системи вимірювання сили (моменту) тертя

А сама модифікація форми тертьових зразків дозволяє проводити випробування при підвищених питомих навантаженнях до 1,5 ГПа та коефіцієнті

взаємного перекриття 0,5–0,05 (рис. 1.8).

Широкі можливості по створенню нових фізичних моделей тертя на базі серійних машин стосуються не тільки нагрівальних та охолоджувальних головок, але і моделей сферичного шарніру, зворотно-поступального руху та моделі тертя “за свіжим слідом”, про які сказано нижче.

Вимірювальна система та система керування таких машин тертя була доопрацьована і створено єдиний керувально – вимірювальний пульт, показаний на рис. 1.9, основні елементи якого зазначені на схемі праворуч.

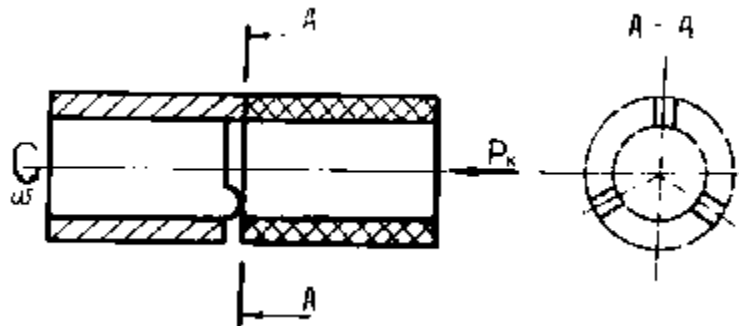


Рис. 1.8. Модифікація зразків для випробування за схемою торцевого тертя

Тут кнопки 8 дозволяють ввімкнути електродвигуни машин тертя, регулятор 9 дозволяє змінювати частоту обертання, а цифровий тахометр 2 фіксує частоту обертання рухомого зразка. Вимірювальна система складається з вольтметрів 3 і 5, та амперметрів 4 і 6, які показують технічні параметри електроструму, який споживається електродвигунами. Інтегральні значення моменту (сили) тертя, взаємного зносу зразків, температурі в зоні тертя фіксується на багатоканальному самописці КСП-4 (позиція 7), а миттєві значення цих параметрів – через багатоканальний тензопідсилювач УТ4-1 (позиція 10) на шлейфовому осцилографі НОО.41У (позиція 11).

Причому, для вимірювання інтегральних характеристики сили тертя використовуються магнітодинамічні датчики, які фіксують переміщення тензобалки в зазорі магнітного осердя системи, а миттєві – тензодатчиками, наклеєними на поверхню тензобалок. Це забезпечило ще й тотожність вимірювання сил різними датчиками.

Рухомий зразок на серійних машинах тертя закріплюється на державці, яка в свою чергу закріплена на валу, що обертається лівою різьбою, тобто від сил тертя зразків ця різьба зтягується. Заміна тримача рухомого зразка на масивний диск з радіально розташованими на різних відстанях від центру обертання отворами, дозволить утворити кривошип зі змінним плечем, який перетворює обертальний рух на зворотно-поступальний.

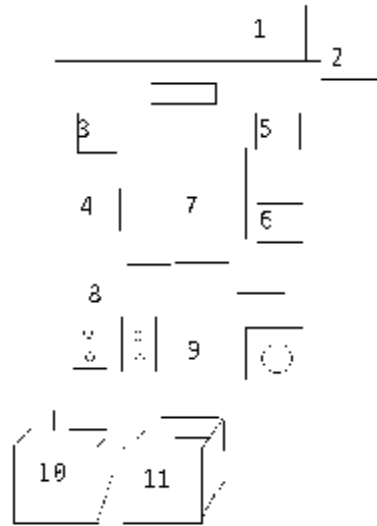


Рис. 1.9. Зовнішній вигляд (ліворуч) та схема розташування (праворуч) об'єднаного пульту керування та вимірювання триботехнічних параметрів на машинах тертя МФТ-1 та МДП-1



Машина тертя МДП-1 в робочому стані наведена на рис. 3.9. На ній встановлено циліндричні зразки для випробування торцевого тертя при підвищених температурах, які вимірюються хромель-копелевою термопарою, запровадженою в нерухомий зразок на відстані 0,5 мм від поверхні тертя.

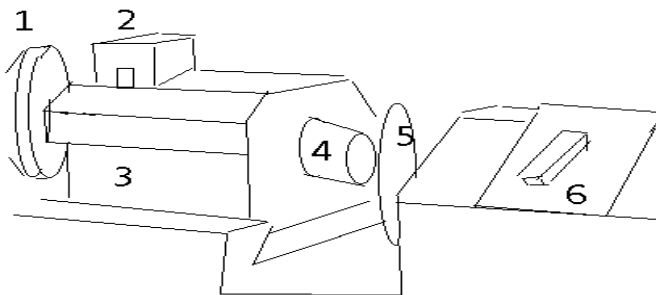


Рис. 1.10. Зовнішній вигляд (вище) та схема основних елементів машини тертя (нижче)

Пневмомембрана 1 задає зусилля взаємного притискання зразків, яке через нерухому бабку 3 машини тертя, встановлену на плоскі підшипники, передається на тримач нерухомого зразка 4. Від прокручування силами тертя нерухомий зразок зафіксований тензобалкою, переміщення якої визначається магнітодинамічною системою 2. Швидкість обертання рухо-

мого зразка, окрім пульта управління, може змінюватися ще ручкою редуктора б, а замість рухомого зразка показано диск, який утворює кривошип 5.

Електричні дроти на фотографії – це силові кабелі системи нагрівання зразків та дроти термопари, що вимірює температуру в зоні контакту.

Переміщення тензобалки від сил тертя або взаємне зближення зразків внаслідок зносу можна фіксувати також за допомогою спеціальної лампи-механотрону (рис. 1.11), яка видає сигнал, пропорційний переміщенню її штока.

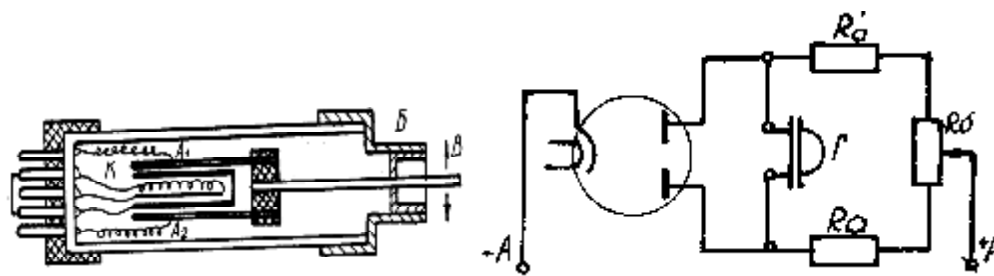


Рис. 1.11. Схема електронної лампи, що фіксує переміщення (вгорі) та електронна схема її включення в систему вимірювання шлейфового осцилографа (знизу): Г – це гальванометр осцилографа; R_a' , R_a , R_b – резистори «моста Уїтстона»

Керування пневматичним навантаженням взаємного притискання зразків виконувалося за наступною схемою (рис. 3.12). Через нормально розтулені контакти 2 електромагнітного пускача 1 електричний струм подається на двигун 3, який через муфту 4 зв'язаний з компресором 5. Тиск з компресора надходить на пневмокамеру 6, яка регульована задатчиком 7. Контроль та ручне керування здійснюється через крани 9 та манометр 10. Дросель 8 скидає зайвий тиск з системи.

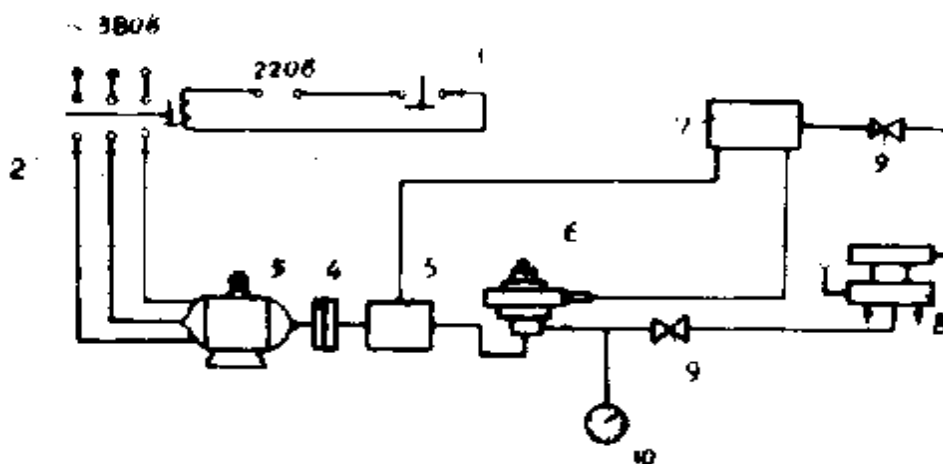


Рис. 1.12. Принципова електрична схема автоматичного підтримування заданого тиску в системі навантаження взаємного притискання зразків

Така схема дозволяє задати певний тиск, який буде автоматично підтримуватися на увесь час експерименту.

1.3.2. Торцеве тертя з нагрівом чи з охолодженням зони тертя та при низьких навантаженнях

Реалізувати режими випробувань на існуючих машинах тертя при обертальному русі в умовах знижених питомих навантажень порядку 5-50 КПа не представляється можливим в зв'язку з нечутливістю і високою похибкою систем навантаження і вимірювального комплексу в цьому діапазоні. Розширити діапазон роботи машини тертя дозволяє розроблена спеціальна система, що включає навантажувальну головку для малих питомих навантажень і високочутливу систему вимірювань полегшеного типу (рис. 1.13).

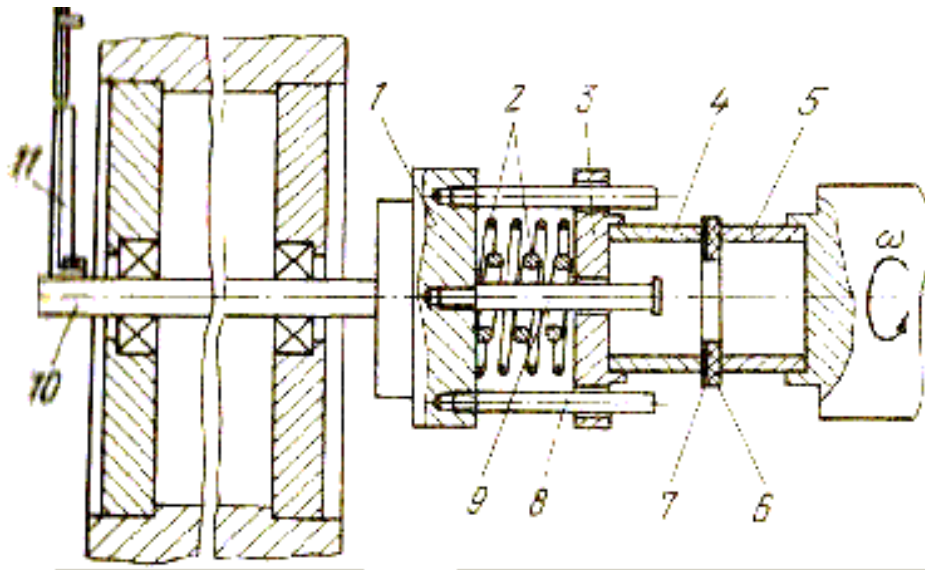


Рис. 1.13. Схема навантажувальної головки для малих питомих навантажень

Навантаження в парі тертя створюється за допомогою тарованого блоку 2 пружин стиснення, вміщеного в спеціальній головці. Головка складається з основи 1, пов'язаної з вимірювальною системою через полегшений вал 10 і прапорець 11, плаваючою обоймою 3, направляючої 9 і обмежувачів 8. Змінюючи взаємне положення плаваючої обойми відносно основи, встановлюється задане навантаження в парі тертя 4 і 5. Наведена на рис. 3.4 схема стосується випробувань антифрикційних властивостей пружно-демпфуючих матеріалів (антифрикційне покриття 7 нанесене на пружну підкладку 6), закріплених на оправці обертального зразка 5.

Для дослідження триботехнічних характеристик матеріалів пар тертя при обертальному русі (згідно ГОСТ 23210-80) в умовах високих температур розроблена компактна нагрівальна головка (рис. 1.14), яка монтується на машину тертя МДП-1.

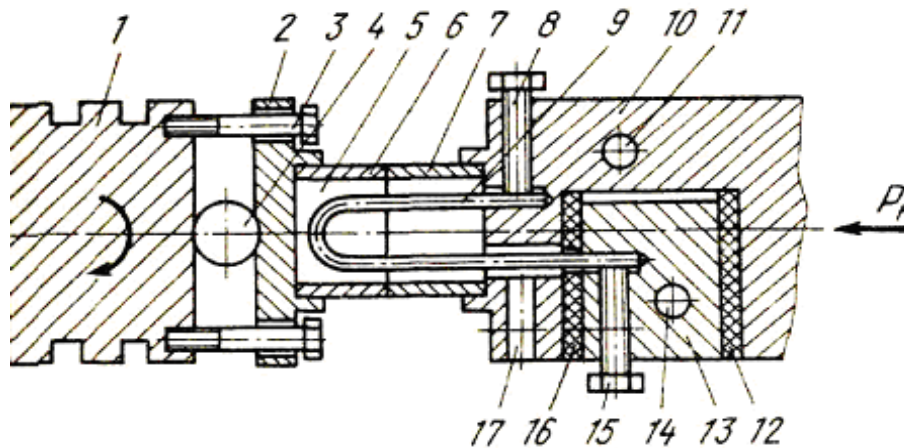


Рис. 1.14. Схема високотемпературної нагрівальної головки:

- 1 – привідний вал; 2 – рухома обойма; 3 – напрямна; 5 – внутрішня порожнина;
 6 – обертовий зразок; 7 – нерухомий зразок пари тертя; 10 – нерухома обойма;
 8, 15 – гвинти, що притискають спіраль; 12, 16 – ізолятори; 11, 14 – канали водяного охолодження

Нагрівальна головка складається з вольфрамового нагрівача 9, що вміщується у внутрішню порожнину зразків, що досліджуються, 6 і 7 пари тертя і ввідів струму 13 і 10, що охолоджуються, останній з яких служить основою нагрівальної головки. Для запобігання інтенсивному окисленню вольфрамової спіралі через канал 17 у внутрішню порожнину зразків подається інертний газ. Напруження живлення нагрівальної спіралі становить 3–4 В, що забезпечує не тільки нагрівання зразків до 1473 К, але і безпеку для лабораторного персоналу, при використанні як нагрівник вольфрамовий пруток діаметром 6 мм і довжиною 60 мм. Крім цього, в схему випробувань включалася само встановлення обертового зразка пари тертя за рахунок установки обойми 2 на центральну кульову опору 4.

1.3.3. Моделі тертя при зворотно-поступальному русі

Особливості кінематичних параметрів тертя при коливному русі, які виявляються у реверсивності тертя і впливають на триботехнічні характеристики пар тертя через підвищений знос за рахунок втоми матеріалу, що настає під час знакозмінного навантаження виступів мікрорельєфу поверхні, вимагають ретельного дослідження на режимах, які максимально відповідали б реальним режимам роботи проєктованих вузлів. Знакозмінний рух в свою чергу, як це показано в [171], викликає додаткові похибки при вимірюванні сили чи моменту тертя. Покажемо тепер, як за допомогою приставок до машини тертя МФТ-1 можна моделювати знакозмінне тертя і обчислювати похибки його вимірювання.

Для проведення досліджень триботехнічних характеристик матеріалів пар тертя при негативних температурах розроблена спеціальна система охолодження зразків рідким азотом, зображена на рис. 1.15.

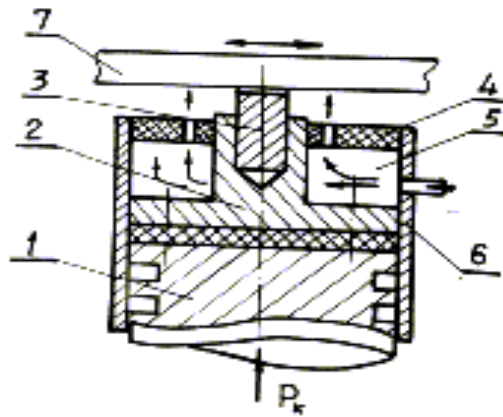


Рис. 1.15. Охолоджувальний пристрій для закріплення рухомого зразка для моделювання зворотно-поступального тертя (стрілка праворуч показує місце надходження рідкого азоту і рух охолодженого ним повітря)

Головним елементом для створення осцилюючого руху є кривошип, що закріплюється на рухомій частині машини тертя і в сполученні з шатуном перетворює обертальний рух на осцилюючий.

Для створення установки для моделювання зворотно-поступального руху був використаний диск 3, встановлений на валу машини тертя МДП-1, який служить кривошипом 3 (рис. 1.16). Нерухомий зразок 6 притискається важелем 7 з зусиллям, яке визначається масою вантажу 8 та співвідношенням плечей важеля. Протизвага 9 використана для компенсації маси тримача зразка зі зразком та вимірювальною системою.

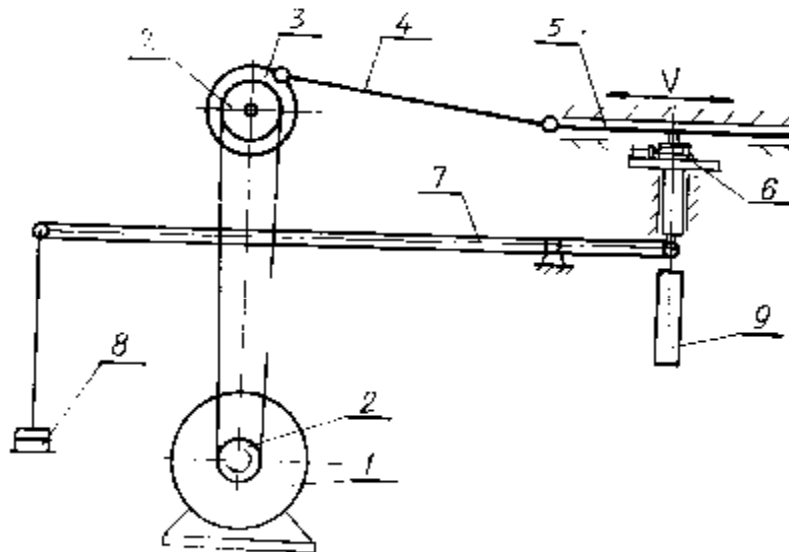


Рис. 1.16. Кінематична схема моделі зворотно-поступального руху, з використанням машини тертя МДП-1

Рухоме осердя 3 разом з обоймою 15 може переміщатися по напрямних станин на плоских кулькових підшипниках під дією сили тертя. У робочому стані обойма 15 фіксується від вільного ходу тензобалкою, що дає можливість вимірювати значення сили тертя як при прямому, так і зворотному ході.

Температура поблизу поверхні тертя вимірюється за допомогою хромель-копелевих термопар, встановлених на відстані 0,5–1 мм від поверхні тертя нерухомого зразка, а знос матеріалів визначається ваговим методом.

Для забезпечення режиму досліджень при підвищених і знижених температурах в установці передбачена термо-криокамера 10, в спеціальні пази якої можна встановлювати нагрівальний елемент у вигляді спіралі опору (випробування при підвищених температурах до 773 К) або подавати скраплений газ, наприклад азот, для досягнення низьких температур. До термо-криокамери безпосередньо кріпиться рухомий зразок 11 пари тертя, що досліджується. Контрзразок пари тертя кріпиться в тримачі зразку 4, встановленому в аксиально-рухомому осерді 3, через яке передається зусилля навантаження в парі тертя. Це навантаження створюється від пневматичного мембранного навантажувального пристрою машини тертя МФТ-1.

Регульована подача рідкого азоту з посудини Дьюара здійснювалася за допомогою спеціального пристрою 1, що включає нагрівник, сифон і зворотний клапан. Рідкий азот, який поступає у випарну камеру 5, охолоджує тримач зразка 2 і нерухомий зразок 5 від вологи навколишнього середовища, запобігаючи її конденсації і замерзанню на поверхні тертя. Крім цього, потоки азоту, що має низьку температуру, охолоджують рухомий зразок 7 пари тертя.

Конструкція робочого вузла моделі тертя у зворотно-поступальному русі представлена на рис. 1.17.

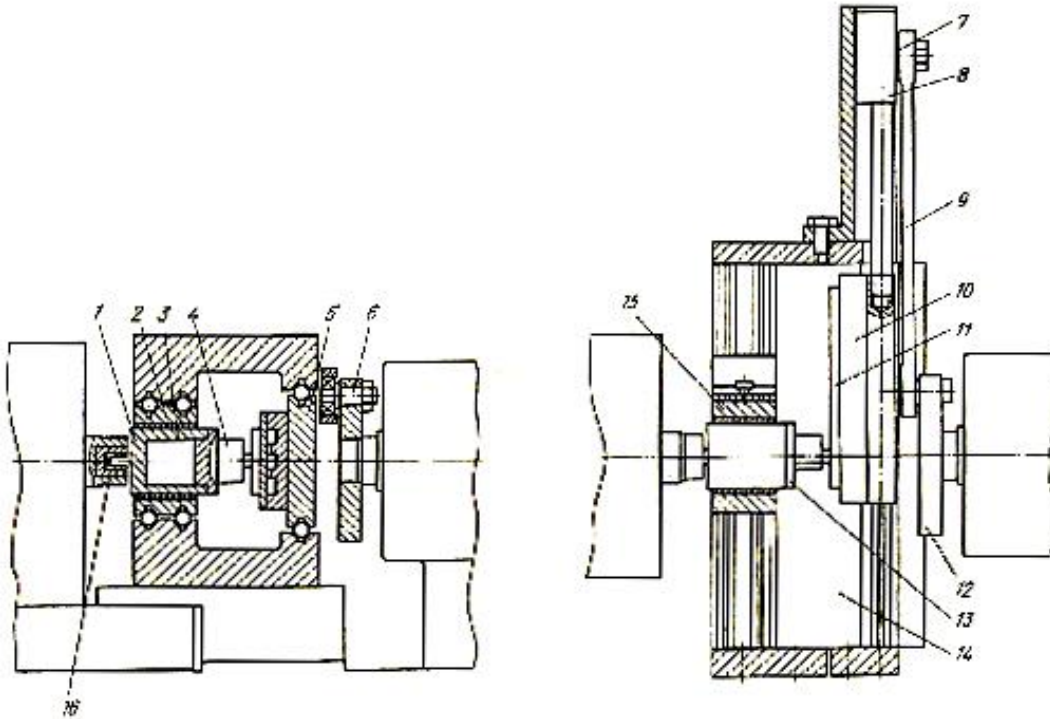


Рис. 1.17. Схема пристрою зворотно-поступального руху: 1 – основа осердя; 2 – втулка; 6,7 – палець; 13 – кришка осердя; 16 – вал навантажувального пристрою (інші позначення див. в тексті)

Приводиться установка в дію від регульованого електродвигуна постійного струму і редуктора серійної машини тертя. Обертальний рух приводу машини перетворюється через кривошип 12, шатун 9 і крейцкопф 8 у зворотно-поступальний рух повзуна 5, встановлений в плоских кулькових підшипниках, що розташовані в спеціальних напрямних станин і повзуна.

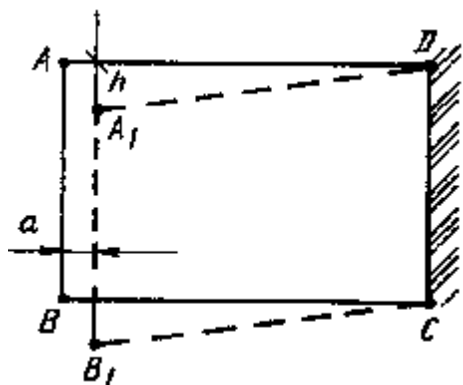


Рис. 1.18. Схема, що пояснює помилки випробувань, властиві першому варіанту схеми навантаження

на a , а кут навантаження нерухомого зразка відходить від перпендикуляра на кут A_1DA .

Ця проблема була вирішена із застосуванням навантажувального паралелограму та встановленої на плоских підшипниках платформи (рис. 1.19).

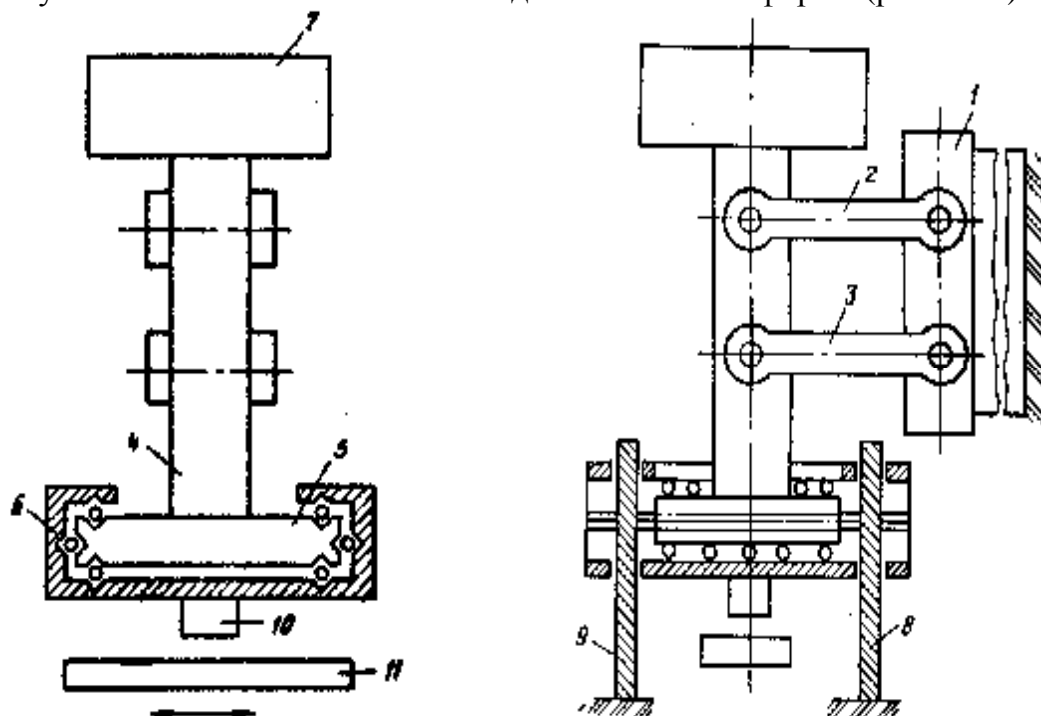


Рис. 1.19. Схема пристрою в площині, паралельній площині гойдання паралелограмної підвіски (ліворуч) та в площині, перпендикулярній площині гойдання
На основі (не показано) нерухомо закріплено стояк 1, до якого з можли-

вістю гойдання прикріплені ланки 2 і 3 паралелограмної підвіски. З ланками 2 і 3 шарнірно сполучений тримач зразка 4, на кінці якого нерухомо закріплена п'ята 5. На останній встановлена з можливістю переміщення в площині гойдання ланок 2 і 3 каретка 6, в якій виконані отвори. На тримачі зразка встановлений вантаж 7, що забезпечує навантаження пари тертя. На основі нерухомо закріплені напрямні 8 і 9 паралельно напрямку дії навантаження. На каретці 6 встановлено випробуваний зразок 10, взаємодіючий із контрзразком 11, що здійснює зворотно-поступальне переміщення.

Пристрій працює таким чином: контрзразок 11 здійснює зворотно-поступальні переміщення відносно зразка 10 з вантажем 7. По мірі зносу зразка 10 і контрзразка 11 тримач зразка 4 починає переміщатися паралельно самому собі на ланках 2 і 3. Оскільки, останні являють собою паралелограмний механізм, то при цьому переміщенні осі шарнірів А і В (рис. 1.18) зміщуються на величину a , пропорційну величині зносу b . При цьому каретка 6 переміщується по п'яті 5 на величину a , а по напрямним 8 і 9 на величину b . Траєкторія руху зразка 10 по контрзразку 11 залишається незмінною, чого не досягається у попередньому пристрої.

Така конструкція пристрою для навантаження нерухомого зразка в установці, яка моделює тертя при зворотно-поступальному русі визнана винаходом [257].

1.3.4. Моделі сферичних шарнірів

Першою з таких схем розглянемо модель сферичного шарніра в коливальному русі. Експериментальні дослідження проводилися на модельних конструкціях сферичного шарніра з приводом від машин МДП-1.

Використання диска, закріпленого на обертовім валу машини тертя МДП-1 як кривошипа, дозволило використати машину тертя як основу для розміщення на ній обох моделей сферичного шарніра: з нагріванням та повновимірної моделі. На рис. 1.20 наведена схема цієї установки.

Тут видно, як на кривошипі 7, розмір якого, а значить і кут коливання можна змінювати, закріплено шатун 5 через муфту 6. Остання використовується для можливості змінювання довжини шатуна перед початком експерименту.

Пружина 4 умовно показує систему взаємного притискання сферичної п'яти 3 до сферичної основи 2, закріпленої на кронштейні до корпусу машини тертя МДП-1. Позиція 1 означає антифрикційний матеріал, встановлений між опорою та п'ятою для випробування.

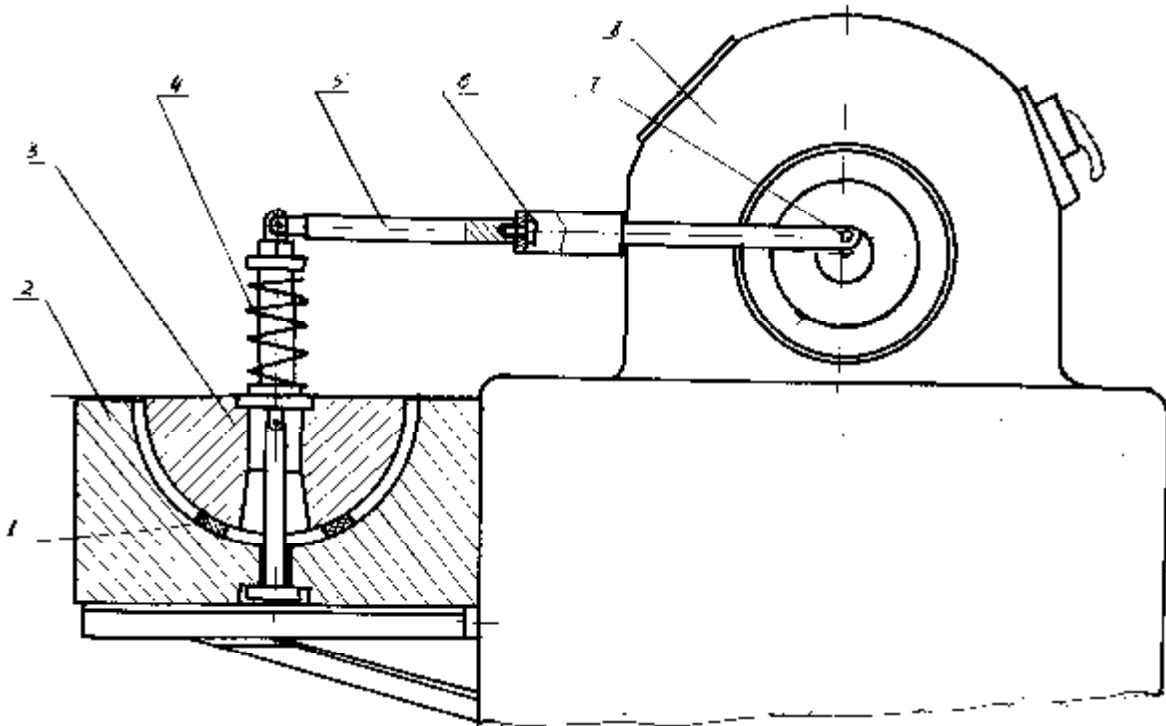


Рис. 1.20. Схема закріплення фізичних моделей сферичного шарніра на машині тертя МДП-1

Для дослідження впливу нагрівання на роботу сферичного шарніра був розроблений спеціальний стенд (рис. 1.21).

Він складається з півсферичної п'яти 1 і сферичної основи 2, яка закріплена на пластині 3. В зазор між п'ятою і основою вміщені випробувані прокладки з антифрикційного матеріалу 4. Навантаження сферичного шарніра здійснювалося пружиною 5, яка притискається через шайбу 6 гайкою 7, що переміщується по гвинтовій нарізці уздовж штока 8, що має вісь гойдання 9, співпадаючу з центром сферичної п'яти, і прикріпленого гайкою 10 до сферичної основи. Коливальний рух п'яти сферичного шарніра здійснюється від кривошипа 11, закріпленого на обертовім валу машини тертя МДП-1, шатун 12, шарнірно сполучений гайкою 13 зі штоком 8. Вимірювання моменту тертя проводиться за допомогою тензодатчиків, наклеєних на пружному кільці 14, міра деформації якого пропорційна зусиллю, що передається. Для забезпечення високої швидкості нагрівання, ніхромові спіралі 15 укладені в розточені порожнини сферичної п'яти і в основі на мінімальній відстані від поверхні тертя. Така модельна установка дозволяє проводити випробування при навантаженнях до 30000 Н і температурах до 573 К.

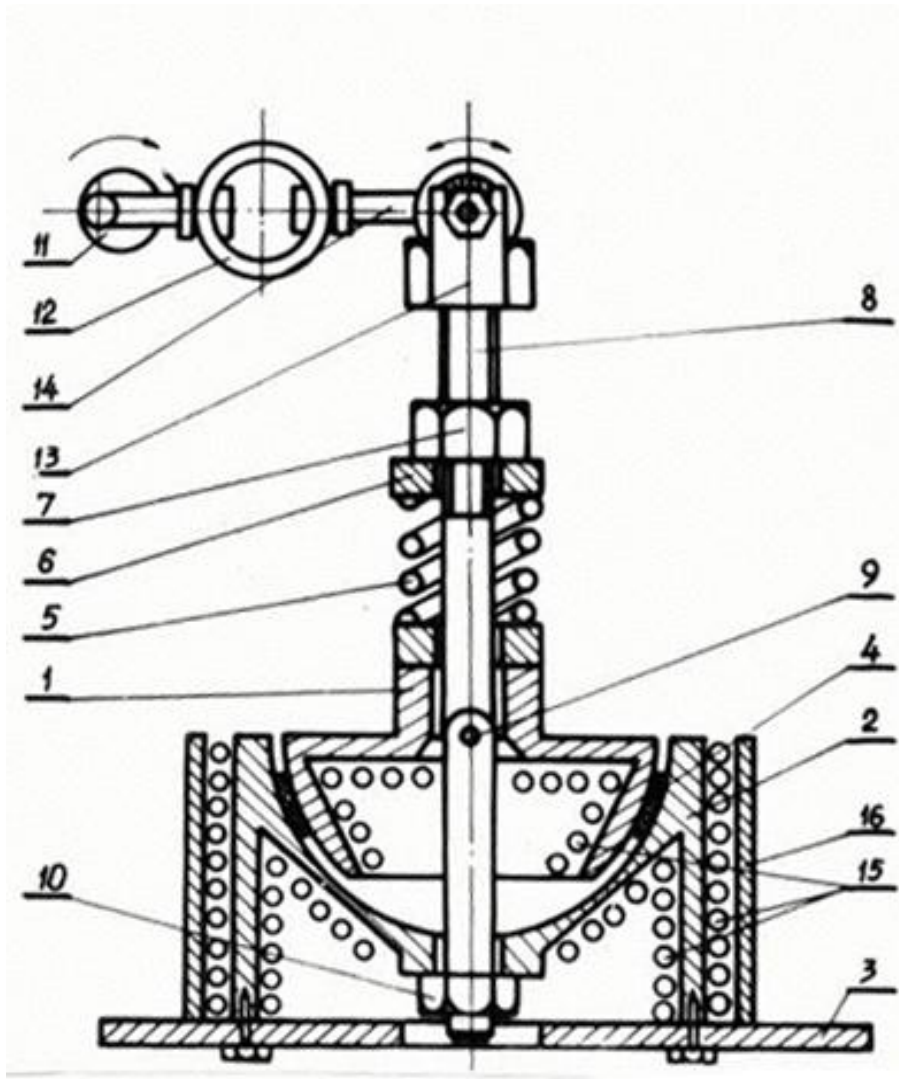


Рис. 1.21. Конструкція моделі тертя в сферичному шарнірі при коливальному русі з нагріванням

Наступна модель сферичного шарніра наведена на рис. 1.22.

Тут збільшена точність вимірювання моменту тертя за рахунок розміщення пружних кілець 21 безпосередньо на тягах 4, що приводять до руху сферичну п'яту 1. Підвищена і точність вимірювання навантаження за рахунок встановлення динамометру 18. А додаткова верхня кришка 3, яку можна навантажити системою тарованих пружин 13–15, дозволяє моделювати випадки, коли результуючий вектор сил не співпадає з площиною нанесення антифрикційних матеріалів, шляхом розташування площини цих матеріалів під будь-яким кутом до вертикалі. Мікрометр 22 забезпечує безперервний контроль за усадкою п'яти відносно основи.

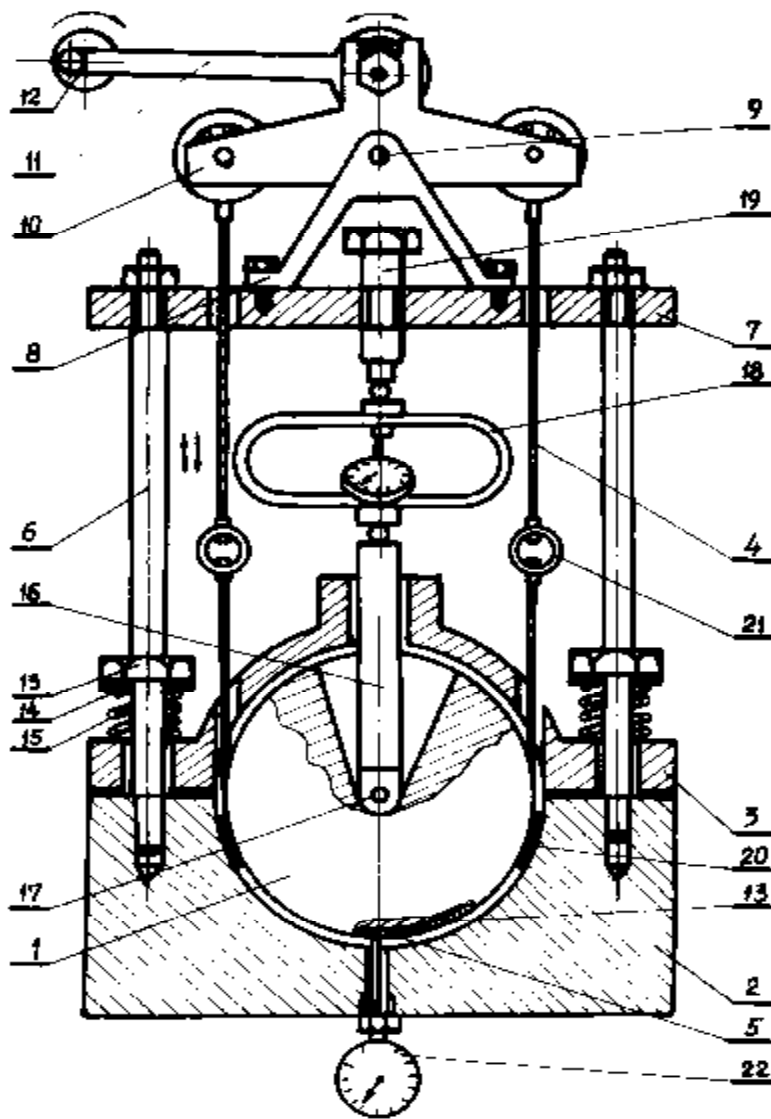


Рис 1.22. Кінематична схема фізичної моделі сферичної опори:
 1 – сферична п'ята; 2 – сферична основа; 3 – верхня частина основи; 4 – тяги приводу коливання; 5 – точка закріплення тяг; 10 – коромисло коливального механізму;
 11 – шатун коливального механізму; 13, 14, 15 – пружинний механізм навантаження верхньої кришки; 16 – шток для передавання експлуатаційного зусилля;
 18 – динамометр; 19 – навантажувальний болт; 20 – антифрикційні вкладиші;
 21 – тензокільця для вимірювання моменту тертя;
 22 – мікрометр для вимірювання усадки

На фотографії, зробленій з боку редуктора машини тертя МДП-1 (рис. 13.23), видно повновимірну модель сферичного шарніра, яка відповідає схемі, наведеній на рис. 1.22.

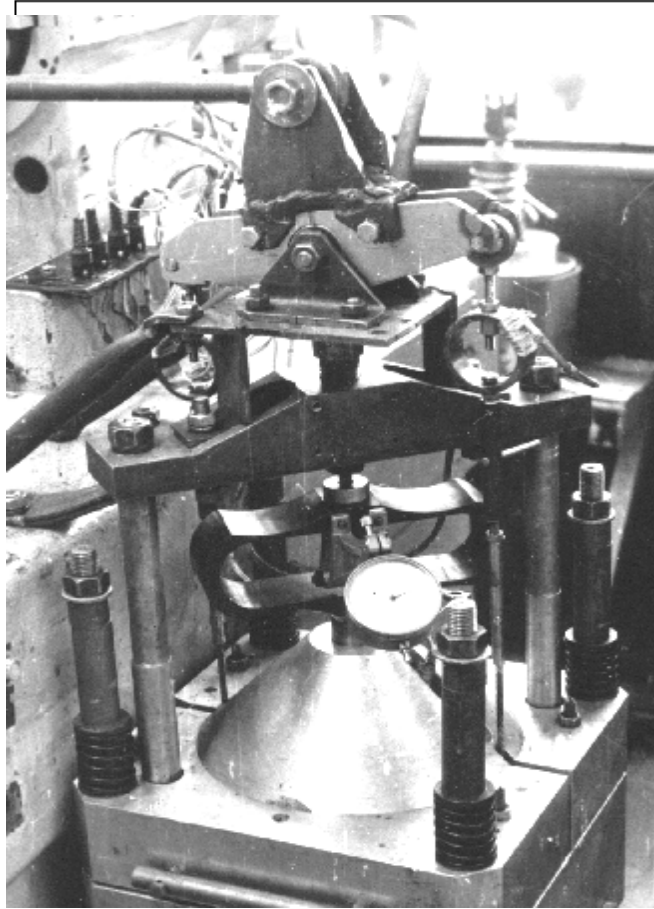


Рис. 1.23. Зовнішній вигляд повновимірної моделі сферичної опори

Тут видно додатковий елемент, якого немає на схемі, наведеній на рис. 1.22 – кронштейни, які утримують вертикальні стояки, що здійснюють передачу зусилля взаємного притискання п'яти та основи за допомогою динамометра. Причина появи цих нових деталей – у недостатній бічній жорсткості конструкції при випробуваннях з навантаженнями понад 15 кН.

Тензотрубка на шатуні замінено тензотрубкою, бо перше теж виявилось занадто гнучким для випробувань при надвисоких навантаженнях.

Як показали досліди, антифрикційний матеріал було зручніше наклеювати на поверхню сферичної основи. Це давало можливість точного його розташування відносно вектора сили взаємного притискання і, отже, моделювати такі процеси, коли вектор результуючої сили, що діє на шарнір, проходить не перпендикулярно площині розташування антифрикційного матеріалу. Для цього площина їх розташування змінювалася по відношенню до перпендикуляра.

На рис. 1.24 можна бачити приклад такого розташування для випадку, коли моделювалася ситуація, в якій вектор результуючої сили проходить під кутом 75° до площини розташування.



Рис. 1.24. Розташування антифрикційних вкладишів на нижній напівсфері сферичного шарніра при моделюванні вектора результуючої сили під кутом 75° до площини їх розташування: більші прямокутники – елементи матеріалу НПИ-МС, які моделюють антифрикційні матеріали нижньої напівсфери; менші прямокутники – елементи матеріалу НПИ-МС, які моделюють антифрикційні матеріали верхньої напівсфери

Сферична п'ята при експериментах використовувалась для нанесення на неї антифрикційних покриттів або мастила (рис. 1.25).

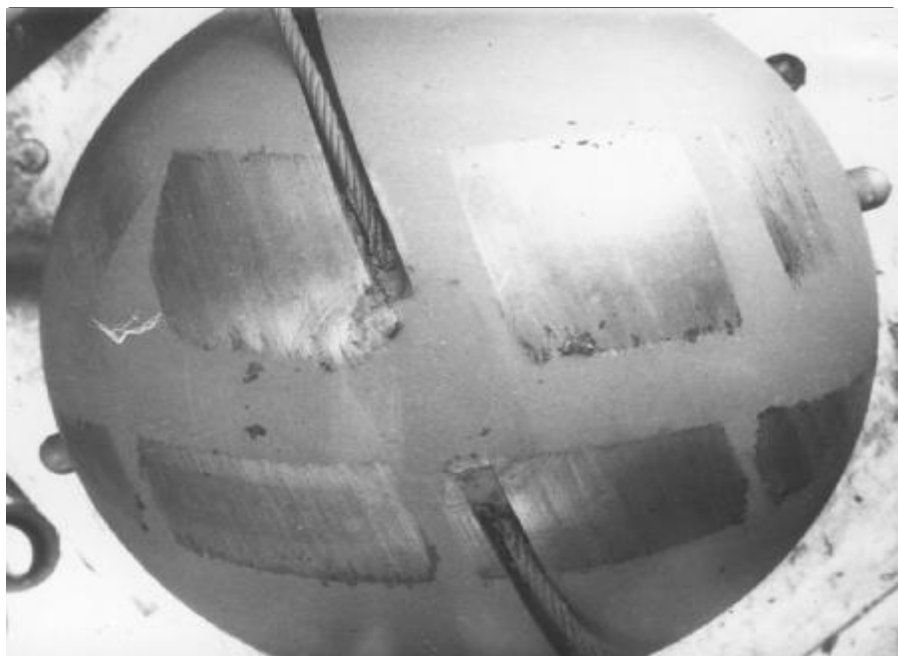


Рис. 1.25. Зовнішній вигляд нижньої частини сферичної п'яти після експерименту по моделюванню навантаження результуючої сили під кутом 75° до площини розташування антифрикційних вкладишів

Подібні сліди зносу видні і на верхній частині п'яти.

Конструкція установки для випробування сферичних шарнірів була визнана винаходом [260–261].

1.3.5. Фізичні моделі руху по спіралі Архімеда “за свіжим слідом”

Ця модель може бути використана для визначення триботехнічних характеристик довговимірних напрямних. Вона побудована теж на базі машини тертя МДП-1. Її кінематична схема має вигляд, представлений на рис 1.26.

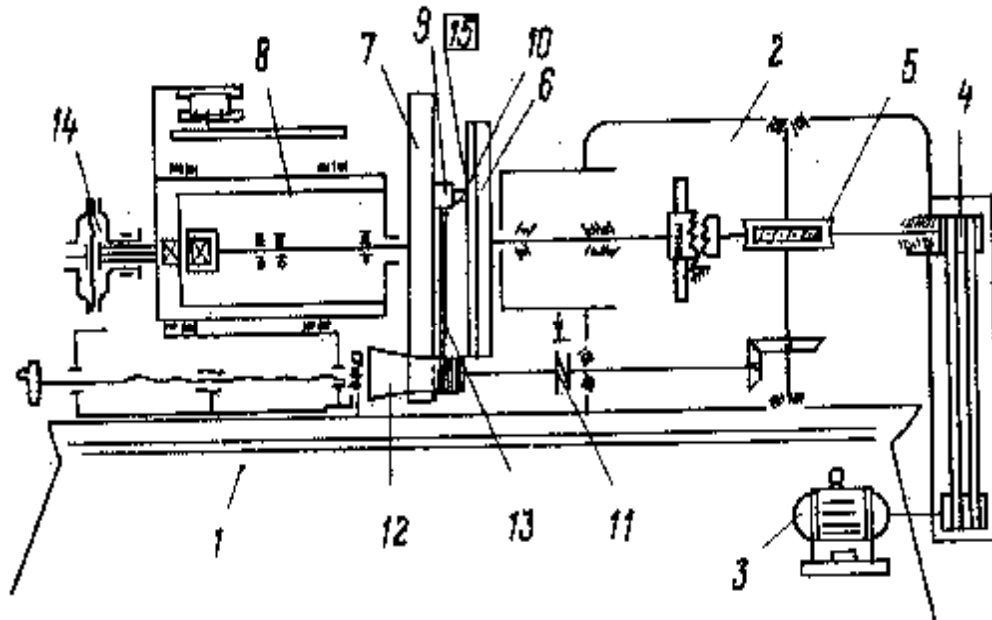


Рис. 1.26. Кінематична схема фізичного моделювання руху за “свіжим слідом”

Зразок 10 з матеріалу, що досліджується, закріплюється в тримач зразка 9 і розміщується в центрі дискового контрзразка 6. Тримач зразка рухається по напрямній 7 уздовж діаметра дискового контрзразка. Пневматична система 14, через вал задньої бабки 8, забезпечує притискання зразків з потрібним зусиллям. Електричний двигун 3 через ремінну передачу 4 та редуктор 5 здійснює обертання основного вала, на якому закріплено контрзразок, та додаткового, через муфту 11. На цьому валу знаходиться барабан 12, який має гвинтову нарізку на яку намотується трос 13, що тягне тримач зразка по напрямним від центра диску до його краю. Диск 2 обертається з певною кутовою швидкістю і кутовим прискоренням. Одночасно зразок 10 переміщується по напрямним 7 уздовж радіуса диска з швидкістю V і прискоренням W . Співвідношення частоти обертання основного, додаткового валів і діаметру барабана забезпечує відносний рух зразка по поверхні дискового контрзразка по спіралі Архімеда. Тобто, в контакт зі зразком в кожний момент часу входить нова (свіжа) поверхня контрзразка, що дозволяє моделювати роботу довговимірних напрямних. Якщо перед пуском установки встановити тримач зразка не в центрі, а на краю диско-

вого контрзразка, то шлях пробігу можна подвоїти, а змінюючи форму барабану 12, можна забезпечити зміну швидкості відносного ковзання.

Загальний шлях відносного пробігу зразка з центра до краю дискового контрзразка можна розрахувати, позначивши: R – діаметр дискового контрзразка; r – діаметр барабана; ω_l – частота обертання основного вала; ω_r – частота обертання додаткового вала. Тоді, тримач зразка буде рухатися уздовж прямої з відносною швидкістю $V_{омн} = w_r r$. Переносна швидкість руху зразка відносно поверхні контрзразка залежить від відстані L , яку той пройде від центру диска і яка буде миттєвим радіусом обертання. Тоді миттєва переносна швидкість буде $V_{неп} = w_R w_r r t$. Відстань, яку пройде зразок типу “палець” по диску $L = V_{абс} t$, де t – час, за який зразок пройде весь диск.

Абсолютна швидкість в цій системі буде

$$V_{абс} = \sqrt{V_{омн}^2 + V_{неп}^2} = \sqrt{w_r^2 r^2 + w_R^2 w_r^2 r^2 t^2} = w_r r \sqrt{1 + w_R^2 t^2}. \quad (1.27)$$

Час, за який зразок пройде від центра диска до його краю, визначається радіусом диска та швидкістю відносного руху зразка $t = \frac{R}{V_{омн}} = \frac{R}{w_r r}$, а повний шлях, який пройде зразок по контрзразку з урахуванням (1.27) буде

$$L = V_{абс} t = w_r r \sqrt{1 + w_R^2 t^2} \frac{R}{w_r r} = R \sqrt{1 + \frac{w_R^2 R^2}{w_r r^2}}. \quad (1.28)$$

Задаючи форму профілю барабана, можна забезпечити потрібний закон зміни абсолютної швидкості $V_{абс}(t)$. Використовуючи ті самі позначення, що і в

попередньому випадку, маємо $V_{омн} = \frac{dL}{dt}$, звідкіля

$$L = \int_0^t V_{омн} dt.$$

$$\text{Тоді} \quad V_{абс}^2(t) = w_R^2 R^2 + \left(\frac{dL}{dt} \right)^2. \quad (1.29)$$

Враховуючи значення відносної швидкості, отримаємо закон зміни радіусу барабана

$$r(t) = \sqrt{\frac{V_{абс}^2(t)}{w_r^2} - \frac{w_R^2 L^2(t)}{w_r^2}}. \quad (1.30)$$

Знаючи, що $w_r = 2\pi n_r$, довжина барабана $S = n_r t \Delta$, де Δ – крок гвинтової нарізки на барабані, звідкіля $t = \frac{S}{n_r \Delta}$. Тоді отримуємо диференціальне рів-

няння $\left(\frac{dL(t)}{dt}\right)^2 + 4p^2 n_R L^2(t) = V_{a\acute{o}c}^2(t)$, (1.31) причому $L(0)=0$. Рі-

шення цього рівняння дає можливість розрахувати форму барабана відносно осьової координати S

$$r(S) = \sqrt{\frac{V_{a\acute{o}c}^2(t)S}{4p^2 n_r^3 \Delta} - \frac{n_R^2 R^2 S}{n_r^3}} = \frac{1}{2pn_r} \sqrt{\frac{S}{n_r} \left(\frac{V_{a\acute{o}c}^2(t)}{\Delta} - n_R^2 R^2 \right)}. \quad (1.32)$$

На рис. 1.27 наведено ізометричне зображення установки для випробування матеріалів на тертя “за свіжим слідом”.

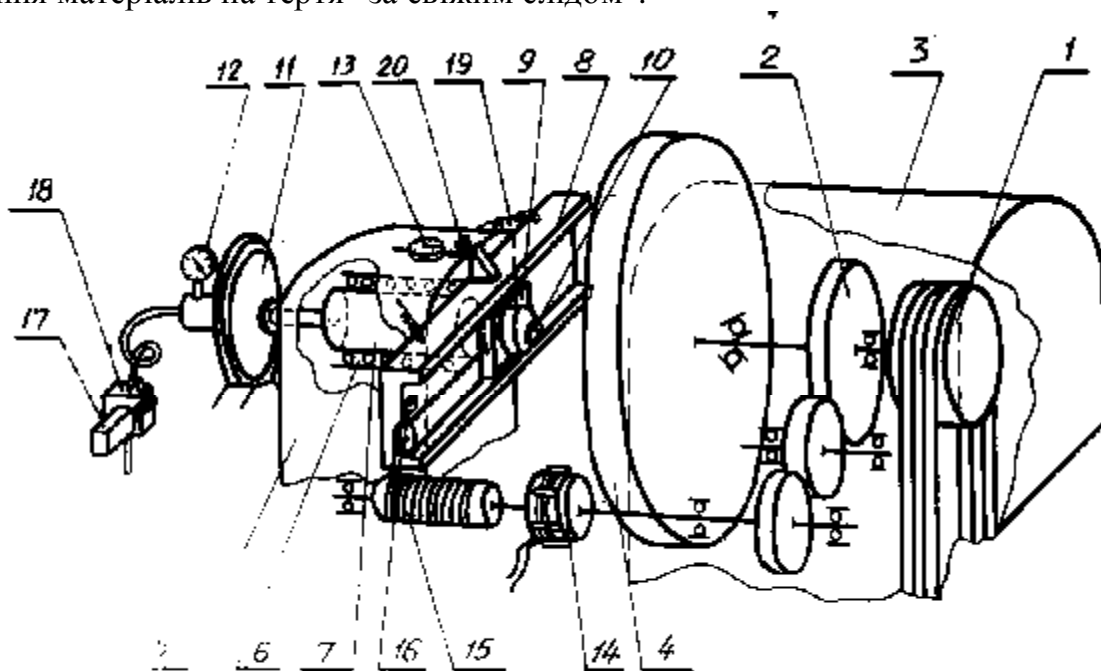


Рис. 1.27. Модель тертя “за свіжим слідом” на базі машини тертя МДП-1

Для цього був використаний допоміжний вал 4, який обертається з іншою швидкістю, аніж основний вал машини тертя 2, закріплено диск 10. Замість тримача нерухомого зразка була встановлена напрямна 8, по якій рухався возик 9 з тримачем зразка. Возик рухався за тросом, який через блок 16 намотувався на барабан 15, що в свою чергу з’єднаний через електромагнітну муфту 14 з допоміжним валом 4.

Для навантаження використано серійну пневмосистему, складену з мембрани 11, манометра 12 та крана з регуляторами 17, 18. Зусилля взаємного притискання зразків через плоский підшипник 7 передається на напрямну 8.

Мікрометр 13 дозволяє вимірювати відносне зближення зразків.

Випробування на установці проводилися у такій послідовності. На диск 4 закріплювали лист матеріалу, який є рухомих зразком. У тримачі нерухомого

зразка на возику 9 розміщався зразок типу “палець” 10, форма якого була модифікована (рис. 1.28) для уникання можливого задиру випробуваного матеріалу.

Далі вся система нерухомого зразка підводилася до моменту дотику зразка з диском. Причому, початкове положення возика 9 задавалося або від центру диска, або від його краю. Далі здійснювалося навантаження через пневмосистему 11, 12, 17, 18. На барабан 15 намотувався трос до повного натягнення і тоді подавався струм на електромагнітну муфту 14. Потім вмикався основний двигун, зразки діставали відносний рух, швидкість і закон зміни якого визначалися формою барабану 16 за формулами (1.30), (1.32), а в момент досягнення краю напрямних 8, кінцевий вимикач 20 знеструмлював муфту, яка припиняла тягнути возик 9, а також подавала електроклапан 17 для скидання загального тиску в пневмосистемі.

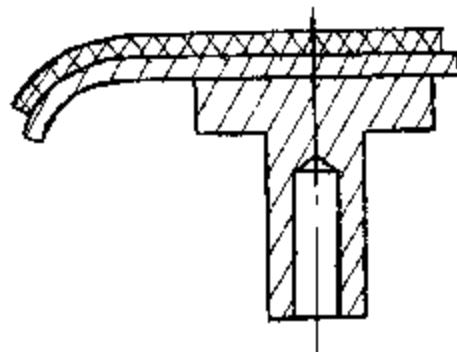


Рис. 1.28. Зразок для випробування матеріалів на тертя “за свіжим слідом”

При випробуваннях з зусиллям взаємного притискання 0,1–10 Н у порожнину зразка розміщала тарована пружина. Тоді зусилля визначалося мікрометром 13. Матеріал, що досліджувався, наклеювався на поверхню зразка типу “палець”.

Сила тертя зразка по диску може вимірюватися (рис. 1.26) датчиком 10 через вал 8 і прапорець 9 або датчиком сили тертя, розміщеним на каретці тримача зразка, що встановлюється сам уздовж вектора результуючої сили. Ця конструкція наведена на рис. 1.29. Вона встановлена на підшипнику, на осі якого розміщено зразок 2, закріплений в ексцентричний тримач з плечем l . Тензобалка 3 вимірює силу тертя.

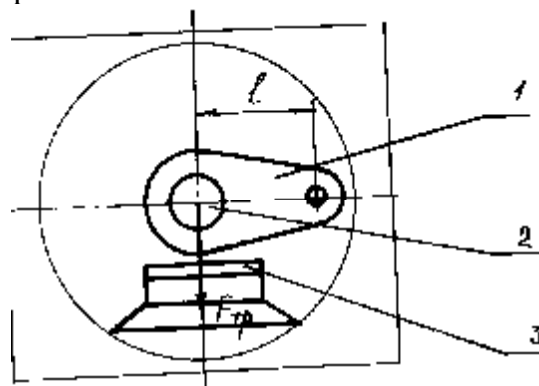


Рис. 1.29. Конструкція каретки тримача зразка, що встановлюється сам уздовж вектора результуючої сили

Для розрахунку можливої похибки при вимірюванні сил тертя на установці тертя по схемі “за свіжим слідом” без такого додаткового пристрою, враховуючи, що в останньому випадку вимірювання сили буде виконуватися уздовж вектора не абсолютної, а переносної швидкості, маємо похибку
$$h = \frac{F_{абс} - F_{пер}}{F_{абс}} 100\%$$
, де індекси “абс” і “пер” означають відповідно силу, яка виміряна уздовж вектора абсолютної швидкості, та силу, виміряну уздовж переносної швидкості. Підставимо в цю формулу співвідношення $F_{абс} = \frac{F_{пер}}{\cos \alpha}$, де α – кут між векторами відносної та абсолютної швидкості, і отримаємо $h = (1 - \cos \alpha) 100\%$.

Для установки, що моделює тертя по схемі “за свіжим слідом”, для швидкості обертання 31 с^{-1} , коли відстань зразка від центра диску становить 0,1 м, переносна швидкість дорівнює 0,31 м/с, відносна – 0,2 м/с, похибка складатиме 16 %, а наприкінці досліду на краю диска переносна швидкість дорівнює 20 м/с, а відносна матиме те саме значення, похибка падає до 0,1 %. Отже, запропонований пристрій значно збільшує точність вимірювання сили тертя.

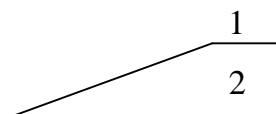
Конструкція такої випробувальної установки загалом і конструкція волика разом з тримачем зразка окремо були визнані винаходами [257–258].

1.4. Коливальний рух в кульковому приводі

Ця фізична модель, незважаючи на значні відміни в схемі тертя, може бути побудована на базі моделі випробування сферичного шарніра (як на рис. 1.20). Для цього треба динамометром 18 навантажувати коромисло, що не має осі обертання, але своїми крайніми плечами, що закінчуються упорами, спиратися на крайні кульки на обох кінцях трубопроводу, які жорстко закріплюються на корпусі 2. Тяги 4, що забезпечують коливальний рух, теж приєднуються до плечей коромисла, а тензодатчики 21 вимірюють силу тертя в трубопроводі.

Схема такої реконструкції наведена на рис. 1.30. В нашому випадку на рамі 1 закріплено динамометр 3, який через штоки 2, здійснює початкове притискання кульок у трубопроводі 5, яке моделює зусилля, що передається.

Але подібна модельна установка вимагає значних зусиль на переміщення кульок в трубопроводі, які неспроможний здійснити приводний двигун машини тертя МДП-1.



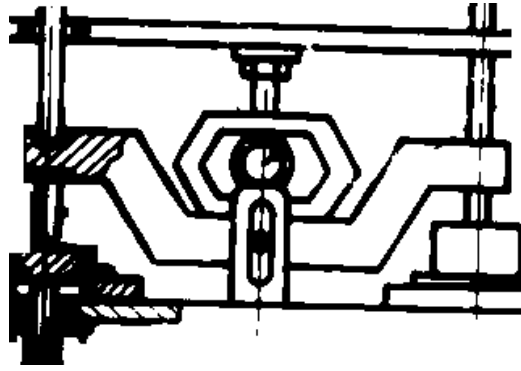


Рис. 1.30. Схема реконструкції моделі для випробування шарнірів у модель для випробування кулькових передавальних механізмів

Перші ж випробування показали, що в кульковому передавальному механізмі утворюються значні сили тертя, аж до заклинювання, що призводило до гальмування з небезпекою його перегрівання та виходу з ладу. Тому була застосована інша схема, в якій рух кульок всередині трубопроводу здійснювали гідроциліндри, установлені в жорсткій рамі (рис. 1.31).

Тиск в гідросистемі утворюється насосом 1 і подається на гідроциліндри 3 через клапани 4, кожен з яких по черзі або відкриває доступ до напірної магістралі або в байпасну лінію. Отже кожен з гідроциліндрів по черзі штовхає кульки в трубопроводі 7.

Для забезпечення надійності при випробуваннях з великими зусиллями ця установка має жорстку раму 1 (рис. 1.32), до верхньої частини якої шарнірно закріплені гідроциліндри 2. Тиск в напірній та байпасній магістралях для кожного гідроциліндра контролюється манометрами 3. Як і в моделі сферичного шарніра, зусилля попереднього притискання кульок в трубопроводі здійснюється тарованим динамометром 9, спроможним розвивати зусилля до 50 КН і встановленим в жорстку раму 4, до якої під'єднаний і трубопровід 6 з кульками 7.

Клапани, що перемикають трубопроводи у гідроциліндрів, керуються кінцевими вимикачами, встановленими на штоках, у місці їхнього входу в отвір у жорсткій рамі 4. Для запобігання аварії при відмові цих кінцевих вимикачів, в системі встановлено перепускний клапан, настроєний на максимально допустимий тиск. При його перебільшенні цей клапан з'єднує напірну і байпасну магістралі і тиск в гідросистемі падає. Така конструкція випробувальної установки була визнана винаходом [259].

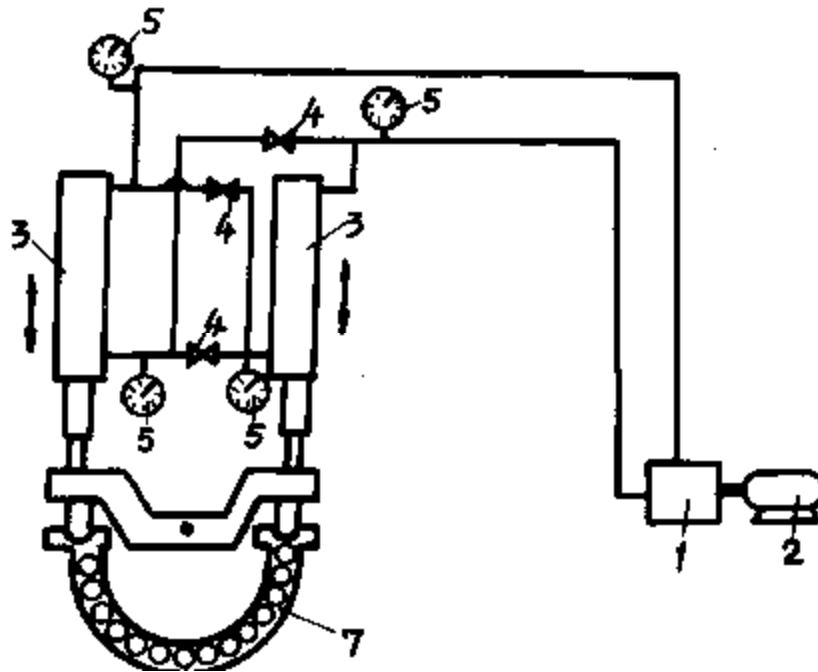


Рис. 1.31. Принципова схема керування приводом установки моделювання кулькового приводу

Випробування проводилися на трубопроводі з нержавіючої сталі 12Х18Н10Т діаметром $\varnothing 20$ мм (рис. 1.33). Там же можна бачити і декілька типів внутрішніх елементів трубопроводу, що передають зусилля, які використовувалися в експериментах, а в табл. 3.9 наведено повний перелік цих елементів.

Вимірювання сили тертя проводилося з застосуванням загартованих елементів СПК-59 (табл. 1.10), на стінки циліндричної частини яких були наклеєні тензодачики. На рис. 1.33 ці елементи показані з кабелями, що ведуть від тензодатчиків до вимірювальних пристроїв. Ці елементи розміщалися на кінцях трубопроводу і входили в безпосередній контакт зі штоками гідроциліндрів. Кабелі пропускалися в прорізи трубопроводу, зроблені на величину ходу штоків.

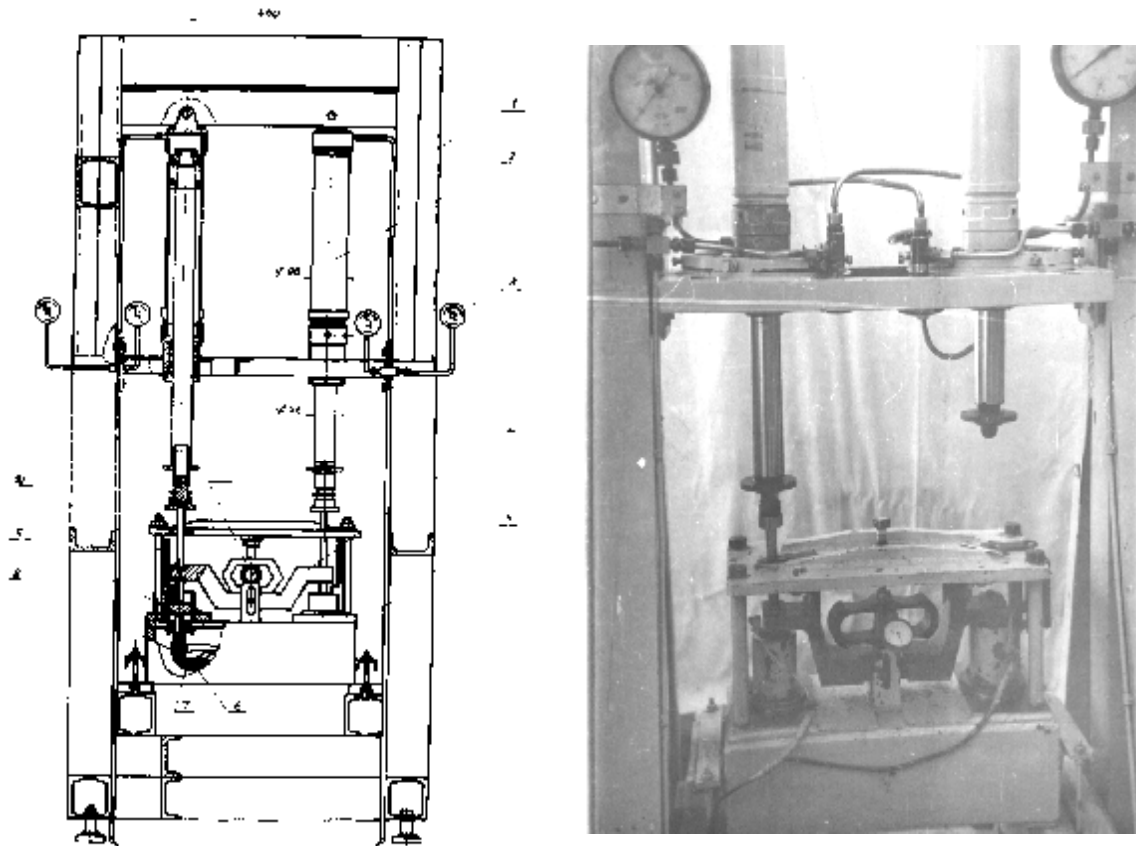


Рис. 1.32. Принципова схема (ліворуч) та зовнішній вигляд (праворуч) модельної установки для випробування кулькового приводу на тертя і знос

В процесі розробки різних форм елементів трубопроводу, які передають зусилля, була винайдена така форма, як на рис. 1.34.

Трубопровід 3 заповнений елементами 2, виконаними у вигляді півсфер, зовнішній діаметр яких рівний меншому внутрішньому діаметру трубопроводу. У кожному елементі 2 виконана виїмка радіусом, рівним половині їх зовнішнього діаметра, призначена для взаємодії із зовнішньою сферичною поверхнею кожного подальшого елемента 2. Оптимальна товщина елементів, тобто максимальна відстань між зовнішньою і внутрішньою сферичними поверхнями елементів 2, становить $0,2 - 0,3D_n$, де D_n – зовнішній діаметр елементів 2.

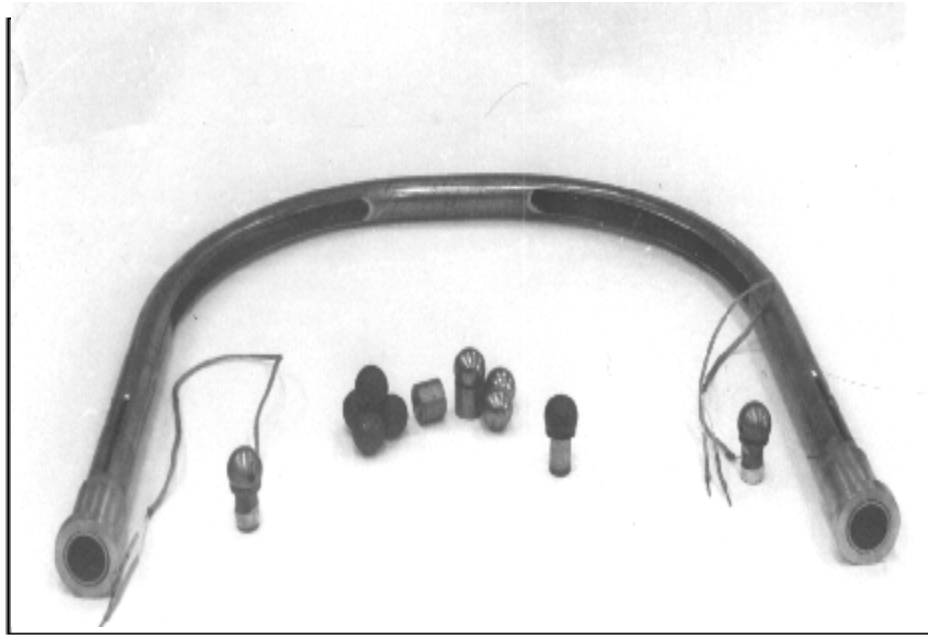


Рис. 1.33. Трубопровід, датчики сили та елементи трубопроводу

Виконання елементів 2 товщиною менше $0,2D_n$ призводить до того, що елементи втрачають геометричні форми півсфери, оскільки в такому випадку по внутрішній поверхні трубопроводу переміщуються не оптимально прилеглі сферичні поверхні, що забезпечують мінімальні контактні напруження між елементами і трубопроводом, а деякі сегменти, які при зворотному ході можуть викликати задири та руйнування елементів або трубопроводу. Між сферичними поверхнями елементів 2 встановлені антифрикційні прокладки 1.

Пристрій працює таким чином. Зусилля, що створюється командним органом, передається на виконавчий орган за допомогою елементів 2, що переміщуються по трубопроводу 3.

Таблиця 1.10

Основні типи елементів в кульковому передавальному механізмі

| № п/п | Позначення | Ескіз та основні геометричні розміри |
|-------|----------------------------------------------|--------------------------------------|
| 1 | Сталеві кульки діаметром $\varnothing 19$ мм | |
| 2 | СПК-55 | |
| 3 | СПК-57 | |
| 4 | СПК-58 | |
| 5 | СПК-59 | |

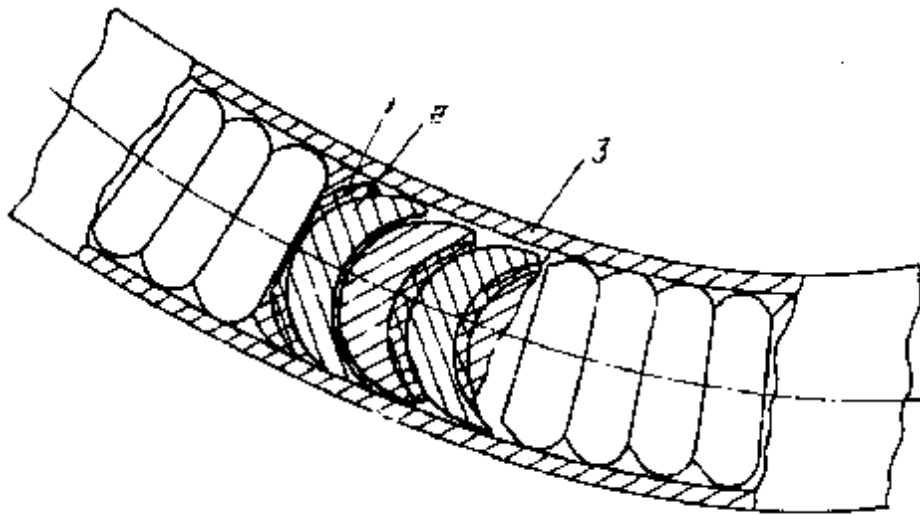


Рис. 1.34. Трубопровід 3 з елементами 2, що передають зусилля, та антифрикційними прокладками поміж ними 1

Ця конструкція силових елементів була визнана винаходом [256].

1.5. Обчислення похибок, зумовлених інерційною та кінематичною складовою, при вимірюваннях сил (моментів) тертя

Для точного визначення триботехнічних характеристик необхідні модельні випробування матеріалів на установках, що реалізують реальні режими роботи вузлів тертя, які проектуються. Для миттєвої фіксації значень сил (моментів) тертя використовуються шлейфові осцилографи, що фіксують зміни опору тензодатчиків, наклеєних на тензобалку. Якщо в процесі випробувань відбувається зміна величини коефіцієнта тертя, а також має місце прискорення відносного руху, чутливий елемент датчика сили тертя буде фіксувати її величину з деякою похибкою. Облік і усунення цих похибок дозволить підвищити точність результатів вимірювань.

Далі для всього підрозділу 1.5 були застосовані такі умовні позначення: $F_{тр}^0$, $M_{тр}^0$ – сила і момент тертя; $F_{тр}^{уз}$, $M_{тр}^{уз}$ – сила і момент, що впливають на датчик сили тертя; $F_{тр}^c$, $M_{тр}^c$ – сила і момент тертя у вимірювальній системі; F_u – сила інерції; a – прискорення руху системи тримача зразка (для нерухомого зразка); t – поточний час; P – загальна маса системи тримача зразка і зразка; g – прискорення вільного падіння; x – величина переміщення тримача зразка із зразком за рахунок деформації пружного елемента датчика сили тертя; c – жорсткість елемента датчика сили тертя; N – зусилля взаємного притискання зразків; w , ε , v , w – кутові і лінійні прискорення і швидкість відносного переміщення зразків; J – момент інерції вимірювальної системи відносно осі обертання рухомого зразка; r_{cp} – середній радіус прикладення сили тертя; r – відстань від центра диска до зразка типу «палець»; $v_{пер}$ – переносна швидкість руху зразка, зумовлена обертанням диска; $v_{омн}$ – відносна швидкість зразка в радіаль-

ному напрямку диска; v_a – абсолютна швидкість руху зразка; α – кут між векторами абсолютної v_a і переносної v_{nep} швидкостей; w_{nep} – переносне прискорення, складене з нормального w_{nep}^n і тангенціального w_{nep}^t ; w_k – коріолісове прискорення, направлене перпендикулярно площині, утвореній векторами $\bar{v}_{отн}$ і w ; β – кут між векторами $\bar{v}_{отн}$ і w ; $F_u^{\delta\delta}$ – додаткова сила інерції, викликана переміщенням вимірювальної системи з прискоренням в процесі вимірювання сили тертя; g – кут між векторами $F_u^{\delta\delta}$ і F_{mp}^{δ} ; F_R – результуюча сила, що впливає на датчик сили тертя, розташований на каретці утримувача зразка.

Незалежно від схеми випробувань при вимірюванні сили тертя взаємодіють, згідно з принципом д'Аламбера, таким чином:

$$F_{TP}^D - F_{TP}^{IB} - F_{TP}^C + F_M = 0. \quad (1.33)$$

Сила інерції зумовлена прискоренням руху системи тримача зразка, загальмованої пружним елементом датчика сили тертя:

$$F_{II} = \frac{P}{g} \cdot a. \quad (1.34)$$

Характер зміни F являє собою, по суті, закон зміни лінійних деформацій пружного елемента датчика сили тертя

$$F_{TP}^{IB} = c \cdot x. \quad (1.35)$$

Звідки
$$a = \frac{d^2 F_{TP}^{IB}}{cdt^2}. \quad (1.36)$$

Тут і далі в підрозділі 4.4 мається на увазі, що всі сили безперервно змінюються у часі.

Тоді в загальному вигляді дійсна сила тертя визначиться з урахуванням співвідношень (1.35) – (1.36) вираженням [190]

$$F_{TP}^D = F_{TP}^{IB} + F_{TP}^C - \frac{P}{g \cdot c} \cdot \frac{d^2 F_{TP}^{IB}}{dt^2}, \quad (1.37)$$

яке ми і будемо далі застосовувати при аналізі похибок.

1.5.1. Обертальний та коливальний рух

Для дослідження триботехнічних характеристик матеріалів пар тертя при обертальному русі (згідно з ГОСТ 23210-80) найчастіше використовується машина тертя МДП-1 або МФТ-1.

Розрахуємо тепер можливі кінематичні похибки при обертальній схемі тертя. Кінематична схема таких випробувань наведена на рис. 1.35. Тут момент тертя виникає в парі тертьових зразків 3, 4 і, передаючись через нерухомий вал 5 і підшипники 7, впливає через прапорець 6 на датчик моменту тертя 9. Зусилля взаємного притискання зразків передається на нерухомий вал також через підшипник 8.

Як видно з рисунка, аналогічно із співвідношенням (1.37) можна записати

$$M_{TP}^D - M_{TP}^{I3} - M_{TP}^C + N_H = 0. \quad (1.38)$$

Але роль маси тут буде грати момент інерції уздовж осі обертання, а переміщення – кут закручування вала 5, тобто з урахуванням виражень (4.77)–(4.79), а також того, що

$$F_{TP}^{I3} = M_{TP}^{I3} / r_{CP} \quad (1.39)$$

маємо, що

$$M_{TP}^C = M_{TP1}^C + M_{TP}^C. \quad (1.40)$$

Вирішуючи спільно рівняння (1.39) – (1.40) і нехтуючи

$$M_{TP}^C = M_{TP1}^C + M_{TP}^C,$$

в зв'язку з їх малістю, отримаємо

$$M_{TP}^D = M_{TP1}^{I3} + M_{TP2}^C, \quad (1.41)$$

звідки можна перейти до сили тертя

$$F_{TP}^D = \frac{l}{r_{CP}} \left[M_{TP1}^{I3} - \frac{J}{c} \cdot \frac{d^2 M_{TP}^{I3}}{dt^2} \right]. \quad (1.42)$$

Випробування при коливальному русі, коли рухомий зразок повертається на певний кут, а потім рухається в зворотному напрямку, можуть проводитися на тій же самій установці. Тоді в рівняннях (1.41) – (1.42) треба буде враховувати знак сил та моментів, але самі рівняння є незмінними.

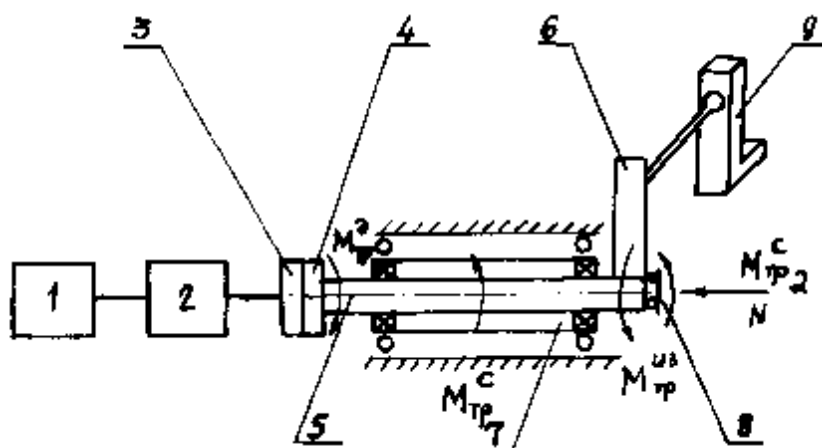


Рис. 1.35. Кінематична схема установка для випробування при обертальному русі:

- 1 – привод;
- 2 – передавальний механізм;
- 3 – рухомий зразок;
- 4 – нерухомий зразок;
- 5 – вал;
- 6 – прапорець;
- 7 – система плоских і радіальних підшипників;
- 8 – упорний підшипник;
- 9 – пружний елемент

1.5.2. Поступальний та зворотно-поступальний рух

Узагальнена кінематична схема такого випробування наведена на рис. 1.36.

Тут зразок 1 переміщується з прискоренням w відносно зразка 2. Обидва зразки розміщені на роликах, але загальмовані пружними елементами 6 і 7, деформація яких пропорційна F_{mp}^{u3} . Нехтуючи величиною F_{mp} у зв'язку з її малістю, маємо з урахуванням формул (1.41) і (1.42) :

для елемента 6
$$F_{TP}^D = F_{TP1}^{u3} - \frac{P_1}{c_1 g} \left[w + \frac{d^2 F_{TP}^{u3}}{dt^2} \right]; \quad (1.43)$$

для елемента 7
$$F_{TP}^D = F_{TP2}^{u3} - \frac{P_2}{c_2 g} \cdot \frac{d^2 F_{TP}^{u3}}{dt^2}. \quad (1.44)$$

Індекси 1 і 2 в формулах (1.43) – (1.44) означають відповідно параметри вимірювальної системи, розташованої на тримачі зразка і на основі установки. Наявність додаткової похибки за рахунок w зовсім не означає, що ця схема вимірювання гірше, оскільки звичайне $P_2 \gg P_1$, тому для вибору схеми вимірювань необхідно аналізувати другий доданок у рівняннях (1.43) і (1.44) цілком.

Для зворотно-поступального руху в рівняннях (1.43) і (1.44) треба враховувати знак сил, що діють у вимірювальній системі, але загальний вигляд цих рівнянь є незмінним.

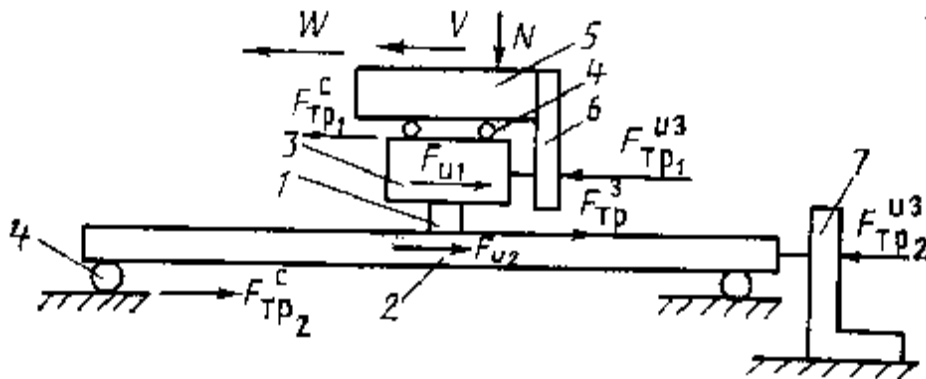


Рис. 1.36. Кінематична схема установки для випробування при зворотно-поступальному русі:

- 1 – зразок типу «палець»; 2 – зразок типу «довгомірна напрямна»; 3 – тримач зразка; 4 – ролики; 5 – основа тримача зразка; 6 і 7 – пружні елементи датчиків сили тертя, розташовані на тримачі зразка і на основі установки

Розглянуті вище в пп. 4.4.1–4.4.2 основні типи руху при випробуванні на тертя дозволяють провести аналіз більш складних схем, в яких неможливо

нехтувати параметрами F_{mp} і M_{mp} і де сама вимірювальна система зазнає переміщення з прискоренням.

1.5.3. Рух по спіралі Архімеда¹

Для моделювання випробувань на довговимірній напрямній, коли рух випробуваного зразка здійснюється по поверхні, що не піддавалася тертю (по свіжому сліду). Кінематична схема вимірювання сил тертя приведена на рис. 1.37.

Диск 2 обертається з певною кутовою швидкістю і кутовим прискоренням. Одночасно зразок 7 переміщується по напрямним 4 уздовж радіуса диска з швидкістю v і прискоренням w . Сила тертя зразка по диску може вимірюватися датчиком 10 через вал 8 і прапорець 9 або датчиком сили тертя, розміщеним на каретці тримача зразка, який встановлюється сам уздовж вектора результуючої сили.

Розглянемо тепер можливі похибки при вимірюванні на такій установці. Розташування векторів сил для обох способів вимірювання сили тертя показано на рис. 1.38

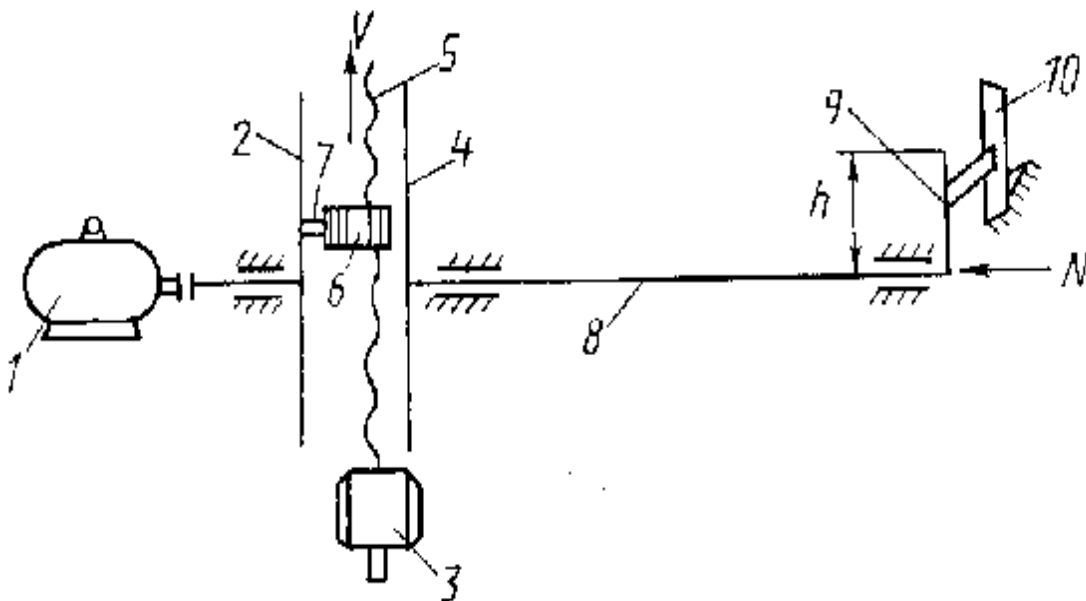


Рис. 1.37. Установка для випробування при русі по спіралі Архімеда:

- 1 – привод; 2 – диск; 3 – привод каретки тримача зразка; 4 – напрямні; 5 – гвинт;
6 – каретка тримача зразка; 7 – зразок типу «палець»; 8 – нерухомий вал; 9 – прапорець;
10 – датчик сили тертя

Тоді

$$a = \arctg \frac{u_{омн}}{u_{неп}}, u_{неп} = ar, u_{омн} = u, r = ut;$$

$$a = \arctg \frac{1}{at}, w_{омн} = w, w_k = 2 \left| \overline{w \cdot u} \right| \cdot \sin b = 2wu, \quad (1.45)$$

¹ У розробці приймав участь І.П. Казіміров.

оскільки $\beta = 90^\circ$.

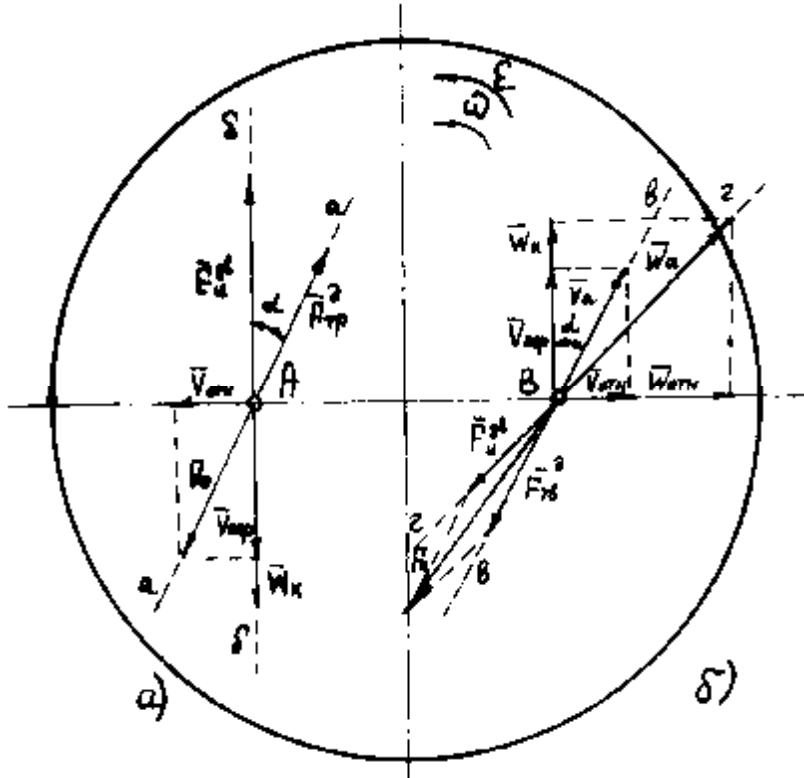


Рис. 1.38. Схема розташування векторів швидкостей, прискорень і сил при (а) вимірюванні сили тертя датчиком 10 з рис. 4.3 (точка А) і при (б) вимірюванні сили тертя системою, розташованою на каретці тримача зразка, який встановлюється сам уздовж вектора результуючої сили (точка В)

У точці А сила тертя F_{TP}^D направлена уздовж лінії а-а, утвореної результуючим вектором швидкості \bar{v}_a . Але на пружний елемент датчика сили тертя 10 діє момент, зумовлений проекцією сили тертя на лінію б-б, а також силою інерції F_{TP}^D зумовленою коріолісовим прискоренням w_k і прискоренням переміщення вимірювальної системи, а також масою каретки тримача зразка б із зразком 7. Тоді аналогічно з рівняннями (1.41) – (1.42) маємо

$$M_{TP}^{H3} = \left[F_{TP}^D \cos a + F_{TP}^{DB} + \frac{J}{cr} \cdot \frac{d^2 M_{TP}^{H3}}{dt^2} \right] \cdot r. \quad (1.46)$$

З урахуванням рівняння (1.43)

$$F_{TP}^D = \frac{\frac{M_{TP}^{H3}}{ur} - \frac{P}{g} \cdot 2wu - \frac{J}{cut} \cdot \frac{d^2 M_{TP}^{H3}}{dt^2}}{\cos \arctg \frac{1}{wt}}. \quad (1.47)$$

У точці В на вимірник сили діє сила інерції F_{TP}^{DB} , зумовлена не тільки коріолісовим прискоренням w_k , але і прискоренням відносного руху w_{omn} і на-

правлена уздовж лінії г-г. Але дійсна сила тертя, як і раніше направлена уздовж лінії в-в вектора \bar{v}_a . Тому сила F_R , визначена вимірником сили, буде результатом векторного підсумовування $\bar{F}_u^{\partial a}$ і \bar{F}_{mp}^{∂} і до неї додається сила інерції, викликана прискоренням переміщення пружної частини вимірника сили разом з вимірником сили і зразком (загальною масою P_1).

Тоді

$$F_{TP}^{I3} = F_R + \frac{P_1}{g \cdot c} \cdot \frac{d^2 F_{TP}^{I3}}{dt^2};$$

$$F_R = \sqrt{(F_{II}^{DB})^2 + (F_{TP}^D)^2 + 2F_{II}^{DB} \cdot F_{TP}^D \cos g}; \quad (1.48)$$

$$w_a = \sqrt{w_{omh}^2 + w_k^2}; \quad (1.49)$$

$$g = \left| \arctg \frac{u_{nep}}{u_{omh}} - \arctg \frac{w_k}{w_{omh}} \right|; \quad (1.50)$$

$$F_{II}^{DB} = \frac{P_1}{g} w_a; \quad (1.51)$$

$$(F_{TP}^D)^2 + 2F_{II}^D \cdot F_{TP}^D \cdot \cos g \cdot Z = 0; \quad (1.52)$$

де

$$Z = (F_{II}^{DB})^2 - \left[F_{TP}^{I3} - \frac{P_1}{g} \cdot \frac{d^2 F_{TP}^{I3}}{dt^2} \right].$$

Це вираження являє собою квадратне рівняння, в рішенні якого має фізичне значення тільки один корінь, що приймає позитивне значення, а саме

$$F_{TP}^D = -Y \cos g + \sqrt{Y^2 \cdot \cos^2 g - Y^2 + Z^2}, \quad (1.53)$$

де

$$Y = \frac{P_1}{g} \sqrt{w^2 + 4w^2 u^2}.$$

1.5.4. Коливальний рух в шарнірі

Похибки, зумовлені динамічною складовою, при вимірюванні моменту тертя визначимо з застосуванням кінематичної схеми установки (рис. 1.39).

Тут сферичний або циліндричний елемент 1 притискається до основи 2 верхньою кришкою 3. Можливе також його навантаження через шток 14. Кривошипно-шатунний механізм 6, 7 через коромисло 5 і тягу 4 приводить випробуваний елемент у коливальний рух.

Загальна формула для оцінки похибки F_{TP}^{DB} аналогічна рівнянням (1.42) і (1.43), але залежно від точки установки датчика сили (моменту) тертя в параметр J будуть включені різні моменти інерції

$$M_{TP}^D = M_{TP1}^{I3} + M_{TP2}^C,$$

звідки можна перейти до сили тертя

$$F_{TP}^D = \frac{l}{r_{CP}} \left[M_{TP}^{I3} - \frac{J}{c} \cdot \frac{d^2 M_{TP}^{I3}}{dt^2} \right]. \quad (1.54)$$

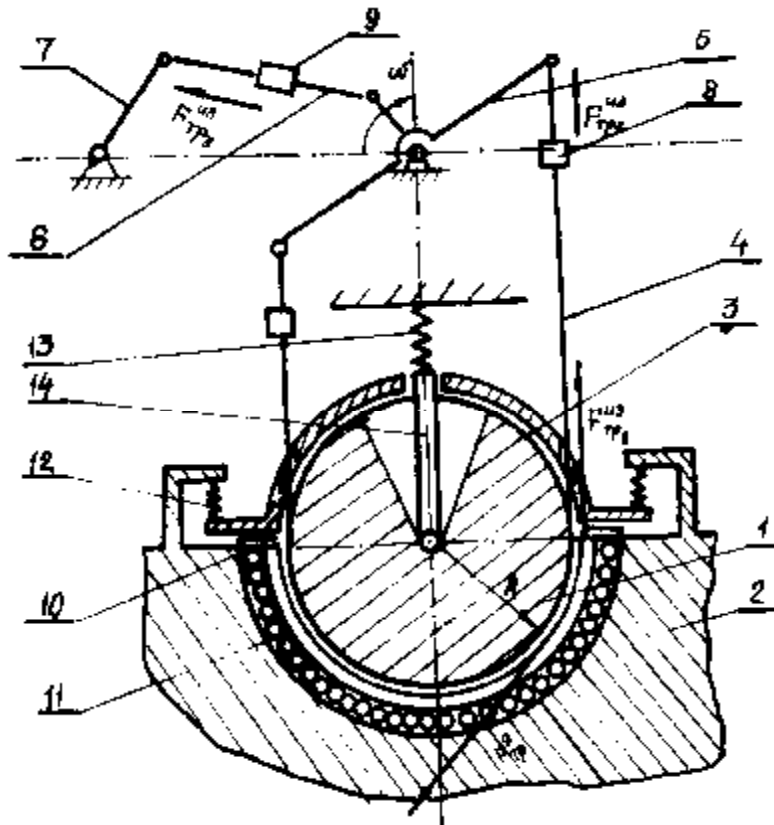


Рис. 1.39. Кінематична схема установки для випробування при коливальному русі:
 1 – сферичний або циліндричний елемент; 2, 3 – нижня і верхня основи; 4 – тяга;
 5 – коромисло; 6, 7 – кривошипно-шатунний механізм; 8, 10 – датчики сили тертя;
 11 – вимірювальний вкладиш; 12, 13 – пружини; 14 – шток

При вимірюванні сили тертя $F_{mр1}^{u3}$ на вкладиші 11, його момент інерції рівний половині моменту інерції тонкого кільця [70].

Якщо використовуються датчики 8, то похибка F_{TP2}^{I3} визначиться моментом інерції сферичного або циліндричного елемента 1.

При вимірюванні сили F_{TP2}^{I3} датчиком 9, за умови, що висота важеля коромисла 5 дорівнює радіусу, а кут гойдання невеликий, до моменту інерції елемента 1 додається момент інерції коромисла, який можна уявити як стержень.

1.5.5. Коливальний рух в кульковому передавальному механізмі¹

Аналогічна схема створення коливального руху стає на пригоді при створенні моделі тертя в кульковому передавальному механізмі. Цей механізм являє собою кулькопровід, заповнений кульками, який здатний передавати зу-

¹ В розробці приймав участь І.П. Казиміров

силля в довільному напрямку, аналогічно гідравлічній передачі. На рис. 1.40 показана кінематична схема експериментальної установки з довільно обраною формою кулькопроводу. Привід коливального руху аналогічний рис. 1.39. Тому і аналіз похибок аналогічний попередньому розділу. Для датчика 10 похибка зумовлена тільки масою фрагмента кулькопроводу і описується рівнянням (1.42). Для датчиків 8 і 9, як і в попередньому випадку, похибка буде визначатися вираженням (1.49), але значення моменту інерції кульок, рухомих по кулькопроводу, потрібно визначати згідно з вираженням [123]:

$$J = \sum_{i=1}^k m_i \left(\frac{u_{si}}{w} \right)^2 + \sum_{j=1}^n J_{sj} \left(\frac{w_j}{w} \right)^2. \quad (1.55)$$

Розкриємо значення цих параметрів:

$$u_{si} = u_s = wb, m_i = \frac{i_i P_{uu}}{gd_{uu}};$$

$$J_{sj} = \frac{a_j}{2\rho} \cdot \frac{P_j}{g} \cdot R_j^2, P_j = \frac{a_j R_j P_{uu}}{d_{uu}}. \quad (1.56)$$

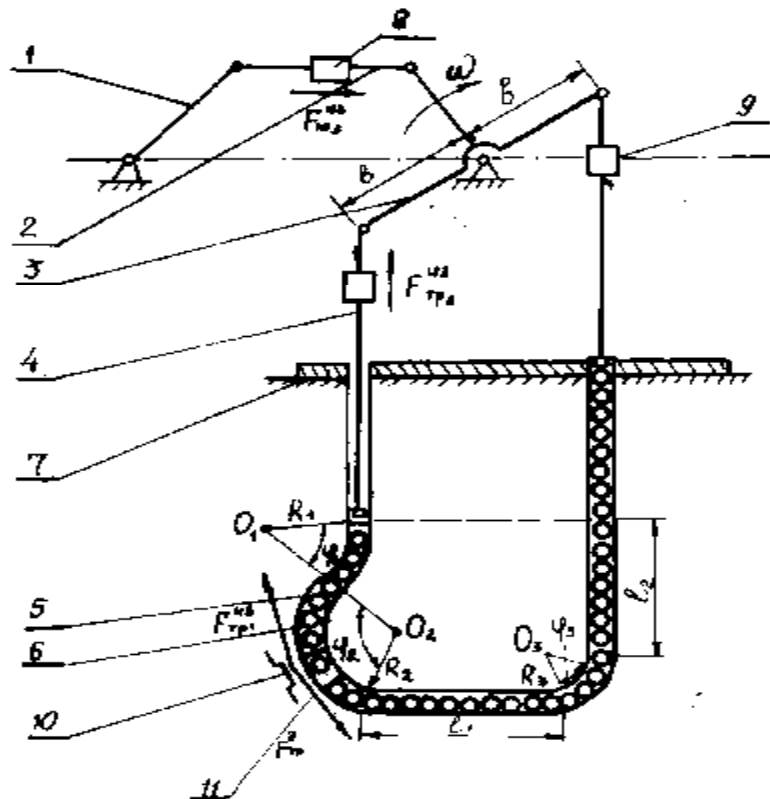


Рис. 1.40. Кінематична схема установка для випробування кулькового передавального механізму при коливальному русі:

1, 2 – кривошипно-шатунний механізм; 3 – коромисло; 4 – упори; 5 – кульки; 6 – кулькопровід; 7 – основа; 8, 9, 10 – датчики сили тертя; 11 – рухомий фрагмент кулькопроводу, встановлений на котки і загальмований датчиком сили тертя

Тоді похибка вимірювання сили тертя для датчиків 9 визначиться з вираження:

$$F_{TP}^D = F_{TP}^{H3} - \frac{P_{u6}}{g^2 \cdot c \cdot d_{u1}} \left[\sum_{j=1}^K \cdot l_j + \frac{1}{2p} \sum_{j=1}^m a_j^2 \cdot R_j \right] \frac{d^2 F_{TP}^{H3}}{dt^2}. \quad (1.57)$$

Якщо вимірювання проводилося датчиком 8, то при тих же обмеженнях, що і в попередньому випадку для установки дослідження шарнірів на тертя, до моменту інерції кульок, рухомих в трубопроводі, додається момент інерції коромисла .

1.5.6. Розрахунок похибок, зумовлених інерційною складовою, при вимірюванні зусиль на зчепленні шахтного локомотива з вагонами

Для вимірювання зусиль на зчепленні шахтного локомотива з вагонами у точці зчеплення Схему вимірювання показано на рис. 1.41

На стінках датчиків сили або тензометрах розміщені тензодатчики, сигнал яких записувався на шлейфовий осцилограф Н700. Тензометри являють собою пружні елементи у формі балочок рівного опору або трубок [294]. Саме лінійну деформацію тензометрів і фіксують тензодатчики. В процесі шатуна сила тертя весь час змінюється з причин зміни напрямку руху повзуна, швидкості і т.ін. Отже в системі «повзун-направляюча» виникає відносний рух з прискоренням. А там де є переміщення з прискоренням, обов'язково має місце вплив інерції на характер деформації пружного елемента вимірювальної системи. Схема сил, що діють в такій системі (рис. 1.41), аналогічна розглянутій в п. 1.5.2.

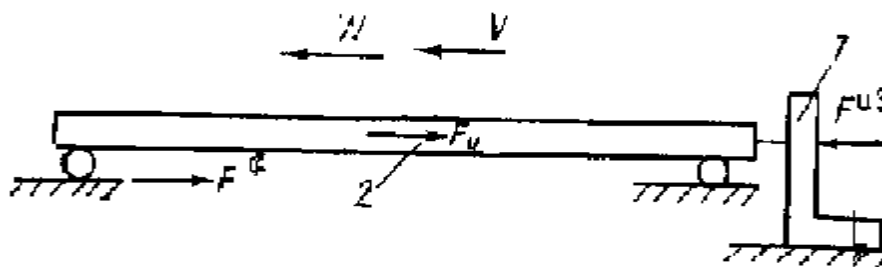


Рис. 1.40. Принципова схема дії сил у вимірювальній системі “ повзун-направляюча”:
1 – тензодатчик; 2 – вагон

При вимірюванні сили тертя плунжера по направляючій, сили у вимірювальній системі взаємодіють згідно з принципом д'Аламбера за формулою (1.46), в якій F^D – справжня сила тертя повзуна по направляючій, F^{u3} – сила, яку виміряв тензодатчик, F^H – сила інерції в системі “повзун-направляюча”.

Сила інерції зумовлена прискоренням a відносного руху системи “повзун-направляюча”, об'єднаної пружним елементом датчика сили тяги, і отже

для цієї системи вимірювання можна застосувати висновки з формул (1.48) для визначення похибок, викликаних інерційною складовою за рахунок прискорення системи вимірювання, в яких P – вага вагонів; c – жорсткість елемента датчика сили тяги; x – лінійне переміщення вагонів відносно локомотива.

Тоді, порядок обчислення похибки, зумовленої інерційною складовою, був наступний: а) На графіку зміни $F^{H3}(t)$ вибрати ділянки, де графік має ненульовий кут α – відносно лінії, що позначає час. б) Розрахувати $\operatorname{tg}\alpha$, який буде

дорівнювати $\frac{d^2 F^{H3}}{dt^2} k$, де k – масштабний коефіцієнт. Якщо знак тангенсу буде негативний, то його треба враховувати в формулі (1.44). с) Визначити розмір

$\frac{P}{g \cdot c}$ і відняти інерційну похибку від виміряного значення сили тяги.

Оскільки графік зміни сили тертя являє собою подібну до синусоїди криву, для розрахунку було взято тільки верхню частину графіку, де сила тертя збільшується, доходячи на максимуму, а потім починає зменшуватися.

Маса тензодатчика, разом з вирізаним фрагментом направляючої та котками, складала 2,86 Н. Жорсткість тензодатчика складала 1,19 МН м. Масштабний коефіцієнт виміру зусилля на осцилографі був прийнятий нами 1,48 Н/мм, виміру часу – $\Delta t = 0,0018265$ с/мм.

Графік втрат на тертя був згладжений, оскільки меншого масштабу по часу досягти не вдалося – швидкість протягання фотопаперу в осцилографі була занадто мала. Всі наступні розрахунки були зведені в табл. 1.11, в якій вилучені деякі рядки без втрати інформативності.

Аналіз отриманих результатів оцінки похибки, яку вносить інерційна маса в систему вимірювання втрат на тертя в направляючій преса показує, що помилка всього у 5 % не є фактичною, бо осцилограма перед оцифровкою була згладжена. Розрахунок для однієї точки, проведений для $\Delta t = 0,049087385$ с/мм дав похибку уже в 9,0254 %, а для $\Delta t = 0,01120$ с/мм – 90,54 %. Очевидно, що для більш точних вимірювань або для вимірювань, що проводять з малим інтервалом часу, розрахунок інерційних похибок є актуальним.

Оскільки цей принцип розрахунку інерційних похибок був застосований і при вимірювань сил (моментів) тертя на випробувальних машинах тертя (п. 5.1), то його можна вважати універсальним і застосовувати в усіх випадках, коли має місце вимірювання сил датчиками, які мають пружний елемент.

Таблиця 1.11

Розрахунок миттєвого значення інерційних похибок при вимірюванні зусиль на зчепленні шахтного локомотива з вагонами

| Поточний час експерименту, с 10^{-2} | Виміряна сила тертя, Н 10^{-2} | $\frac{d^2 F^{H3}}{dt^2} k$, Н/с ² | Інерційна похибка, Н 10^{-2} | Відносна похибка, % |
|----------------------------------------|----------------------------------|------------------------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 0,365301 | 8311,579 | 13346,7 | 11,4 | -1,37 |
| 0,913254 | 8905,263 | 66733,5 | 56,98 | -6,4 |
| 1,095904 | 9498,947 | -26693,4 | -22,79 | -2,4 |
| 1,826507 | 10686,32 | 40040,1 | 34,19 | 3,2 |

| Поточний час експерименту, с 10^{-2} | Виміряна сила тертя, Н 10^{-2} | $\frac{d^2 F^{II3}}{dt^2} k$, Н/с ² | Інерційна похибка, Н 10^{-2} | Відносна похибка, % |
|----------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------------------|--------------------------------|---------------------|
| 2,55711 | 11280 | 40040,1 | 34,19 | 3,03 |
| 2,739761 | 11131,58 | -40040,1 | -34,19 | -3,07 |
| 3,653015 | 9647,368 | -40040,1 | -34,19 | -3,54 |
| 3,835665 | 9053,684 | 17795,6 | 15,2 | 1,68 |
| 4,018316 | 9944,211 | 44489 | 37,99 | 3,82 |
| 4,93157 | 8905,263 | -35591,2 | -30,39 | -3,41 |
| 5,479522 | 10092,63 | -62284,6 | -53,18 | -5,27 |
| 5,662173 | 8905,263 | -26693,4 | -22,79 | -2,56 |
| 6,210125 | 9795,789 | -17795,6 | -15,2 | -5,5 |

1.6. Чисельний експеримент з розрахунку коефіцієнту тертя за адгезійно-деформаційною теорією

Розглянемо узагальнюючі рівняння, отримані в п.1.1 на основі адгезійно-деформаційної теорії (в цьому пункті всі умовні позначення тотожні п.1.1) для їх можливості прогнозувати значення коефіцієнта тертя металополімерних пар тертя.

Для перевірки цих формул були проведені експерименти на машині тертя МФТ-1 для пари сталь 12Х16Н10Т...фторопласт-4 по схемі торцевого тертя циліндричних зразків діаметром $\varnothing 20 \times 28$ мм. Очевидно, що в цих випробуваннях мав місце пружний насичений контакт (в термінах адгезійно-деформаційної теорії), оскільки твердість фторопласту на два порядки менше за твердість сталі. Температура фрикційного нагрівання вимірювалася хромель-копелевою термопарою, вміщеною в отвір нерухомого зразка, просвердлений на відстані 0,5 мм від поверхні тертя.

Результати проведених дослідів наведені на рис. 1.41 разом з результатами розрахунків за (1.22) коефіцієнта тертя для тих же параметрів випробування.

Аналіз отриманих результатів показує значне відхилення (на 30–50 %) розрахункових від експериментальних коефіцієнтів тертя. Причому, незрозумілим, на перший погляд, є значне збільшення f_{exp} при збільшенні швидкості, а також сідлоподібна форма графіку залежності від P_a . Зміна питомого тиску в такому незначному діапазоні, з точки зору теоретичної формули, не повинна була б так кардинально впливати на процес тертя.

Пояснення цих явних невідповідностей можна знайти, розглянувши на рис. 1.42 графік зміни у часі f_{exp} і його порівняння з f_{solv} . Тут ми бачимо незначне відхилення обох кривих на початку процесу тертя, але різниця постійно збільшується. Обстеження поверхні тертя сталевого зразка показало, що вона повністю покрита плівкою з фторопласту, товщиною 300 – 500 мкм. Отже, тертя для самозмазувальних матеріалів здійснюється фактично само по собі. При цьому, основні характеристики металевого зразка практично виключаються з процесу тертя.

Стає зрозумілим і “сідлоподібність” залежності f_{exp} від P_a , бо в процесі тертя фрикційний нагрів акумулюється в плівці фторопласту з причини його

низької теплопровідності і викликає його деструктуризацію, отже при переході через температуру розплаву фторопласту, з'являється вже не зовнішнє, а внутрішнє тертя, розрахунок коефіцієнта якого ще складніший.

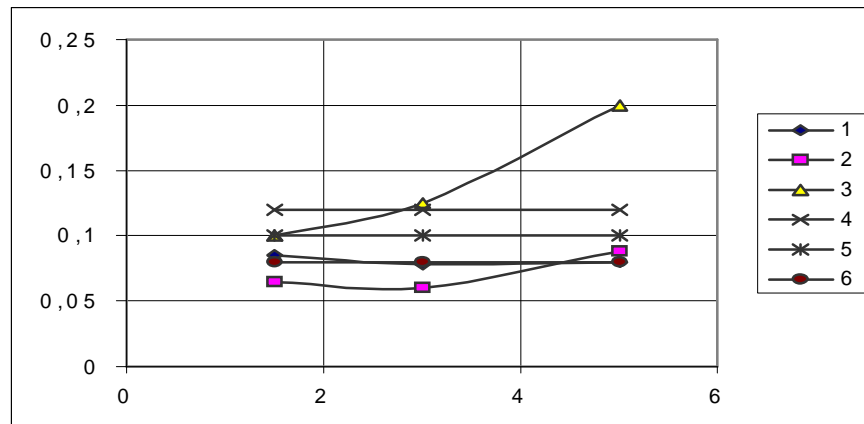


Рис. 1.41. Залежність коефіцієнта тертя f (ордината) фторопласту по сталі 12X18H10T від питомого тиску P_a (абсциса), МПа: 1-3 – експериментальні залежності; 4-6 – розрахунки; 1, 4 – $V = 0,52$ м/с; 2, 5 – $V = 8,3$ м/с; 3, 6 – $V = 15$ м/с

В наш час розроблена велика гамма самозмазувальних матеріалів. На основі фторопласту – металофторопласт та фенілон, на основі поліетилену – маслянит, на основі графіту – вуглеграфіти та вугільні тканини і так далі. І кількість їх постійно зростає. Тому для визначення триботехнічних параметрів цих матеріалів важливу роль має фізичне моделювання процесів тертя з наступною обробкою результатів експерименту.

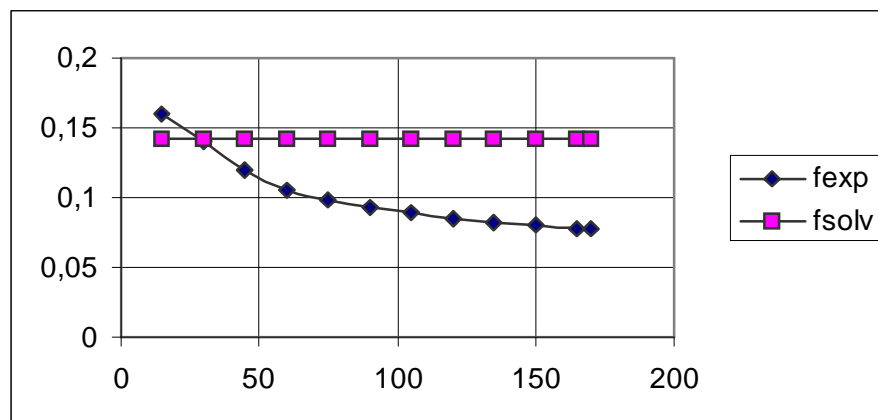


Рис. 1.43. Залежність коефіцієнта тертя f_{exp} (ордината) фторопласту по сталі 12X18H10T від часу τ (абсциса), сек, у порівнянні з розрахунковим f_{solv} при $P_a = 30$ МПа; $V = 1$ м/с

Тому, для розрахунку трибо технічних параметрів формули, що слідує з неї, використати дуже складно, оскільки вони містять параметри, які складно, а почасти і неможливо знайти.

2. МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТРИБОТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ

2.1. Математична модель тертя в сферичному шарнірі

2.1.1. Оцінка деформаційних складових втрат на тертя в антифрикційних вкладишах сферичного шарніра

В наш час в різних агрегатах (екскаваторах, судах, літаках і т.п.) набувають поширення великогабаритні сферичні шарніри з вкладишами з твердих самозмазувальних матеріалів (це фторопласти, маслянисти, нафтлени і т.ін.). Необхідна величина зусилля приводу для такого шарніра залежить від його конструктивно-технологічних особливостей. У ньому, нарівні з процесами тертя, мають місце процеси деформування вкладишів, зумовлені макровідхиленнями профілю поверхні сферичної п'яти від правильної геометричної форми. Макровідхилення можуть бути нерегулярними (еліпсоїдальність) і більш або менш періодичними (хвилястість) [77-78]. Якщо для малогабаритних шарнірів складові втрат на тертя внаслідок деформування вкладишів можуть бути сумірні з адгезійною складовою втрат на тертя, то для великогабаритних (діаметром 0,2 – 1,0 м) деформаційна складова загальних втрат зусиль в шарнірі, у зв'язку із зростанням абсолютних величин макровідхилень, може призвести до значних похибок при визначенні необхідного зусилля приводу.

Розробимо методику оцінки втрат на деформування антифрикційних вкладишів на полімерній основі залежно від параметрів хвилястості сферичної п'яти.

Прийmemo ряд припущень і спрощень:

- 1) сферична п'ята є абсолютно жорсткою;
- 2) деформації вкладиша пружні;
- 3) тут розглядаються тільки шарніри, в яких вкладиш виконаний у вигляді суцільного кільця, розташованого симетрично відносно осі шарніра, співпадаючої з переважним напрямом експлуатаційного навантаження, при цьому сферична п'ята здійснює коливальні рухи в площині, що проходить через цю вісь.

- 4) хвилястість поверхні має такий вигляд і параметри, як на рис 2.1.

На рис. 2.2. наведена схема великогабаритного сферичного шарніра. На основі 1 закріплено кільцевий вкладиш 2, розташування якого характеризується кутами I_1 і I_2 . До сферичної п'яти 3 радіусом R прикладені експлуатаційне навантаження F і зусилля приводу T , діюче по дотичній до поверхні п'яти на відстані R від її центра. Коливання п'яти здійснюється навколо осі O , розташованої перпендикулярно площині рисунку.

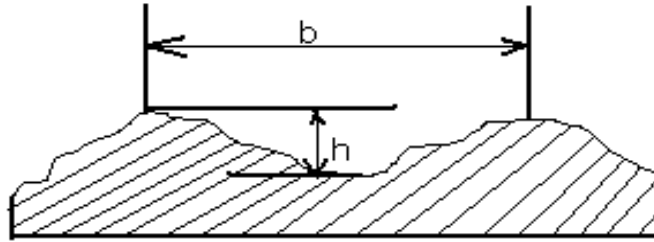


Рис 2.1. Хвилястість поверхні тертя: b – крок хвилі, однаковий по величині у взаємно перпендикулярних напрямках; h – висота одиничного виступу

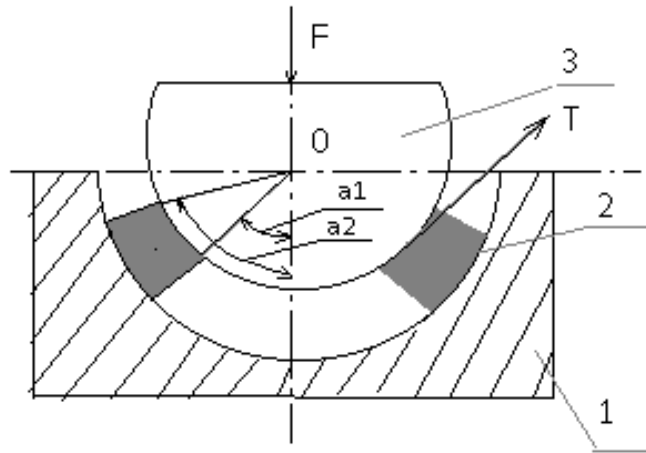


Рис. 2.2. Розрахункова схема сферичного шарніра з вкладишами

Нехай підйом B_1 хвилястості знаходиться під кутом β_i від вертикальної осі шарніра і відстані R_1 від осі O :

$$R_1 = R \cos \beta_i.$$

Розташування антифрикційного вкладиша зручно характеризувати величинами h_1 і h_2 (висота сферичних сегментів), при цьому:

$$h_1 = R \cos I_1, \quad \eta_2 = R \cos I_2 .$$

При повороті сферичної п'яти навколо осі O на кут $\frac{p}{2}$ підйом B_1 рухається по колу з центром O_i і здійснює шлях L_1

$$L_1 = R_1 * \frac{p}{2} = \frac{pR \cos B_1}{2} .$$

Розглянемо перетин $O-O$ шарніра (РИС. 4.8), в якому розташування вкладиша характеризується величинами h_1 і h_2 , а також радіусом R_1 кола O_1 і кутами g_1 , g_2 . Тоді маємо

$$g_1 = \arcsin \frac{h_1}{h_2} = \arcsin \frac{R \cos l_1}{R \cos b_1} = \arcsin \frac{\cos l_1}{\cos b_1}$$

і відповідно

$$g_2 = \arcsin \frac{\cos l_2}{\cos b_1}.$$

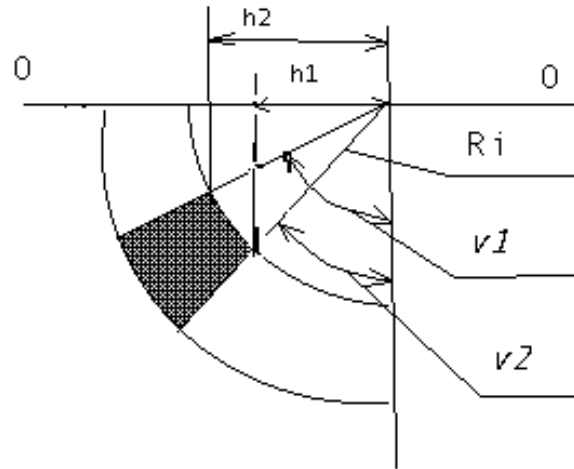


Рис. 2.3. Перетин шарніра по осі коливання O . Тут кути g_1 , g_2 позначені відповідно як $v1$, $v2$

Одиничний виступ здійснює по вкладишу шлях

$$l_1 = R_1(g_1 - l_2) = R \cos b_1 \left(\arcsin \frac{\cos l_2}{\cos b_1} - \arcsin \frac{\cos l_1}{\cos b_1} \right).$$

Під час руху по вкладишу виступ послідовно стискає ділянки шириною b , що прокладає смугу довжиною l_1 , при цьому здійснюється робота

$$A_{II} = V_i \cdot \Delta P,$$

де V_i – сума об'ємів матеріалу вкладиша, що витісняються одиничним виступом при його русі (тобто об'єм смуги з параметрами B, h);

ΔP – величина питомого навантаження, необхідного для притискання вкладиша на величину h . Об'єм приблизно можна визначити за формулою [77]

$$V_i = \frac{2}{3} B h l_1,$$

де $\frac{2}{3} B h$ – площа найбільшого перетину виступу.

Робота, що здійснюється одним виступом при повному перетині ним вкладиша, становить

$$A_I = \frac{2}{3} B h l \cos b_1 \left(\arcsin \frac{\cos l_2}{\cos b_1} - \arcsin \frac{\cos l_1}{\cos b_1} \right) \Delta P.$$

У площині кола O_i повне число таких перетинів одиничними виступами при повороті п'яти на кут $\frac{p}{2}$ буде дорівнювати

$$n_1 = \frac{L_1}{b} = \frac{pR \cos b_1}{2b}.$$

Сумарна робота, що здійснюється виступами в площині кола O_i

$$A_1 = A_{11} * n_1 = \frac{pR^2 h}{3} \Delta P \cos^2 b_1 \left(\arcsin \frac{\cos I_1}{\cos b_1} - \arcsin \frac{\cos I_1}{\cos b_1} \right).$$

Повна робота, яка здійснюється при коливанні сферичної п'яти на кут $\frac{p}{2}$, дорівнює сумі робіт, що здійснюються в площинах кіл O_i , віддалених одна від одної по дузі кола радіуса R (по поверхні п'яти) на відстані b , при цьому, враховуючи, що вкладиші взаємодіють з п'ятою у двох чвертях цих кіл, отримаємо:

$$A_{\text{поля}} = \sum_{I=1}^N A_I = \frac{2pR^2 h}{3} \Delta P \sum_{i=1}^N \cos^2 b_i \left(\arcsin \frac{\cos I_2}{\cos b_i} - \arcsin \frac{\cos I_1}{\cos b_i} \right), \quad (2.1)$$

де N – кількість хвиль.

Ця ж робота здійснюється зусиллям T приводу в умовах рівномірного руху на шляху

$$A_{\text{прив}} = T \frac{pR}{2}. \quad (2.2)$$

Прирівнявши праві частини формул (2.1) і (2.2), отримаємо

$$T = \frac{4}{3} \Delta P R h \sum_{I=1}^N \cos^2 b_i \left(\arcsin \frac{\cos I_2}{\cos b_i} - \arcsin \frac{\cos I_1}{\cos b_i} \right). \quad (2.3)$$

Величина питомого навантаження ΔP , визначається дослідним шляхом, здійснюючи навантаження фрагмента вкладиша на величину попереднього (експлуатаційного) тиску $P_{\text{експ}}$, а потім підвищуючи тиск до значення P_h , при якому вкладиш усадиться на величину h .

Величина h задається на основі вимог креслення до параметрів хвилястості поверхні сферичної п'яти і попереднього досвіду виготовлення подібних деталей, або визначається за хвилеграмами поверхні, отриманими за допомогою профілографа.

Величини кутів b_i розраховуються, виходячи із значення кроку хвилястості b , яка для токарних робіт приймає значення в межах $10^{-3} - 10^{-4}$ м; h приймає значення в межах $10^{-6} - 10^{-4}$ м [78].

На підставі теоретичних розрахунків визначимо величину втрат на деформування антифрикційного вкладиша з антифрикційної тканини типу даклен, на основі фторопластових ниток. стосовно до модельної установки сферичного шарніра.

Величина ΔP для вкладиша з цього матеріалу становила 2,0 МПа для $h = 10^{-4}$ м; $b = 1,10^{-2}$ м.

Знаючи радіус сферичної п'яти $R = 1 \cdot 10^{-1}$ м, можна розрахувати кількість хвиль, що розміщуються на дузі кола $L = \frac{pR}{2}$.

$$N = \frac{pR}{2b} = \frac{3,14 \cdot 1 \cdot 10^{-1}}{2 \cdot 1 \cdot 10^{-2}} = 15.$$

Підставляючи чисельні значення в формулу (2.3), визначаємо зусилля приводу T , яке діє на плечі, що дорівнює радіусу шарніра і необхідне для подолання дії сил, виникаючих в сферичному шарнірі при деформації вкладиша хвилястою поверхнею п'яти $T = 200$ Н.

Для перевірки цих висновків були проведені експерименти на моделі сферичного шарніра за схемою, наведеною на рис. 1.20 з частотою коливання 0,1 Гц, щоб на виміри не впливала інерційна складова сил, з питомим тиском 20 МПа. З метою виключення впливу хвилястості на деформацію тканини типу даклен, сферична п'ята покривалася в 5 шарів лаком ФБФ до утворення абсолютно гладкої поверхні. В інших дослідах сферична п'ята мала хвилястість, як в наведених вище розрахунках, яка виникала внаслідок процесу її виготовлення на токарному станку. Тензокільце 21 (рис. 1.20) якраз дозволяє вимірювати зусилля, що в наших розрахунках позначається як T , оскільки воно розташовано на плечі, яке дорівнює радіусу шарніра.

Вимірювання сили тертя для двох різних станів поверхні сферичної п'яти дало наступні результати: для досліду з хвилястою поверхнею зусилля на приводі становило 3,25 кН, а для дослідів з гладкою поверхнею – 2,96 кН. Їх різниця складає 290 Н, що відрізняється від розрахованого на 30 %. Але тут треба врахувати і вплив лаку ФБФ, який, як показали досліди, не тільки на сферичному шарнірі, але й для торцевої схеми тертя, значно зменшує коефіцієнт тертя.

Як видно з розрахунків та експериментів хвилястість поверхні сферичної п'яти може істотно збільшити внутрішні втрати в шарнірі. Вони тим значніше, чим більше висота хвилястості і менше її крок. Втрати залежать також від жорсткості матеріалу вкладиша. Звідси слідує, що при розробці великогабаритних сферичних шарнірів необхідно задавати високі вимоги до якості поверхні сферичної п'яти і підбирати порівняно еластичний антифрикційний матеріал для вкладишів.

Підхід, на якому заснована запропонована методика, може бути поширений для більш широкого кола задач, у тому числі для випадку обертального руху сферичної п'яти і в разі виконання вкладиша у вигляді окремих сегментів різної геометричної форми.

2.1.2. Математична модель втрат на тертя в сферичному шарнірі

Для п. 2.1.2 були застосовані такі умовні позначення:

R_1 і R_2 – відповідно радіуси поверхонь сферичної п'яти і основи; $h(\varphi, \theta)$ – товщина антифрикційного вкладиша зі сферичними координатами φ і θ ; $p(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення контактного тиску в точці на сфері; t – поточний час; $W(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення поперечного обтиснення полімерного вкладиша в точці (φ, θ) ; $K(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення модуля вінклеровського шару; $\Gamma(\varphi, \theta, t)$ – функція швидкості релаксації; $E(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення модуля Юнга; $\vec{g}(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення вектора сили тертя; $\mu(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення коефіцієнта тертя; $\vec{V}(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення результуючого вектора відносної швидкості ковзання; $\vec{a}(t)$ – радіус-вектор положення центра сферичної частини п'яти; $\delta(\varphi, \theta, t)$ – зазор між п'ятою і основою; \vec{h} – одиничний вектор внутрішньої нормалі до поверхні основи; \vec{N} – головний вектор зовнішніх навантажень; s – площа контакту сферичної п'яти з полімерним вкладишем; M_g – число частин розбиття тимчасового відрізка, на якому виконується рішення системи (17) – (18); m – порядковий номер кроку дискретизації; $\vec{W}(t)$ – узагальнений вектор відносної кутової швидкості п'яти і основи; \vec{R} – радіус-вектор точки сферичної поверхні відносно миттєвого центра швидкостей; K_{B3} – коефіцієнт взаємного перекриття; l_1 – ширина полімерного фрагмента вкладиша; l_2 – його висота; K – загальна кількість прямокутних фрагментів, розміщених на сферичній основі; k – поточний номер прямокутного фрагмента; A , a , b – коефіцієнти функції, що апроксимують залежність модуля вінклеровського шару; θ_1 і θ_2 – кутовий діапазон розміщення полімерних вкладишів; $\theta_{1/2}$ – кут розділення фрагмента вкладиша; $\varphi_{1/2}$ – кут зміщення розділених фрагментів вкладишів; θ_B і θ_H – кути розміщення прямокутних фрагментів вкладишів відносно "полюса" (верхній і нижній); $l(\theta)$ – розрахункова ширина фрагмента вкладиша; φ_p – кут відносного зміщення прямокутних фрагментів.

Антифрикційні вкладиші з полімерних матеріалів, вміщені між сферичною п'ятою і сферичною основою і закріплені на одному з них, дозволяють знизити момент тертя і підвищити довговічність сферичного шарніра (рис. 2.4). Однак форма вкладишів і кути їх розташування відносно "полюса" шарніра впливають істотним чином на величину моменту сили тертя, яка може в декілька разів перевищувати силу тертя тієї ж пари тертя на площині. Крім того, деформація полімерних вкладишів за рахунок зусилля, що впливає на шарнір, носить виражений релаксаційний характер. Тому необхідна методика розрахунку моменту тертя і зближення п'яти і основи в умовах постійних змін швидкостей і навантажень, вважаючи, що залежність коефіцієнта тертя від режимів роботи плоскої пари тертя нам відома.

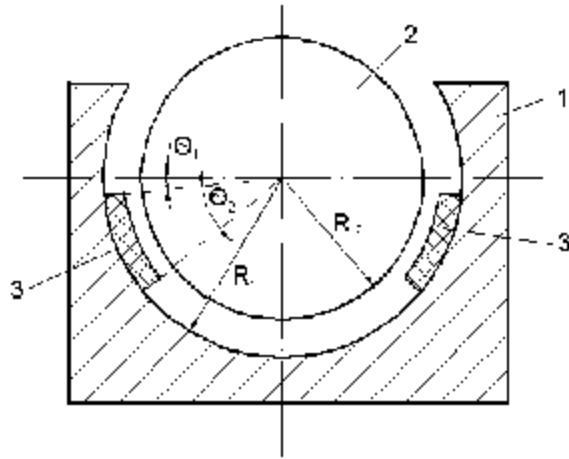


Рис. 2.4. Розрахункова схема сферичного шарніра: 1 – сферична основа; 2 – сферична п'ята; 3 - антифрикційний полімерний вкладиш

Для цього введемо дві системи координат: прямокутну декартову O_{xyz} і сферичну $O_{r\theta\varphi}$ із загальним центром в т. О (рис. 2.5), яка є центром поверхні сферичної основи. Положення будь-якої точки на поверхні сферичної основи визначається її сферичними координатами.

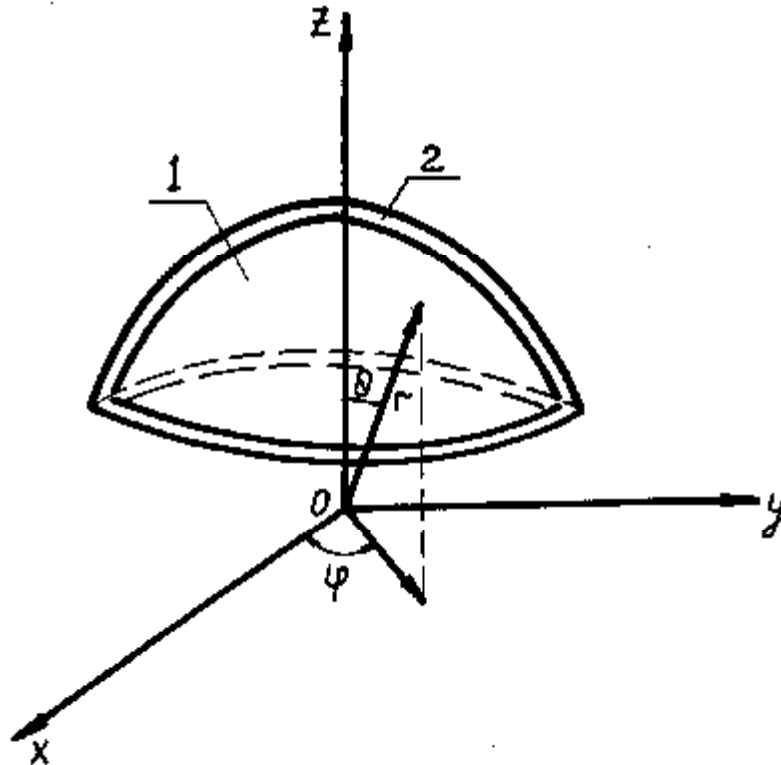


Рис. 2.5. Сферичний шарнір: 1 – сферична п'ята; 2 – сферична основа; θ – кут між точкою на сфері і «полюсом»; φ – кут в площині, розташований перпендикулярно осі п'яти

Введемо обмеження:

$$1) \quad \Delta R_2 = R_1 - R_1 \ll R_2 \text{ і } R_1, \quad (2.4)$$

$$h(\varphi, \theta) \approx \Delta R,$$

і не ступінчаста;

2) полімер являє собою спадковий в'язко-пружний шар вінклеровського типу [40, 51], в якому $p(\varphi, \theta, t)$ залежить від історії зміни $W(\varphi, \theta, t)$

$$p(\varphi, \theta, t) = K(\varphi, \theta, t) [W(\varphi, \theta, t) - \int_0^t \Gamma(t, \tau) W(\varphi, \theta, \tau) d\tau] \quad (2.5)$$

$$K(\varphi, \theta, t) = E(\varphi, \theta, t) / h(\varphi, \theta). \quad (2.6)$$

Якщо полімер є нестаріючим, то (2.6) інваріантне по відношенню до перетворення зсуву за часом, тобто

$$\Gamma(t, \tau) = \Gamma(t - \tau) \quad (2.7)$$

3) сферична основа і п'ята шарніра вважаються абсолютно жорсткими у порівнянні з полімерним вкладишем;

4) при терті дотримується закон Амонтона

$$\vec{q}(\varphi, \theta, t) = -\mu(\varphi, \theta, t) - p(\varphi, \theta, t) - \frac{\vec{V}(\varphi, \theta, t)}{|\vec{V}(\varphi, \theta, t)|}; \quad (2.8)$$

$$5) \quad |\vec{q}(\varphi, \theta, t)| \ll p(\varphi, \theta, t), \quad (2.9)$$

тому ними нехтуємо при складанні рівнянь рівноваги для розрахунку контакт-ного тиску;

б) розміри і форма поверхні реального контакту полімерного вкладиша зі сферичною п'ятою задаються заздалегідь і в процесі роботи залишаються незмінними, причому завжди

$$p(\varphi, \theta, t) \gg 0; \quad (2.10)$$

7) центр сферичної частини п'яти знаходиться в точці з радіус - вектором

$$\vec{a}(t) = (a_x(t), a_y(t), a_z(t)), \quad (2.11)$$

Тоді $\delta(\varphi, \theta, t) = \Delta R - \vec{a}(t) \cdot \vec{n}(\varphi, \theta); \quad (2.12)$

$$\vec{n} = (\cos \varphi \sin \theta, \sin \varphi \sin \theta, \cos \theta). \quad (2.13)$$

Виразимо (2.13) в координатній формі

$$\delta(\varphi, \theta, t) = \Delta R - a_x(t) \cos \varphi \sin \theta - a_y(t) \sin \varphi \sin \theta - a_z(t) \cos \theta. \quad (2.14)$$

За визначенням

$$W(\varphi, \theta, t) = h(\varphi, \theta) - \delta(\varphi, \theta, t). \quad (2.15)$$

З (2.13) і (2.15) слідує, що для визначення контакт-ного тиску необхідно знайти радіус-вектор відносно взаємного зміщення п'яти і основи.

Складемо рівняння рівноваги у векторній формі

$$-\iint_s p \cdot \vec{h} ds + \vec{N} = 0; \quad (2.16)$$

$$\vec{N} = (N_x(t), N_y(t), N_z(t)). \quad (2.17)$$

Підставивши в рівняння рівноваги співвідношення (2.13) і (2.15) і виконавши необхідні перетворення, отримаємо систему трьох інтегральних рівнянь Вольтерра II роду відносно невідомих компонент вектора $\vec{a}(t)$

$$\begin{aligned} & b_{11}(t) a_x(t) + b_{12}(t) a_y(t) + b_{13}(t) a_z(t) - \int_0^t \Gamma_{11}(t, \tau) a_x(\tau) d\tau - \\ & - \int_0^t \Gamma_{12}(t, \tau) a_y(\tau) d\tau - \int_0^t \Gamma_{13}(t, \tau) a_z(\tau) d\tau = C_1(t); \\ & b_{21}(t) a_x(t) + b_{22}(t) a_y(t) + b_{23}(t) a_z(t) - \int_0^t \Gamma_{21}(t, \tau) a_x(\tau) d\tau - \\ & - \int_0^t \Gamma_{22}(t, \tau) a_y(\tau) d\tau - \int_0^t \Gamma_{23}(t, \tau) a_z(\tau) d\tau = C_2(t); \\ & b_{31}(t) a_x(t) + b_{32}(t) a_y(t) + b_{33}(t) a_z(t) - \int_0^t \Gamma_{31}(t, \tau) a_x(\tau) d\tau - \\ & - \int_0^t \Gamma_{32}(t, \tau) a_y(\tau) d\tau - \int_0^t \Gamma_{33}(t, \tau) a_z(\tau) d\tau = C_3(t); \end{aligned} \quad (2.18)$$

де

$$\begin{aligned} b_{11}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \cos^2 j \sin^2 q ds; \\ b_{12}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \sin j \cos j \sin^2 q ds \\ b_{13}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \cos j \sin q \cos q ds; \\ b_{21}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \sin j \cos j \sin^2 q ds \\ b_{22}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \sin^2 j \sin^2 q ds; \\ b_{23}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \sin j \sin q \cos q ds; \\ b_{31}(t) &= \iint_s K(j, q, t) \cos j \sin q \cos q ds; \end{aligned} \quad (2.19)$$

$$\begin{aligned}
b_{32}(t) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \sin \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \cos \mathbf{q} \, ds ; \\
b_{33}(t) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \cos^2 \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{11}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \cos^2 \mathbf{j} \sin^2 \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{12}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \sin \mathbf{j} \cos \mathbf{j} \sin^2 \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{13}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \cos \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \cos \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{21}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \sin \mathbf{j} \cos \mathbf{j} \sin^2 \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{22}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \sin^2 \mathbf{j} \sin^2 \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{23}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \sin \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \cos \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{31}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \cos \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \cos \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{32}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \sin \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \cos \mathbf{q} \, ds ; \\
\Gamma_{33}(t, \tau) &= \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \Gamma(t, \tau) \cos^2 \mathbf{q} \, ds ; \\
C_1(t) &= N_x(t) - \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \cdot (h(\mathbf{j}, \mathbf{q}) - \Delta R) \cos \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \, ds + \\
&+ \int_0^t \Gamma(t, \tau) \cdot \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, \tau) \cdot (h(\mathbf{j}, \mathbf{q}) - \Delta R) \cos \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \, ds d\tau ; \\
C_2(t) &= N_y(t) - \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \cdot (h(\mathbf{j}, \mathbf{q}) - \Delta R) \sin \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \, ds + \\
&+ \int_0^t \Gamma(t, \tau) \cdot \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, \tau) \cdot (h(\mathbf{j}, \mathbf{q}) - \Delta R) \sin \mathbf{j} \sin \mathbf{q} \, ds d\tau ; \\
C_3(t) &= N_z(t) - \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, t) \cdot (h(\mathbf{j}, \mathbf{q}) - \Delta R) \cos \mathbf{q} \, ds + \\
&+ \int_0^t \Gamma(t, \tau) \cdot \iint_s K(\mathbf{j}, \mathbf{q}, \tau) \cdot (h(\mathbf{j}, \mathbf{q}) - \Delta R) \cos \mathbf{q} \, ds d\tau ;
\end{aligned} \tag{2.19}$$

Аналітичне рішення системи цих інтегральних рівнянь отримати досить складно. Використовуємо дискредитацію системи рівнянь (2.18) - (2.19) за часом [40]: якщо необхідно отримати рішення системи інтегральних рівнянь в момент часу $t = T$, то часовий відрізок $T-T_0$ розбивається на M_g частин і, замінивши вхідні в системи (2.18) - (2.19) інтеграли відповідними ним кінцевими сумами, отримаємо рішення системи в послідовні моменти часу $t = T_0 + T/m$, $m = 1, 2, \dots, M_g$; $T = (T - T_0)/M_g$. Початковий стан в момент часу $t = T_0$ вважається відомим.

Зазначимо, що в окремому випадку, коли антифрикційний вкладиш розглядається як пружний шар вінклеровського типу, система інтегральних рівнянь вироджується в систему лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\left. \begin{aligned} b_{11}(t) a_x(t) + b_{12}(t) a_y(t) + b_{13}(t) a_z(t) &= C_1^*(t); \\ b_{21}(t) a_x(t) + b_{22}(t) a_y(t) + b_{23}(t) a_z(t) &= C_2^*(t); \\ b_{31}(t) a_x(t) + b_{32}(t) a_y(t) + b_{33}(t) a_z(t) &= C_3^*(t), \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

$$\left. \begin{aligned} C_1^*(t) &= N_x(t) - \iint_s K(j, q, t) \cdot (h(j, q) - \Delta R) \cos j \sin q \, ds; \\ C_2^*(t) &= N_y(t) - \iint_s K(j, q, t) \cdot (h(j, q) - \Delta R) \sin j \sin q \, ds; \\ C_3^*(t) &= N_z(t) - \iint_s K(j, q, t) \cdot (h(j, q) - \Delta R) \cos q \, ds. \end{aligned} \right\} \quad (2.21)$$

Рішення системи алгебраїчних рівнянь для будь-якого моменту часу $t = T$ можна отримати безпосередньо, не розглядаючи як в попередньому випадку послідовність проміжних станів, оскільки залежність від початкового стану і історії навантаження для пружного шару відсутня.

Визначивши вектор $\overset{H}{k}(t)$ взаємного зміщення п'яти і основи сферичного шарніра, а отже, у відповідності з (2.17), і, використовуючи закон Амонтона [17, 25, 107, 286], знайдемо розподіл дотичних зусиль. Для цього вектор $\overset{H}{V}(\varphi, \theta, t)$ відносної швидкості взаємного ковзання визначимо з аналізу кінематики відносного рушення основи і п'яти сферичного шарніра. Якщо відомий вектор $\overset{H}{W}(t) = (w_x(t), w_y(t), w_z(t))$, то вектор відносної швидкості в точці, радіус вектор якої рівний

$$\overset{H}{R} = (R \cos \varphi \sin \theta, R \sin \varphi \sin \theta, R \cos \varphi)$$

визначається як $\overset{H}{V}(\varphi, \theta, t) = \overset{H}{W}(t) \overset{H}{R}(\varphi, \theta)$, (2.22)

або в координатній формі

$$\left. \begin{aligned} V_x(t) &= w_y R \cos \theta - w_z R \sin \theta; \\ V_y(t) &= w_z R \cos \varphi \sin \theta - w_x R \cos \theta; \\ V_z(t) &= w_x R \sin \varphi \sin \theta - w_y R \cos \varphi \sin \theta. \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Знаючи розподіл дотичних зусиль $\bar{q}(\varphi, \theta, t)$, можна визначити момент сил тертя

$$\bar{M}(t) = \iint_s \bar{R}(j, q) \cdot q(j, q, t) ds \quad (2.24)$$

або в координатній формі

$$\left. \begin{aligned} M_x(t) &= \iint_s (R \sin j \sin qq_z - R \cos qq_y) ds; \\ M_y(t) &= \iint_s (R \cos qq_x - R \cos j \sin qq_z) ds; \\ M_z(t) &= \iint_s (R \cos j \sin qq_y - R \sin j \sin qq_x) ds. \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

Якщо антифрикційний вкладиш кріпиться на поверхні п'яти, то у формулах (2.23) - (2.25) потрібно вважати $R = R_2$, якщо вкладиш кріпиться на поверхні основи, то $R = R_1$.

Підставимо співвідношення (2.17) і (2.22) у (2.24) і отримаємо

$$\begin{aligned} \bar{M}(t) &= \iint_s \frac{m(j, q, t) \cdot p(j, q, t)}{|\bar{w}(t) \cdot \bar{R}(j, q)|} \cdot \bar{R}(j, q) \cdot \bar{w}(t) \cdot \bar{R}(j, q) ds = \\ &= \iint_s \frac{m(j, q, t) \cdot p(j, q, t)}{|\bar{w}(t) \cdot \bar{R}(j, q)|} \cdot (\bar{w}(t) R^2 - \bar{R}(\bar{R} \cdot \bar{w})) ds. \end{aligned} \quad (2.26)$$

Запишемо його в координатній формі, виконавши заздалегідь деякі перетворення

$$\left. \begin{aligned} M_x(t) &= \iint_s \frac{m(j, q, t) \cdot P(j, q, t)}{B(d, q)} \cdot (w_x - A(j, q) \cdot \cos j \sin q) ds; \\ M_y(t) &= \iint_s \frac{m(j, q, t) \cdot P(j, q, t)}{B(d, q)} \cdot (w_y - A(j, q) \cdot \sin j \sin q) ds; \\ M_z(t) &= \iint_s \frac{m(j, q, t) \cdot P(j, q, t)}{B(d, q)} \cdot (w_z - A(j, q) \cdot \cos q) ds, \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

де

$$\left. \begin{aligned} A(\varphi, \theta) &= w_x \cos \varphi \sin \theta + w_y \sin \varphi \sin \theta + w_z \cos \theta; \\ B^2(\varphi, \theta) &= (w_y \cos \theta - w_z \sin \varphi \sin \theta)^2 + (w_z \cos \varphi \sin \theta - \\ &- w_x \cos \theta)^2 + (w_x \sin \varphi \sin \theta - w_y \cos \varphi \sin \theta)^2. \end{aligned} \right\} \quad (2.28)$$

2.1.3. Перевірка точності узагальненої моделі сферичного шарніра з антифрикційними вкладишами

Для експериментальної перевірки отриманої в п. 2.1.2 математичної моделі втрат на тертя в сферичному шарнірі (всі умовні позначення в цьому підрозділі відповідають умовним позначенням у п. 2.1.2) був використаний пристрій для випробування кульових шарнірів за схемою, як на рис. 1.21, в якому навантаження здійснюється уздовж осі шарніра, коливальний рух виконується

тільки в одній площині, що проходить через вісь шарніра. Випробування проводилися на тканому полімерному матеріалі типу нафтлен (що складається на 90 % з фторопласту-4), викроєному у вигляді прямокутників і наклеєному на стінки сферичної п'яти клеєм 88 в площині, що проходить упоперек осі шарніра, між кутами θ_B і θ_H (рис. 5.18-а). Для розширення діапазону випробувань і моделювання зміни напрямку вектора \vec{N} , площа наклейки матеріалів змінювалася по відношенню до напрямку площини коливання шарніра (рис. 5.18-b–f).

Реологічні властивості нафтлену досліджувалися на площині згідно з методикою, викладеною в [18, 130, 246], причому ці дослідження проводилися з наклеєним матеріалом, тобто реологічні властивості клейового шару були враховані інтегрально.

Дослідження залежності коефіцієнта тертя від режимів роботи матеріалу проводилися на експериментальній установці для випробування матеріалів по торцевій схемі тертя циліндричних зразків по ГОСТ 23.210-80. Нафтлен наклеювався на плоский торець одного зразка, в торці були виконані пази так, що коефіцієнт взаємного перекриття при терті становив $K_{B3} = 0,2$, що відповідало K_{B3} в експериментах на шарнірі.

Ця залежність підставлялася у формули (2.23), (2.27) і (2.28) для розрахунку $\dot{k}(t)$ і $\dot{M}(t)$ при коливальному русі, відповідному руху в модельному шарнірі. При цьому, у вираженнях проводилася наступна заміна;

$$\int_s f(j, q) ds = \sum_{k=1}^K \int_{q_H}^{q_B} \int_{g_k(q)}^{t_R(q)} l_1 dj dq, \quad (2.29)$$

де

$$\begin{aligned} \theta_B &= \theta_H + l_2/R_1; \\ g_k(\theta) &= 2\pi(k-1)/k - l_1/(2R_1 \sin \theta); \\ t_k(\theta) &= 2\pi(k-1)/k + l_1/(2R_1 \sin \theta). \end{aligned}$$

Схеми розташування антифрикційних вкладишів представлено на рис. 2.6.

Всі розрахунки виконувалися на персональному комп'ютері в середовищі експертної системи MATHCAD 10,0 квадратурним методом з наступними кроками розрахунку: за часом – 0,01 с, за геометричними розмірами – 0,001 м, за зусиллями – 400 Н, за кутами розташування – 2°. Метод розрахунку: Було витрачено 18 годин на повний розрахунок всіх режимів роботи та кутів для персонального комп'ютера з тактовою частотою процесора 565 МГц. Блок-схема алгоритму наведена на рис. 2.7.

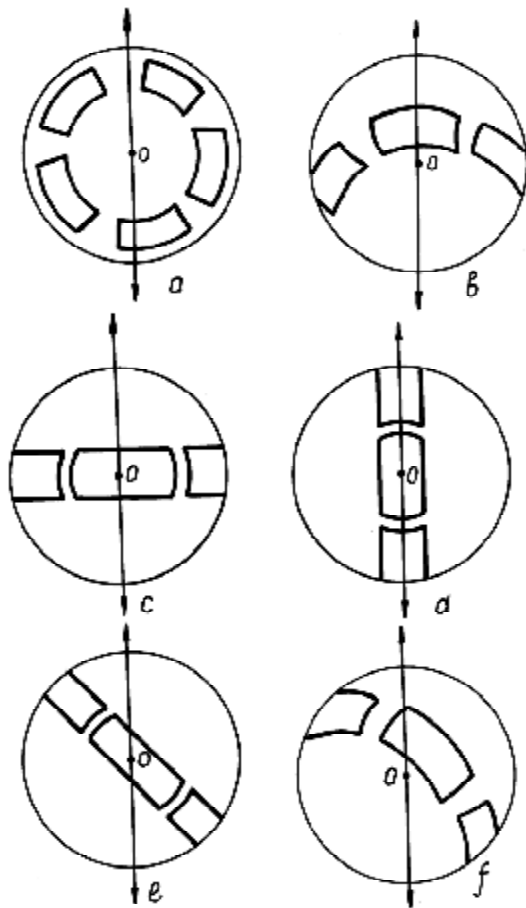


Рис. 2.6. Схема розташування прямокутних фрагментів відносно площини гойдання шарніра (вертикальна стрілка) і точки додатку вектора \vec{N} результуючих сил (т. О): $a - \varphi = 0; \theta = 0$; $b - \varphi = 0; \theta = 45^\circ$; $c - \varphi = 0; \theta = 90^\circ$; $d - \varphi = 90^\circ; \theta = 0$; $e - \varphi = 45^\circ; \theta = 90^\circ$; $f - \varphi = 45^\circ; \theta = 45^\circ$. (Тут кути φ і θ означають відносне положення площини, яка проходить через середину фрагментів)

Перша серія експериментів на модельній установці полягала у визначенні величини взаємного зближення сферичної п'яти і основи в умовах, коли результуючий вектор сил проходить перпендикулярно площини розміщення полімерних фрагментів ($\theta = 0^\circ$) і майже уздовж цієї осі площини ($\theta = 75^\circ$). Результати наведені в табл. 2.1, де вони порівнюються з розрахунковими характеристиками. Як видно з таблиці, найбільша похибка (в 3 рази) спостерігається в умовах, коли має місце прослизання п'яти уздовж полімерного зразка при малому номінальному тиску. У інших випадках похибка прогнозування зближення не виходить за межі 10%. Ця різниця, за критерієм Ст'юдента, є несуттєвою ($t_{розр}=4,1656578 > t_{крит} = 3,9987743$).

У другій серії досліджувався ефект «заклинювання» в шарнірі, тобто явище збільшення моменту тертя в шарнірі при рівних навантаженнях, площі контакту, типі полімеру, але із зростанням кутів θ_B і θ_H (табл. 2.2). Причому, тут враховувався також час роботи шарніра. Порівняння модельних і розрахункових даних говорить про високу міру сходження результатів (середня похибка менше 5%), а також про можливість прогнозувати зміну моменту тертя у часі. Потрібно зазначити, що в таблиці наведено усереднені значення моменту тертя, оскільки при коливальному русі він є змінним.

Таблиця 2.1

Залежність взаємного зближення сферичних п'яти і основи
від вектора результуючих сил

| Пито-мий тиск P_a , МПа | Зближення уздовж осі вектора результуючих сил при кутах, мм | | | | | | | |
|---------------------------------|-------------------------------------------------------------|--------------|-----------------------------|--------------|-----------------------------|--------------|-----------------------------|--------------|
| | $\varphi=0^\circ$ | | | | $\theta=76^\circ$ | | | |
| | При первинному навантаженні | | При повторному навантаженні | | При первинному навантаженні | | При повторному навантаженні | |
| | на моделі | з розрахунку | на моделі | з розрахунку | на моделі | з розрахунку | на моделі | з розрахунку |
| 5 | 0,094 | 0,032 | 0,050 | 0,040 | 0,034 | 0,032 | 0,032 | 0,032 |
| 10 | 0,168 | 0,096 | 0,080 | 0,078 | 0,058 | 0,060 | 0,050 | 0,051 |
| 15 | 0,202 | 0,168 | 0,096 | 0,096 | 0,076 | 0,077 | 0,059 | 0,060 |
| 20 | 0,206 | 0,212 | 0,108 | 0,110 | 0,094 | 0,097 | 0,069 | 0,070 |
| 25 | 0,301 | 0,276 | 0,120 | 0,118 | 0,104 | 0,110 | 0,076 | 0,077 |
| 30 | 0,340 | 0,338 | 0,134 | 0,141 | 0,118 | 0,120 | 0,080 | 0,081 |
| 35 | 0,368 | 0,392 | 0,146 | 0,147 | 0,135 | 0,140 | 0,088 | 0,090 |

Перевірка точності розрахунків при орієнтуванні вектора результуючих сил під кутом, відмінним від 90° , по відношенню до площини розташування зразків (табл. 2.3), проводилася в третій серії експериментів. Тут підтвердилася задовільна якість прогнозування, але неточний збіг експериментальних і розрахункових характеристик, незважаючи на те, що в розрахунку використовувалися моделі реологічних властивостей полімерного матеріалу $K(\varphi, \theta, t)$ і $\mu(P, v, t)$, отримані на основі експериментальних даних.

Однією з причин, мабуть, є використання слабкосингулярного ядра у вигляді [111]

$$K(t) = \frac{t^{-bt}}{t} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{[A\Gamma(a)^n] t^{an}}{\Gamma(an)}, \quad (2.30)$$

яке не зовсім точно описує реологічні властивості тканого антифрикційного матеріалу.

Іншу причину неточності було визначено при розрахунку миттєвих значень моменту тертя і зближення протягом декількох коливань з подальшим їх порівнянням з осцилограмами цих характеристик (рис. 2.11). З рисунка видно, що при зміні напрямку руху сферичної п'яти виникає значний стрибок, в той час як на розрахунковій кривій його немає. Це означає, що в розрахунку не бралися до уваги інерційні сили, виникаючі при зміні величини і знаку швидкості. Очевидно, що застосування методики, розробленої в п. 2.1.2 дозволить значно підвищити точність розрахунків.

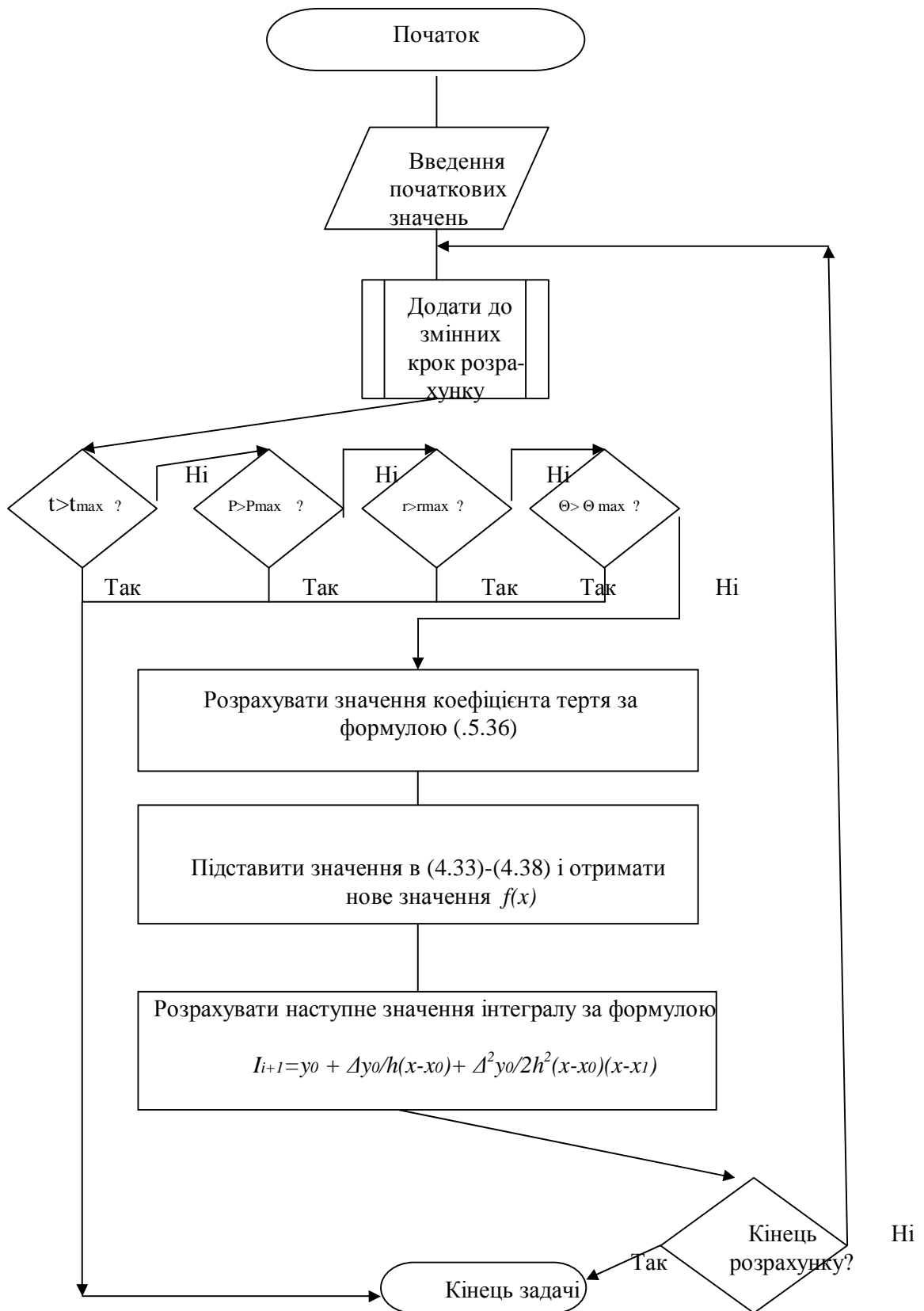


Рис 2.7. Блок-схема алгоритму вирішення систем інтегральних рівнянь квадратичним методом.

Таблиця 2.2

Результати дослідження ефекту "заклинювання" в сферичному шарнірі

| Кути розташування полімерних вкладишів | | Пито-вий тис P_a , МПа | Усреднений момент тертя, приведений до радіусу сферичної п'яти, кН; в момент часу t , с | | | | | | | |
|----------------------------------------|------------|--------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------|--------------|-----------|--------------|-----------|--------------|-----------|--------------|
| | | | 0 | | 140 | | 280 | | 420 | |
| | | | на моделі | з розрахунку | на моделі | з розрахунку | на моделі | з розрахунку | на моделі | з розрахунку |
| θ_H | θ_B | | | | | | | | | |
| 46 | 51 | 0,6 | 2,23 | 2,20 | 2,64 | 2,50 | 2,74 | 2,80 | 2,78 | 2,91 |
| | | 13,0 | 2,48 | 2,37 | 2,57 | 2,61 | 2,60 | 2,69 | 2,82 | 2,96 |
| | | 26,0 | 3,71 | 3,65 | 3,73 | 3,76 | 4,22 | 4,12 | 4,82 | 4,74 |
| 65 | 71 | 0,6 | 2,32 | 2,22 | 2,84 | 2,68 | 2,84 | 2,84 | 2,88 | 2,91 |
| | | 13,0 | 2,43 | 2,40 | 3,95 | 3,88 | 4,44 | 4,51 | 4,51 | 4,62 |
| | | 26,0 | 3,60 | 3,50 | 5,27 | 5,30 | 5,41 | 5,47 | 5,77 | 5,86 |
| 81 | 87 | 0,6 | 3,06 | 3,10 | 4,70 | 4,72 | 4,89 | 4,95 | 5,18 | 5,30 |
| | | 13,0 | 3,58 | 3,44 | 4,83 | 4,65 | 4,98 | 4,79 | 5,40 | 5,42 |
| | | 26,0 | 4,02 | 3,95 | 6,47 | 6,32 | 6,83 | 6,77 | 7,12 | 7,14 |

Як практичне застосування розробленої методики розрахунку розглянемо розрахунок моменту тертя для сферичної опори, що має форму антифрикційних вкладишів згідно з розробленою в п. 2.1.2 за формулою (2.9).

Для розрахунку моменту тертя необхідно виконати наступну підстановку в (2.23), (2.27) і (2.28)

$$\iint_s f(j, q) ds = \sum_{k=1}^K \int_0^{q_B} \int_{g_k(q)}^{t_k(q)} l(q) dj dq,$$

де $g_k(\theta) = 2\pi (k-1)/k - s \cos \theta / (k R^2 \sin \theta_B)$;
 $t_k(\theta) = 2\pi (k-1)/k + s \cos \theta / (k R^2 \sin \theta_B)$.

(2.31)

Був проведений порівняльний розрахунок для схеми повного заповнення антифрикційним вкладишем сферичної основи в районі "полюса" сфери з рівною площею контакту і при інших рівних умовах. Середня величина моменту тертя для оптимальної схеми розміщення була більшою на 10 %, а величина усадки матеріалу вкладиша – на 15-20 % менше, що говорить про рівнонавантаженисть кожної ділянки полімерного вкладиша (тобто про більш довговічну роботу такого вкладиша).

Дослідження точності розрахунків при довільній орієнтації
вектора результуючих сил

| Орієнтація вектора ре- зультую-чих сил відносно площини розташуван- ня вкладишів | | Усереднений момент тертя, приведений до радіусу сфери- чної п'яти, кН | | | | | | | |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|----------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------|-------------------|------------------------|-------------------|------------------------|-------------------|------------------------|
| | | При питомому тиску P_a , МПа | | | | | | | |
| | | 0,6 | | 4 | | 8,6 | | 14,3 | |
| | | Орієнтація вектора результуючих сил відносно нахилу площини розташування вкладишів до горизонту | | | | | | | |
| | | 5 | | 35 | | 55 | | 75 | |
| q | j | на мо- делі | з роз- раху- нку | на мо- делі | з роз- раху- нку | на мо- делі | з роз- раху- нку | на мо- делі | з роз- раху- нку |
| 90 | 90 | 0,31 | 0,29 | 0,38 | 0,37 | 0,52 | 0,60 | 1,56 | 1,60 |
| 90 | 76 | 0,35 | 0,35 | 0,41 | 0,40 | 0,55 | 0,57 | 1,62 | 1,68 |
| 45 | 90 | 0,40 | 0,37 | 0,46 | 0,42 | 0,63 | 0,60 | 1,65 | 1,69 |
| 45 | 76 | 0,41 | 0,42 | 0,52 | 0,48 | 0,76 | 0,78 | 1,81 | 1,79 |
| 0 | 90 | 0,57 | 0,55 | 0,63 | 0,66 | 0,77 | 0,78 | 1,90 | 1,87 |
| 0 | 76 | 0,58 | 0,60 | 0,65 | 0,67 | 0,92 | 0,94 | 2,30 | 2,08 |

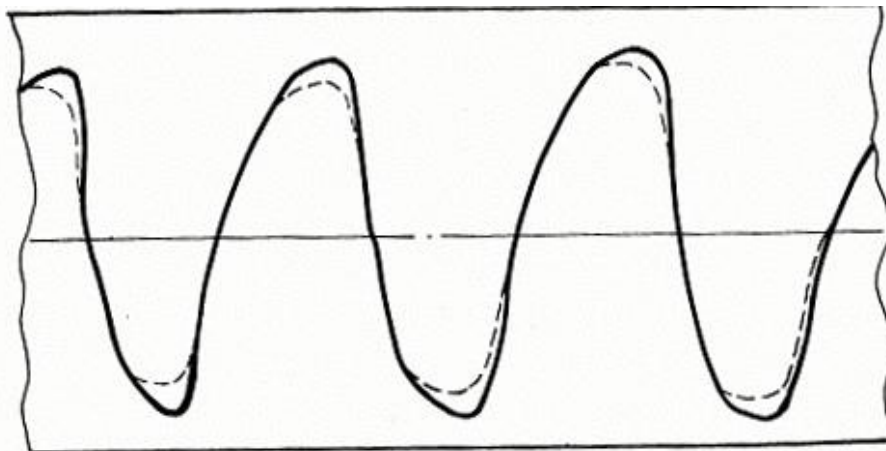


Рис. 2.8. Фрагмент осцилограми моменту тертя в сферичному шарнірі;
 ----- експериментальні значення;
 - - - - - розраховані на математичній моделі сферичного шарніра

Розрахунки моменту тертя для схеми розташування фрагментів полімерного вкладиша у порівнянні зі схемою їх розташування уздовж лінії перетину «полюса» (при рівній площі) також показало переваги нашої схеми, оскільки момент тертя був нижче на 20 %, а просадка сферичної п'яти – менше на 38 % .

$$\iint_s f(j, q) ds = \sum_{k=1}^K \left\{ \int_{q_1}^{q_{1/2} t_k(q)} \int_{g_k(q)} l(q) dj dq + \int_{q_{1/2} g_k^*(q)}^{q_2 t_k^*(q)} \int l(q) dj dq \right\},$$

де

$$\begin{aligned} g_k(\theta) &= 2\pi(k-1)/k - z_1(\theta); \\ t_k(\theta) &= 2\pi(k-1)/k + z_1(\theta); \\ z_1(\theta) &= \left[\frac{l(q_1) + l(q_2)}{2} - \frac{(q - q_{1/2})}{l_2} \cdot (l(q_1) - l(q_2)) \right] / (2R \sin q); \\ g_k^*(\theta) &= 2\pi(k-1)/k + \pi/k - z_2(\theta); \\ t_k^*(\theta) &= 2\pi(k-1)/k + \pi/k + z_2(\theta); \\ z_2(\theta) &= \left[\frac{l(q_1) + l(q_2)}{2} + \frac{(q_{1/2} - q)R}{l_2} \cdot (l(q_1) - l(q_2)) \right] / (2R \sin q). \end{aligned} \quad (2.32)$$

Узагальнюючи вищевикладене, можна сказати, що розроблена методика розрахунку параметрів сферичного шарніра дає можливість шляхом чисельних експериментів визначити необхідну схему розташування полімерних вкладишів залежно від режимів роботи і застосовуваних матеріалів згідно з заданими критеріями оптимізації (наприклад, мінімуму моменту тертя або мінімуму коливань взаємного зближення) і прогнозувати момент тертя в сферичних шарнірах з полімерними вкладишами.

2.2. Математична модель тертя в кульковому передавальному механізмі

Кульковий передавальний механізм є альтернативою гідравлічним передачам, які мають здатність передавати зусилля в довільному напрямі. В наш час до нього підвищився інтерес у зв'язку з можливістю роботи в умовах високих вібрацій, а також у випадках, коли не потрібно дотримання герметичності трубопроводу.

Основний розвиток теорія кулькового передавального механізму отримала в роботах вчених школи професора М.А.Шаумяна [289-290]. Ними розроблені конструкції різних варіантів цих пристроїв. Визначена широка область застосування. Однак в розрахункових формулах застосовано спрощений підхід, проведено аналіз тільки для прямолінійної і криволінійної ділянок і тільки для

радіальних сил, тобто сил, направлених уперек руху. Не врахована можливість криволінійної ділянки мати значну протяжність.

Розглянемо контактну взаємодію кульок одна з одною і фрикційну взаємодію кульок зі стінками трубопроводу з урахуванням наступних допущень, прийнятих у роботі [289]:

- 1) сила, що діє на початок трубопроводу, направлена уздовж його осі;
- 2) на прямолінійній ділянці трубопроводу кульки укладаються в шаховому порядку;
- 3) на криволінійній ділянці трубопроводу кульки укладаються уздовж його далекої стінки по відношенню до центра закруглення;
- 4) діаметр кульок менше діаметра трубопроводу;
- 5) відносного переміщення кульок не відбувається.

Кінематичний аналіз дозволяє виділити в такому трубопроводі 7 типових ділянок:

- 1) передача зусилля всередину трубопроводу (звичайно це здійснюється на прямій ділянці)(рис. 2.9);
- 2) пряма ділянка (рис. 2.9);
- 3) перехід з прямої ділянки на криволінійну (рис. 2.10);
- 4) криволінійна ділянка (рис. 2.10);
- 5) перехід з криволінійної ділянки на пряму (рис. 2.11);
- 6) перехід з криволінійної ділянки на криволінійну (рис. 2.12);
- 7) передача зусилля з трубопроводу назовні (звичайно на прямій ділянці)(рис. 2.9).

Загальний підхід у розв'язанні поставленої задачі полягає у визначенні величини зменшення зусилля, що передається за рахунок тертя кульок об стінки трубопроводу і за рахунок зміни напрямку зусилля, яке передається.

В цьому підрозділі були застосовані такі умовні позначення:

P – сила, прикладена на кульку зовні; α – кут поміж віссю трубопроводу та лінією, що з'єднує центри сусідніх кульок на прямолінійній ділянці трубопроводу; f – коефіцієнт тертя кульки об стінку трубопроводу; r – радіус кульки; d – внутрішній діаметр трубопроводу; R – радіус закруглення трубопроводу; F_{mp} – сила тертя, що виникає від тертя кульки об стінки трубопроводу; l – кут поміж напрямком вектора зусилля на кульку, що стоїть на початку закруглення та віссю AO_1 ; h – кут поміж AO_1 та OO_1 ; n – кількість кульок на прямолінійній ділянці; m – кількість кульок на криволінійній ділянці; χ – кут поміж OO_1 та O_1O_2 ; P_{np} – зусилля, що передається на сусідню кульку на прямолінійній ділянці трубопроводу; P_n – зусилля, яке створює кулька на стінку трубопроводу; v – швидкість руху; N – кількість ділянок; $P_{вх}$, $P_{вих}$ – зусилля на вході й виході; i – порядковий номер ділянки трубопроводу.

Розглянемо першу і другу ділянки (рис. 2.9).

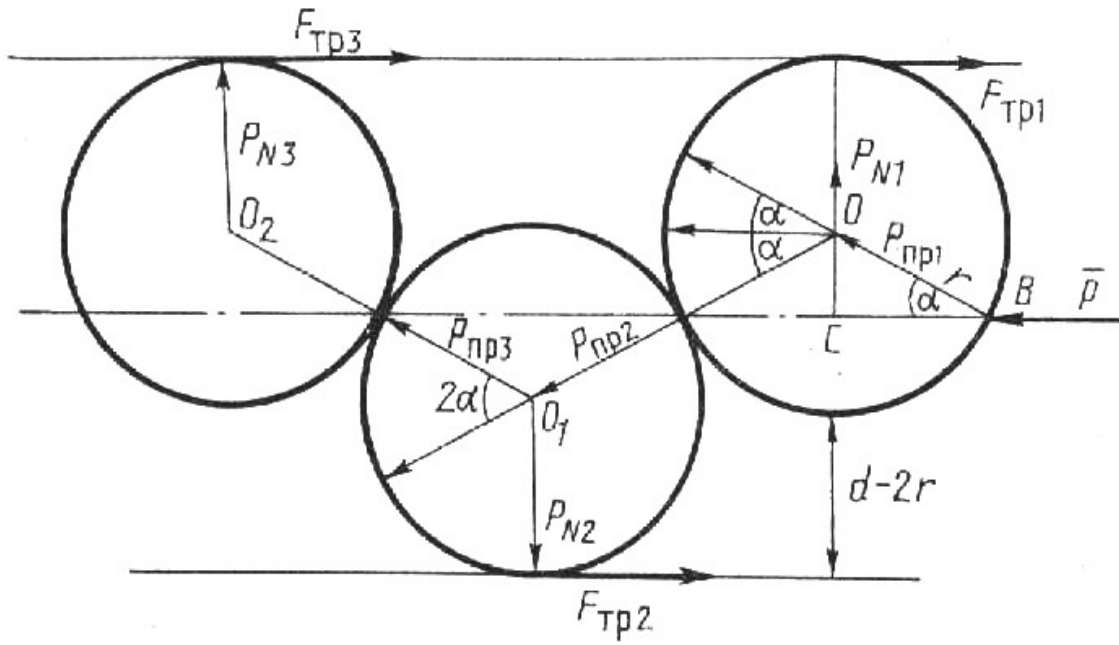


Рис. 2.9. Розрахункова схема взаємодії векторів зусиль при передачі зусилля всередину трубопроводу та на прямолінійній ділянці трубопроводу

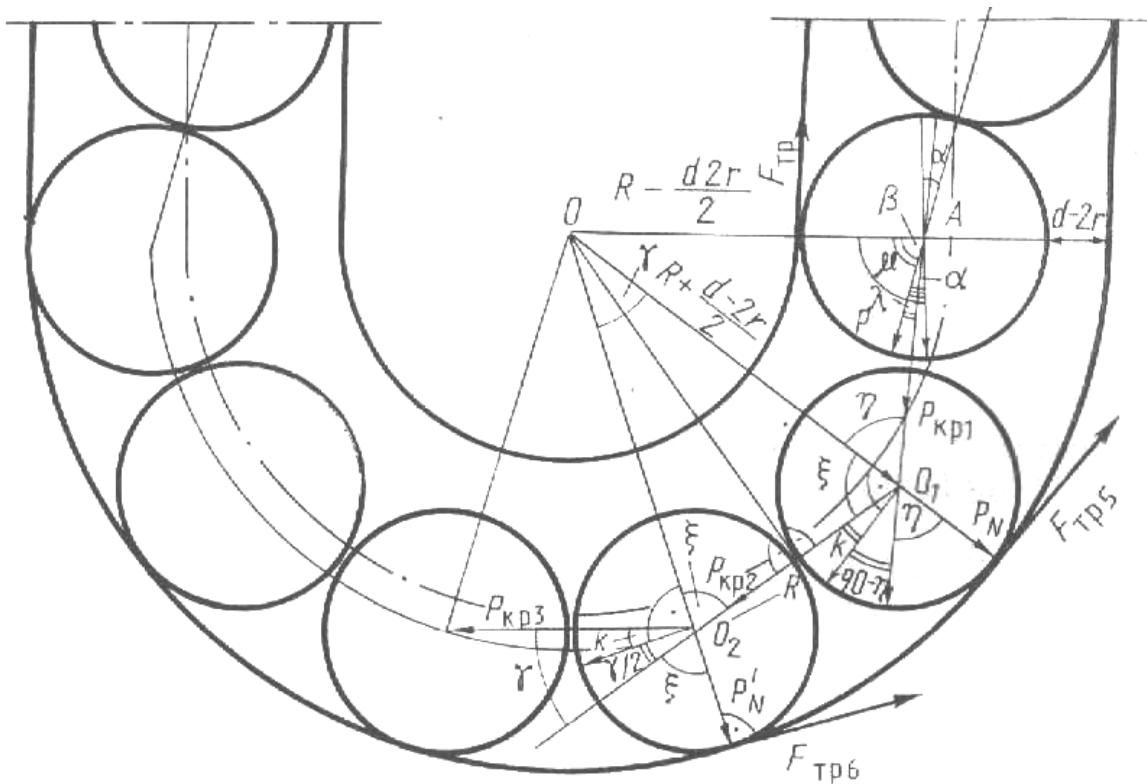


Рис. 2.10. Розрахункова схема взаємодії векторів зусиль на криволінійній ділянці трубопроводу

Оскільки зусилля між кульками передаються по лінії, що з'єднує їх центри, почнемо розрахунок для прямолінійної ділянки трубопроводу з визначенням кута, який оцінюється різницею діаметрів кульки і трубопроводу.

З ΔOBC маємо, що

$$a = \arcsin \frac{d - 2r}{2r} = \arcsin \left(\frac{d}{2r} - 1 \right). \quad (2.33)$$

Тоді зусилля, яке впливає на першу кульку, визначається вираженням

$$P_{\text{ПР}} = P \cos a. \quad (2.34)$$

Воно розкладеться на зусилля P_{N1} , діюче на стінку трубопроводу, і P_{np2} ,

діючу на сусідню кульку

$$P_{N1} = P_{\text{ПР}1} \cdot \sin a. \quad (2.35)$$

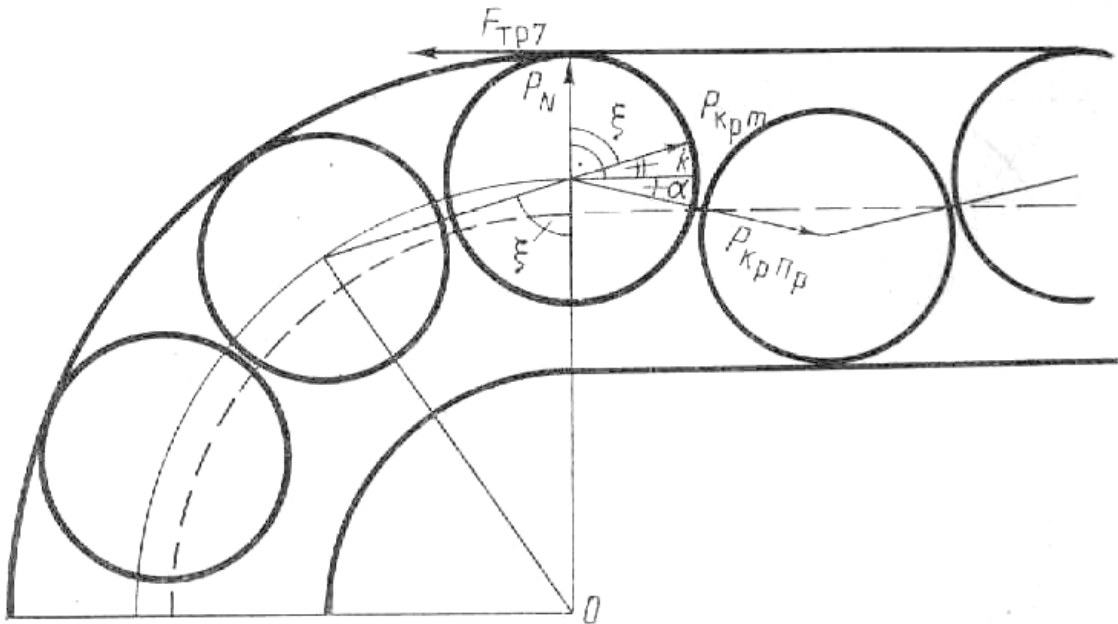


Рис. 2.11. Розрахункова схема взаємодії векторів зусиль при переході з криволінійної ділянки трубопроводу на пряму

Зусилля, що передається з першої кульки на другу, потрібно зменшити на величину сили тертя, викликаной P_{N1}

$$F_{\text{ТР}} = P_{N1} f = (P_{\text{ПР}1} \sin a) f \quad (2.36)$$

тоді

$$P_{\text{ПР}2} = P_{\text{ПР}1} \cos a = P_{\text{ТР}1} \cdot \cos a = P_{\text{ПР}1} (\cos 2a - f \cos a \cdot \sin a). \quad (2.37)$$

Повторивши аналогічно обчислення для другої кульки, отримаємо, що вона впливає на третю із зусиллям

$$P_{\text{ПР}3} = P_{\text{ПР}1} (\cos 2a - f \cos a \sin a)^2. \quad (2.38)$$

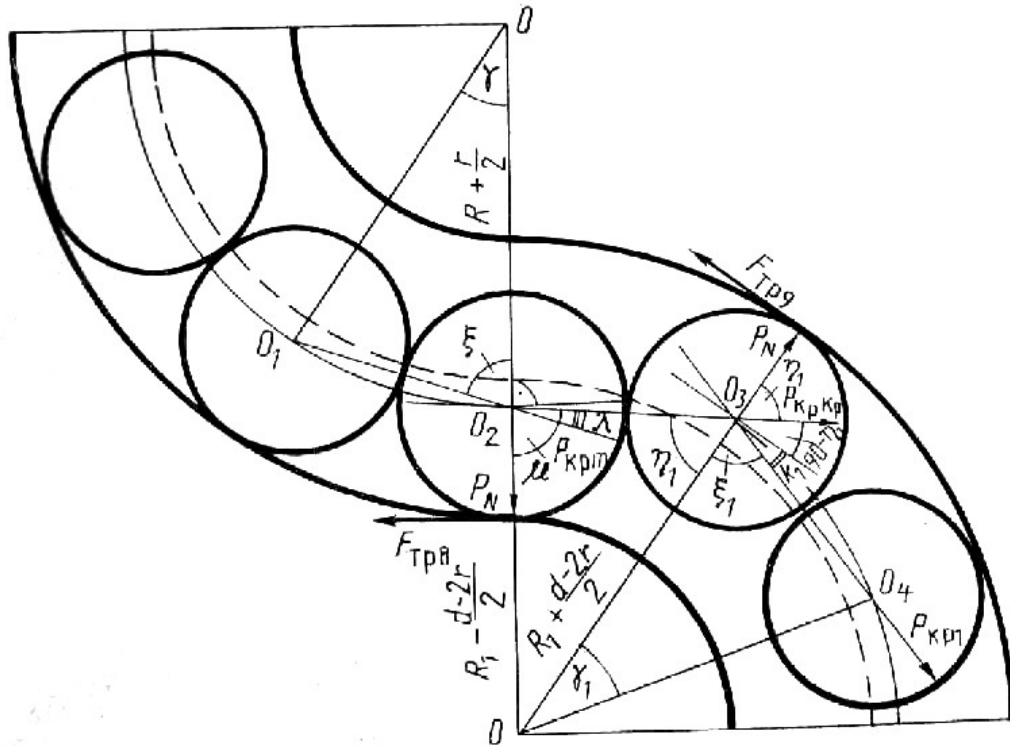


Рис. 2.12. Розрахункова схема взаємодії векторів зусиль на S-подібній ділянці трубопроводу

Тобто зусилля на n -у кульку на прямолінійній ділянці (виключаючи кульку на вході) визначається формулою

$$P_{ПРn} = P_{ПР1} (\cos 2a - f \cos a \cdot \sin a)^{n-1}. \quad (2.39)$$

Таким чином, коефіцієнт зниження зусилля на першій ділянці

$$K_1 = \cos a, \quad (2.40)$$

а на другій $K_2 = (\cos 2a - f \cos a \cdot \sin a)^{n-1}. \quad (2.41)$

Опустивши аналогічні перетворення і вважаючи, що коефіцієнт тертя кульки об стінку трубопроводу однаковий для всіх кульок, наведемо результати визначення коефіцієнтів в табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Коефіцієнти втрат на тертя на ділянках трубопроводу

| Формула | Найменування ділянки | Номер малюнка | Розрахункова формула коефіцієнта зниження зусилля, яке передається |
|---------|-----------------------------------------|---------------|--------------------------------------------------------------------|
| K_1 | Передача зусилля всередину трубопроводу | 2.9 | $\cos a$ |
| K_2 | Пряма ділянка | 2.9 | $(\cos 2a - f \cos a \sin a)^{n-1}$ |

| Формула | Найменування ділянки | Номер малюнка | Розрахункова формула коефіцієнта зниження зусилля, яке передається |
|---------|-------------------------------------------------|---------------|------------------------------------------------------------------------------------|
| K_3 | Перехід з прямої ділянки на криволінійну | 2.11 | $(\cos l - f \sin a \sin m) \times$ $[\cos(90 - h + k) - f \cosh \cdot \cos k]$ |
| K_4 | Криволінійна ділянка | 2.10 | $(\cos 2k - f \cos x \cdot \cos k)^{m-2}$ |
| K_5 | Перехід з криволінійної ділянки на пряму | 2.11 | $\cos(k + a) - f \cos x \cdot \cos a$ |
| K_6 | Перехід з криволінійної ділянки на криволінійну | 2.12 | $\cos l - f \cos x \cdot \sin m$ |
| K_7 | Передача зусилля з трубопроводу назовні | 2.11 | $\cos a (\cos 2a - f \sin a \cdot \cos a)$ |

Кути, що використовуються в цих формулах з урахуванням співвідношення (2.35), мають такі значення:

$$m = \arccos \frac{2r^2 - R(d - 2r)}{2r^2 - r(d - 2R)}; \quad (2.42)$$

$$h = \arccos \frac{2R(d - 2r) + 4r^2}{2r(2R + d - 2r)}; \quad (2.43)$$

$$g = 2 \arcsin \frac{2r}{2R + d - 2r}; \quad (2.44)$$

$$k = \arcsin \frac{r}{R + \frac{d}{2} - r}; \quad (2.45)$$

$$x = \arcsin \frac{p - g}{2}; \quad (2.46)$$

$$l = m - x. \quad (2.47)$$

Розрахуємо тепер кількість кульок, які вміщуються на кожній ділянці трубопроводу.

Для другої ділянки відстань між центрами OO_1 буде дорівнювати (з рис. 2.9)

$$l_{OO_1} = 2 r \operatorname{ctg} a, \quad (2.48)$$

тоді, на прямолінійній ділянці трубопроводу, довжиною l_n , буде розміщена така кількість кульок

$$n_n = \frac{l_n}{l_{O_1O_2}} = \frac{l_n}{2r \operatorname{ctg} a} . \quad (2.49)$$

На криволінійній ділянці (Рис. 2.11) , з урахуванням допущення 3, відстань O_1O_2 буде знайдена як

$$l_{O_1O_2} = 2 \left[R + \frac{(d - 2r)}{2} \right] \sin g . \quad (2.50)$$

Якщо довжина криволінійної ділянки визначається через ρ – кут сектора, на якому ця ділянка закругляється, тоді кількість кульок на ній буде дорівнювати

$$n_k = \frac{r}{2g} . \quad (2.51)$$

На всіх перехідних ділянках треба додавати по одній кульці.

Порядок розрахунку трубопроводу довільної форми полягає у наступному. Спочатку на ньому виділяються типові ділянки і визначається кількість кульок на них. Для кожної ділянки розраховується свій коефіцієнт втрат. Потім всі коефіцієнти перемножуються і множаться на вхідне зусилля. У результаті буде розраховане зусилля на виході трубопроводу [289]

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}} \prod_{i=1}^N K_i . \quad (2.52)$$

Коефіцієнти, що розраховуються, напряму пов'язані з коефіцієнтом корисної дії (ККД) кулькового передавального механізму [238]

$$ККД_i = K_i . \quad (2.53)$$

Всі виведені вище формули зроблені з припущення, що коефіцієнт тертя незначно змінюється зі зміною тиску на кожен окрему кульку. Але ж, як виходить з формули (4.56), нормальне зусилля, яке і визначає силу тертя дорівнює

$$\begin{aligned} P_{Nn} &= P_{\text{ПП1}} (f(P_{n-1}) \cos a \cdot \sin a)^{n-1} = \\ &= P_{\text{ПП1}} \frac{(f(P_{n-1}))^{n-1}}{2} (\sin 2a)^{n-1} . \end{aligned} \quad (2.54)$$

Зі збільшенням n обидва множники в цій степені будуть зменшуватися, бо і коефіцієнт тертя і $\sin a$ – менші за одиницю. Отже буде зменшуватися і тиск на кожен наступну кульку.

Для більш точних розрахунків треба використовувати залежність коефіцієнта тертя кульки по трубопроводу від тиску на неї і використовувати для точного визначення втрат на кожній кульці.

2.2.1. Результати числового дослідження математичної моделі кулькового передавального механізму

Розглянемо залежність комплексу втрат на прямій ділянці трубопроводу K_2 (табл. 2.4) від співвідношення $d/2r$ (рис. 2.13), при $f = 0.02$, що відповідає режиму тертя в умовах консистентного мастила.

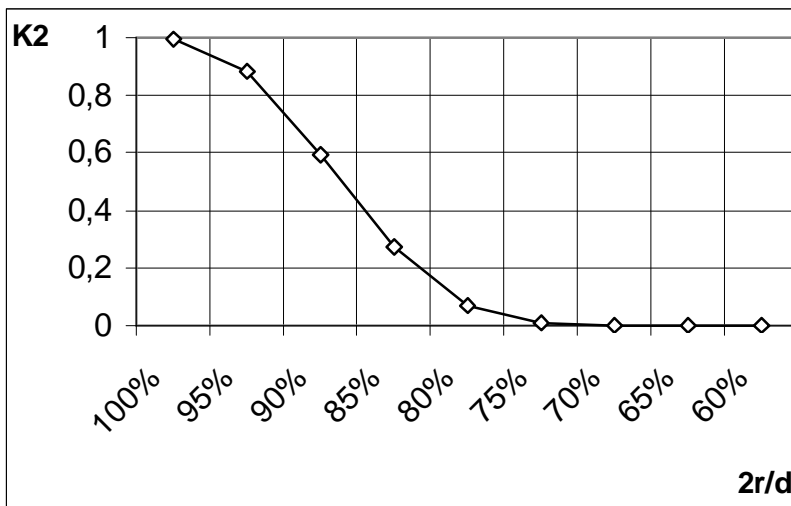


Рис. 2.13. Залежність комплексу K_2 (ордината) від $2r/d$ (абсциса)

Очевидно, що розглядати комплекс K_2 при $2r/d \leq 0,5$ недоцільно, бо це означає, що діаметр кульки буде удвічі перевищувати діаметр трубопроводу і кульки будуть вкладатися в трубопроводі по двоє, що не відповідає умовам експлуатації кулькового передавального механізму. Отримані результати показують, що оптимальне співвідношення $2r/d = 100\%$, але його неможливо досягнути, оскільки тертя кульок по стінках трубопроводу в цьому випадку, буде здійснюватися по всій окружності стінки (що повинно збільшити коефіцієнт тертя), а також з причини потреби в технологічному зазорі, при здійсненні переходу з прямолінійної ділянки трубопроводу на криволінійну.

Для того, щоб перевірити залежність коефіцієнту втрат K_3 , який визначається при передачі зусилля з прямолінійної ділянки на криволінійну з радіусом закруглення $R = 0,1$ м, використаємо ті ж самі умови розрахунку, що і в попередньому випадку (рис. 2.14).

Загальний характер цієї залежності такий же, як і попередньої – чим менше діаметр кульки у порівнянні з діаметром трубопроводу, тим більше втрат зазнає зусилля, що передається. Але у цьому випадку, зменшення удвічі коефіцієнта K_3 настає при $2r/d = 57\%$, а для прямолінійної ділянки трубопроводу половинне зменшення K_3 відбувається вже при $2r/d = 88\%$, що говорить про підвищений вплив співвідношення $2r/d$ на K_2 .

Іншу залежність від $2r/d$ демонструє комплекс K_4 для визначення втрат на криволінійній ділянці трубопроводу (рис. 2.15) при тих же початкових умовах. Тут можна бачити, що залежність втрат від співвідношення діаметрів куль-

ок і трубопроводу зворотна, але вона дуже слабка: при зміні $2r/d$ удвічі, K_4 змінюється всього на 1,1 %, тому можна робити висновки про відсутність залежності втрат на тертя в криволінійних ділянках трубопроводу від діаметра кульок.

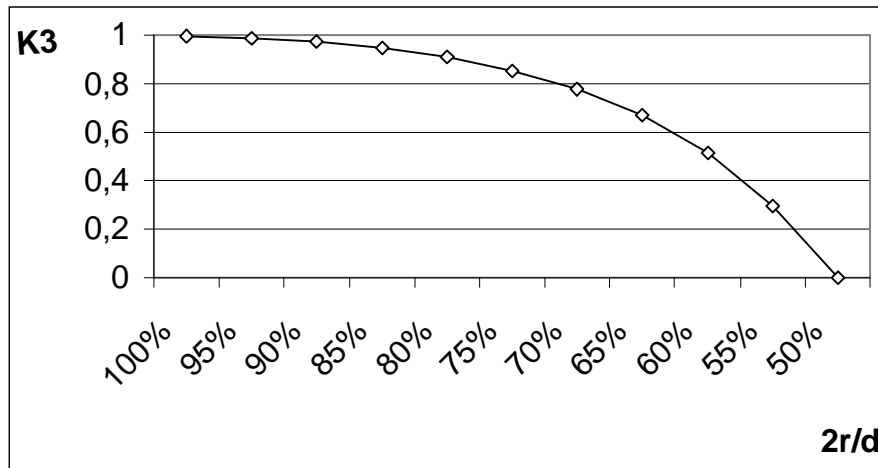


Рис. 2.14. Залежність комплексу K_3 (ордината) від $2r/d$ (абсциса)

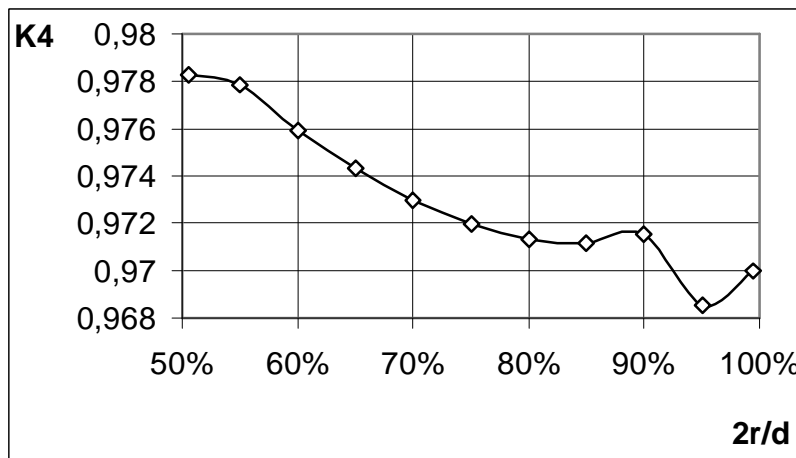


Рис. 2.15. Залежність комплексу K_4 (ордината) від $2r/d$ (абсциса)

Втрати зусилля, що передається в кульковому передавальному механізмі на ділянці переходу з криволінійної ділянки на прямолінійну, визначаються коефіцієнтом K_5 , залежність якого від співвідношення $2r/d$ має вигляд (рис. 2.16), при тих же початкових умовах, тотожний з залежністю K_3 , але подвійне зменшення значення для K_5 настає пізніше – при $2r/d = 52\%$.

Розрахунки, в тих же умовах, для коефіцієнта втрат на S-подібній ділянці $K_6 = 0,99913$, показують, що цей коефіцієнт має значення, яке мало відрізняється від одиниці, і отже, він мало впливає на втрати на тертя в кульковому передавальному механізмі.

З отриманих результатів видно, що зменшення діаметру кульок по відношенню до діаметра трубопроводу збільшує втрати на тертя в ньому, зменшує

його ККД практично для всіх параметрів, або несуттєво впливає на його значення.

Як показують результати цього чисельного експерименту, втрати на всіх перехідних ділянках трубопроводу практично однакові, що дозволяє нам при проектуванні кулькового передаточного механізму застосовувати будь-які комбінації елементів трубопроводу, але велике чисельне значення цих комплексів доводить, що кількість таких комбінацій повинна бути мінімальною.

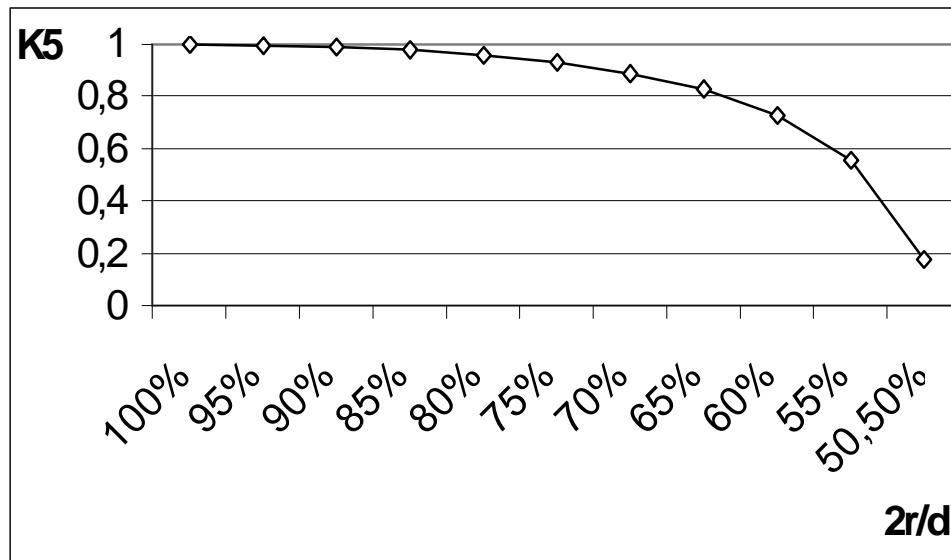


Рис. 2.16. Залежність комплексу K_5 (ордината) від $2r/d$ (абсциса)

Такий розрахунок забезпечує проектувальників кулькових передавальних механізмів повною інформацією про вимоги до підбору мастила і матеріалів пар тертя.

2.2.2. Дослідження математичної моделі кулькового передавального механізму на експериментальній установці

Для перевірки теоретичних формул з п.2.2 були проведені експерименти на ділянці сталевого трубопроводу з параметрами: діаметр трубопроводу – $d = 20$ мм; діаметр кульки – $2r = 19$ мм; радіус закруглення двох ділянок трубопроводу – $R = 100$ мм; кількість кульок на прямій ділянці трубопроводу – $n = 23$; кількість кульок на закругленій ділянці трубопроводу – $m=16$; мастило ВНИИ НП-279. Установка для моделювання кулькового передавального механізму відповідала схемі з рис. 1.32.

Ці дані використані для експериментів на установці зворотно-поступального тертя (за схемою, наведеною на рис. 1.30) з тим же зусиллям навантаження (30 кН) і швидкістю відносного ковзання (1 м/с). Кулька підтискалась до внутрішньої стінки трубопроводу, розрізаного по твірній (рис. 2.18).

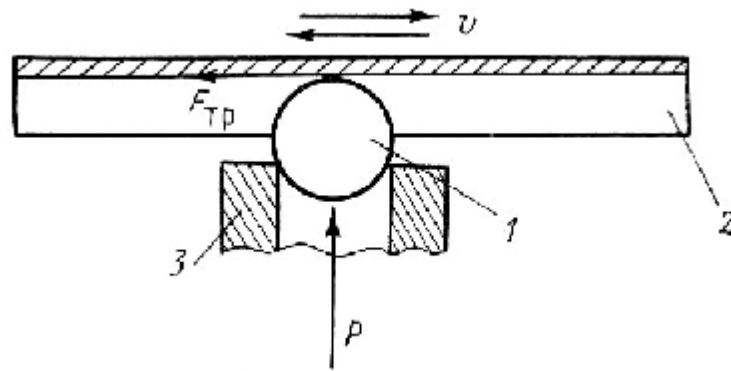


Рис. 2.17. Схема визначення коефіцієнта тертя кульки (1), яка утримується в стакані (3) по фрагменту трубопроводу (2)

Коефіцієнт тертя f становив 0,085. Цей результат, в припущенні, що його значення незмінне для всього діапазону нормальних зусиль для всіх кульок трубопроводу, був використаний для розрахунку за формулами з табл. 2.4 і (2.42) – (2.47) порівняння з результатами експерименту для різних вхідних зусиль (табл. 2.5). Як видно з наведених результатів, найбільша похибка спостерігається при самих малих і самих великих навантаженнях. У першому випадку це пояснюється не контрольованими втратами на тертя в датчиках зусиль, які в цьому випадку значні у порівнянні з втратами на тертя в самому механізмі. У другому випадку, – деформацією трубопроводу через внутрішні зусилля, внаслідок чого змінюється геометричний розмір отворів на ділянках переходу з однієї кривизни на іншу. При цьому кульки вступають в контакт з протилежною стінкою трубопроводу, що збільшує втрати на тертя.

Таблиця 2.5

Порівняльні досліди з визначення втрат на тертя в кульковому передавальному механізмі з розрахунками за формулами з п. 2.2

| Зусилля на вході трубопроводу, кН | Зусилля на виході трубопроводу, кН | | Похибка розрахунку, % |
|-----------------------------------|------------------------------------|--------------|-----------------------|
| | в експерименті | з розрахунку | |
| 5 | 3,200 | 2,747 | 14,2 |
| 10 | 5,200 | 5,493 | 5,6 |
| 15 | 7,800 | 8,240 | 5,6 |
| 20 | 10,400 | 10,990 | 5,9 |
| 25 | 13,000 | 13,733 | 5,6 |
| 30 | 15,400 | 16,480 | 7,0 |
| 35 | 16,342 | 19,227 | 15,0 |

Отримана залежність дає можливість визначати і необхідну величину коефіцієнта тертя по заданому коефіцієнту корисної дії (ККД). Так, для випробуваного трубопроводу при ККД = 0,65 необхідно, щоб $f = 0,0044$. Такий розраху-

нок забезпечує проектувальників кулькових передавальних механізмів повною інформацією про вимоги до підбору мастила.

Отже, експериментально доведено, що розроблені формули з середньою похибкою, в середньому, 8,4 % відповідають реальним процесам в механізмі, що розглядається.

2.3. Нелінійні статистичні моделі, побудовані на підставі результатів триботехнічних експериментів

Опис триботехнічних експериментальних даних у вигляді формул в наш час зводиться, в основному, до вибору вигляду апроксимуючої функції $\varphi(x)$, формуванню матриці початкових даних і застосуванню того або іншого методу розрахунку чисельних значень коефіцієнтів залежності.

Найбільш популярною є теорія планування експерименту [2, 86, 178, 275], де в якості апроксимуючої залежності використовується поліном другого порядку, а в якості апроксимуючого алгоритму - метод найменших квадратів. Тим часом цей метод ефективний тільки для оптимального плану. В умовах пасивного експерименту або при включенні як вихідних чинників фізико-механічних властивостей матеріалів, довільна зміна значень яких неможлива, більш ефективний метод покрокової регресії [192-194], оскільки на кожному етапі включення чергового чинника в апроксимуючу залежність коефіцієнти при включених раніше чинниках коректуються, що збільшує точність апроксимації і прогнозує властивості цієї залежності. У подальшому, недолік цього методу - побудова тільки лінійної залежності – було усунено. Так, в роботах [193-194] показана можливість отримати залежність у вигляді композиції поліномів другого порядку і експоненти з вибором будь-якого поєднання (до 22 варіантів) і з перетворенням вихідної експериментальної матриці в набір комплексів.

У протиположності методу найменших квадратів метод групового обліку аргументів [105] ставить своєю метою мінімізувати похибку прогнозування на перевірочній послідовності, а розрахунок коефіцієнтів залежності і вибракування незначущих чинників проводяться на навчальній послідовності експериментальних даних. Вибір критерію регулярності і критерію мінімуму зміщення дозволив отримати залежність коефіцієнта тертя від режимів робіт для гальмових матеріалів [6, 55, 80, 95, 125, 207].

Однак у всіх випадках для обробки будь-яким методом дослідники спеціально підбирають такі експериментальні дані, щоб дотримувалося правило закономірних змін коефіцієнта тертя від вхідних чинників. Це викликано якісними змінами процесу тертя із зміною режимів роботи. Саме якісні переходи визначають велику кількість суперечливих думок різних авторів про вигляд залежності коефіцієнта тертя полімерних матеріалів. В роботі [134] наведена таблиця,

що визначає абсолютно протилежну (як зростаючу, так і спадаючу) залежність для одних і тих же матеріалів.

Існує розділення процесу тертя на групи за рівнем його коефіцієнта тертя [134]: тертя ювенільних поверхонь - 0,8-6,0; тертя окислених фізико-хімічних чистих поверхонь - 0,4- 0,8; рубіжний режим граничного тертя - 0,2- 0,6 і т.д., всього п'ять різних режимів. З іншого боку, розроблені якісні графіки зміни коефіцієнта тертя від навантаження, швидкості і температур для металів [134] (рис. 4.31) і полімерів [36] (рис. 2.18), які показують принципову неможливість підбору вигляду апроксимуючої залежності для усього допустимого діапазону режимів роботи матеріалів.

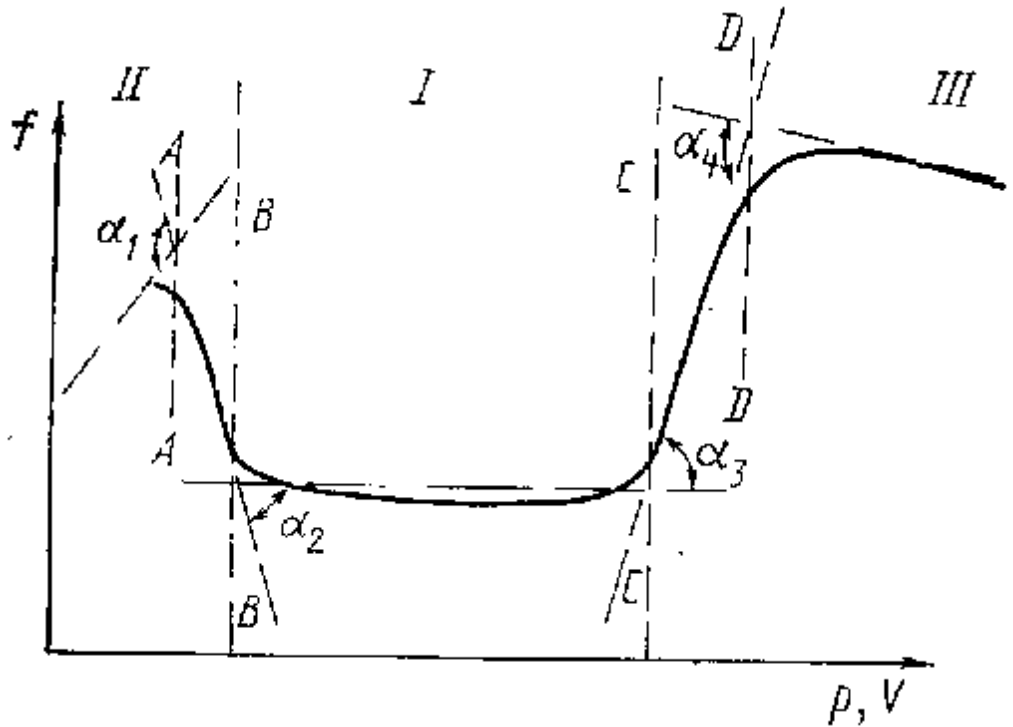


Рис. 2.18. Якісна залежність коефіцієнта тертя f від тиску p і швидкості v для металів:

I – окислювальний знос; II – схоплювання I роду; III – схоплювання II роду

Потрібно також зазначити, що в процесі тертя полімер-полімерних пар з близькими температурами якісних переходів вигляд узагальненого графіка може змінюватися і мати ще більшу кількість перегинів. Тому для чисельного аналізу таких експериментальних даних необхідно скористатися теорією розпізнавання образів [5, 117, 191, 276]. Вона має безліч гілок, але два генеральних напрямки: а) побудова лінійної розділюючої функції (ЛРФ) по пред'являємим значенням навчальної вибірки, де кількість класів відома, з подальшим віднесенням нового об'єкта до якого-небудь класу згідно із значенням ЛРФ; б) автоматичне розбиття на класи (кластеризація) об'єктів. При цьому, кількість класів або задається заздалегідь, або кластеризація проводиться від числа класів, що дорівнює

числу об'єктів з наступним їх зменшенням до отримання тільки одного класу. Можливі варіанти зупинки процесу кластеризації, наприклад, за правилом мінімізації міжкластерної дисперсії [69]. Однак всі ці методики розраховані на непересічні класи об'єктів, що для триботехніки не характерно. Наприклад, один і той же рівень коефіцієнта тертя можна отримати при питомих навантаженнях, що розрізняються в сотні разів (наприклад, для фторопласту $f \gg 0,1$, при $p_a = 0,0005$ МПа і при $p_a = 1,0$ МПа при $v = 0,01$ м/с по торцевій схемі тертя циліндричних зразків, а в проміжку цих режимів випробувань він трохи вищий).

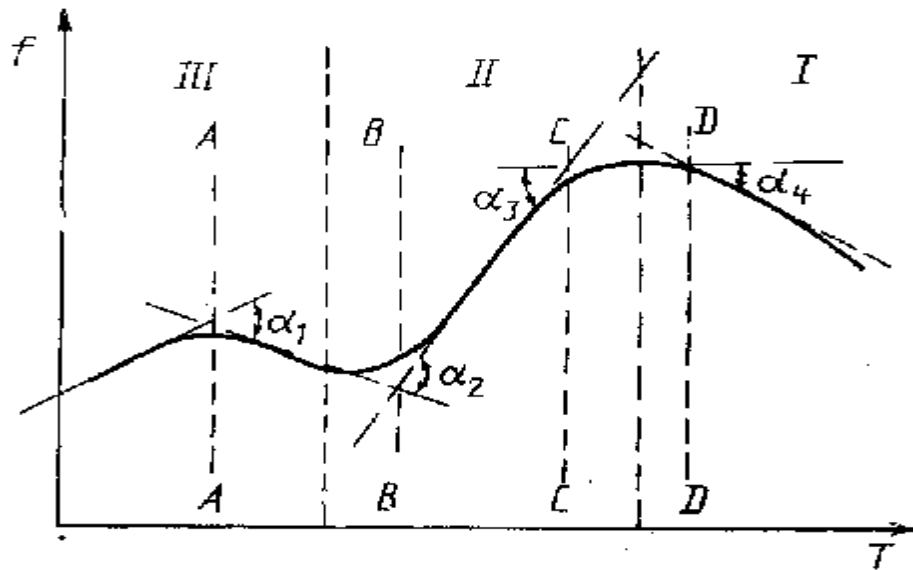


Рис 2.19. Якісна залежність коефіцієнта тертя f від температури T для полімерів: I – високоеластичний стан; II – перехідна область; III – склоподібний стан

Тому при формуванні алгоритму кластеризації необхідно скористатися апріорною інформацією про характер зміни коефіцієнта тертя, що дозволяє побудувати специфічний алгоритм апроксимації експериментальних даних, який має прогнозуючі властивості.

Далі застосовані такі умовні позначення :

M - кількість чинників експериментів; N - кількість експериментів; K - кількість кластерів; f_k - коефіцієнт тертя для експериментів, що належать до k -го кластера; HV - твердість матеріалів пари тертя за Брінеллем, МПа; індекс «т» означає далі більш твердий з матеріалів пари тертя, «м» – більш м'який; q - крайові кути змочування матеріалів водою, рад; T – температура випробувань, К; p_a – номінальний тиск в парі тертя, МПа; v – швидкість відносного ковзання, м/с; $\alpha_1, \dots, \alpha_4$ – кути істотних відмінностей ділянок розбиття; A, B, C, D – межі розбиття.

Нехай маємо двовимірну матрицю експериментів X_{ij} , ($1 \leq i \leq M, 1 \leq j \leq M$). Тут в перших $M - 1$ стовпцях містяться режими роботи і фізико-механічні властивості пари тертя, а в M -му стовпці - значення коефіцієнта тертя. Для кожного чинника розрахуємо математичне сподівання M_i і середнє квадратичне відхи-

лення σ_i . Далі перетворюємо кожний елемент матриці за правилом [139], $(X_{ij} - Mi) / \sigma_i$, переводячи його значення з діапазону натуральних чисел в діапазон $[\pm 4]$ з імовірністю 98 %. Транспонуємо цю матрицю з утворенням нової X_{ji}^{-1} . Розрахуємо для неї квадратну матрицю відстаней D_{il} ($1 \leq l \leq N$), що визначаються з урахуванням співвідношень, отриманих в роботах [191, 276].

Один елемент в цій матриці визначає "відстань" від кожного експерименту до всіх інших в модифікованому просторі чинників експерименту. Знайдемо мінімальний елемент матриці $d_{il \min}$.

З j і l експериментів утворимо кластер, значення чинників для якого усереднюються, тобто ніби з двох утвориться один експеримент. При цьому по новій, зменшеній на один елемент, матриці X_{ji}^{-1} розраховується нова матриця відстаней. Потім знову знаходиться мінімальний елемент матриці D_{jl} і т. д. Критерієм зупинки процесу кластеризації є наступне правило. Для елементів кожного кластера утвориться своя матриця X_{ij} , по якій розраховуються коефіцієнти лінійної регресії [5, 276]

$$f_k = \sum_{i=1}^{M-1} \dot{a} b_i x_{ik} + a_k, \quad (2.55)$$

процес кластеризації припиняється по умові

$$\max \left[\arctg \frac{|b_{ik} - b_{is}|}{1 - b_{ik} \cdot b_{is}} \right] > 0,5 \dots 0,7, \quad (2.56)$$

яка вибрана з припущення, що кут між сусідніми прямими ділянками графіка залежності коефіцієнта тертя по кожному чиннику складає не менше за $30-45^\circ$ (рис. 2.18 і 2.19). Тут b_{ik} і b_{is} є, по суті, тангенсами кутів нахилу a_k і a_s до прямих по відношенню до осі абсцис, що описують k -й і s -й класи, тобто якщо перетворити вираження в квадратних дужках, отримаємо

$$\frac{\operatorname{tg} a_k - \operatorname{tg} a_s}{1 - \operatorname{tg} a_k \cdot \operatorname{tg} a_s} = \frac{\sin a_k \cos a_s - \sin a_s \sin a_k}{\cos a_k \cos a_s - \sin a_k \sin a_s} = \frac{\sin(a_k - a_s)}{\cos(a_k - a_s)} = \operatorname{tg}(a_k - a_s).$$

По завершенню кластеризації буде утворено K кластерів, в які входять N_k експериментів ($1 \leq k \leq K$). Пронумеруємо ці кластери від 1 до K і встановимо відповідність цим номерам (C_k), як вихідним параметрам з вхідними параметрами експериментів, і розрахуємо коефіцієнти залежності від них для C_k за ме-

тодикою [276]

$$C_k = \underset{k}{y}(x_i). \quad (2.57)$$

Далі розрахуємо залежність коефіцієнта тертя від перетворених, згідно з даними роботи [191], вхідних параметрів для кожного кластера за відомою методикою [276].

$$f_k = j_k(x_i) \quad (2.58)$$

Тепер для визначення коефіцієнта тертя будь-якої пари тертя необхідно задатися фізико-механічними властивостями матеріалів і режимами роботи. Після чого ці параметри підставляються у вираження (4.36). Якщо значення функції не буде точно вказувати на номер кластера, а знаходиться між двома номерами C_k і C_{k-1} , то приналежність до k -го кластера цього експерименту буде визначатися з співвідношення

$$C_k - C_{k-1} \text{ £ } \frac{\min(N_k, N_{k-1})}{\max(N_k, N_{k-1})} \quad (2.59)$$

По C_k виберемо залежність f_k згідно з вираженням (2.58)-(2.59) і, підставивши туди початкові дані, розрахуємо значення коефіцієнта тертя.

2.4. Побудова статистико-математична моделі експериментальних даних, що містять якісні переходи

Умовні позначення в цьому пункті такі ж, як у п. 2.3.

Застосуємо алгоритм апроксимації триботехнічних даних, викладений в п. 2.3 для перевірки на метал-полімерних парах тертя, в основному на таких, що містять фторопласт: нержавіюча сталь 12x18... алюмінієвий сплав Амг-6; алюмінієвий сплав Амг-6... графотектоліт; нержавіюча сталь 12x18... фторопласт; алюмінієвий сплав Амг-6... фторопласт-4; нержавіюча сталь 12x18... металофторопласт; алюмінієвий сплав Амг-6, покрита лаком ФБФ... нержавіюча сталь 12x18; алюмінієвий сплав Амг-6, покритий лаком ФБФ... фторопласт-4; алюмінієвий сплав Амг-6, покритий лаком ФБФ... графотекстоліт.

У експериментах за схемою торцевого тертя циліндричних зразків температура змінювалася в межах – 293–323 К, номінальний тиск – 2,0–90,0 МПа, швидкість відносного ковзання – 0,1–15 м/с, твердість матеріалів за Брінеллем – 20–450 МПа, крайові кути змочування водою матеріалів – 0,6–1,6 рад, коефіцієнт тертя – 0,01–0,2. Після розрахунку були утворені 4 кластери, розділяючі функції яких мали вигляд

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 1,16 \cdot 10^{-3} HB_T + 0,6HB_M + 17,8q_T - 250q_M - 0,19T + 0,28p_a - 21v + 302 \\ C_2 &= -8 \cdot 10^{-5} HB_T + 0,56HB_M - 8,6q_T - 245q_M - 0,37T - 0,08p_a + 8,3v + 379 \\ C_3 &= -2,1 \cdot 10^{-3} HB_T + 0,55HB_M - 18,4q_T - 233q_M - 0,44T - 0,24p_a + 12v + 397 \\ C_4 &= 5,1 \cdot 10^{-3} HB_T + 0,54HB_M - 15q_T - 241q_M - 0,44T - 0,38p_a + 30v + 389 \end{aligned} \right\} \quad (2.60)$$

Середня імовірність вірного віднесення до свого класу (за матеріалами навчальної вибірки) становить 0,76, а імовірність помилкового віднесення до іншого класу – 0,35. Параметр D^2 , що характеризує якість розбиття [108, 229], є 174.

Апроксимація залежності коефіцієнта тертя від фізико-механічних властивостей матеріалів і режимів роботи для кожного кластера виконана за методикою [139] і після відкидання незначущих чинників має вигляд

$$\left. \begin{aligned} f_1 &= 1,17 \cdot 10^{-5} HB_M T - 0,00633 \ln p_a - (0,0028T + 0,08v)q_T + 0,07 \\ f_2 &= -0,00106q_T p_a + 0,07 \\ f_3 &= 0,096 \\ f_4 &= 0,145 \end{aligned} \right\} (2.61)$$

Формули для 3 і 4 класів у системі (2.61) показують, що отримані класи настільки вузькі, що для них не існує вираженої залежності. Середня похибка апроксимації для них й становить 14 %.

А порядок її застосування наступний :

- визначаються твердість та крайовий кут змочування для матеріалів пари тертя, а також режими її випробування;
- ці числові параметри підставляються в кожен з формул (2.60);
- кластер вважається обраним для тієї з формул, яка дає найбільше значення серед інших;
- у системі (2.61) обирається формула для визначеного кластера, за якою і розраховується коефіцієнт тертя.

Для порівняння отриманої методики з існуючими виконано розрахунок по методу дискримінантного аналізу [276]. Для розбиття на 3 кластери параметр D^2 дорівнює 150, що на 18 % менше отриманого за запропонованою методикою. Середня імовірність вірного розпізнавання становить 0,68, але імовірність помилкового віднесення об'єкта до іншого класу 0,6, що набагато більше, ніж для запропонованої методики.

Ті дані були оброблені з метою отримання загальної залежності коефіцієнта тертя від параметрів експерименту за методикою, описаною в роботах [193, 195]. Отримана залежність має вигляд

$$f = \ln \frac{HB_T^{0,0189}}{p_a^{0,0186}} + (7,4 \cdot 10^{-4} v - 9,3 \cdot 10^{-7} T)T - 4,8 \cdot 10^{-4} HB_T p_a + 0,096. \quad (2.62)$$

Середня похибка апроксимації для (5.36) становила 30 %. Таким чином, порівняльні розрахунки показали перевагу запропонованої методики, оскільки вона дозволяє підвищити імовірність розпізнавання вірного класу, дає можливість отримати більш виражені кластери, знижує похибку апроксимації.

3. МЕТОДИ ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТІВ ТА ОПТИМІЗАЦІЇ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ

3.1. Планування і аналіз триботехнічних експериментів за допомогою $ПП_t$ – чисел Соболя

Збільшення складності задач, що постають в наш час перед технікою взагалі і триботехнікою зокрема, вимагає від теорії планування експерименту розробки нових, більш складних планів (в основному змішаних, якісно-кількісних), а від теорії експериментального пошуку надійного і швидкого знаходження у вказаному діапазоні екстремумів функції з безліччю вершин. Рішення цих задач можна знайти, використовуючи рівномірний розподіл, розроблений І. М. Собоєм [223-224]. $ПП_t$ – розподіл для рівномірного заповнення багатовимірною куба має такі властивості: 1) Характеристики рівномірності заповнення гіперпростору є найкращими серед усіх відомих на цей час рівномірно розподілених послідовностей. 2) Кожна наступна точка $ПП_t$ – послідовності не порушує, а поліпшує рівномірність заповнення гіперпростору.

Умовні позначення:

Int – функція виділення цілої частини числа; Dec – функція виділення дробової частини числа; Rnd – функція округлення числа до цілого; T – двовимірний таблиця чисел І. М. Соболя; N – розмірність гіперпростору (кількість чинників); M_j – кількість рівнів зміни i -го чинника; z_{ij} $ПП_t$ – число з порядковим номером i для чинника j ; x_{ij} – j -й чинник планування експерименту ($1 \leq i \leq N$) для i -го рівня ($1 \leq j \leq N$); L_i – найбільший номер стовпця таблиці T для i -ї точки плану; a – чисельне значення рівнів чинників для “зоряних точок” в теорії планування експериментів [2]; i – номер точки плану; j – номер координати гіперпростору; k, l – змінні параметри функції суми.

Порядок розрахунку чисел $ПП_t$ – розподілу полягає [200] у визначенні чергового номера точки послідовності i , розмірності гіперпростору N і у використанні функцій виділення цілої Int і дробової Dec частини числа, а також зазделегідь розрахованої таблиці T . Тоді j -а координата гіперпростору ($1 \leq j \leq N$) буде знайдена з вираження

$$z_{ii} = \sum_{k=1}^{L_i} \sum_{l=k}^{L_i} Int \left[2Dec \left(T_{i, \frac{l}{2}}^{l+1-k} \right) \right] \cdot Int \left[2Dec \left(T_{i, \frac{l}{2}}^l \right) \right]; \quad (3.1)$$

$$L_i = 1 + Int(\log_2^i). \quad (3.2)$$

3.1.1. Планування експериментів

Незважаючи на невипадковий алгоритм отримання чисел $ЛП_t$ – розподілу, вони мають вельми низький коефіцієнт кореляції. Так, якщо для перших 8 точок, наведених на рис. 3.1, коефіцієнт кореляції дорівнює $-0,38$, то вже для 16 точок він становить $-0,17$, а для 24 – тільки $-0,023$. Тому з урахуванням інших властивостей плани, засновані на цих послідовностях, відповідають принципу ортогональності, рототабельності і композиційності [2, 86, 178].

Розглянемо випадок побудови плану для N якісних чинників, розташованих на M рівнях гіперпростору J . Найчастіше $M=3$ для лінійного плану (коли $x_i = -1; 0; +1$) або $M=5$ для нелінійного плану експерименту (коли $x_i = -a; -1; 0; +1; a$). Нумерація рівнів знаходиться в діапазоні $[1; M]$. Ввівши функцію округлення до цілого Rnd і застосовуючи (3.1)–(3.2), здобудемо значення i -ї точки плану для j -ї змінної:

$$x_{ij} = Rnd(1 + z_{ij}M). \quad (3.3)$$

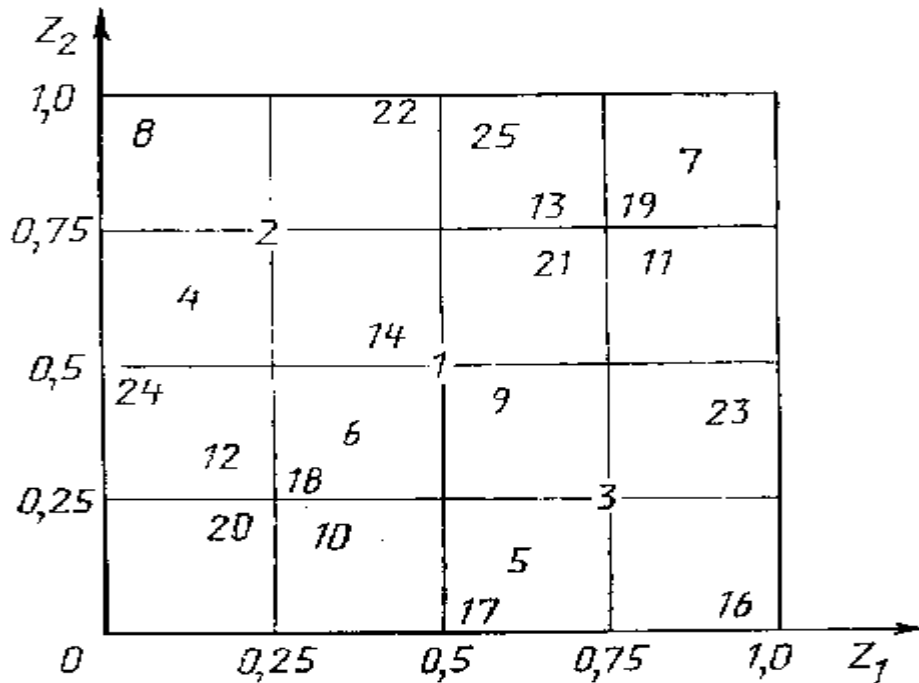


Рис. 3.1. Приклад двовимірного $ЛП_t$ – розподілу в діапазоні $0...1$.

Число відповідає номеру точки в розподілі, а положення точки – її координатам

У часто розповсюдженому випадку необхідно визначити не тільки кількісні рівні плану для різних речовин, але й одночасно вибрати поєднання речовин, що відносяться до різних класів, наприклад, таких, що містять мідь, поверхнево-активні речовини і т. ін. Визначимо через N число якісних чинників, для кожного з яких існує M_j значень рівня ($1 \leq j \leq N$) і, крім того, задані мінімальні A_{minj} і максимальні A_{maxj} значення кількісних змінних чинників. Тоді план експерименту визначається з вираження

$$X_{i,i,Rnd(1+x_{ij}M)} = [A_{maxi} - z_{li} \cdot (A_{maxai} - A_{mini})], \quad (3.4)$$

де l поточний номер точки послідовності ($l^1 I$), що визначає рівні змін параметрів, в діапазоні $[A_{minj}; A_{maxj}]$. Тут третій індекс означає номер речовини в j -й групі.

Вираження (3.4) визначає найбільш загальний випадок планів такого типу. Воно допускає побудови більш складних сполучень чинників, в яких деякі чинники можуть мати як чисто якісне або кількісне, так і змішане значення. При цьому в першому випадку необхідно приймати $M_j=1$, $A_{minj} = 1$, $A_{maxj} = M$ і застосовувати функцію Rnd до правої частини вираження, а у другому - тільки $M_j=1$.

Оскільки плани запропонованого типу не мають закінчення, пропонується припиняти генерацію чергової точки плану по досягненню заданого рівня коефіцієнта взаємної кореляції поміж попередніми точками.

3.1.2. Побудова варіантів багаторівневих планів для експериментів типу “властивість” та “склад-властивість”

Тут застосовано такі ж умовні позначення, як у попередньому підпункті. Розглянемо план рототабельного повного факторного експерименту [2, 86, 275] для п'яти чинників, який дозволив би побудувати нелінійну модель апроксимації експериментальних даних. Згідно з теорією, значення кожного з чинників можуть мати тільки 5 варіантів: $[-1,414; -1; 0; +1; +1,414]$. Тут числа означають умовні рівні чинників відносно якоїсь середини плану експерименту, тобто нуля. Для того, що такий план рівномірно покрив всю область експериментів потрібно $2^N + 2N = 32 + 10 = 42$ досліди. Використання греко-латинського квадрату зажадало б 49 експериментів [86] при негарантованому визначенні оптимального поєднання сполучень чинників, які розглядаються в експериментах. Для III_t – розподілу вже перші 20 точок забезпечують рівномірне поєднання різних речовин (табл. 3.1) з коефіцієнтом міжрядкової кореляції всього – 0,07349.

Тут показаний план експерименту по створенню полімерної композиції, складеної з основи і п'яти видів добавок, що відносяться до різних класів речовин (x_1 – такі, що містять мідь, x_2 – поверхнево-активні речовини, x_3 – пластифікатор, x_4 – такі що містять вуглець, x_5 – такі що містять дисульфід молібдену). У кожному класі було взято 7 речовин, тобто $N = 5$; $M = 7$. Значення x_i – номер речовини в i -му класі.

Завдяки алгоритму за формулою (3.4), цей план може бути легко змінено на іншу кількість чинників та кількість значень кожного чинника і застосовано, наприклад, для проведення експериментів щодо компоновки складових шихти на збагачувальних комбінатах, металургійних заводах і т.ін.

Ускладнимо тепер задачу і побудуємо за формулою (3.4) план, в якому змінюються якісні чинники (табл. 5.17), для яких потрібно поєднання таких ре-

човин трьох класів (див. вище) як присадки до фенілону[188], причому в якості таких, що містять мідь, вибрані 4 речовини ($x_{11} - x_{14}$), поверхнево-активних – 2 речовини (x_{21} і x_{22}) і пластифікаторів 3 речовини ($x_{31} - x_{32}$). Для всіх класів речовин вибирається 5 точок кількісних значень, що знаходяться в діапазоні: для x_1 – 0–10 % від загальної маси; x_2 – 0–4 %; x_3 – 0–50 %.

Таблиця 3.1

План експериментів для п'яти якісних чинників, розташованих на семи рівнях

| № п/п | ЧИННИКИ | | | | |
|-------|---------|-------|-------|-------|-------|
| | x_1 | x_2 | x_3 | x_4 | x_5 |
| 1 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 |
| 2 | 3 | 6 | 3 | 6 | 3 |
| 3 | 6 | 3 | 6 | 3 | 6 |
| 4 | 2 | 5 | 6 | 6 | 5 |
| 5 | 5 | 2 | 3 | 3 | 2 |
| 6 | 3 | 3 | 5 | 2 | 6 |
| 7 | 6 | 6 | 2 | 5 | 3 |
| 8 | 1 | 7 | 5 | 3 | 2 |
| 9 | 4 | 4 | 2 | 6 | 5 |
| 10 | 3 | 2 | 7 | 4 | 4 |
| 11 | 6 | 5 | 4 | 1 | 7 |
| 12 | 2 | 3 | 3 | 5 | 4 |
| 13 | 5 | 6 | 6 | 2 | 1 |
| 14 | 4 | 4 | 1 | 4 | 6 |
| 15 | 7 | 1 | 4 | 7 | 3 |
| 16 | 1 | 4 | 3 | 2 | 4 |
| 17 | 4 | 1 | 6 | 5 | 7 |
| 18 | 3 | 3 | 2 | 7 | 2 |
| 19 | 6 | 6 | 5 | 4 | 5 |
| 20 | 2 | 2 | 4 | 6 | 6 |

План експерименту за греко-латинським квадратом потребував би проведення 120 експериментів, рототабельний план взагалі не дає можливості побудувати подібний план, а в нашому випадку це цілком можливо і перші 35 точок плану покривають всю область експерименту з гарантією їх рівномірного розподілу (оскільки коефіцієнт міжрядкової кореляції становить 0,142833), отже оптимум складу речовини можна знайти з високою імовірністю.

Якісний чинник x_1 має 4 рівні, x_2 – 2, x_3 – три рівні. Кожний якісний рівень має кількісний розподіл у діапазоні: x_1 – 0–10 %; x_2 – 0 – 4 %; x_3 – 0–50 %
 Поєднання планів за формулами (4.99) та (4.100) дозволяє створити якісно-кількісний план експерименту (табл. 5.19). Наприклад, для випадку, коли для 1-го і 2-го класу речовин вибрано по одній речовині, процент додатку яких не перевищує 1. Для 3-го класу вибрані 4 речовини, а для 4-го – 3, також з процентом вмісту не більше за 1. Два останніх чинника – це тиск і швидкість (що мають 5 фіксова-

них рівнів зміни, від $-a$ до $+a$ [86]). Аналіз отриманих результатів показує не тільки можливість уперше отримати плани такого типу, але й можливість зниження числа експериментів для якісних планів, перед існуючими раніше, для числа чинників понад 10 без зниження рівномірності розподілу.

Таблиця 3.2

План експерименту для трьох якісних чинників

| № п/п | Якісний чинник | | | | | | | | |
|----------|-------------------|----------|----------|-------------------|----------|----------|-------------------|----------|----------|
| | X_1 | | | X_2 | | | X_3 | | |
| | Кількісний чинник | | | Кількісний чинник | | | Кількісний чинник | | |
| | x_{11} | x_{12} | x_{13} | x_{14} | x_{21} | x_{22} | x_{31} | x_{32} | x_{33} |
| 1 | - | - | 5,25 | - | - | 3,00 | - | 30,00 | - |
| 2 | - | - | 2,88 | - | - | 3,50 | - | 20,00 | - |
| 3 | - | - | 7,63 | - | - | 2,50 | - | 40,00 | - |
| 4 | - | - | 1,96 | - | - | 3,25 | - | 45,00 | - |
| 5 | - | - | 6,44 | - | - | 2,25 | - | 25,00 | - |
| 6 | - | 4,06 | - | - | - | 2,75 | - | 35,00 | - |
| 7 | - | 8,81 | - | - | - | 3,75 | - | 15,00 | - |
| 8 | - | 1,09 | - | - | - | 4,88 | - | 37,50 | - |
| 9 | - | 5,84 | - | - | - | 2,88 | - | 17,50 | - |
| 10 | - | 3,47 | - | - | - | 2,38 | - | 47,50 | - |
| 11 | - | - | 8,22 | - | 3,38 | - | - | - | 27,50 |
| 12 | - | - | 2,28 | - | 2,63 | - | - | - | 22,50 |
| 13 | - | - | 7,03 | - | 3,63 | - | - | - | 42,50 |
| 14 | - | - | 4,66 | - | 3,13 | - | - | - | 12,50 |
| 15 | - | - | 9,41 | - | 2,13 | - | - | - | 32,50 |
| 16 | 0,80 | - | - | - | - | 3,06 | - | - | 26,25 |
| 17 | 5,55 | - | - | - | - | 2,06 | - | - | 46,25 |
| 18 | 3,17 | - | - | - | - | 2,56 | - | - | 16,25 |
| 19 | 7,92 | - | - | - | - | 3,56 | - | - | 36,25 |
| 20 | 1,98 | - | - | - | - | 2,31 | - | - | 31,25 |
| 21 | - | - | 6,73 | - | 3,31 | - | - | 11,25 | - |
| 22 | - | - | 4,36 | - | 3,81 | - | - | 41,25 | - |
| 23 | - | - | 9,11 | - | 2,81 | - | - | 21,25 | - |
| 24 | - | - | 1,39 | - | 3,94 | - | - | 43,75 | - |
| 25 | - | - | 6,14 | - | 3,44 | - | - | 23,75 | - |
| 26 | - | 3,77 | - | - | 2,44 | - | - | 33,75 | - |
| 27 | - | 8,52 | - | - | 3,69 | - | - | 13,75 | - |
| 28 | - | 2,58 | - | - | 2,69 | - | - | 18,75 | - |
| 29 | - | 7,33 | - | - | 2,19 | - | - | 38,75 | - |
| 30 | - | 4,95 | - | - | - | - | - | 28,75 | - |
| 31 | - | - | - | 9,70 | - | 3,19 | 48,75 | - | - |
| 32 | - | - | - | 0,65 | - | 3,59 | 48,13 | - | - |
| 33 | - | - | - | 3,40 | - | 2,59 | 28,13 | - | - |
| 34 | - | - | - | 3,02 | - | 2,09 | 38,13 | - | - |
| 35 | - | - | - | 7,77 | - | 3,09 | 18,13 | - | - |

Запропонована схема планування більше відповідає можливостям проводити експерименти в реальних умовах, коли найчастіше немає можливості задавати

значення чинників на певних рівнях. Доводиться вибирати ті значення, які можливо здійснити, що робить запропоновані плани найбільш придатними на практиці. Для подібного плану, створеного звичайними методами, потрібно було б провести 2^{11} точок експерименту, а не 30, як у запропонованому варіанті.

Таблиця 3.3

Змішаний якісно-кількісний план

| № п/ п | Чинники | | | | | | | | | | |
|--------------|-----------|-------|------------------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|--------|-------|
| | Кількісні | | Якісно-кількісні | | | | | | | Якісні | |
| | x_1 | x_2 | x_3 | | | | x_4 | | | x_5 | x_6 |
| | | | x_{31} | x_{32} | x_{33} | x_{34} | x_{41} | x_{42} | x_{43} | | |
| 1 | 0,50 | 0,50 | - | - | 0,50 | - | - | 0,50 | - | 3,00 | 3,00 |
| 2 | 0,25 | 0,75 | - | - | 0,25 | - | - | 0,75 | - | 2,00 | 4,00 |
| 3 | 0,75 | 0,25 | - | - | 0,75 | - | - | 0,25 | - | 4,00 | 2,00 |
| 4 | 0,13 | 0,63 | - | - | 0,88 | - | - | 0,88 | - | 4,00 | 2,00 |
| 5 | 0,63 | 0,13 | - | - | 0,38 | - | - | 0,38 | - | 2,00 | 4,00 |
| 6 | 0,38 | 0,38 | - | 0,63 | - | - | - | - | 0,13 | 5,00 | 5,00 |
| 7 | 0,88 | 0,88 | - | 0,13 | - | - | - | - | 0,63 | 3,00 | 3,00 |
| 8 | 0,06 | 0,94 | - | 0,69 | - | - | - | - | 0,31 | 3,00 | 1,00 |
| 9 | 0,56 | 0,44 | - | 0,19 | - | - | - | - | 0,81 | 4,00 | 3,00 |
| 10 | 0,31 | 0,19 | - | 0,94 | - | - | - | - | 0,56 | 3,00 | 4,00 |
| 11 | 0,81 | 0,69 | - | - | 0,44 | - | - | 0,06 | - | 5,00 | 2,00 |
| 12 | 0,19 | 0,31 | - | - | 0,31 | - | - | 0,69 | - | 3,00 | 2,00 |
| 13 | 0,69 | 0,81 | - | - | 0,81 | - | - | 0,19 | - | 1,00 | 4,00 |
| 14 | 0,44 | 0,56 | - | - | 0,06 | - | - | 0,44 | - | 4,00 | 5,00 |
| 15 | 0,94 | 0,06 | - | - | 0,56 | - | - | 0,94 | - | 2,00 | 3,00 |
| 16 | 0,03 | 0,53 | - | - | - | 0,41 | - | - | 0,22 | 3,00 | 2,00 |
| 17 | 0,53 | 0,03 | - | - | - | 0,91 | - | - | 0,72 | 5,00 | 4,00 |
| 18 | 0,34 | 0,72 | - | - | 0,59 | - | 0,66 | - | - | 1,00 | 3,00 |
| 19 | 0,84 | 0,22 | - | - | 0,09 | - | 0,16 | - | - | 3,00 | 1,00 |
| 20 | 0,22 | 0,84 | - | - | 0,22 | - | 0,53 | - | - | 5,00 | 3,00 |
| 21 | 0,72 | 0,34 | - | - | 0,72 | - | 0,03 | - | - | 3,00 | 5,00 |
| 22 | 0,47 | 0,09 | - | - | 0,47 | - | 0,28 | - | - | 4,00 | 4,00 |
| 23 | 0,97 | 0,39 | 0,97 | - | - | - | - | 0,78 | - | 4,00 | 5,00 |
| 24 | 0,02 | 0,80 | 0,95 | - | - | - | - | 0,67 | - | 4,00 | 5,00 |
| 25 | 0,52 | 0,30 | 0,45 | - | - | - | - | 0,17 | - | 2,00 | 3,00 |
| 26 | 0,27 | 0,05 | 0,70 | - | - | - | - | 0,42 | - | 3,00 | 2,00 |
| 27 | 0,77 | 0,55 | 0,20 | - | - | - | - | 0,92 | - | 1,00 | 4,00 |

Діапазон кількісних чинників x_1 і x_2 становить 0–1; якісні рівні якісно-кількісних чинників x_3 – 4 і x_4 – 3 змінюються від 0 до 1; якісні чинники x_5 і x_6 змінюються на п'яти якісних рівнях.

3.1.3. Пошук екстремумів функцій

Для залежності, що має безліч екстремумів, методи їх пошуку, що засновуються на русі в найбільш крутому напрямі схилу поверхні відгуку, застосувати практично неможливо, оскільки результат розрахунку залежить від первинної вибраної точки пошуку. У цих умовах доцільніше використати методи глобального пошуку екстремуму, де всю область існування “засівають” пробними точками [14, 82], як це показано на рис. 3.2. При досить великій кількості цих точок екстремум може бути знайдений негайно. Однак імовірність такої події досить низька. Застосування чисел $ЛП_t$ -послідовності дозволяє підвищити цю імовірність. Поєднання цих чисел з методом половинного ділення [5] дозволяє легко вирішувати задачу пошуку екстремуму для самої складної залежності.

Нехай існує поверхня відгуку $y = Y(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_N)$ $1 \leq i \leq N$, для якої задані межі існування незалежних змінних $x_j [A_{minj} \text{ і } A_{maxj}]$. Задано множини M значень незалежних параметрів X_{ij} ($1 \leq i \leq M$) отримаємо множини значень функції відгуку y . Проведемо розбиття області існування кожної незалежної змінної на дві:

$$B_i = \left[A_{min i}; \frac{A_{max i} - A_{min i}}{2} \right]; \quad C_i = \left[\frac{A_{max i} - A_{min i}}{3}; A_{max i} \right].$$

Введемо правила звуження області пошуку

$$A_{min i} = \left\{ \begin{array}{l} A_{min i}; \text{ якщо } \min(y_i) \subset B_i \\ \frac{A_{max i} - A_{min i}}{2}; \text{ якщо } \min(y_i) \subset C_i \end{array} \right\}; \quad (3.5)$$

$$A_{max i} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{A_{max i} - A_{min i}}{2}; \text{ якщо } \min(y_i) \subset B_i \\ A_{max i}; \text{ якщо } \min(y_i) \subset C_i \end{array} \right\}. \quad (3.6)$$

Після чого знов проводиться набір точок y_i в зменшеній області пошуку і так доти, поки не буде досягнута задана точність пошуку, тобто щоб

$$e \geq \left| \frac{A_{min i} - A_{max i}}{A_{min i}} \right|. \quad (3.7)$$

Як приклад покажемо пошук мінімуму функції $y = (1 - e^{-3x}) \sin 4\pi x + 1$ в діапазоні $[0; 1]$ (рис. 3.2) за алгоритмом (3.5) - (3.6). Ця функція була вибрана для демонстрації переваг методу, оскільки вона розташована в першому квадранті і має на зазначеному діапазоні три локальних мінімуми. Такі функції відгуку можуть мати багатокритеріальні задачі в машинобудуванні [14, 71–72, 96, 302, 306].

Після першого етапу пошуку область X була звужена удвічі в діапазоні $[0,5; 1]$. Другий етап пошуку дав вибір діапазону $[0,75; 1]$, третій – $[0,75; 0,875]$ і т. д. В табл. 3.4 показана перевага чисел $ЛП_t$ – розподілу перед рівномірними розподілами тієї ж функції. Розбиття на 7 рівномірних інтервалів дає мінімум в діапазоні $[0; 0,5]$, тобто знайдено тільки локальний мінімум, а така ж кількість чисел $ЛП_t$ відразу показує значення y_i , близьке до глобального мінімуму.

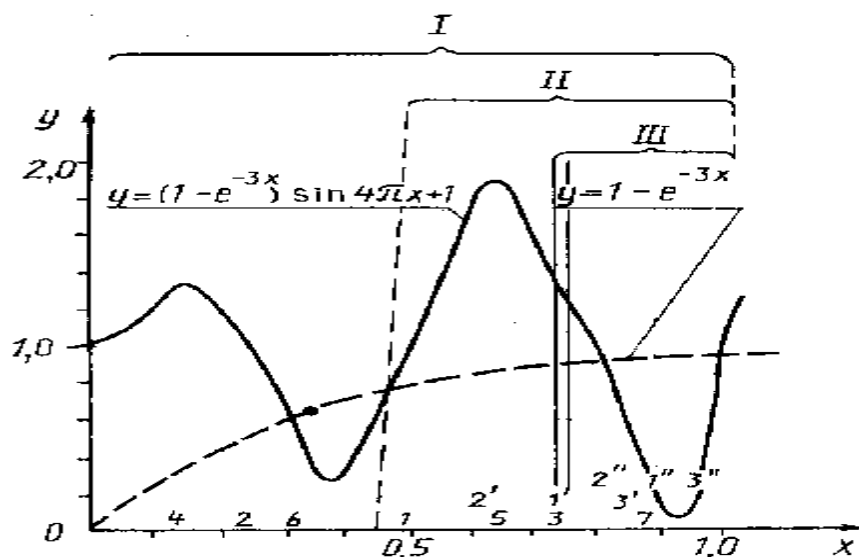


Рис. 3.2. Приклад пошуку мінімуму функції $y = (1 - e^{-3x}) \sin 4\pi x + 1$ методом половинного ділення з використанням $ЛП_t$ – розподілу:

I, II, III – етапи пошуку мінімуму. Цифри уздовж осі абсцис – номери значень x , отриманих згідно з $ЛП_t$ – розподілом на I етапі; цифри зі штрихом – на II етапі; з двома штрихами – на III етапі

Чисельні експерименти показали, що час пошуку мінімуму зростає пропорційно кількості чинників, а для інших методів час розрахунку пропорційний квадрату числа чинників, отже отриманий вииграш у часі на 15– 50 % для числа чинників 6 – 12.

Таблиця 3.5

Значення функції $y = (1 - e^{-3x}) \sin 4\pi x + 1$

при рівномірному розподілі значень аргументу і при $ЛП_t$ - розподілі

| № п/п | Рівномірний розподіл | | $ЛП_t$ - розподіл | |
|-------|----------------------|------|-------------------|------|
| | x | y | x | y |
| 1 | 0 | 1 | 0,5 | 0,9 |
| 2 | 0,17 | 1,2 | 0,25 | 1,0 |
| 3 | 0,33 | 0,44 | 0,75 | 1,2 |
| 4 | 0,5 | 0,95 | 0,13 | 1,3 |
| 5 | 0,67 | 1,88 | 0,63 | 1,83 |
| 6 | 0,83 | 0,83 | 0,30 | 1,32 |
| 7 | 1,00 | 1,00 | 0,88 | 0,3 |

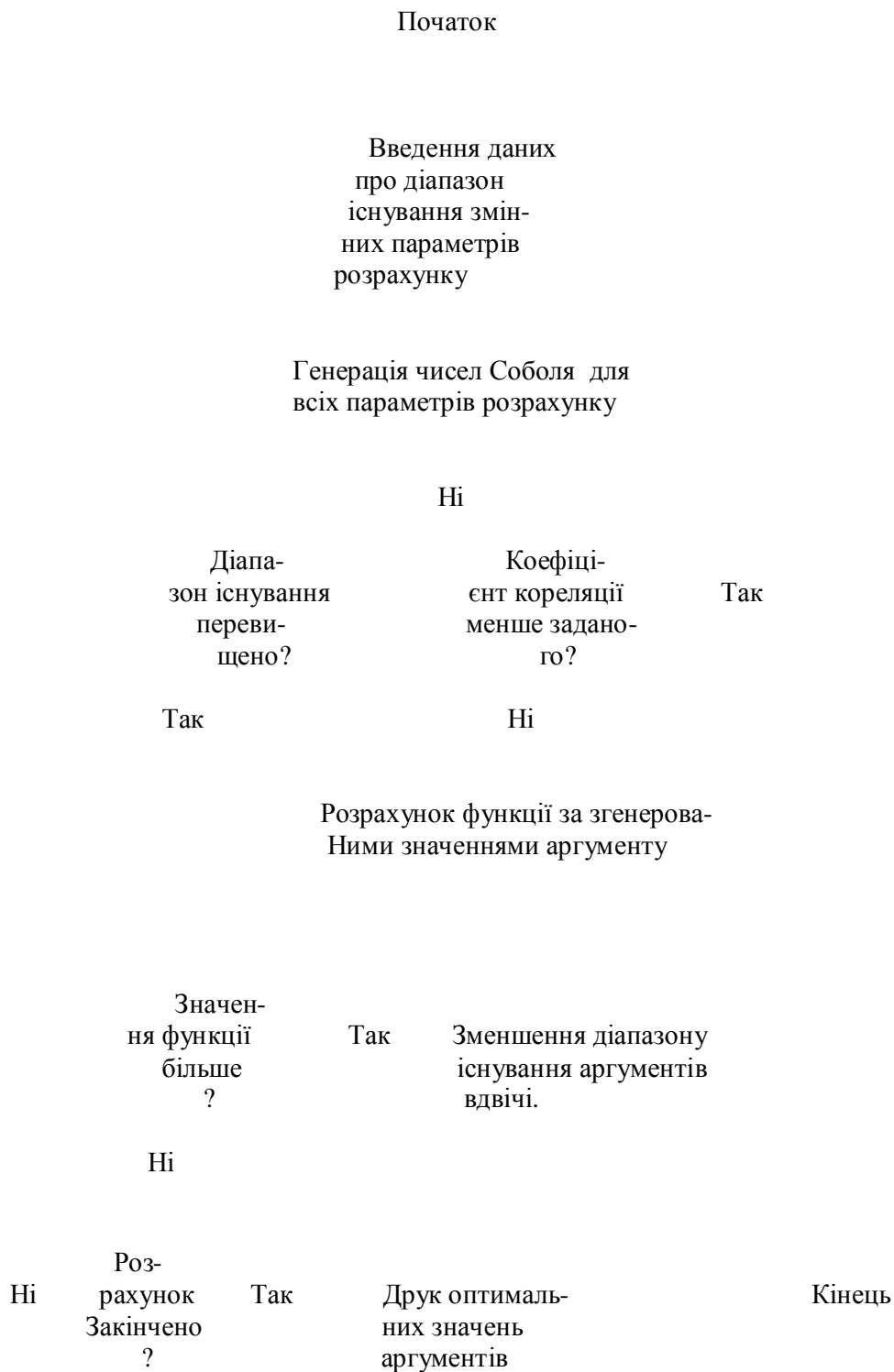


Рис. 3.3. Блок схема алгоритму пошуку глобального екстремуму методом половинного ділення, модифікованим $ММ_t$ – розподілом Соболя

3.2. Розрахунок оптимального розташування антифрикційних вкладишів для сферичного шарніра

В конструкціях гірничо-видобувного та ковальсько-штампувального обладнання використовують важконавантажені сферичні опори ковзання. Втрати на тертя в таких опорах вимагають спеціальних режимів змазування, а підвищений знос може викликати небезпеку аварійних зупинок таких агрегатів.

Доцільніше за змазування поверхонь тертя рідким чи консистентним мастилом є використання антифрикційних самозмазувальних матеріалів. Ефект такого режиму тертя пояснюється тим, що первинний підвищений знос цих матеріалів викликає налипання продуктів зносу на протилежну поверхню тертя і у подальшому ці продукти зносу мігрують в зоні тертя з однієї поверхні на іншу, забезпечуючи низький знос і коефіцієнт тертя.

Але в конструкції сферичних шарнірів використовують підп'ятник із загартованої сталі, який змащується рідким чи консистентним мастилом.

При очевидній конструктивній простоті, така форма вкладиша має суттєві недоліки:

- нерівномірне навантаження підп'ятника (рис. 3.3) – на нижню його частину більше, а на верхню менше – викликає його нерівномірний знос, що зменшує термін експлуатації ;
- не можливе використання антифрикційного матеріалу у якості вкладиша, оскільки більшість таких матеріалів випускається у формі листа.
- не гарантоване використання антифрикційного матеріалу вкладиша в режимі оптимального навантаження.

Щоб вирішити ці проблеми треба реалізувати рівномірний розподіл питомого тиску на всю поверхню вкладиша з антифрикційного матеріалу, а для цього необхідно, щоб пропорційно збільшенню тиску збільшувалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу, причому величина самої площі має забезпечити оптимальне навантаження, при якому коефіцієнт тертя мінімальний. А вкладиш має бути виконаний розрізним.

3.2.1. Вкладиші для шарніра з повним кутом контакту

Сферична опора ковзання включає в себе (рис. 3.4) основу 1, п'яту 2 і вкладиш 3 з антифрикційного матеріалу.

Вкладиш 3 складається з окремих симетричних фрагментів, прикріплених, наприклад, за допомогою клейового з'єднання до кульової поверхні п'яти. Допускається кріплення елементів вкладиша і на сферичній поверхні основи, але тільки в тому випадку, якщо експлуатаційне навантаження, прикладене до основи, передається через вкладиш п'яті. Розташування сферичних елементів на кульовій поверхні п'яти таке, що меридіональні осі симетрії елементів перетинаються в точці, що лежить на «полюсі» п'яти [1, 92 – 93, 162, 233]. У разі кріплення вкладиша до сферичної поверхні основи меридіональні осі симетрії повинні перетинатися в точці, що лежить на осі основи.

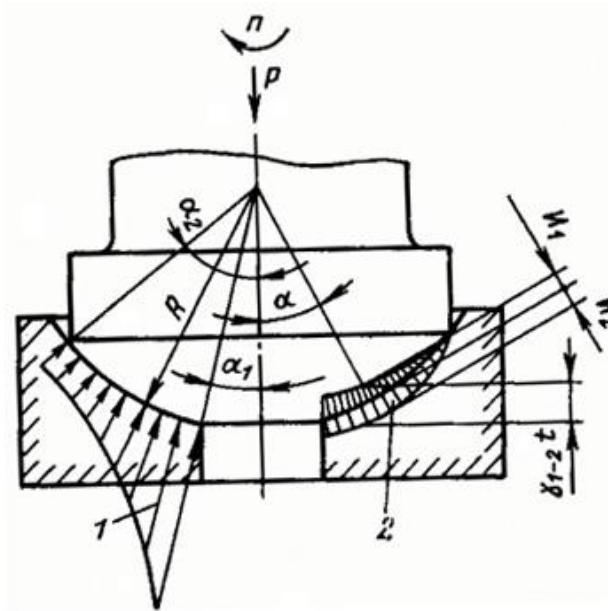


Рис. 3.4. Типова схема навантаження сферичного шарніра: 1 – епюр тиску; 2 – епюр зносу; I_1 – знос п'яти; I_2 – знос основи; γ_{1-2} – усадка п'яти відносно основи

Розглянемо типову схему такого шарніра (рис. 3.4). На нього діє нормальне експлуатаційне навантаження N і бічне навантаження Q , причому $N > Q$.

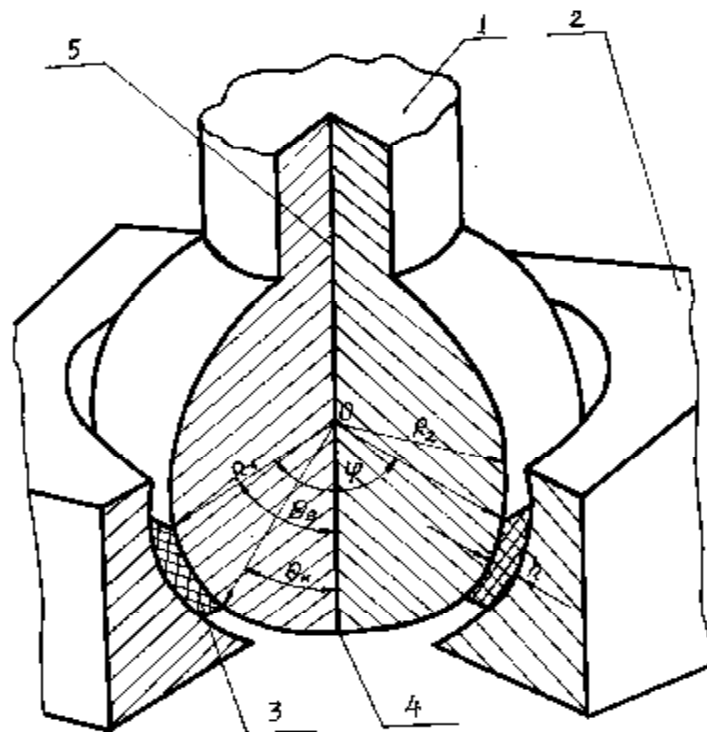


Рис. 3.5 Сферична опора: 1 – сферична основа; 2 – сферична п'ята; 3 – антифрикційний полімерний вкладиш; 4 – “полос” шарніра
Експлуатаційне навантаження N , прикладене до сферичної опори, на-

правлене уздовж осі п'яти і передається на основу через антифрикційний вкладиш. При цьому п'ята може здійснювати обертальний рух уздовж осі навантаження або коливальний рух навколо горизонтальної осі. При обертанні або колюванні шарніра виникають сили тертя, усунути які і покликані антифрикційні вкладиші.

Для реалізації рівномірного розподілу питомого тиску необхідно, щоб пропорційно питомому тиску змінювалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу. Виділимо на сферичній поверхні кільцеву площину dS (рис. 4.3), що визначається при постійному радіусі кривизни R кутом φ , то нормальний тиск dP_N , що діє на неї, дорівнює

$$dP_N = P_\varphi 2\pi R \sin\varphi dl,$$

де P_φ – питомий тиск на даному рівні, що визначається згідно з косинусоїдальним законом

$$P_\varphi = P_{max} \cos\varphi,$$

де P_{max} – максимальний питомий тиск, що виникає на контакті двох сферичних поверхонь.

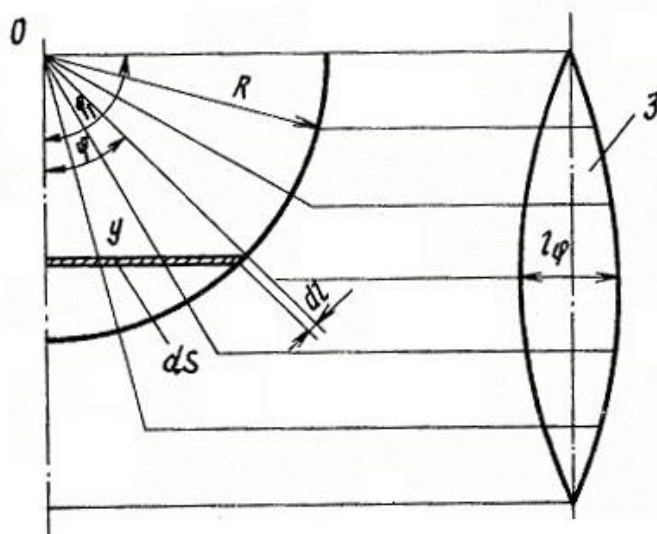


Рис. 3.6. Розрахункова схема (ліворуч) та оптимальна форма фрагмента вкладишу (праворуч)

Для поверхонь, які вже припрацювалися, і для випадку, коли антифрикційні вкладиші формуються безпосередньо в сферичній опорі, тобто коли забезпечується повне (безззорне) прилягання третьових поверхонь, P_{max} визначається формулою [10, 27, 47, 103, 123, 140, 222]

$$P_{max} = N / (\pi R^2 \sin^2 \varphi_1), \quad (3.8)$$

де N – загальне навантаження на сферичну опору; R – радіус сферичної частини п'яти; φ_1 – максимальний кут обхвату поверхні п'яти одним сферичним елементом вкладиша.

Значення φ_1 визначається максимальним кутом перекоосу осей п'яти і ос-

нови, а також кутом обхвату сферичної поверхні п'яти робочою поверхнею основи. Значення φ_1 знаходиться у межах $0 - 90^\circ$.

Тоді маємо, що тиск на елементарну площину в шарнірі може бути визначено через ширину елементарної площини

$$dP_N = 2\pi R \sin\varphi \, dl (N \cos\varphi) / (\pi R^2 \sin^2\varphi_1). \quad (3.9)$$

З іншого боку, для забезпечення експлуатації матеріалу з оптимальним питомим навантаженням P_{onz} , при якому цей матеріал має мінімальний коефіцієнт тертя, необхідно забезпечити рівність $dP_N = P_{onz} \, dS_1$, де dS_1 – елементарна площа, що забезпечує оптимальну експлуатацію матеріалу вкладиша на даному рівні. При цьому обов'язково повинна задовольнятися умова

$$P_{onz} \geq P_{max}$$

Поверхню вкладиша на даному рівні можна уявити як таку, що складається з n частин чи фрагментів, розміром $l_\varphi dl$ (де l_φ – ширина фрагмента на даному рівні)

$$dS_1 = dl \, l_\varphi \, n,$$

тоді

$$dP_N = P_{onz} \, n \, l_\varphi \, dl. \quad (3.10)$$

Прирівнюючи вираження (3.9) і (3.10) одне одному, отримуємо

$$N \cos\varphi / (\pi R^2 \sin^2\varphi_1) 2\pi R \sin\varphi \, dl = P_{onz} \, dl \, l_\varphi \, n;$$

$$l_\varphi = [2 N \sin\varphi \cos\varphi] / [P_{onz} \, n \, R \sin^2\varphi_1],$$

а оскільки

$$N / P_{onz} = S,$$

то остаточно

$$l_\varphi = [S \sin 2\varphi] / [n R \sin^2\varphi_1]. \quad (3.11)$$

Отримана формула (3.11) є вираженням для визначення ширини фрагмента антифрикційного вкладиша залежно від кута його розташування, починаючи з «екватора» і до «полюса».

Кількість фрагментів n , що складають вкладиш, вибирається з конструктивних міркувань, враховуючи технологічність виготовлення розгортки сферичних елементів і можливості викладення фрагментів вкладиша на сферичній поверхні. Форма сферичних елементів приймається симетричною для більш рівномірного розподілу тиску на основу сферичної опори і на п'яту.

3.2.2. Вкладиші для шарніра зі зрізаним «полюсом»

При вирішенні технічних задач, пов'язаних з передачею зусилля через гнучкий зв'язок і одночасною потребою перепускання через той же вузол кабелів чи трубопроводів, конструктори почасти використовують таке технічне рішення як сферичний шарнір зі зрізаним полюсом, через отвір якого і прокладають потрібні комунікації.

Антифрикційний вкладиш у такому шарнірі найчастіше виконують у формі кільця, що вкладене поміж сферичною п'ятою і сферичною основою, як це показано на рис. 3.3. При очевидній конструктивній простоті ця конструкція вкладиша має суттєві недоліки:

- нерівномірне навантаження вкладиша (на нижню його частину більше, а на верхню менше) викликає його нерівномірний знос, що зменшує термін експлуатації;

- у випадку, коли сила тертя на якійсь частині вкладиша в деякий момент часу перевищує силу тертя на протилежній частині, виникає ефект заклинювання, бо шарнір починає обертатися не навкруги свого центру, а навкруги точки з найбільшою силою тертя. Втрати на тертя при цьому зростають, бо збільшується деформаційна складова, спрямована на стискання вкладиша у напрямку, перпендикулярному силі навантаження.

Розглянемо типову схему такого шарніра. Так само, як і в попередньому випадку, на нього діє нормальне експлуатаційне навантаження N і бічне навантаження Q , причому $N > Q$.

Експлуатаційне навантаження N , прикладене до сферичної опори, направлене уздовж осі п'яти і передається на основу через антифрикційний вкладиш. При цьому п'ята може здійснювати обертальний рух уздовж осі навантаження або коливальний рух навколо горизонтальної осі. При обертанні або коливанні шарніра виникають сили тертя, усунути які і покликані антифрикційні вкладиші.

Щоб вирішити проблему нерівномірного розподілу питомого тиску по робочій поверхні п'яти, треба реалізувати рівномірний розподіл питомого тиску на всю поверхню вкладиша, а для цього необхідно, щоб пропорційно збільшенню тиску, збільшувалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу.

На рис. 3.6 показана схема такого шарніра. Якщо в точці В виникає сила тертя, більша за силу тертя на протилежній їй точці, центр коливання зміщується, і в разі руху в напрямку, протилежному показаному на перетині І, очевидно, що станеться заклинювання такого шарніра.

Для розрахунку оптимальної форми антифрикційного вкладиша, виділимо на сферичній поверхні кільцевий майданчик dS (рис. 4.5), що визначається при постійному куті j , шириною dj , в кутових мірах, або Rdj – в лінійних. Антифрикційні вкладиші розміщені між центральними кутами $j_в$ і $j_н$.

Тоді середній нормальний тиск на цій ділянці буде

$$P_{cp1} = \frac{N}{pR^2(\sin^2 j_{\epsilon} - \sin^2 j_{\eta})}. \quad (3.12)$$

При контактуванні сферичної п'яти зі зрізаним “полюсом”, розподіл тиску підкоряється закону [222]

$$P_j = P_{\max} \cdot ctgj,$$

звідки

$$P_{cp2} = \frac{1}{j_{\epsilon} - j_{\eta}} \int_{j_{\eta}}^{j_{\epsilon}} P_{\max} \cdot ctgj \, dj = \frac{P_{\max} \ln\left(\frac{\sin j_{\epsilon}}{\sin j_{\eta}}\right)}{j_{\epsilon} - j_{\eta}}.$$

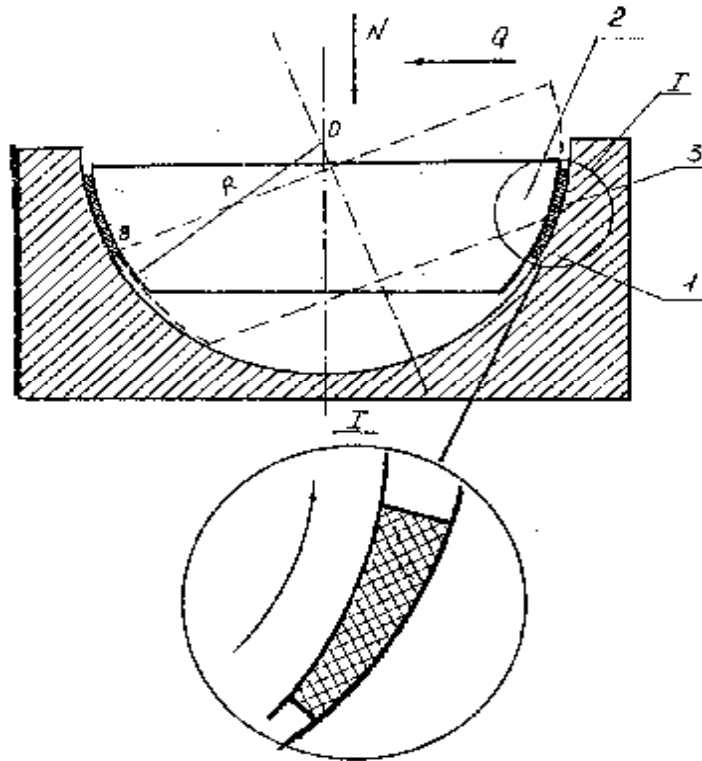


Рис. 3.7. Схема сферичного шарніра зі зрізаним полюсом.
Графічний доказ ефекту заклинювання

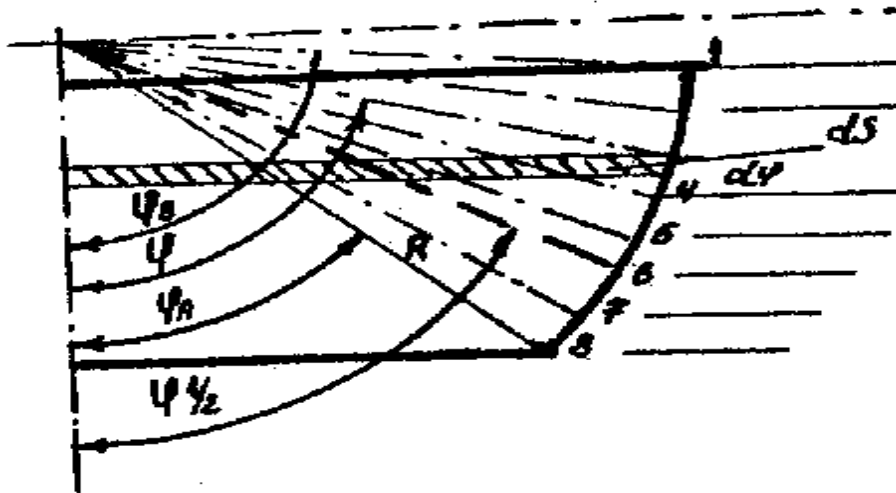


Рис. 3.8. Розрахункова схема розподілу навантажень та розташування антифрикційних вкладишів

Очевидно, що цей тиск направлений під деяким кутом до нормалі, може бути знайдений зі співвідношення рівності площ сферичної поверхні до і після нього, тобто

$$S_{j_g-j_d} = \frac{2pR^2}{180}(j_g^2 - j_d^2);$$

$$S_{j_n-j_n} = \frac{2pR^2}{180}(j_d^2 - j_n^2).$$

Звідки маємо, що $j_g^2 - j_d^2 = j_d^2 - j_n^2$; $j_d = \frac{\sqrt{j_g^2 + j_n^2}}{2}$.

Тоді $P_{cp1} = P_{cp2} \cdot \cos j_g$.

Виконавши перетворення, отримаємо

$$P_{\max} = \frac{N(j_g - j_n) \cdot \cos \frac{\sqrt{j_g^2 - j_n^2}}{2}}{pR^2 \cdot \ln\left(\frac{\sin j_g}{\sin j_n}\right)(\sin^2 j_g - \sin^2 j_n)}. \quad (3.13)$$

Тоді, питомий нормальний тиск, що припадає на елементарний майданчик ds з урахуванням (4.5), становитиме

$$dpN = 2p \cdot R \cdot \sin f \cdot P_g \cdot R \cdot df = \frac{2 \sin f \cdot N \cdot (f_g - f_n) \cdot \operatorname{ctg} f \cos \frac{\sqrt{f_g^2 - f_n^2}}{2}}{R \cdot \ln\left(\frac{\sin f_g}{\sin f_n}\right)(\sin^2 f_g - \sin^2 f_n)}. \quad (3.14)$$

З іншого боку, якщо нам вдасться виконати умову дотримання рівномірного тиску на всі ділянки антифрикційного вкладиша P_{onm} , то треба зазначити, що для кожного антифрикційного матеріалу існує оптимальний тиск, при якому коефіцієнт тертя мінімальний, тоді

$$dPN = P_{onm} \cdot n \cdot l_j, \quad (3.15)$$

де n – загальна кількість фрагментів антифрикційних вкладишів, рівномірно розташованих у смузі поміж центральними кутами j_ϵ і j_n . Така схема була вибрана з припущення, що оптимальна площа вкладиша може бути меншою за площу кільцевого вкладиша.

Прирівнявши (3.14) і (3.15), отримаємо

$$l_j = \frac{N(j_\epsilon - j_n) \left(\cos j \cdot \cos \frac{\sqrt{j_\epsilon^2 - j_n^2}}{2} \right)}{R \cdot n \cdot P_{onm} \ln \left(\frac{\sin j_\epsilon}{\sin j_n} \right) (\sin^2 j_\epsilon - \sin^2 j_n)}. \quad (3.16)$$

Ця формула відображає закон зміни ширини одного фрагмента антифрикційного вкладиша від центрального кута ϕ . Розташування цих фрагментів приймається симетричним.

Вирішимо тепер іншу проблему. При появі бічного навантаження Q виникає ефект заклинення, який полягає у наступному. У якийсь момент часу одна з точок на сферичній п'яті, що знаходяться поблизу проходження вектора Q (т. В на рис. 4.4), зупиняє своє відносне ковзання і всю п'яту починає обертати навколо неї. При цьому, виникає заклинення на протилежному боці в антифрикційному вкладиші тим більше, чим більше кут цього повороту.

Якщо ж фрагмент антифрикційного вкладиша виконати розрізним і зміщеним на кут $\alpha_c = \frac{180}{n}$, рівний половині відстані між сусідніми фрагментами вкладиша, навколо осі сферичної опори (тобто одна половина фрагменту вкладиша розташована вище деякого кута $\phi_{1/2}$, інша – нижче), то в площині коливання сферичного шарніра проблема заклинювання буде вирішена. Тоді, при виникненні зупинки в точці В, сферична поверхня буде виходити із зачеплення з фрагментом вкладиша, що знаходиться у протилежній частині основи, оскільки на протилежній частині цього фрагменту не буде внаслідок зміщення, і заклинення зникне. Кут $j_{\frac{1}{2}}$ визначимо з вимоги рівності навантаження на верхню і нижню частини кожного вкладиша, тобто середній тиск на вкладиші на кутах від j_ϵ до $j_{\frac{1}{2}}$ повинен дорівнювати середньому тиску на кутах від $j_{\frac{1}{2}}$ до j_n .

$$P_{\text{сред-верх}} = \frac{1}{j_B - j_{\frac{1}{2}}} \int_{j_{\frac{1}{2}}}^{j_B} P_{\text{max}} \operatorname{ctg} j \, dj = \frac{P_{\text{max}} \operatorname{Ln} \left(\frac{\sin j_B}{\sin j_{\frac{1}{2}}} \right)}{j_B - j_{\frac{1}{2}}},$$

Аналогічно

$$P_{\text{сред-низ}} + \frac{P_{\text{max}} \operatorname{Ln} \left(\frac{\sin j_{\frac{1}{2}}}{\sin j_H} \right)}{j_{\frac{1}{2}} - j_H},$$

Звідки

$$P_{\text{ср-вер}} = P_{\text{сред-низ}},$$

Тобто

$$\frac{\operatorname{Ln} \left(\frac{\sin j_B}{\sin j_{\frac{1}{2}}} \right)}{j_B - j_{\frac{1}{2}}} = \frac{\operatorname{Ln} \left(\frac{\sin j_{\frac{1}{2}}}{\sin j_H} \right)}{j_{\frac{1}{2}} - j_H}.$$

В результаті отримуємо рекурентну формулу

$$j_{\frac{1}{2}^i} = \frac{j_B \left(\frac{\sin j_{\frac{1}{2}^i}}{\sin j_H} \right) + j_H \operatorname{Ln} \left(\frac{\sin j_B}{\sin j_{\frac{1}{2}^i}} \right)}{\operatorname{Ln} \left(\frac{\sin j_B}{\sin j_H} \right)},$$

де $i = 0, 1, 2, \dots, \infty$.

Рішення такої формули можливо тільки в чисельному вигляді. Тому, знайдемо наближене рішення. Для цього припустимо, що фігура вкладиша близька за формою до трапеції, яку необхідно розділити на дві, рівні по площі частини, в якій ширину верхньої основи знайдемо з (3.16) як $a = l_j(j_{\epsilon})$,

а нижньої основи як $b = l_j(j_H)$.

Тоді отримуємо, опускаючи очевидні викладки

$$j_{\frac{1}{2}} = j_{\epsilon} - \frac{(c+b)(j_{\epsilon} - j_H)}{(2c+a+b)}; \quad (3.17)$$

де

$$c = \frac{\sqrt{(a+b)^2 - 2ab}}{2}.$$

І поставлена задача є вирішеною. Тепер, при проектуванні сферичних опор, можна розрахувати оптимальну форму антифрикційного вкладиша, знаючи його оптимальні параметри, і бути впевненим, що втрати на тертя не перевищать розрахункові.

3.3. Оптимальна форма антифрикційних вкладишів для циліндричного шарніру

В гірничо-металургійному устаткуванні та ковальсько-штампувальному обладнанні циліндричні шарніри ковзання можуть використовуватися в обертальному та зворотно-поступальному русі. Антифрикційні вкладиші для таких шарнірів виготовляють у формі циліндрів, які розміщують в зоні тертя.

При очевидній конструктивній простоті, така форма вкладиша має суттєві недоліки:

- нерівномірне навантаження вкладиша (рис. 3.3) – на ту його частину, де діє результуюча сила навантаження R – більше, а на протилежну – менше. Це викликає його нерівномірний знос, що зменшує термін експлуатації ;
- не гарантована робота антифрикційного матеріалу вкладиша в режимі оптимального навантаження.

Для циліндричних шарнірів, які працюють в режимі зворотно-поступального руху (наприклад, в направляючих шатуна) теж виникає нерівномірне навантаження внаслідок можливого перекосу, спричиненого допустимими зазорами поміж зовнішньою і внутрішньою частинами шарніру.

Щоб вирішити ці проблеми треба реалізувати рівномірний розподіл питомого тиску на всю поверхню вкладиша, а для цього необхідно, щоб пропорційно збільшенню тиску збільшувалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу, причому величина самої площі має забезпечити оптимальне навантаження, при якому коефіцієнт тертя мінімальний.

3.3.1. Циліндричні антифрикційні вкладиші в обертальному русі

Для реалізації рівномірного розподілу питомого тиску необхідно, щоб пропорційно питомому тиску змінювалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу. Виділимо на циліндричній поверхні прямокутну площину dS (рис. 4.12), що визначається при постійному радіусі кривизни R кутом φ , то нормальний тиск dP_N , що діє на неї, дорівнює

$$dP_N = P_\varphi \Delta dl, \quad (3.18)$$

де Δ – ширина циліндричного шарніру, P_φ – питомий тиск на даному куті φ , що визначається згідно з косинусоїдальним законом

$$P_\varphi = P_{max} \cos\varphi, \quad (3.19)$$

де P_{max} – максимальний питомий тиск, що виникає на контакті двох циліндричних поверхонь

Для поверхонь, які вже припрацювалися, і для випадку антифрикційних вкладишів, тобто коли забезпечується повне (безззорне) прилягання тертьових поверхонь, P_{max} визначається формулою [10, 27, 47, 103, 123, 140, 222]

$$P_{max} = N / (\varphi_1 R^2 \sin^2 \varphi_1), \quad (3.20)$$

де N – загальне результуюче навантаження на циліндричну опору; R – радіус циліндричної частини опори; φ_1 – максимальний кут обхвату поверхні опори одним циліндричним елементом вкладиша. Значення φ_1 знаходиться у межах $0 - 90^\circ$.

Підставимо (4.40-4.41) в (4.39). Тоді маємо, що тиск на елементарну площину в шарнірі може бути визначено через ширину елементарної площини

$$dP_N = \Delta dl (N \cos\varphi) / (\varphi_1 R^2 \sin^2\varphi_1). \quad (3.21)$$

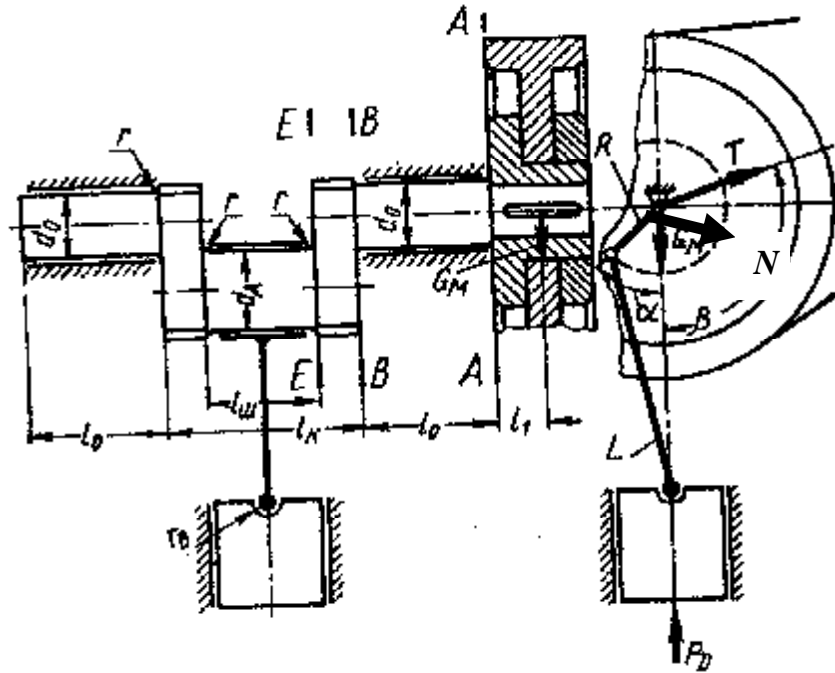


Рис. 3.9. Тертя в циліндричних опорах ковзання зі знакозмінним навантаженням.
 R – результуюча сила навантаження

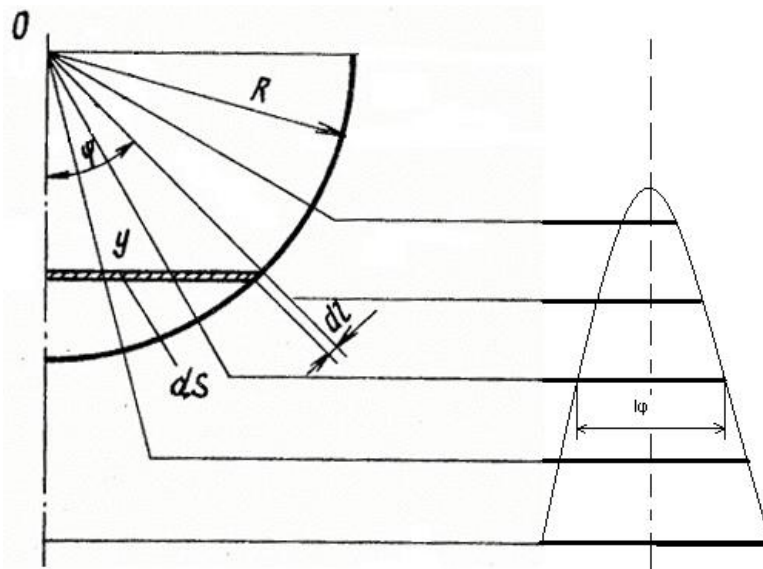


Рис. 3.10. Розрахункова схема (ліворуч) та оптимальна форма фрагмента вкладишу (праворуч)

З іншого боку, для забезпечення експлуатації матеріалу з оптимальним питомим навантаженням P_{onz} , при якому цей матеріал має мінімальний коефіцієнт тертя, необхідно забезпечити рівність $dP_N = P_{onz} dS_1$, де dS_1 – елементарна площа, що забезпечує оптимальну експлуатацію матеріалу вкладиша на даному рівні. При цьому обов'язково повинна задовольнятися умова нормального режиму роботи антифрикційного матеріалу, коли оптимальний питомий тиск (чи навантаження) більший на максимально можливий у цьому шарнірі питомий тиск, викликаний умовами експлуатації цього типу обладнання

$$P_{onz} \geq P_{max}$$

Поверхню вкладиша на даному куті φ можна уявити як фрагмент циліндра, розміром $l_\varphi dl$ (де l_φ – ширина фрагмента на даному куті φ) $dS_1 = l_\varphi dl$, тоді

$$dP_N = P_{onz} l_\varphi dl. \quad (3.22)$$

Прирівнюючи вираження (3.21) і (3.22) одне одному, отримуємо

$$\Delta dl (N \cos \varphi) / (\varphi_1 R^2 \sin^2 \varphi_1) = P_{onz} l_\varphi dl;$$

Після перетворення відносно l_φ отримуємо

$$l_j = \frac{N \Delta \cos j}{P_{onm} R^2 j_1 \sin^2 j_1} \quad (3.23)$$

Отримана нами формула (3.23) є вираженням для визначення ширини фрагмента антифрикційного вкладиша залежно від кута його розташування, починаючи з точки прикладення результуючого зусилля N і до кута φ_1 симетрично в обидва боки (рис. 3.11).

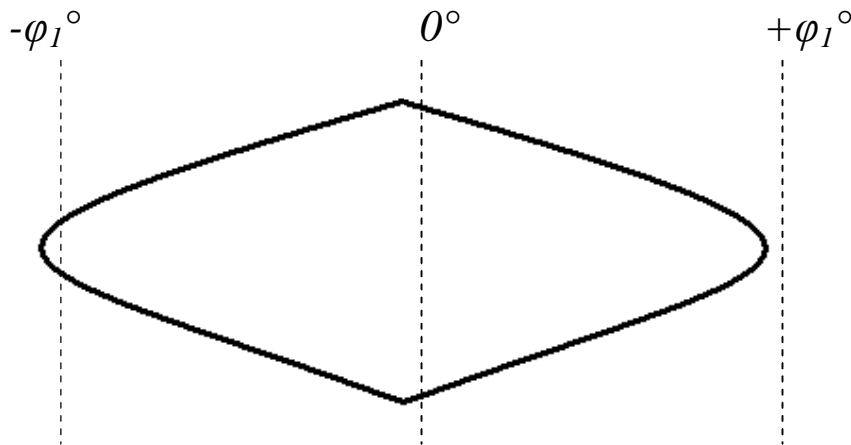


Рис. 3.11. Розгортка викройки оптимального розташування антифрикційного вкладишу в циліндричному шарнірі

3.3.2. Циліндричні антифрикційні вкладиші у зворотно-поступальному русі

Внаслідок можливого перекосу внутрішнього елемента циліндричного шарніру 1, який рухається у зворотно-поступальному напрямку вздовж осі OO , ковзаючи по циліндричним стінкам 2 (рис. 3.12).

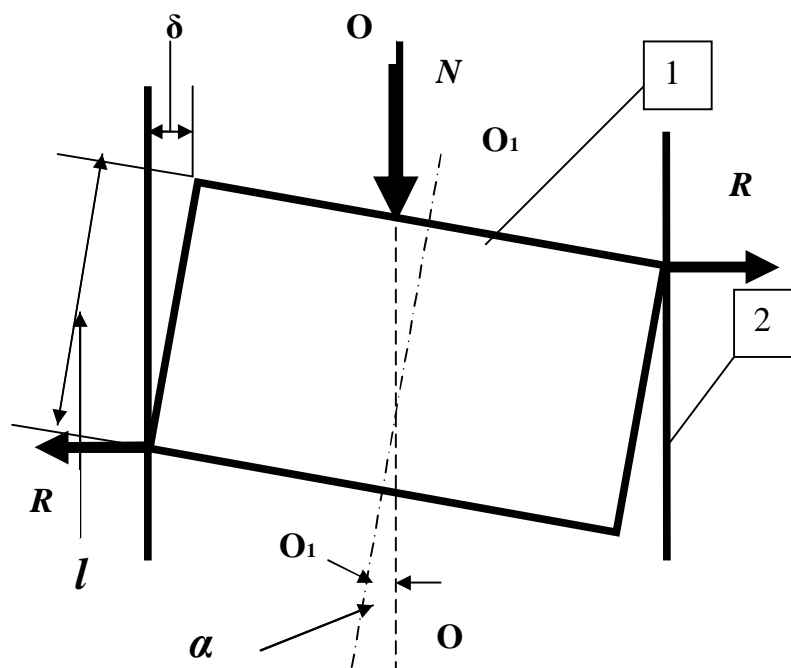


Рис. 3.12. Розрахункова схема величини зусилля перекосу циліндричного плунжера в циліндричних направляючих:

δ – технологічно допустимий зазор, l – довжина плунжера, N – робоче навантаження, R – зусилля на бічні стінки, α – кут перекосу осі плунжера O_1O_1 відносно осі циліндра $O'O$.

Кут перекосу осі плунжера може бути знайдений як

$$\alpha = \arcsin(\delta/l) \quad (3.24)$$

а зусилля на бічні стінки тоді буде дорівнювати

$$R = N \operatorname{tg}(\alpha) \quad (3.25)$$

З урахуванням того, що перекіс має симетричний характер, приймаємо, що нульова деформація антифрикційного вкладишу відбувається на середині плунжера ($l/2$).

Для реалізації рівномірного розподілу питомого тиску необхідно, щоб пропорційно питомому тиску змінювалася і площа вкладиша з антифрикційного матеріалу.

Виділимо на циліндричній поверхні на деякій відстані x від початку плунжера ($0 \leq x \leq l/2$) прямокутну площину dS (рис. 4.14), що визначається при постійному радіусі кривизни плунжера r постійним кутом $2\pi/3$, то нормальний

тиск dP_N , що діє на неї, дорівнює

$$dP_N = P_x \frac{2}{3}\pi r \text{Sin}(\pi(1-2x/l)/2) dl, \quad (3.26)$$

де P_x – питомий тиск на відстані x від початку плунжера, що визначається як

$$P_x = P_{max} \text{Sin}(\pi(1-2x/l)/2), \quad (3.27)$$

де P_{max} – максимальний питомий тиск, що виникає на контакті двох циліндричних поверхонь.

Для поверхонь, які вже припрацювалися, і для випадку антифрикційних вкладишів, тобто коли забезпечується повне (беззорне) прилягання тертьових поверхонь, P_{max} визначається формулою [10, 27, 47, 103, 123, 140, 222]

$$P_{max} = R / (\frac{2}{3}\pi r^2 \text{Sin}^2(\frac{2}{3}\pi)), \quad (3.28)$$

де R – зусилля на бічні стінки циліндричної опори; r – радіус циліндричної частини опори; φ_1 – максимальний кут обхвату поверхні опори одним циліндричним елементом вкладиша. Значення φ_1 знаходиться у межах $0 - 90^\circ$.

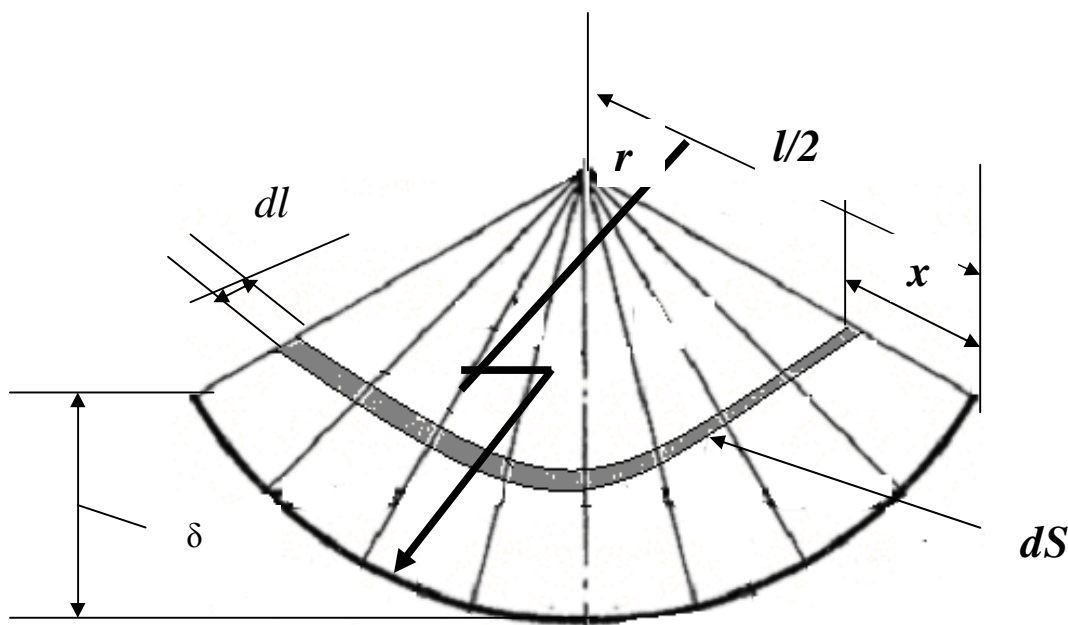


Рис. 3.13. Розрахункова схема. Показано деформацію антифрикційного вкладиша на краю плунжера на величину δ , яка сходиться до нуля на відстані $l/2$ від початку плунжера

Підставимо (3.24) – (3.25) та (3.27) – (3.28) в (3.26). Тоді маємо, що тиск на елементарну площину в циліндричному шарнірі при перекосі може бути визначено через ширину елементарної площини

$$dP_x = \frac{Ntg(\text{arcSin}(dl))\text{Sin}^2\left(\frac{p}{2}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right)dl}{2r\text{Sin}^2\left(\frac{2}{3}p\right)}. \quad (3.29)$$

З іншого боку, для забезпечення експлуатації матеріалу з оптимальним питомим навантаженням P_{onz} , при якому цей матеріал має мінімальний коефіцієнт тертя, необхідно забезпечити рівність $dP_N = P_{onz} dS_l$, де dS_l – елементарна площа, що забезпечує оптимальну експлуатацію матеріалу вкладиша на даному рівні. При цьому обов'язково повинна задовольнятися умова нормального режиму роботи антифрикційного матеріалу, коли оптимальний питомий тиск (чи навантаження) більший на максимально можливий у цьому шарнірі питомий тиск, викликаний умовами експлуатації цього типу обладнання

$$P_{onz} \geq P_{max}.$$

Поверхню вкладиша на даній відстані X від початку плунжера можна уявити як фрагмент циліндра, розміром $l_x dl$ (де l_ϕ – ширина фрагмента на даній відстані X від початку плунжера) $dS_l = 4l_x dl$, тоді

$$dP_N = 4P_{onz} l_x dl. \quad (3.30)$$


Множник 4 був доданий у формулу (3.30) з міркувань симетричності перекосу плунжера в направляючому циліндрі. Отже, при перекосі у будь-який бік, широка частина вкладиша має прийняти на себе навантаження на обох кінцях плунжера..

Прирівнюючи вираження (3.30) і (3.29) одне одному, отримуємо

$$4P_{onm} l_x dl = \frac{Ntg(\text{arcSin}(dl))\text{Sin}^2\left(2p\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right)dl}{2r\text{Sin}^2\left(\frac{2}{3}p\right)}.$$

Після перетворення відносно l_ϕ отримуємо

$$l_x = \frac{Ntg(\text{arcSin}(d/l))\text{Sin}^2\left(\frac{p}{2}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right)}{4P_{onm} 2r\text{Sin}^2\left(\frac{2}{3}p\right)}. \quad (3.31)$$

Отримана нами формула (3.31) є вираженням для визначення ширини фрагмента антифрикційного вкладиша залежно від кута його розташування, починаючи з точки прикладення результуючого зусилля R і до $l/2$ симетрично в обидва боки (рис. 3.14 –  якком помічені ділянки, де антифрикційний матеріал відсутній)

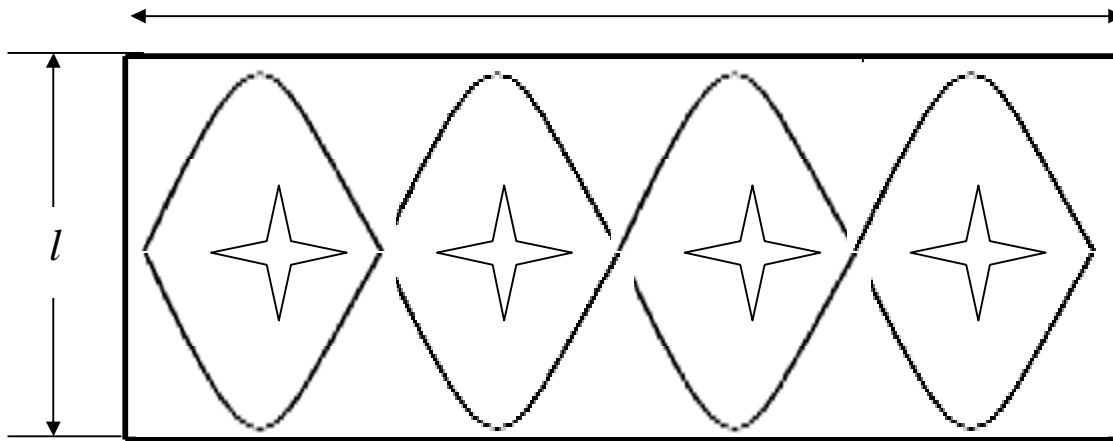


Рис. 3.14. Розгортка викройки оптимального розташування антифрикційного вкладишу в циліндричному шарнірі для зворотно-поступального руху.

3.4. Результати експериментальних досліджень антифрикційних матеріалів на модельних установках

3.4.1. Застосування теорії малих вибірок для уточнення експериментальних даних

Оскільки всі експерименти, дані про яких наводяться у цьому підрозділі, проводилися для кожної пари тертя, кожного режиму тертя та на кожній модельній установці по декілька разів (3-5). Графіки зміни триботехнічних параметрів у часі потім оброблялися за методикою, викладеною нижче для кожної схеми тертя окремо. Але спочатку кожна група графіків, що має відношення до паралельних експериментів, вважалася випадковим процесом [53] і усереднювалася. Для цього в кожний момент часу визначалися значення триботехнічних параметрів і з них визначалося їх середнє значення та дисперсія (або середнє квадратичне відхилення) з урахуванням того, що згідно з [53] при обробці статистичної вибірки при кількості менше 10, точність визначення оцінок параметрів випадкової величини можна значно збільшити, якщо знати діапазон існування випадкової величини та закон її розподілу.

Тому був використаний алгоритм, викладений у роботі [53] на стор. 104-106, 112 – 116, 129 – 130, 140 – 141, 146 – 147, з наступними змінами та доробками.

В подальшому викладенні алгоритму розрахунку застосовані такі умовні позначення: N – об'єм малої вибірки; X_i – елемент малої вибірки; P_m – параметр для визначення числа діапазонів, на які треба розбити вибірку. Залежить від N ; a_0 – параметр, що визначає рівень прийняття апріорної гіпотези про закон розподілу випадкової величини. Залежить від N ; ΔX_i – j -й інтервал дискретності; n – число інтервалів, на які треба розбити емпіричну функцію роз-

поділу; f – оцінка щільності імовірності; F – оцінка функції розподілу; M_x , D_x , M^3 и M^4 – оцінки центральних моментів; a , b – нижня і верхня межа діапазону зміни випадкової величини.

Тоді оцінки моментів випадкової величини будуть знайдені за наступними формулами:

– математичне сподівання
$$M_x^* = \sum_{i=1}^n x_i^* \cdot \Delta F_i^* ;$$

де
$$X_i^* = X_i - \frac{\Delta X_i}{2},$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_i = X_i + \Delta X_i \\ X_1 = a; i = 1, 2, \dots, n \end{array} \right\} \cdot \left\{ \begin{array}{l} f_i^* = (F_{i+1}^* - F_i^*) \frac{1}{\Delta X_i} \\ \Delta F_i^* = F_{i+1}^* - F_i^* \end{array} \right\} .$$

– дисперсія
$$D_x^* = \sum_{i=1}^n (X_i^* - M_x^*)^2 \cdot \Delta F_i^* .$$

– третій центральний момент
$$M^3 = \sum_{i=1}^n (X_i^* - M_x^*)^3 \cdot \Delta F_i^* .$$

– четвертий центральний момент
$$M^4 = \sum_{i=1}^n (X_i^* - M_x^*)^4 \cdot \Delta F_i^* .$$

де $F_i^* = \frac{F_i}{F_n}$; $F_i = \sum_{u=1}^i f_u$; $f_u = a_0 l_f + (1 - a_0) f_N(X_i)$; $l_f = \frac{1}{b - a}$;

$$f_N(x_i) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \frac{3}{\sqrt{2pr_m}} \cdot A_{икор} \cdot EXP \left[-\frac{4,5}{r_m^2} (X_i^* - X_i)^2 \right] .$$

$$A_{икор} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{2r_m - X_i + a}{r_v}, \text{ при } X_i - r_m = a \\ 1, \text{ при } X_i - r_m > a \end{array} \right\}$$

або для нормального закону
$$r_m = r_m^*(b - a)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_i - r_m = a, \text{ якщо } X_i - r_m < a \\ X_i + r_m = b, \text{ якщо } X_i + r_m > b \end{array} \right\}$$

Приведена методика розрахунку відрізняється від викладеної в [36] тим, що в ній відсутнє сортування значень випадкової величини у зростаючому порядку, а також тим, що параметри a_0 і r_m^* визначаються залежно від N і виду розподілу з графіків 3.14 і 3.15, наведених в [53] на стор. 101.

Графіки $a_0(N)$ і $r_m^*(N)$ були апроксимовані наступними поліномами другого порядку для законів:

– нормального $a_0 = + 1,203703 - 0,2685185 N + 0,0148148N^2$.

$$r_m = 0,5194442 - 0,03194442 N + 0,001 666666N^2 .$$

– експоненціального $\alpha_0 = 0,5401235 - 0,04228398 N + 0,002160494N^2$.

$$r_m = 0,5270368 - 0,03879624N + 0,0017559255 N^2$$

– Вейбулла $\alpha_0 = 0,1164814 - 0,02462962N + 0,00148148 h) N^2$.

$$r_m = 0,6643517 - 0,04328701N + 0,002268516 N^2 .$$

Позначимо, як $A = \frac{1}{N}; B = \frac{4,5}{r_m^2}; D = 1 - a_0$. $C_{ikop} = \frac{3}{\sqrt{2pr_m}} \cdot A_{ikop}$.

І тоді отримаємо $f_u = a_0 l_f + D f_N(X_i)$

$$f_N(X_i) = A \sum_{i=1}^N C_{ikop} \cdot EXP[-B(X_i - X_i^2)]. \Delta X_i = \frac{b-a}{n} .$$

3.4.2. Схема торцевого тертя

Ця схема випробувань моделює чи не найбільший клас вузлів тертя – підшипники ковзання – і зручна для порівняльного аналізу властивостей різних антифрикційних матеріалів.

Всі експерименти оброблялися за методикою, наведеною вище і розміщалися в таблиці, складеній окремо для кожної пари тертя, або результати дослідження наводилися у вигляді графіків.

На рис. 3.15 та 3.16 були застосовані такі умовні позначення для наступних пар тертя: 1– нержавіюча сталь 12x18... алюмінієвий сплав Амг-6; 2 – алюмінієвий сплав Амг-6... графотектоліт; 3 – нержавіюча сталь 12x18... фторопласт; 4 – алюмінієвий сплав Амг-6... фторопласт-4; 5 – нержавіюча сталь 12x18... металофторопласт; 6 – алюмінієвий сплав Амг-6, покрита лаком ФБФ... нержавіюча сталь 12x18; 7 – алюмінієвий сплав Амг-6, покритий лаком ФБФ... фторопласт-4; 8 – алюмінієвий сплав Амг-6, покритий лаком ФБФ... графотекстоліт.

Пара тертя типу “метал-метал” тут представлена для того, що наочно показати відміну сухого тертя у металів та антифрикційних матеріалів. Для підтвердження не випадкової розбіжності в значеннях коефіцієнта тертя цієї пари з парою типу “метал-антифрикційний матеріал” застосуємо двосторонню *t*-статистику Ст’юдента [276] з 5 % рівнем імовірності для значень коефіцієнта тертя першої пари та для середніх всіх інших пар тертя.

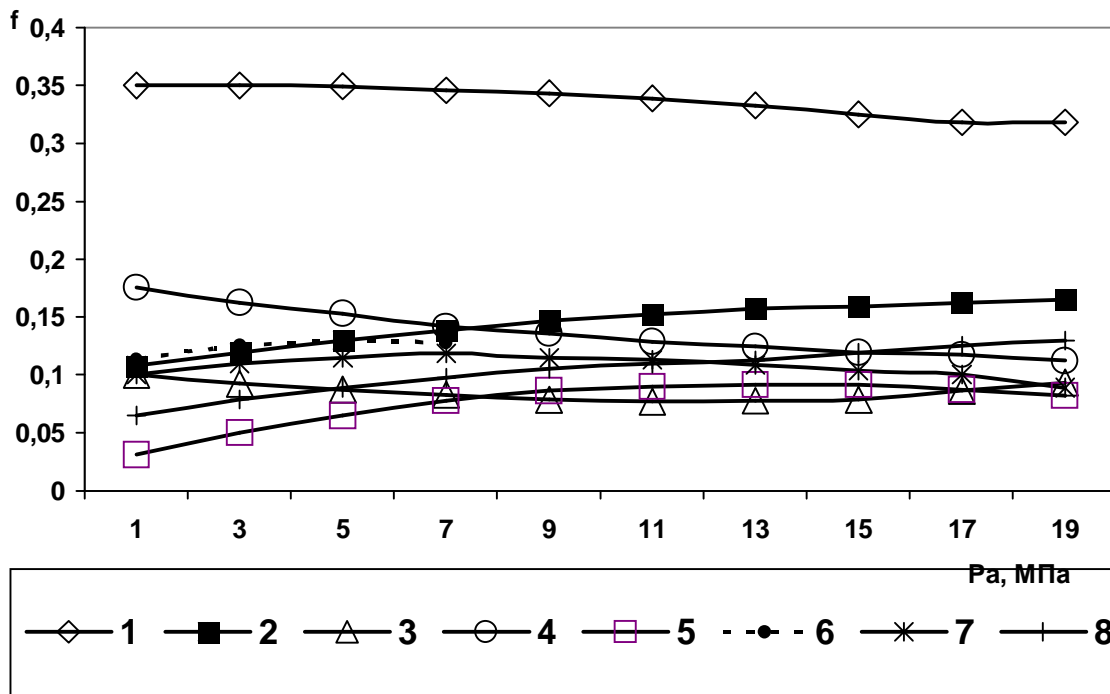


Рис. 3.15. Графіки залежності коефіцієнта тертя f від питомого тиску P_a по торцевій схемі тертя при середньому радіусі виступів шорсткості поверхні тертя металевго зразка $R_a = 2,5 - 1,25$ мкм; швидкості відносного ковзання $V = 0,02$ м/с; температурі $T = 293^\circ\text{K}$

Розраховане значення t -статистики¹ склало 2,062743578, а табличне – 1,894577508. Це означає, що гіпотеза про тотожність середніх значень двох типів пар тертя – відкидається.

Для визначення поведінки антифрикційних матеріалів при змащуванні вузла тертя були проведені дослідження для таких матеріалів пар тертя: 12Х18Н10Т...20Х13, 12Х18Н10Т...металофторопласт та Амг-6... тканий карбопласт типу ТГН-2М. Ці дані були поєднані з експериментами по тертю без змащування, причому в якості мастила використано не тільки машинне мастило, але й воду.

Такий вибір змащувальних матеріалів дозволяє показати переваги антифрикційних матеріалів в граничних умовах експлуатації.

¹ Для статистичних розрахунків тут і далі була застосована електронна таблиця Excel

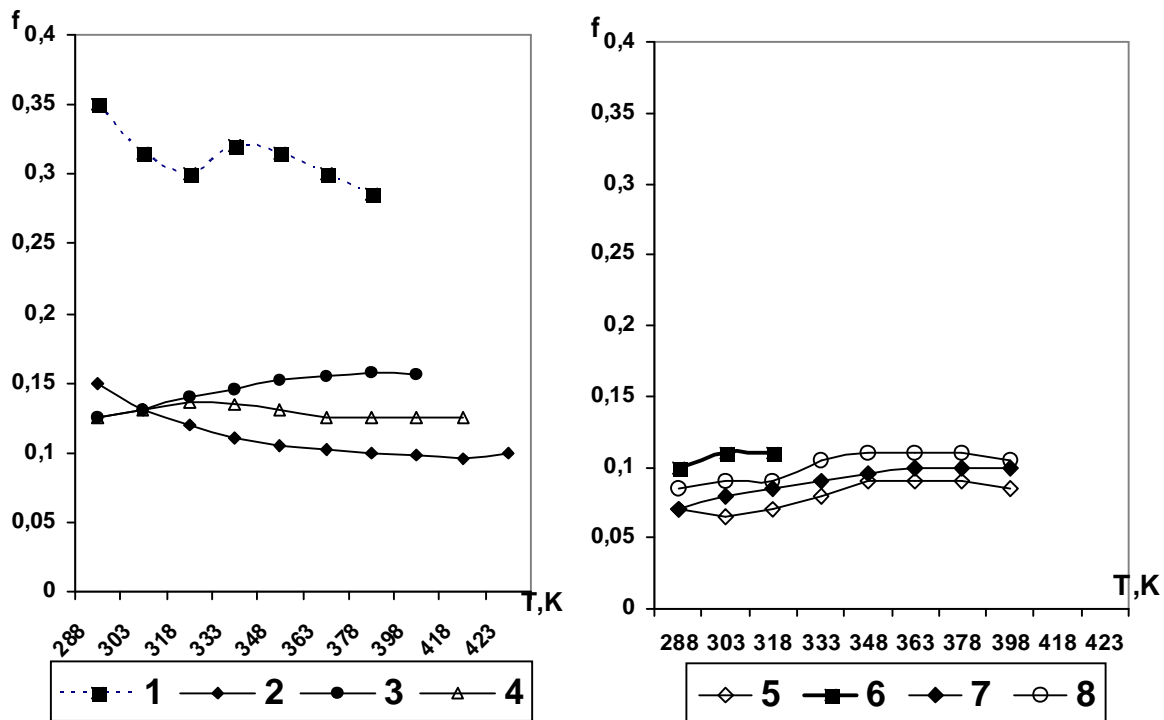


Рис. 3.16. Графіки зміни коефіцієнта тертя f у часі для $P_a=10$ МПа

Не менш значущим є порівняння сухого тертя металофторопласту по сталі та сталі по сталі. Очевидним є перевага металофторопласта, коефіцієнт тертя якого дещо нижчий, аніж в іншій парі тертя, до того ж, металофторопласт витримує надважкі режими випробувань (при питомому тиску 4–20 МПа та швидкості відносного ковзання 3–8 м/с), коли пара тертя типу “метал-метал” вже заклинює. Це пояснюється наявністю у металофторопласті під антифрикційним шаром, який складається з фторопласту-4 та дисульфиду молібдена, шару спечених бронзових кульок, діаметром 300–500 мкм, який і забезпечує відсутність задирів на поверхні тертя при надважких умовах роботи. Критерій Ст’юдента, застосований для перевірки відміни середніх значень коефіцієнта тертя для пар з металофторопластом та металом у контрпарі, має значення 27,21530793, а табличне – 3,182449291, отже гіпотеза про тотожність середніх відкидається.

Цікавим є порівняння триботехнічних характеристик цих пар тертя при змащуванні машинним мастилом. Антифрикційні матеріали і в цьому випадку мають менший коефіцієнт тертя, і тільки при високих швидкостях відносного ковзання (більше 3 м/с) коефіцієнти зрівнюються, що пояснюється гідродинамічним ефектом, коли клин мастила, утворений поміж поверхнями тертя, витримує зусилля взаємного притискання зразків.

Але найбільш різючими є результати випробувань обраних нами пар на тертя з водою.

Коефіцієнт тертя металофторопласту для швидкостей відносного ковзання нижче 3 м/с, менше за коефіцієнт у пари 12Х18Н10Т...20Х13 у 1,5 рази. Цей попередній висновок підтверджує статистика Ст'юдента, розраховане значення якої становить 8,710394236, а табличне – 2,91998731, що свідчить про відміну середніх для коефіцієнтів тертя цих пар. І тільки для швидкості 20 м/с, коли починає впливати на коефіцієнт тертя гідродинамічний ефект, можна говорити про однакові значення триботехнічних параметрів. Карбопласти в цьому випадку мають гірші показники з причини того, що реалізували гідродинамічний режим тертя на не рівній поверхні, якою є поверхня в'язаних на трикотаж вуглецевих ниток.

3.4.3. Модель зворотно-поступального руху

Для дослідження триботехнічних характеристик антифрикційних матеріалів зв цією схемою тертя були вибрані матеріали типу НПИ-МС, вуглетканини ТГМ-2М, УТМ-8, антифрикційні тканини типу нафтлен і даклен, тверде мастильне покриття типу ВНИИНП-512, які випробувалися в контрпарі зі сталевим зразком (сталь 40Х, НРС 40+45) з початковою шорсткістю $R_a = 0,32 - 0,63$ мкм.

Дослідження проводилися без попередньої обробки поверхонь матеріалів антифрикційних покриттів (в стані постачання) при наступних режимах випробувань: середня швидкість відносного ковзання 5,75 м/с; питоме навантаження змінювалося в межах 0,5; 1; 3; 5; 8 МПа; температура нормальна.

На протязі експерименту швидкість ковзання не змінилася. Зразки з матеріалів на тканинній основі наклеювалися на підкладку з алюмінієвого сплаву Амг-6 клеєм 88 на повітрі при нормальній температурі. Сторона тканини, що наклеюється і поверхня підкладки знежирювалася розчинником Р-4, твердо-змащувальне покриття типу ВНИИНП-512 наносилося напиленням у три шари на заздалегідь знежирену підкладку.

Амплітуда зворотно-поступального руху металевого контрзразка досліджуваних пар тертя становила 62 мм. Площа контакту – 1 см². Це означає, що коефіцієнт взаємного перекриття в цих дослідах був 0,16.

Ваговий знос визначався за допомогою аналітичних терезів типу ЕЛП-200. Температура поблизу зони контакту визначалася хромель-алюмелевою (ХА) термопарою і гальванометром М-95. Термопара була заздалегідь протарована до температури 573 К ртутним термометром. Спай термопари вміщувався в отвір у підкладці, що знаходиться на відстані 0,5 мм від її поверхні.

Результати експериментальних досліджень наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Результати випробувань антифрикційних матеріалів при зворотно-поступальному русі

| мід тері | мий тиск | P_a | Коефіцієнт тертя f / середнє квадратичне відхилення σ_f | Підвищення температури фрикційного | Знос по масі антифрикційно- | Примітка |
|----------|----------|-------|------------------------------------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------|----------|
|----------|----------|-------|------------------------------------------------------------------|------------------------------------|-----------------------------|----------|

| | | f | σ_f | | | |
|---------------|-------------------|------|------------|---------|----|----------|
| | Даклен | 0,5 | 0,225 | 0,03539 | 21 | 0,02660 |
| | | 1,0 | 0,25 | 0,07078 | 24 | 0,02885 |
| | | 3,0 | 0,14 | 0,02828 | 30 | 0,03130 |
| | | 5,0 | 0,143 | 0,02594 | 35 | 0,04290 |
| | | 10,0 | 0,213 | 0,03182 | 52 | 0,01675 |
| -8 | Нафглен | 0,5 | 0,3 | 0,07071 | 3 | 0,01705 |
| | | 1,0 | 0,375 | 0,02121 | 10 | 0,03310 |
| | | 3,0 | 0,245 | 0,02121 | 18 | 0,04900 |
| | | 5,0 | 0,095 | 0,00707 | 21 | 0,16095 |
| | | 10,0 | 0,092 | 0,00228 | 24 | 0,10775 |
| -МС | НПИ | 0,5 | 0,38 | 0,16278 | 5 | 0,00035 |
| | | 1,0 | 0,40 | 0,06403 | 18 | 0,0 |
| | | 3,0 | 0,135 | 0,05700 | 24 | 0,00025 |
| | | 5,0 | 0,105 | 0,00707 | 26 | 0,00055 |
| | | 10,0 | 0,068 | 0,01769 | 35 | 0,00295 |
| - | Металло фторид | 0,5 | 0,235 | 0,02121 | 6 | 0,235 |
| | | 1,0 | 0,385 | 0,04949 | 12 | 0,00335 |
| | | 3,0 | 0,45 | 0,04242 | 18 | 0,00465 |
| | | 5,0 | 0,335 | 0,02549 | 35 | 0,01720 |
| | | 10,0 | 0,41 | 0,02828 | 42 | 0,001140 |
| ВНИИП -512 | | 0,5 | 0,232 | 0,01931 | 12 | 0,01255 |
| | | 1,0 | 0,256 | 0,02473 | 18 | 0,0405 |
| | | 3,0 | 0,275 | 0,02121 | 28 | 0,01155 |

Дослідження проводилися без попередньої обробки поверхні антифрикційних матеріалів при середній швидкості ковзання 5,75 м/с та питомому навантаженню 0,5 – 8 МПа, наступних режимах випробувань (табл. 3.7)

Таблиця 3.7
Результати випробувань при поступальному русі антифрикційних матеріалів, просочених епоксидною смолою

| Матеріал | Питомий тиск $P_{\text{аМПа}}$ | Коефіцієнт тертя f /середнє квадратичне відхилення σ_f | | Підвищення температури фрикційного нагрівання $\Delta T, K$ | Знос по масі антфрикційного зразка $I_g, \text{Г}$ |
|----------|-----------------------------------|-----------------------------------------------------------------|----------------|-------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|
| | | На початку до-сліду | Сталі значення | | |
| | | | | | |

| | | f | σ_f | f | σ_f | | | |
|---------|-----|-----|------------|-----------|------------|----------|------|----------|
| -2 М | ПГН | 0,5 | 0,175 | 0,028284 | 0,26 | 0,028284 | 9,4 | 0,00015 |
| | | 1 | 0,16 | 0,042426 | 0,30 | 0,042426 | 9,4 | 0,0004 |
| | | 3 | 0,14 | 0,035355 | 0,165 | 0,035355 | 14,2 | 0,001231 |
| | | 5 | 0,125 | 0,021213 | 0,155 | 0,021213 | 18,9 | 0,0003 |
| | | 8 | 0,10 | 0,028284 | 0,20 | 0,028284 | 70,9 | 0,00135 |
| | | 10 | 0,145 | 0,251149 | 0,38 | 0,251149 | 79,9 | 0,05953 |
| -8 | УТН | 0,5 | 0,27 | 0,0531500 | 0,245 | 0,053150 | 0 | 0 |
| | | 1 | 0,125 | ,021213 | 0,245 | 0,021213 | 4,7 | 0 |
| | | 3 | 0,345 | 0,014142 | 0,26 | 0,014142 | 9,4 | 0 |
| | | 4 | 0,36 | 0,040360 | 0,41 | 0,040360 | 18,9 | 0 |
| | | 8 | 0,37 | 0,042426 | 0,42 | 0,042426 | 32,5 | 0,00112 |
| | | 10 | 0,26 | 0,134536 | 0,52 | 0,134536 | 75,5 | 0,01970 |
| | | 15 | 0,123 | 0,078102 | 0,42 | 0,078102 | 87,4 | 0,02099 |
| | | 20 | 0,092 | 0,074953 | 0,243 | 0,074953 | 97,0 | 0,08724 |
| Даклен | | 0,5 | 0,18 | 0,063639 | 0,235 | 0,063639 | 0 | 0 |
| | | 1 | 0,145 | 0,007071 | 0,175 | 0,007071 | 2,4 | 0 |
| | | 3 | 0,13 | 0,021213 | 0,175 | 0,021213 | 27,0 | 0 |
| | | 5 | 0,119 | 0,007071 | 0,155 | 0,007071 | 38,6 | 0,00024 |
| | | 8 | 0,12 | 0,01414 | 0,16 | 0,014142 | 38,6 | 0 |
| | | 10 | 0,099 | 0,031112 | 0,134 | 0,031112 | 33 | 0,00462 |
| | | 15 | 0,091 | 0,033941 | 0,137 | 0,033941 | 47 | 0,00419 |
| | | 20 | 0,081 | 0,026172 | 0,115 | 0,026172 | 61 | 0,00910 |
| | | 25 | 0,095 | 0,027586 | 0,095 | 0,027586 | 94 | 0,00954 |
| | | 30 | 0,076 | 0,020518 | 0,094 | 0,020518 | 99 | 0,01338 |
| | | 35 | 0,048 | 0,020518 | 0,071 | 0,020518 | 122 | 0,0241 |

3.4.4. Модель руху «за свіжим слідом»

В цьому розділі, на першому етапі досліджень в якості такого наповнювача були використані пружні матеріали (гуми) типу ИРП-2025¹. Окрім вуглецевого трикотажу УТН-2, поверхня цих гум була модифікована фторопластом-4 у вигляді плівки.

Зразок типу «палець» площею 2 см² притискається із зусиллям 20 кг до диску з алюмінієвого сплаву Амг-6, що обертається з швидкістю 1800 об/хв і переміщується уздовж радіуса диска діаметром Ø350 мм по спіралі Архімеда таким чином, що абсолютна швидкість його руху змінюється від 0 до 30 м/с, а шлях тertia становить 20 м. Поверхня диска після кожного дослідження оброблялася наждачним папером для надання їй потрібної шорсткості ($R_a = 6,3 - 12$ мкм.). Для порівняння, для деяких дослідів поверхня диска натиралася фторопластом-4 або покривалася лаком ФБФ. Матеріали випробовувалися від трьох до п'яти раз кожний.

¹ Тут і далі, гуми марки ИРП – це розробка Інституту гумової промисловості, м.Дніпропетровськ

Найкращою виявилася вуглетканина при ковзанні по шорсткій поверхні АмГ-6, тобто при значному впливі деформаційної складової сили тертя (крива 1 на рис. 3.18). Проведемо статистичну перевірку відміни цієї кривої від найкращої з інших – 4, де в терті приймає участь фторопласт-4 по поверхні, вигладженій у значній мірі лаком ФБФ. Розраховане значення t-статистики дорівнює 2,70942, а теоретичне – 2,131846, отже помічена відміна середніх значень коефіцієнта тертя є статистично достовірною. Але значення коефіцієнтів тертя для цієї схеми випробувань відрізняються від коефіцієнтів тертя тієї ж вуглетканини для схем торцевого тертя, що пояснюється абразивним характером зносу для схеми тертя «за свіжим слідом», оскільки «третє тіло» в зоні тертя формуватися не може з причини дуже малих значень коефіцієнта взаємного перекриття ($K_{63} \approx 0,0005$).

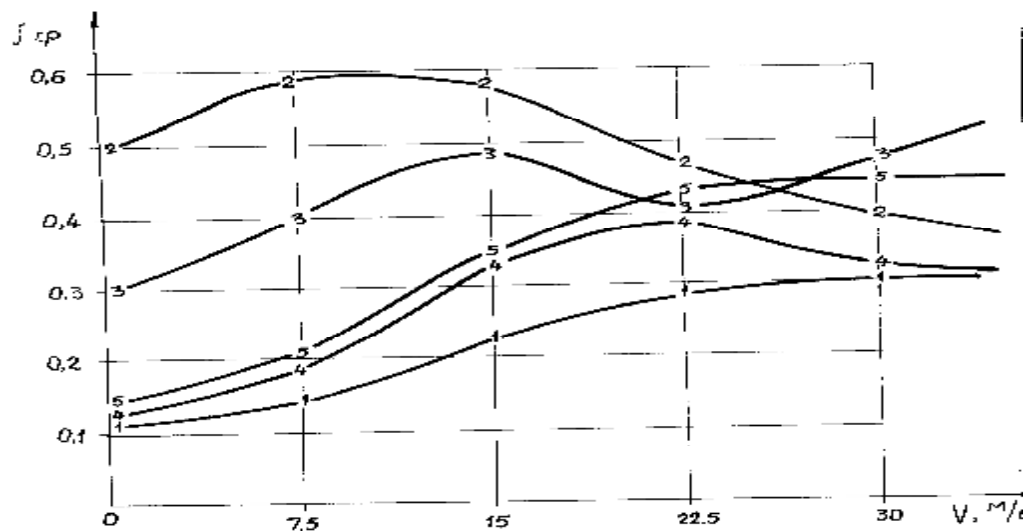


Рис. 3.18. Зміна коефіцієнта тертя f від швидкості відносного ковзання V при номінальному тиску $P_a=10$ МПа., для матеріалів пар тертя, нанесених на поверхню гуми ІРП-2025: 1 – вуглецевий трикотаж, привулканізований до гуми ІРП-2025 по чистій поверхні АМГ-6; 2 – гума ІРП-2025 по лаку ФБФ, нанесеному на поверхні АМГ-6; 3 – гума ІРП-2025 по поверхні АМГ-6, натертому фторопластом-4; 4 – фторопласт-4 по лаку ФБФ, нанесеному на поверхні АМГ-6; 5 – фторопласт-4 по поверхні АМГ-6, натертому фторопластом-4

Критерій Ст'юдента, розраховане значення якого для пари тертя 51-6004...УТЛ-3-5 для різних напрямків в'язки по відношенню до напрямку руху становить 5,047399, а табличне – 2,353363, підтверджує зроблені вище висновки, що середні значення коефіцієнтів тертя статистично відмінні. Так само перевірялася відміна середніх значень коефіцієнтів тертя для гум різної твердості. Для контрасту були взяті пари з найбільшою і найменшою твердістю, (ІРП-2025 і ІРП-1378), але з однією вуглетканиною – УТЛ-1/10 і з однаковим напрямком в'язки трикотажу відносно напрямку руху – уздовж. Розрахована t-статистика дорівнює 4,94482, а теоретична – 2,353363. Гіпотеза про тотожність їх середніх відкидається.

3.4.5. Модель сферичного шарніра

Оскільки ці випробування теж проводилися при коливальному русі, типовий графік зміни моменту тертя в ньому (рис. 3.19) нагадує графік при зворуховувати геометричні параметри розташування антифрикційних вкладишів, форму цих вкладишів та напрямок результуючого вектора сил, що діють на модель по відношенню до площини розташування антифрикційних вкладишів та по відношенню до напрямку коливання шарніра. Ці вимоги і зумовили структуру таблиці для обробки експериментальних даних.

Експерименти проводилися, в основному, на установці за схемою рис. 1.21, де сферична опора діаметром 101 мм мала верхню і нижню півкулю, Сферична п'ята – діаметром 0,1 м (окрім спеціально зазначених випадків). Зазор в 1 мм був залишений для розміщення антифрикційних матеріалів. Враховуючи попередні дослідження та криволінійну форму поверхні, на яку потрібно закріплювати антифрикційні матеріали, для дослідів були вибрані матеріали, розроблені на основі тканин, вироблених з ниток з вмістом фторопласту чи вуглецю : нафтлен, даклен, ТГН-2М, НПИ-МС і т. ін. Тканини наклеювалися на сферичну поверхню клеєм К-153, який витримав усі режими навантаження. Форма вкладишів наведена на рис. 3.20. Отвори на поверхні тут показані умовно, щоб пояснити спосіб досягнення зменшення загальної площі антифрикційних матеріалів, тобто кількість отворів варіювалася від нуля до кількості, наведеної на рис. 3.20. У серії випробувань, що розглядаються, вкладиші перфоровані отворами діаметром 5 мм. У випадках, коли кути розташування антифрикційних вкладишів відносно вертикальної осі визначені не діапазоном, а одним числом, це означає, що горизонтальна вісь вкладиші співпадає з цим кутом. В іншому випадку вказувалися кути, між якими і розташовані ці вкладиші.

Оскільки тензокільця 21 з рис. 1.21 вимірювали момент, то коефіцієнт тертя визначався як

$$f = \frac{P}{RN},$$

де P – вимірне зусилля тензокільцями 21 (рис. 1.21), R – радіус сферичної п'яти, N – навантаження в моделі сферичного шарніра, яке створює динамометр 18 (рис. 1.21). Результати розрахунку усереднювалися за цикл коливання.

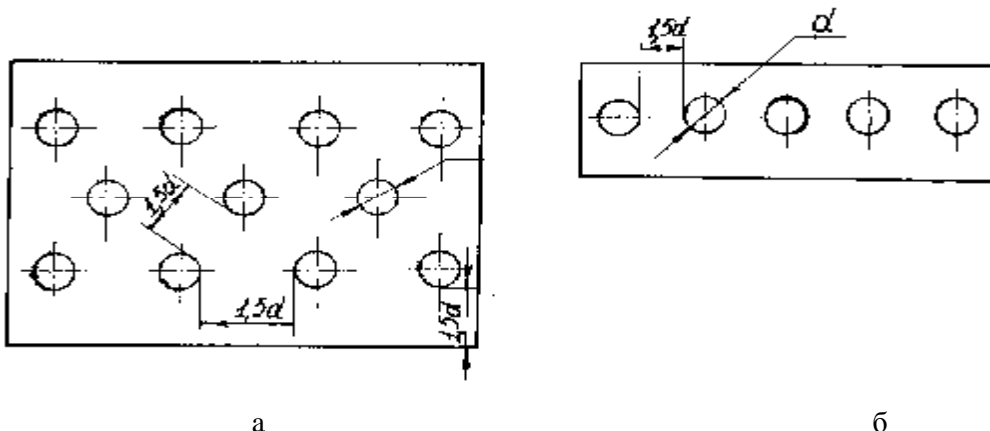


Рис. 3.20. Креслення форми антифрикційних вкладишів:
а– для нижньої півсфери, б– для верхньої

Спочатку було досліджено вплив різних діаметрів сферичної п'яти на коефіцієнт тертя антифрикційних матеріалів на моделі сферичного шарніра для середніх кутів їх розташування на нижній півсфері 65° і зусиллі $N = 4,2$ кН (табл. 3.8). Останнє яскраво проявилось в терті матеріалу НПИ-МС. Відміна коефіцієнта тертя для цятиму-221 від тертя без нього доведена статистично: $t_{розр} = 3,48892 > t_{теор} = 2,919987$. Те саме можна сказати і про вплив зміни діаметра сферичної п'яти – якщо діаметр менше або більше номінального, то коефіцієнт тертя менше. Статистичний аналіз значень коефіцієнта тертя для матеріалу нафтен-8 для дослідів з мастилом і без нього доводить цю відміну: $t_{розр} = 6,28 > t_{теор} = 6,313749$.

Таблиця 3.8

Результати порівняльних випробувань антифрикційних матеріалів на моделі сферичного шарніра для середніх кутів їх розташування на нижній півсфері 65° і різних діаметрів сферичної п'яти

| Матеріал | Мастило | Коефіцієнт тертя для діаметра сферичної п'яти, мм | | |
|------------|-----------|---------------------------------------------------|-------|-------|
| | | 99,5 | 100 | 100,5 |
| НПИ – МС | Цятим-221 | 0,171 | 0,39 | 0,23 |
| | – | 0,28 | 0,425 | 0,33 |
| | Солідол | – | 0,51 | – |
| Нафтен – 8 | – | 0,305 | 0,56 | 0,29 |
| | Цятим-221 | 0,32 | 0,45 | 0,25 |
| | Солідол | 0,38 | – | – |

Таблиця 3.9

Залежність моменту (коефіцієнту) тертя в сферичному шарнірі від площі антифрикційних вкладишів з матеріалу НПИ-МС при кутах розташування вкладишів ($\varphi_{в} = 80-89^\circ$; $\varphi_{н} = 57-73^\circ$)

| Площа контакту, см ² | | Питомий тиск на верхню півсферу, МПа | Питомий тиск на нижню півсферу, МПа | Коефіцієнт тертя | |
|---------------------------------|--------------------|--------------------------------------|-------------------------------------|------------------|-------|
| на верхній півсфері | на нижній півсфері | | | f_{cp} | S_f |
| | | | | | |

| | | | | | |
|-------|-------|-------|--------|-------|--------|
| 2,126 | 4,638 | 1,454 | 5,895 | 0,399 | 0,0217 |
| 2,126 | 4,638 | 8,136 | 25,875 | 0,286 | 0,024 |
| 5,7 | 12,08 | 0,542 | 2,264 | 0,652 | 0,045 |
| 5,7 | 12,08 | 3,033 | 99,36 | 0,416 | 0,024 |
| 11,21 | 34,69 | 0,275 | 0,788 | 0,986 | 0,451 |
| 11,21 | 34,69 | 1,543 | 3,459 | 0,471 | 0,121 |

З метою визначення розміру усадки центра сферичної п'яти відносно центру сферичної основи були проведені дослідження для антифрикційного матеріалу НПІ-МС, наклеєного клеєм К-153 на поверхню основи з урахуванням напрямку вектора результуючих сил, які діють на шарнір: Q – сила бічного навантаження, P – сила нормального навантаження (рис. 3.21). Були перевірені дві моделі навантаження: а) Модель впливу тільки навантаження P , включає тільки нижню основу. б) Модель впливу спільного зусилля P і Q у співвідношенні їх значень 1:4 вимагає використання ще і верхньої півсфери. При цьому, вимірювання усадки мало б проводитися на куті $22,5^\circ$ відносно горизонту, бо там розташований вектор рівнодіючої сили, але замість цього, площина розташування антифрикційних вкладишів була зміщена відносно горизонту на $90^\circ - 22,5^\circ = 67,5^\circ$, а навантаження здійснювалося, як і раніше, динамометром 21 (рис. 3.22).

Після встановлення навантаження, матеріал було витримано до припинення процесу усадки (у разі потреби, поки усадка була значною, що призводило до зменшення заданого навантаження, воно збільшувалося до потрібного рівня), і проводився відлік усадки. Після цього навантаження знімалося, а потім робилося повторно, вже на деформованих з попереднього дослідження вкладишах (табл. 3.10).

У реальних умовах експлуатації діюче на вузол навантаження змінює свою величину і напрямок відносно антифрикційних вкладишів сферичного шарніра. При визначенні усадки антифрикційного матеріалу під впливом навантаження сферичного шарніра, був застосований прийом при моделюванні зміни напрямку результуючого вектора сили навантаження від 90° за рахунок зміни площини розташування антифрикційних вкладишів відносно вертикального напрямку.

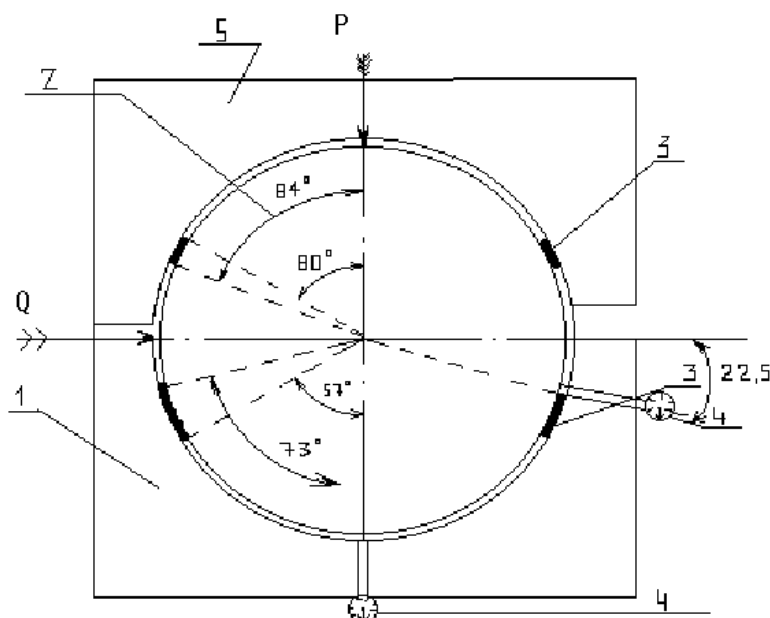


Рис. 3.21. Схема вимірювання усадки антифрикційних вкладишів:
 1 – нижня сферична основа; 2 – кут зміщення площини розташування антифрикційних вкладишів при моделюванні одночасної дії двох сил (P та Q); 3 – антифрикційні вкладиші; 4 – мікрометр (друге його положення показано умовно, для випадку моделювання одночасної дії обох сил; 5 – верхня сферична основа шарніра

Таблиця 3.10

Усадка НПИ-МС з клеєм К-153 у сферичному шарнірі
 ($\varphi_{\text{в}} = 80-89^\circ$; $\varphi_{\text{н}} = 57-73^\circ$)

| Навантаження, кН | Усадка уздовж вектора сили, мм | | | | | |
|------------------|--------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| | $\varphi_{\text{г}} = 0^\circ$ | | | $\varphi_{\text{г}} = 76^\circ$ | | |
| | Питомий $P_{\text{а}}$ МПа | Усадка | | Питомий $P_{\text{а}}$ МПа | Усадка | |
| | | При первинному навантаженні | При повторному навантаженні | | При первинному навантаженні | При повторному навантаженні |
| 5,14 | 5,0 | 0,094 | 0,05 | 4,9 | 0,034 | 0,032 |
| 10,28 | 10,0 | 0,168 | 0,08 | 9,9 | 0,058 | 0,050 |
| 15,42 | 15,0 | 0,2018 | 0,096 | 14,8 | 0,076 | 0,059 |
| 20,56 | 20,0 | 0,2064 | 0,108 | 19,7 | 0,094 | 0,069 |
| 25,71 | 25,0 | 0,3008 | 0,12 | 24,7 | 0,104 | 0,076 |
| 30,15 | 30, | 0,34 | 0,134 | 28,9 | 0,118 | 0,080 |
| 36 | 35,0 | 0,368 | 0,146 | 34,5 | 0,135 | 0,088 |

Таблиця 3.11

Залежність коефіцієнта тертя для різних типів антифрикційних матеріалів при питомому тиску на верхню півсферу $P_a = 8$ МПа ,

$$j_B = 80 - 85^0; \quad j_H = 57 - 73^0$$

| Вид антифрикційного матеріалу | Питомий тиск на нижню півсферу, МПа | Коефіцієнт тертя | | Середнє квадратичне відхилення, σ_f |
|-------------------------------------------------------|-------------------------------------|------------------|----------|--------------------------------------------|
| | | $f_{c.э}$ | f_{cp} | |
| ВНИИ-НП-512 +циатим-221 +НПИ-МС | 19,04 | 0,195 | 0,155 | 0,0305 |
| | 38,09 | 0,1506 | 0,107 | 0,0229 |
| | 57,71 | 0,133 | 0,086 | 0,0112 |
| | 85,71 | 0,114 | 0,072 | 0,00884 |
| | 114,28 | 0,097 | 0,065 | 0,01 |
| | 142,85 | 0,0906 | 0,062 | 0,0127 |
| Лак ФБФ +циатим-221 +НПИ-МС | 5,71 | 0,462 | 0,323 | 0,104 |
| | 9,52 | 0,225 | 0,242 | 0,088 |
| | 19,04 | 0,252 | 0,1603 | 0,0409 |
| | 38,09 | 0,168 | 0,1 | 0,0155 |
| | 57,71 | 0,133 | 0,082 | 0,01006 |
| | 85,71 | 0,106 | 0,064 | 0,00514 |
| | 114,28 | 0,095 | 0,056 | 0,00446 |
| | 142,85 | 0,089 | 0,052 | 0,00591 |
| Лак ФБФ +циатим-221 +НПИ-МС на гумі ИРП-2023 | 5,17 | 0,497 | 0,215 | 0,0396 |
| | 12,05 | 0,1805 | 0,172 | 0,0314 |
| | 19,04 | 0,1305 | 0,119 | 0,01917 |
| | 38,09 | 0,1 | 0,088 | 0,00956 |
| | 57,71 | 0,093 | 0,076 | 0,00622 |
| | 85,71 | 0,0804 | 0,068 | 0,00523 |
| | 114,28 | 0,085 | 0,662 | 0,00409 |
| | 142,85 | 0,0803 | 0,059 | 0,00473 |

Цей прийом був далі застосовано для наступних досліджень при зміні не тільки напрямку вектора сили, але і зміни напрямку площини коливання сферичної п'яти відносно вектора результуючої сили R , яка може бути знайдена як

$$R = \sqrt{P^2 + Q^2}.$$

Початкове положення вкладишів наведено на рис. 3.22. При цьому положенні моделювався вплив на вузол вертикальної складової навантаження (N , або як прийнято далі – P). Площина гойдання у цьому випадку займає однакове положення відносно вкладишів при будь-якому повороті останніх відносно вертикальної осі.

Для моделювання впливу горизонтальної складової навантажень Q

вкладиші були повернені на 90° відносно початкового положення (рис. 3.23). Для моделювання впливу результуючої сили R вкладиші були повернені на кут, який для співвідношення 1:4 цих становить 77° відносно початкового положення (горизонту) (рис. 5.9).

При моделюванні впливу сили Q змінювалося також розташування вкладишів відносно площини гойдання сферичної п'яти, для чого здійснювався поворот вкладишів відносно напрямку гойдання 45° і 90° (рис. 3.24).

На рис. 3.23 показано кут φ_2 , яким позначається поворот площини наклейки вкладишів відносно площини коливання шарніра. Кутом же φ_1 було названо кут нахилу площини наклейки вкладишів відносно вертикальної осі шарніра.

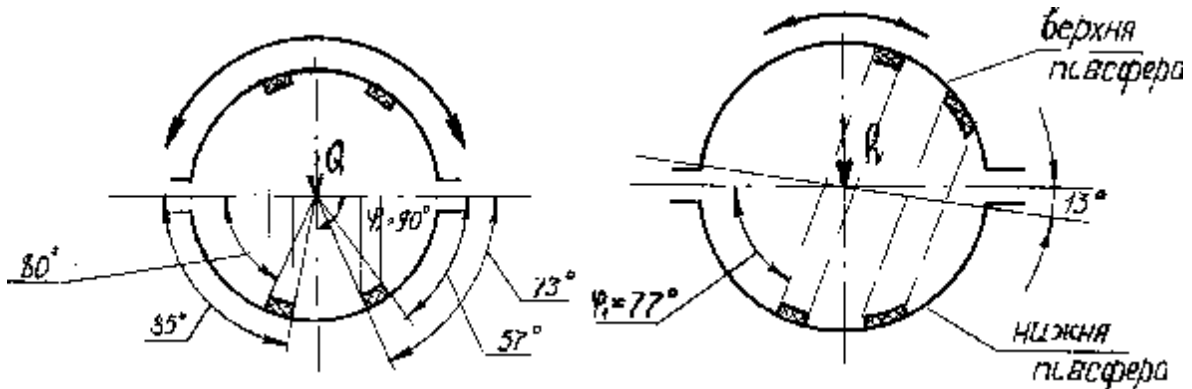


Рис. 3.22. Схема наклейки вкладишів при моделюванні дії сили Q

Рис. 3.23. Схема наклейки вкладишів при моделюванні дії сили R (верхня стрілка показує напрямок коливання моделі шарніра)

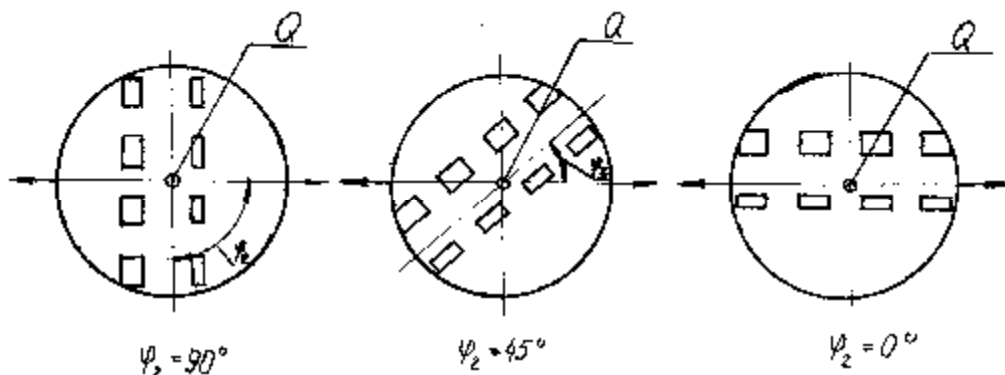


Рис. 3.24. Схема наклейки вкладишів при моделюванні різних напрямків коливань (сила Q перпендикулярна площині креслення, горизонтальна вісь показує площину коливання)

Питоме навантаження в сферичному шарнірі визначалося умовно, без урахування розташування вкладишів відносно осі напрямку навантаження в шарнірі

$$P_a = \frac{N}{S_{ном}}$$

де $S_{ном}$ – номінальна площа контакту, яка визначається з геометричних розмірів зразків; N – нормальна сила, що діє на модель шарніра безвідносно того, що вона моделює P , Q чи R .

Тоді, момент тертя в реальній конструкції шарніра можна визначити на основі експериментально отриманих значень коефіцієнта тертя в модельному шарнірі з урахуванням масштабного чинника за наступною залежністю

$$M_{рш} = N_{рш} \cdot f_n \cdot R_{рш} ,$$

де $N_{рш}$ – загальне навантаження в натурній конструкції шарніра; f_n – коефіцієнт тертя, що визначається експериментально на модельній конструкції при питомому навантаженні, відповідному умовам експлуатації шарніра; $R_{рш}$ – радіус дії сил тертя в реальному шарнірі.

Реальне навантаження в шарнірі можна визначити через коефіцієнт масштабного переходу $N_{рш} = K_{mn} N$,

де N – загальне навантаження в модельній конструкції шарніра; K_{mn} – коефіцієнт масштабного переходу.

Випробування (рис. 3.25), проведені для тих же пар тертя, що і в табл. 3.11 дають можливість дослідити вплив зміни кутів кут φ_2 та φ_1 на коефіцієнт (момент) тертя в сферичному шарнірі для того ж, як і раніше, співвідношенням чисельних значень сили P та Q , показали, що для всіх досліджених пар в сферичному шарнірі із збільшенням питомого навантаження коефіцієнт тертя закономірно меншає. Зміна значень кутів φ_2 та φ_1 теж впливає на зміну коефіцієнта тертя, але для обраних у першій серії дослідів питомих навантажень, не дає можливості чітко визначити цю залежність.

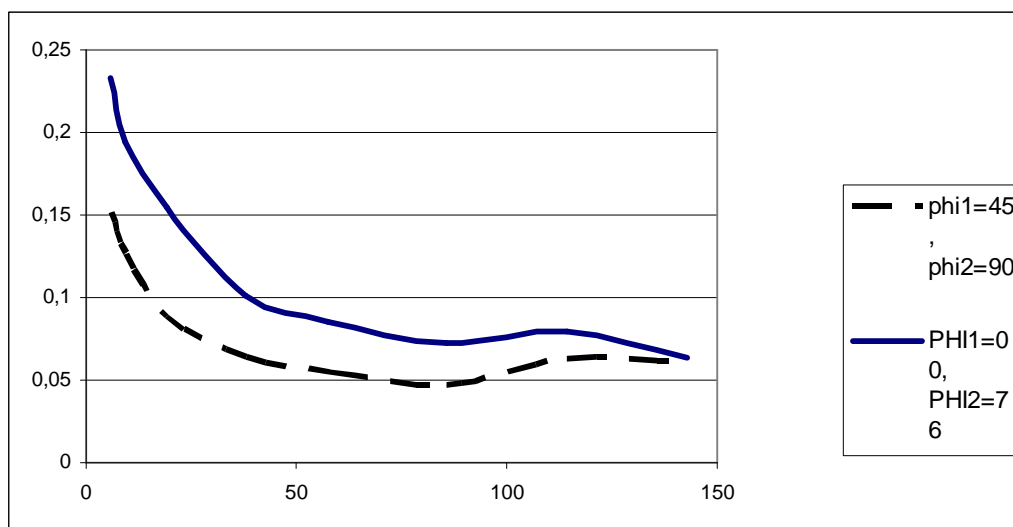


Рис. 3.25. Залежність коефіцієнта тертя від кутів повороту площини наклейки по відношенню до площини коливання шарніра до горизонту (φ_2 та φ_1) при питомому тиску на верхню півсферу $P_a = 0,8$ МПа, ($\varphi_e = 80-85^\circ$; $\varphi_n = 57-73^\circ$) для сферичної п'яти, покритої лаком ФБФ та матеріалу вкладишів НІИ-МС

Наступна серія дослідів була проведена з ширшим діапазоном навантажень на модель шарніру та з перевіркою всіх раніше обраних пар тертя. Як і

раніше, для більшості дослідів при зміні питомого тиску від 0,5 до 150 МПа коефіцієнт тертя меншає у 4 – 5 разів з 0,2 – 0,3 до 0,05 – 0,06.

Таблиця 3.12

Залежність коефіцієнта тертя для різних типів антифрикційних матеріалів від зміни температури зовнішнього нагрівання при питомому навантаженні

$$P_a=15 \text{ МПа}, j_B = 80 - 85^{\circ}; j_H = 57 - 73^{\circ}$$

| Матеріал пари тертя | Температура нагрівання, К | Коефіцієнт тертя спокою f_{c0} | Коефіцієнт тертя руху, f |
|-------------------------------------------------|---------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| ВНИИ-НП-512+циантим-221 +НПИ-МС | 293 | 0,14 | 0,135 |
| | 323 | 0,09 | 0,1 |
| | 373 | - | 0,09 |
| | 423 | - | 0,07 |
| | 473 | - | 0,4 |
| Циантим-221+НПИ-МС | 20 | 0,2 | 0,135 |
| | 100 | 0,08 | 0,16 |
| | 150 | - | 0,19 |
| Лак ФБФ +циантим-221 +НПИ-МС | 293 | 0,15 | 0,13 |
| | 373 | 0,15 | 0,16 |
| | 423 | - | 0,12 |
| | 473 | - | 0,1 |
| | 493 | - | 0,1 |
| Лак ФБФ+циантим-221 +НПИ-МС на гумі ИРП-2023 | 293 | 0,24 | 0,2 |
| | 323 | 0,15 | 0,18 |
| | 373 | - | 0,12 |

3.5. Розрахунки оптимальної форми антифрикційних вкладишів для реальних вузлів тертя

Для проведення цих розрахунків скористаємося даними з табл. 3.8-3.11, де вибрані оптимальні матеріали для кожного з вузлів тертя. Оптимальний питомий тиск для кожного матеріалу будемо брати з табл. 3.6-7.

3.5.1. Сферичний шарнір екскаватора ЭМВ-8-2

Навантаження на таку опору складає $N=1000$ кН, радіус якої $R = 0,32$ м. Максимальний робочий кут обхвату сферичної п'яти основою становить $\varphi_1=90^{\circ}$.

Визначимо оптимальну форму антифрикційних вкладишів для такої конструкції за розробленою методикою, для чого спочатку розрахуємо питомий тиск в зоні тертя

$$P_{max} = N / (\pi R^2 \text{Sin}^2 \varphi_1) = 1 \cdot 10^6 / (\pi 0,32^2 \text{Sin}^2 90^{\circ}) = 3,1 \text{ МПа}$$

Для нафтлену-8 $P_{onz} = 10$ МПа. Загальна площа такого антифрикційного вкладиша визначається як $S = N / P_{onz} = 1 \cdot 10^6 / 10 = 0,1 \text{ м}^2$.

Приймаємо кількість фрагментів, що складають вкладиш, $n = 8$. Далі визначаємо точність, з якою необхідно побудувати розгортку, тобто, крок по куту φ (в нашому випадку це буде $\Delta\varphi = 10^\circ$) і розрахуємо значення ширини вкладиша на кожному проміжному куті $\varphi_i = i \cdot \Delta\varphi$ згідно з (4.4). Результати цього розрахунку вміщені в табл. 3.13, а на рис. 3.26 можна побачити результати розрахунку ширини вкладишів, розміщених на сферичній основі.

Була проведена експериментальна перевірка оптимальної і неоптимальної форми вкладишів на моделі сферичного шарніра за схемою, наведеною на рис. 3.21 для антифрикційного матеріалу НПІ-МС. Останній був вибраний з причини того, що створити на модельній установці потрібний питомий тиск, як в натурному вузлі, не було можливим, тому був обраний матеріал з меншим оптимальним питомим тиском. Загальне навантаження на сферичний шарнір, радіусом 0,1 м, становило 35 кН при частоті коливання 0,5 Гц. Результати були аналогічними дослідженням для оптимальної форми зі зрізаним полюсом (п. 5.3.1) – коефіцієнт тертя був менший за неоптимальний на 7-18 %, а довговічність шарніра з оптимальною формою вкладишів була у 4,2 рази більша.

Таблиця 3.13

Розрахунки поточної ширини антифрикційного вкладиша

| Кут, на якому проводиться розрахунок ширини антифрикційного вкладиша, φ , град | Ширина антифрикційного вкладиша, l_φ , м |
|----------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| 0 | 0 |
| 10 | 0,01336 |
| 20 | 0,025109 |
| 30 | 0,033829 |
| 40 | 0,038469 |
| 50 | 0,038469 |
| 60 | 0,033829 |
| 70 | 0,025109 |
| 80 | 0,01336 |
| 90 | 0 |

Рис. 3.26. Розгортка розрахованої форми вкладишів (б) та вигляд вже готових вкладишів на сферичній основі в ізометричній проекції (а): 1 – сферична основа; 2 – антифрикційні вкладиші оптимальної форми

3.5.2. Шарнір зі зрізаним полюсом

Зробимо розрахунок для сферичної опори зі зрізаним полюсом такими параметрами: кути розташування антифрикційних вкладишів $j_e = 85^\circ$; $j_n = 50^\circ$; прикладене експлуатаційне навантаження $N = 10000H$, радіус кульової поверхні $R = 0,1m$. Кількість фрагментів антифрикційних вкладишів вибираємо рівним $n = 3$ і використовуємо матеріал типу НПИ-МС з $P_{onm} = 60$ МПа. Тоді закон зміни ширини антифрикційного вкладиша буде за (4.9)

$$lj = 0,996 \cdot \cos j.$$

Розрахуємо ці значення для деяких кутів:

$$f = 50^\circ; l_f = 0,64; f = 55^\circ; l_f = 0,57; f = 60^\circ; l_f = 0,5; f = 65^\circ; l_f = 0,42;$$

$$f = 70^\circ; l_f = 0,34; f = 75^\circ; l_f = 0,26; f = 80^\circ; l_f = 0,17; f = 85^\circ; l_f = 0,09;$$

Відкладемо значення l_j на розгортці і, з'єднавши точки плавними лініями, отримаємо контури антифрикційного вкладиша (рис. 3.27). Тепер знайдемо кут розділу вкладишів на дві половини $j_{1/2}$. За формулою (3.51) він становить $61,51^\circ$. На цьому куті і потрібно розділити фрагменти вкладишів на дві частини і змістити їх відносно один одного на кут $a_c = \frac{180}{3} = 60^\circ$. Результати побудови показані на рис. 3.27.

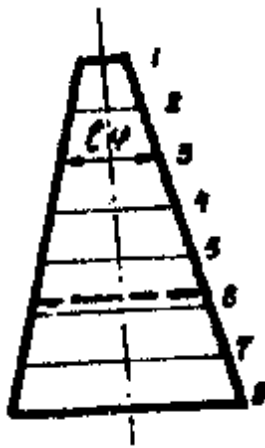


Рис. 3.27. Форма вкладиша, отримана на підставі розрахунку. Пунктиром позначена лінія перетину

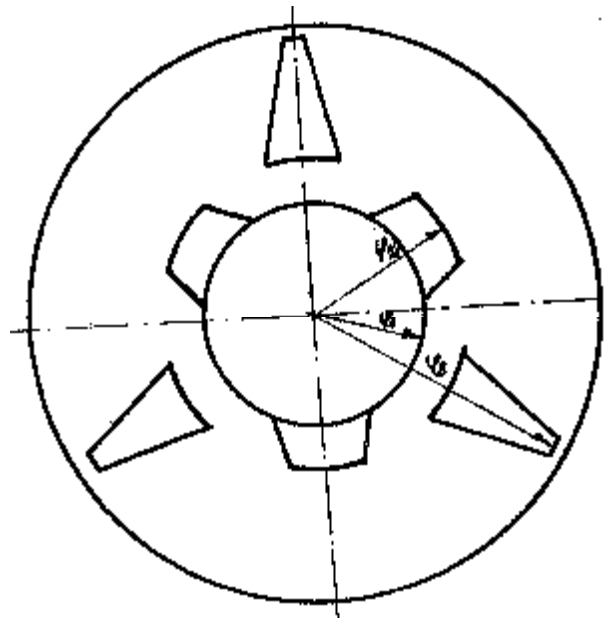


Рис. 3.28. Вид зверху на сферичну основу з антифрикційними вкладишами, розташованими згідно з розрахунком

Викладемо тепер ці вкладиші на сферичній основі шарніра зі зрізаним полюсом і наклеїмо їх клеєм, щоб запобігти зміщенню в процесі експлуатації

(на рис. 3.29 показані результати розрахунку і розташування оптимальної форми антифрикційних вкладишів в ізометрії).

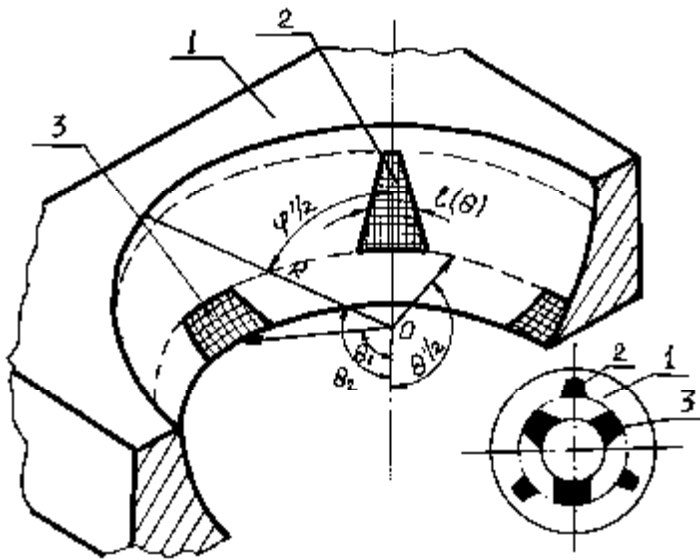


Рис. 3.29. Ізометричне зображення сферичної основи з вкладеними на ній антифрикційними вкладишами оптимальної форми: 1– сферична основа шарніра; 2 – верхня частина вкладишів;

ще і складала $66,89 \text{ см}^2$. Відношення товщини вкладиша до радіусу шарніра складало 2%.

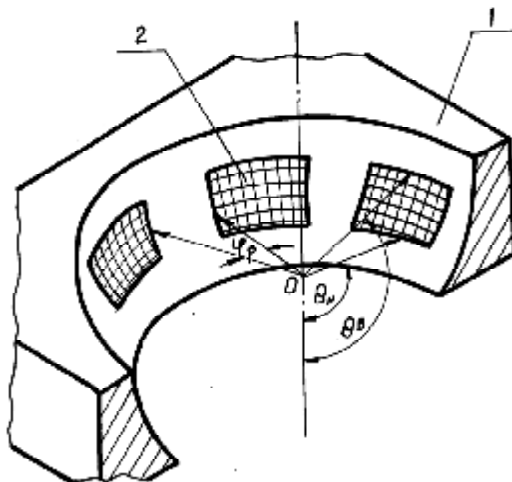


Рис. 3.30. Ізометричне зображення неоптимального (кільцевого) розташування антифрикційних вкладишів : 1– сферична основа шарніра; 2 –вкладиші

відомо з попередніх дослідів, викликає зменшення коефіцієнту тертя, Цей висновок отримав підтвердження при дослідженні поверхонь тертя НПИ–МС після

Для перевірки отриманих результатів були проведені порівняльні випробування шарніра з вкладишами, розташованими по кільцю, та вкладишами, викроєними згідно розрахунку. Для цього була застосована модель сферичного шарніра згідно схеми на рис. 1.21, де зрізаний полюс є потрібним для здійснення навантаження на шарнір. Випробування проводилися при навантаженнях 10000 Н , тобто в 10 разів менше за прийняте для розрахунку ширини вкладишів при тому ж радіусі. Отже ширина вкладишів була в 10 разів меншою за розраховану ви-

Питомий тиск в таких умовах становив 60 МПа . Частота коливання дорівнювала 1 Гц . Результати дослідження показали, що коефіцієнт тертя для антифрикційного матеріалу НПИ-МС при оптимальній формі вкладишів складав $0,26$, а при неоптимальній – $0,245$, – тобто, на $5,8 \%$ нижче. Цей результат пояснюється тим, що в останньому випадку внаслідок неповного прилягання сферичної п'яти до вкладишів, площа реального контакту була значно нижча, що, як

закінчення експериментів: знос кільцевого вкладиша відбувався по його нижній частині, а на розроблених вкладишах – рівномірно. Але при випробуваннях різних форм вкладишів виявилось, що оптимальна форма вкладиша більш довговічна, оскільки витримувала вказаний режим роботи у 2,8 рази довше за неоптимальну (кільцеву), вигляд якої подано на рис. 3.30.

Конструкція сферичного шарніра з оптимальним розташуванням вкладишів була визнана винаходом [235] (а.с. 1781476).

3.5.3. Шарніри для преса КА2330

Циліндричний у обертальному русі. Загальне результуюче навантаження на циліндричну опору $N=1000$ кН, радіус циліндричної частини опори $R=780$ мм, ширина циліндричного шарніру $\Delta = 320$ мм, максимальний кут обхвату поверхні опори одним циліндричним елементом вкладиша $\varphi_1=90^\circ$.

Таблиця 3.14

Розрахунки поточної ширини антифрикційного вкладиша

| Кут, на якому проводиться розрахунок ширини антифрикційного вкладиша, φ , град | Ширина антифрикційного вкладиша, l_φ , м |
|----------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------|
| 0 | 0,09824 |
| 10 | 0,09675 |
| 20 | 0,09232 |
| 30 | 0,08508 |
| 40 | 0,07526 |
| 50 | 0,06315 |
| 60 | 0,04912 |
| 70 | 0,0336 |
| 80 | 0,01706 |
| 90 | 0 |

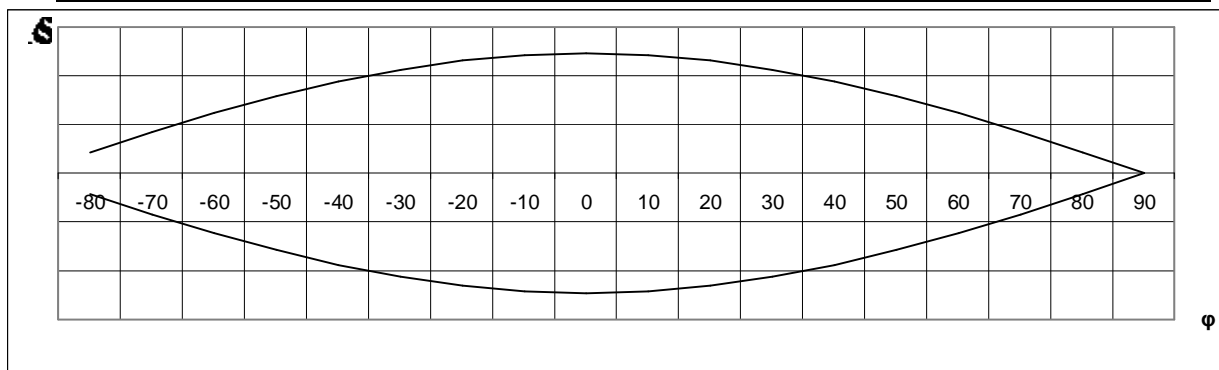


Рис. 3.31. Розгортка розрахованої оптимальної форми вкладишів

Циліндричний у зворотно-поступальному русі.

Зусилля на бічні стінки $R = 0.78$ кН, радіус повзуна $r = 400$ мм, довжина повзуна $l = 320$ мм, допустимий перекокс повзуна $\delta = 0,25$ мм.

Для вуглеситалу УСБ-15 $P_{onz} = 10$ МПа. Визначаємо точність, з якою необхідно побудувати розгортку, тобто, крок по довжині x (в нашому випадку це буде $\Delta x = 10$ мм) і розрахуємо значення ширини вкладиша на кожному значенні $x_i = i \cdot \Delta x$. Результати цього розрахунку вміщені в табл. 3.15, а на рис. 3.32 можна побачити результати розрахунку ширини вкладишів, розміщених на циліндричній основі.

Таблиця 3.15

Розрахунки поточної ширини антифрикційного вкладиша для циліндричного шарніру у зворотно-поступальному русі

| Відстань, на якій проводиться розрахунок ширини антифрикційного вкладиша, $x\varphi$, м | Ширина антифрикційного вкладиша, $l\varphi$, м | Відстань, на якій проводиться розрахунок ширини антифрикційного вкладиша, $x\varphi$, м | Ширина антифрикційного вкладиша, $l\varphi$, м |
|------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| 0 | 0,0325 | 0,08 | 0,0163 |
| 0,01 | 0,0322 | 0,09 | 0,0131 |
| 0,02 | 0,0313 | 0,1 | 0,01 |
| 0,03 | 0,0298 | 0,11 | 0,0072 |
| 0,04 | 0,0277 | 0,12 | 0,0048 |
| 0,05 | 0,0253 | 0,13 | 0,0027 |
| 0,06 | 0,0225 | 0,14 | 0,0012 |
| 0,07 | 0,0194 | 0,15 | 0,0003 |
| | | 0,16 | 0 |

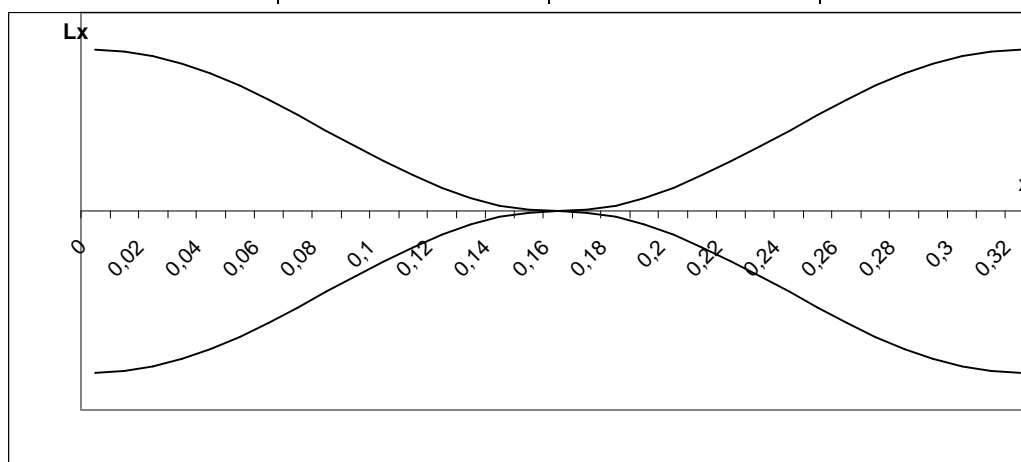


Рис. 3.32. Розгортка розрахованої оптимальної форми вкладишів циліндричного шарніру для зворотно-поступального руху

Треба мати на увазі, що таких вкладишів має бути чотири і їх треба розташувати симетрично одне одного.

На рис. 3.33. показано загальний вигляд вузла, який модифіковано антифрикційними матеріалами, а на рис. 3.34 – каретка кліщової подачі з заміненими підшипниками кочення на підшипники ковзання з антифрикційним матеріалом типу ТГН-2М.

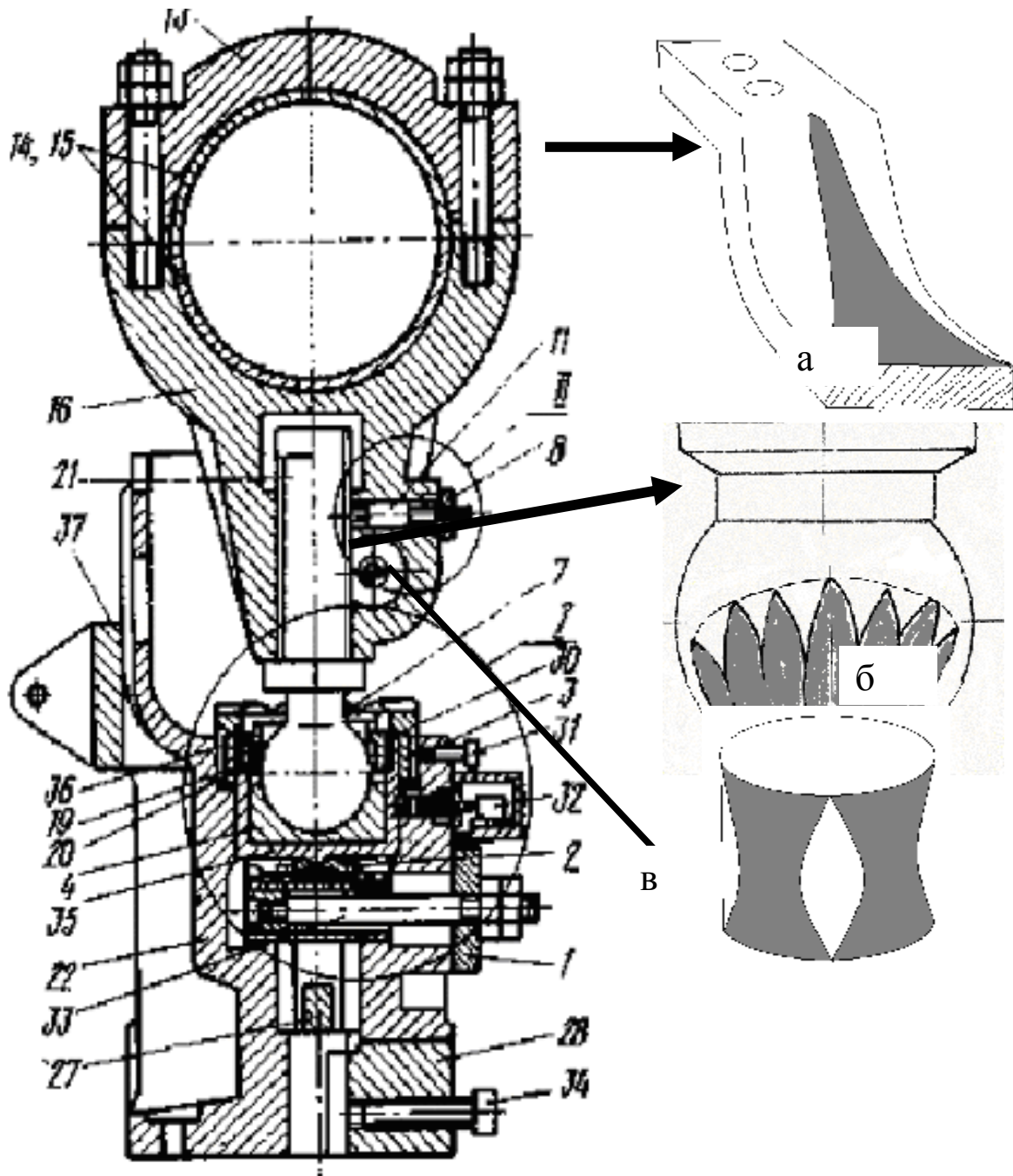


Рис. 3.33. Шатун і повзун: преса КА2330, з вкладишами з антифрикційних матеріалів оптимальної форми (заштрихована частина малюнку):

а – ексцентрикова втулка (показана її четверта частина); б – шарнірна опора; в – повзун.

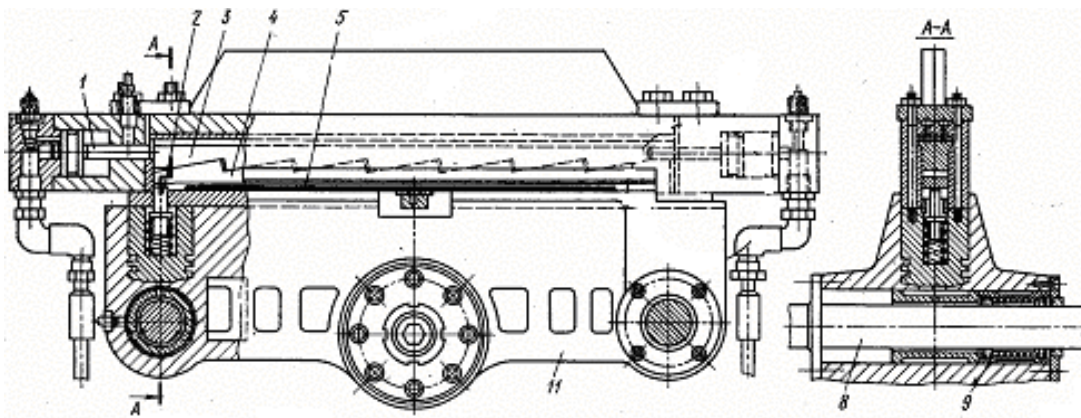


Рис. 3.34. Каретка кліщової подачі:
11 – каретка, переміщується по направляючим стійкам 8 на опорах 9,
які виконано із застосуванням антифрикційного матеріалу

3.6. Методика оптимального розрахунку форми трубопроводу для кулькового передавального механізму

На підставі досліджень, проведених у другому розділі, можна визначити оптимальну методику розрахунку кулькового передавального механізму:

1. Визначається довжина, на яку потрібно передати зусилля і його допустимі втрати, тобто L і $K_{кд}$.
2. Вибираються матеріали, з яких зроблено трубопровід і кульки, і для них вибирається мастило, яке забезпечує $f \rightarrow \min$, шляхом проведення експериментів по зворотно-поступальному ковзанню.
3. Співвідношення діаметрів кульки та трубопроводу вибирається як найближчим до 1.
4. При прокладенні маршруту кулькового передавального механізму, перевага надається криволінійним ділянкам, оскільки втрати на них мінімальні.
5. Якщо трубопровід закінчується згином, зусилля з нього треба передавати назовні без переходу на пряму ділянку.
6. Якщо треба змінити напрямок трубопроводу, краще використовувати S-подібні згини, а не перехід на прямолінійну ділянку.
7. Якщо отриманий результат перевищує заданий, проектування слід повторити, починаючи з п. 3.

Якщо форму трубопроводу і його діаметр, а також діаметри кульок змінити неможливо, то порядок розрахунку буде наступним :

1. На трубопроводі виділяються типові ділянки і визначається кількість кульок на них.
2. Для кожної ділянки розраховується свій коефіцієнт втрат.
3. Потім всі коефіцієнти перемножуються і множаться на вхідне зусилля. У результаті буде розраховане зусилля на виході трубопроводу.

В разі, коли є можливість вибрати матеріали з різним коефіцієнтом тертя, після визначеного значення $K_{кд}$, розраховуються комплекси втрат у загаль-

ному вигляді, звідкіля шляхом чисельних експериментів визначаються, при яких f ми отримуємо задане значення $K_{кд}$. Потім підбираємо такі матеріали і мастило, щоб вони забезпечили розраховане значення f .

Тоді оптимальна задача може бути вирішена засобами нелінійного програмування. Поставимо задачу у вигляді

$$\left. \begin{aligned}
 & K.K.D. - K_3 K_4 K_5 K_2 K_3 K_4 K_5 \rightarrow \min \\
 & 0 \leq f \leq f_{експ}, \\
 & 0 \leq 2r \leq d, \\
 & 0 \leq g, x \leq \frac{p}{2}, \\
 & 0 \leq l_n \leq L. \\
 & 0 \leq R \leq \frac{L}{2}
 \end{aligned} \right\} (3.32)$$

де $K_1 - K_5$ – коефіцієнти втрат на тертя на відповідних ділянках трубопроводу; f – коефіцієнт тертя кульки по стінці трубопроводу; KKD – задане значення коефіцієнта корисної дії, L – загальна відстань, на яку треба передати зусилля, $f_{експ}$ – експериментально знайдені значення коефіцієнта тертя кульки по трубопроводу, g, x – кути повороту трубопроводу.

Вирішуючи систему (3.32) відносно змінних параметрів з урахуванням обмежень, отримаємо всі потрібні нам елементи трубопроводу та діаметр кульок.

Проведемо розрахунок заміни пневматичних магістралей управління кривошипного гарячештампувального преса КГШП, які виконані металевими трубами діаметром діаметром 28 мм (0,028 м). У клапанному блоці запобіжний клапан настроюється на тиск 80 – 150 кгс/см² (8 – 15 МПа²). Це означає, що найбільше зусилля, яке передається по ньому, становить для більшої труби 3,3 – 6,6 кН.

Визначимо потрібне значення коефіцієнту тертя кульок по стінках трубопроводу, якщо центральний трубопровід гідромагістралі діаметром 0,028 м буде замінено на кульковий передавальний механізм з кульками діаметром 0,027 м, які вкриті шаром пластичного мастила. Для цього скористаємося постановкою оптимальної задачі (4.75), де змінними параметрами є не тільки коефіцієнт тертя, але і геометричні параметри, такі як радіуси і кути скруглень, довжини лінійних ділянок тощо.

Скористаємося методикою з п. 2.2, яка дозволяє визначити коефіцієнт втрат на тертя на всіх ділянках трубопроводу і на переходах з однієї ділянки на іншу, включно.

Для визначення оптимального значення коефіцієнта тертя, задамо значення коефіцієнта корисної дії (ККД) – 0,75.

Розрахунок проведено із застосуванням розробленого в п.3.1.3. алгоритму пошуку глобального екстремуму методом половинного ділення, модифікованим $ЛП_t$ – розподілом Соболя, блок схема алгоритму подана на рис. 3.3. Результати розрахунку наведені в табл. 3.16.

Таблиця 3.16

Результати розрахунку втрат на тертя в кульковому передавальному механізмі

| Номер | Ділянка | | Кількість кульок на ділянці | Кут закруглень, град | Значення коефіцієнта втрат, K_i |
|-------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------|-----------------------------|----------------------|-----------------------------------|
| | Назва | довжина або радіус, м | | | |
| 1 | Вхід з прямолінійної ділянки на криволінійну | -- | 1 | - | 0,9874855 |
| 2 | Криволінійна ділянка | 0,5 | 10 | 48 | 0,9683966 |
| 3 | Перехід з криволінійної ділянки на прямолінійну | -- | 1 | - | 0,9951385 |
| 4 | Прямолінійна ділянка | 1,215 | 20 | - | 0,8861502 |
| 5 | Вхід з прямолінійної ділянки на криволінійну | -- | 1 | - | 0,9845476 |
| 6 | Криволінійна ділянка | 0,38 | 10 | 12 | 0,9485005 |
| 7 | Перехід з криволінійної ділянки на прямолінійну | -- | 1 | - | 0,9936712 |
| 8 | Прямолінійна ділянка | 0,42 | 7 | - | 0,9585782 |
| Для коефіцієнта тертя | | | | | 0,02053 |
| ККД всього трубопроводу | | | | | 0,75010050 |

Таке значення коефіцієнта тертя характерне для тканих карбопластів при питомих навантаженнях в діапазонах 0,005–0,01 та 10–100 МПа. Отже, в разі застосування кульок, покритих такими матеріалами, можна замінити трубопровід пневмоприводу, який вимагає значної герметичності, на кулькопровід, для якого герметичність не потрібна, і отже, підвищити надійність гідравлічних або пневматичних елементів конструкції ковальсько-штампувального обладнання.

3.7. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу

3.7.1. За критерієм мінімуму втрат на тертя

Застосування антифрикційних матеріалів в вузлах тертя промислового устаткування часто гальмується складністю їх найкращого підбору для конкретних режимів роботи. Самі режими роботи в наш час детально досліджені для більшості машин і агрегатів [71-72] з визначенням статистичних характеристик розподілу навантажень, швидкостей і т. ін. для циклових змін.

Діапазон зміни коефіцієнта тертя для антифрикційних матеріалів, в залежності від експлуатаційних навантажень: швидкості відносного ковзання: шерехатості поверхні металевого контрзразка і т. ін., досить широкий – від 0,1 до 0,001 і менше – і має екстремальний характер. При досягненні оптимальних режимів роботи, стає можливим застосування цих матеріалів в якості підшипників ковзання замість підшипників кочення, що забезпечує підвищення на-

дійності такого вузла тертя за рахунок більшої стійкості до ударних навантажень. Вартість експлуатації такого вузла менше, оскільки за рахунок режиму самозмащування, він не потребує ані системи змазки, ані закладки консистентного мастила. Не потрібна також герметизація зони тертя, оскільки продукти зносу залишаються в зоні тертя, забезпечуючи потрібний коефіцієнт тертя. І, оскільки при зносі антифрикційного матеріалу треба замінити не всю конструкцію підшипника, як у випадку з підшипником кочення, а тільки антифрикційний вкладиш, товщина якого становить 1 – 10 мм, то вартість підшипника ковзання значно менша.

Сформулюємо оптимальну задачу, виходячи з очевидних міркувань такого підбору значень фізико-механічних властивостей антифрикційних матеріалів, щоб було досягнуто мінімум значень коефіцієнта тертя при умові дотримання режимів роботи в межах, де ці матеріали зберігають свою працездатність.

Нехай для деякої групи антифрикційних матеріалів існує залежність коефіцієнта тертя від режимів роботи та фізико-механічних параметрів цих матеріалів у вигляді

$$f_{тр} = \Psi(WR_i, PMP_j), \quad (3.33)$$

де WR_i – набір режимів роботи вузла тертя ($1 \leq i \leq N_{wr}$ – кількість режимів роботи, що враховуються у формулі (1), PMP_j – набір фізико-механічних параметрів ($1 \leq j \leq N_{pmp}$ – кількість фізико-механічних властивостей, що враховуються у формулі (4.121)). Ці параметри функції Ψ мають обмеження по діапазону існування у вигляді

$$WR_i \subset [WR_{imin}; WR_{imax}], PMP_j \subset [PMP_{jmin}; PMP_{jmax}], \quad (3.34)$$

де індекси “min” та “max” означають відповідно найменше та найбільше значення параметру.

Для кожного з режимів роботи можна знайти середнє $M[WR_i]$ та середнє квадратичне відхилення $\sigma[WR_i]$ та емпіричні криві функції розподілу $f(WR_i)$ за методикою, викладеною в [72].

Тоді порядок розрахунків буде наступний:

1. Визначити фізико-механічні параметри для металевого елемента пари тертя. PMP_j .
2. Визначити статистичні характеристики режимів роботи та закон їх розподілу $f(WR_i)$.
3. Для початкової точки оптимального розрахунку антифрикційної пари вибрати значення фізико-механічних параметрів для фторопласту-4. Цей матеріал обрано як найбільш досліджений серед антифрикційних.
4. Встановити значення WR_i в (3.34) на рівні $M[WR_i]$.
5. Застосувати алгоритм пошуку екстремуму шляхом генерації чисел Соболя, як таких, що найбільш рівномірно заповнюють гіперкуб з ребрами $[0; 1]$, в K -вимірному паралелепіпеді з наступним застосуванням методу половинного

ділення [198, 223–224, 286], де K – кількість фізико-механічних властивостей антифрикційних матеріалів, які враховуються в (3.33).

6. Критерієм зупинки генерації чисел Соболя є r_{min} – коефіцієнт кореляції між числами Соболя, – оскільки цей параметр поступово зменшується зі збільшенням кількості чисел.

7. Після знайдення оптимуму $f_{тр,опт}$ для середніх значень режимів роботи, отримане рішення потрібно перевірити при відхиленні WR_i від його $M[WR_i]$ за допомогою $f(WR_i)$. Для цього треба згенерувати числа Соболя в діапазоні $[0; 1]$ для тих режимів роботи, які мають імовірний розподіл, з зазначеним в п.6 критерієм зупинки генерації.

8. Приймаючи ці значення як значення функції розподілу режимів роботи $f(WR_i)$, знайти величину аргументів (квантилів), які їм відповідають. Якщо вид функції відомий, то застосовується методика, викладена в [72]. В разі тільки графічного визначення цієї залежності, використовується порядок цього визначення показаний на рис. 3.35. Для розподілів, які мають симетричну форму, визначати обидва значення квантиля.

9. Для всіх визначених за п.6 сполучень значень WR_i розраховується величина $f_{тр}$ за (4.121). Рішення вважається прийнятним, якщо

$$\frac{(f_{тр} - f_{тр,опт})}{f_{тр,опт}} 100\% \leq 10 - 15\% \quad (3.35)$$

10. Якщо нерівність (3.35) не виконується, то замість значень $M[WR_i]$ в (3.34) підставляються ті значення WR_i , для яких формула (3.33) приймала найбільше значення і розрахунок повторюється з п. 3.

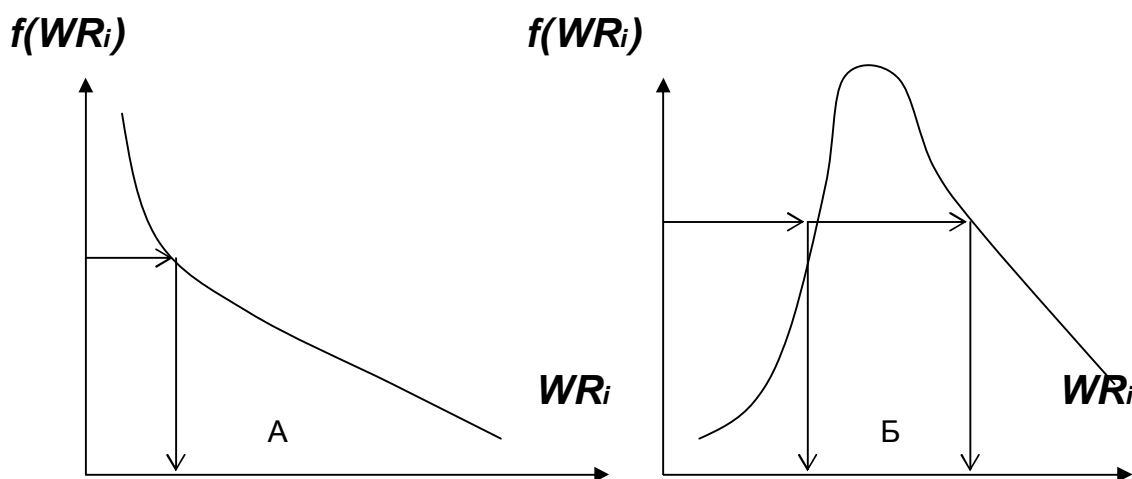


Рис 3.35. Схема визначення квантиля функції щільності розподілу.
А – для несиметричних кривих; Б – для симетричних

Оптимальна задача по критерію мінімуму інтенсивності лінійного зносу може бути сформульована наступним чином:

1. Для різних антифрикційних матеріалів проводимо експерименти на машині тертя за схемою, що відповідає схемі тертя в натурному вузлі.

2. В процесі випробувань фіксуємо такі режими роботи: P_a – номінальний тиск, МПа; T – температура випробувань, К; V – швидкість відносного ковзан-

ня, м/с; L – шлях, пройдений зразком антифрикційного матеріалу по відповідному металевому зразку, км. Триботехнічним параметром, значення якого нас цікавить у цих випробуваннях, є W_h – лінійний знос зразка вздовж напрямку дії нормальної сили взаємного притискання зразків.

3. Для кожного досліду визначимо інтенсивність лінійного зносу

$$I_h = \frac{W_h}{L} \quad (3.36)$$

4. Для всього діапазону змін температури для вузла тертя знайдемо значення фізико-механічних параметрів, що найкраще характеризують триботехнічні властивості антифрикційних матеріалів [3]: HB – твердість за Брінеллем, МПа; Θ – крайовий кут змочування рідиною поверхні матеріалу, рад.

5. Сформуємо таблицю з результатами випробувань: знайденим по пп. 2-4 і знайти залежність інтенсивності лінійного зносу від всіх цих параметрів у вигляді [2, 86, 275]

$$y, \ln y = b_0 + \sum_i^M (b_i x_i + b_{ii} x_i^2 + a_i \ln x_i) \sum_j^M b_{ij} x_i x_j, \quad (3.37)$$

$$i \neq j$$

і знайдемо коефіцієнти b_i залежності для найбільш значимих факторів, вважаючи, що I_h – це залежний фактор y , а інші фактори є незалежними факторами x_i .

6. Визначимо наступні числові характеристики режимів роботи як випадкових процесів для проєктованого вузла тертя: m_x – середнє; σ_x – середнє квадратичне відхилення. І вирішимо наступну оптимальну задачу для знайденої залежності інтенсивності лінійного зносу

$$I_h = \Psi(P_a, V, L, T, HB, \Theta) \rightarrow \min \quad (3.38)$$

при обмеженнях $|x_i - m_{xi}| \leq 3s_{vi}$

Оптимальні значення HB_{opt} і Θ_{opt} дають можливість вибрати такий антифрикційний матеріал, для якого ці параметри є найближчими.

7. Для середніх значень режимів роботи, фізико-механічних параметрів вибраного антифрикційного матеріалу та для заданого значення лінійного зносу матеріалу у вузлі тертя $W_{hзад}$ знайдемо корні рівняння виду

$$\frac{W_{hзад}}{L} - \Psi(P_a, V, L, T, HB, q) = 0 \quad (3.39)$$

відносно шляху тертя L_{cp} . Отримане рішення визначить середній шлях, який пройде проєктований вузол тертя. Тоді термін роботи такого вузла буде знайдено як

$$t = \frac{L_{cp}}{V_{cp}} \quad (3.40)$$

В цьому алгоритмі всі розрахунки проводяться відносно середніх значень параметрів тому, що знос є наслідком кумулятивної, накопичувальної дії режимів роботи вузла тертя. Отже, на загальний знос, в першу чергу, впливають саме середні значення режимів роботи.

Скористаємося розробленими алгоритмами для оптимального вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя машин та агрегатів обробки тиском. Для цього знайдемо залежність виду (3.33)

Наприклад, для вуглетканини УТН-2М температурна залежність твердості за Брінеллем має вигляд $HB = 2172,3e^{-0,013T}$, а для антифрикційної тканини типу “Даклен” $HB = 479,37e^{-0,0105T}$. і т.д

Так само для прикладу, наведемо температурну залежність крайового кута змочування для антифрикційної тканини типу “Даклен” $\Theta = 11,529e^{-0,0066T}$, а для вуглеситалу УСБ-15 – $\Theta = 6,4596e^{-0,0058T}$

Результати цих досліджень були зведені в таблицю, за якою знайдена, за допомогою функції “Аналіз даних–Регресія” електронних таблиць EXCEL, апроксимуюча залежність інтенсивності зносу від вихідних параметрів виду (4.119) серед яких найбільшу адекватність мала модель

$$I_h = EXP \left[2,095 + \left[\begin{array}{l} 0,029 + 0,00074LnP_a - \\ - 0,0001787\sqrt{V} - \frac{0,03035}{q} \end{array} \right] T + \right. \\ \left. + [0,0509 + 0,01684LnP_a\sqrt{V}]L + \right. \\ \left. - [0,01302q - 0,0272]HB + 0,3373LnP_a \right] 10^{-8} \quad (3.41)$$

Для неї табличне значення критерію Фішера становить $F = 15,23827$, а розраховане – всього $5,06 \cdot 10^{-09}$. Що доводить високу її адекватність.

Отримана залежність інтенсивності зносу, оптимальні значення HB_{opt} і Θ_{opt} та задане значення лінійного зносу за період експлуатації – $W_{hmax} = 400$ мкм – дозволили сформулювати рівняння виду

$$Ln[(I_{hmax} 10^8) / L_{max}] - \left[\begin{array}{l} 0,0509 + \\ + 0,01684LnP_a\sqrt{V} \end{array} \right] L_{cp} - 2,095 - \\ - \left[\begin{array}{l} 0,029 + 0,00074LnP_a - \\ - 0,0001787\sqrt{V} - \\ - \frac{0,03035}{q} \end{array} \right] T - \left[\begin{array}{l} 0,01302q - \\ - 0,0272 \end{array} \right] HB + 0,3373LnP_a = 0 \quad (3.42)$$

рішення якого було знайдене з застосуванням функції “Пошук рішення” в електронних таблицях EXCEL. Воно дало наступні результати: $L_{cp} = 30,52959$, при якому рівняння має значення $-0,00017$, тобто, майже нуль. Для перевірки потреби в застосуванні оптимізаційних рішень при виборі антифрикційного матеріалу, для середніх значень режимів роботи, була побудована залежність інтенсивності лінійного зносу від HB і Θ . На рис. 3.36 наведені результати цього числового експерименту.

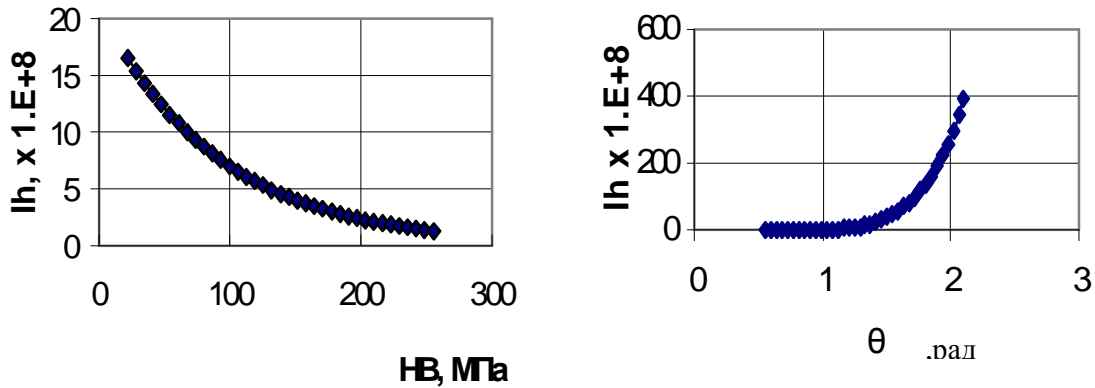


Рис. 3.36 Графіки залежності інтенсивності лінійного зносу від твердості (А) та крайового кута змочування (Б).

З нього видно, що ця залежність є не тільки нелінійною, але і сам вид цієї залежності для HB – зворотній, а для θ – прямий. Отже: підбір параметрів конкретного антифрикційного матеріалу можливий тільки з застосуванням вирішення типу (3.345). Сама ж залежність є очевидною – чим більша твердість, тим менший знос. І, чим більша адгезійна складова сили тертя, яка характеризується параметром θ [193], тим більший і знос. Тоді, для середньої швидкості ковзання $V_{cp} = 1,5$ м/с, термін роботи вузда тертя з вуглеситалом УСБ-15 становитиме $t_{cp} = 20353,06$ робочих годин або 2,323408 років безперервної роботи.

Зробимо подібні розрахунки для інших вузлів тертя машин обробки тиском. Всі необхідні дані були отримані з довідників [154, 215, 291].

Підшипник ковзання для вала підйомного стола стана 550

Для нього вже визначено закон розподілу навантаження як нормальний з середнім значенням 4.35 МПа [211].

Інші робочі параметри є незмінними і становлять : швидкість відносно-го ковзання – 1,1 м/м, температура нормальна. Фізико-механічними параметрами металевого елемента пари тертя було прийнято параметри сталі 45.

В якості залежності виду (3.33) було взято наступні дві – (2.60)-(2.61), кожна з яких визначає залежність коефіцієнту тертя для метал-полімерних пар тертя для твердості за Брінеллем не вище 160 МПа.

Для припинення генерації чисел Соболя, було застосовано граничне значення коефіцієнта кореляції $r_{min} = 0,05$.

Після проведення розрахунків за системою рівнянь (2.60) – (2.61), знайденою за методикою розпізнавання образів, оптимальне значення $f_{тр,опт} = 0,042$ при $\theta_M = 1,25$ рад і $HB_M = 500$ МПа для наступного значення критеріальних рівнянь $C_1 = 220$, $C_2 = 226$, $C_3 = 221$, $C_4 = 225$. Визначення зміни коефіцієнту тертя для різних режимів навантаження по п.9 алгоритму показав, що нерівність (3.34) виконується. Після проведення розрахунків за наступною системою рівнянь, оптимальне значення для $f_{тр,опт} = 0,032$ при $\theta_M = 1,69$ рад і $HB_M = 298$ МПа

Найближчим за цими показниками по твердості є дерев'яна прескомпозиція типу П-5-12 (розробка ИМПС, м. Гомель) [246], а по крайовому куту змочування – фторопласт-4. [206]. Розрахунки показують, що прескомпозиція, просочена фторопластом, є найкращим варіантом для цього вузла тертя.

Отже, оптимальний розрахунок по критерію мінімуму втрат на тертя показав, що найкращий матеріал, який можна застосувати в підшипниках ковзання замість баббітових підшипників, це – прескомпозиція, просочена фторопластом, – оскільки коефіцієнт тертя, що відповідає цьому рішення, менший за його значення в попередньому випадку.

Визначимо економію від запровадження підшипника ковзання з цього матеріалу, один кілограм якого коштує не дорожче за 300 грн. Для трьох підшипників його потрібно $0,01 \times 0,3 \times 0,2 \times 3,14 \times 1,1 \times 10^3 = 2,724$ кг, тоді вартість становить 817,20 грн. Вартість бабітового підшипника складає 1500 грн. Отже, економія тільки за рахунок зміни конструкції становить 45,52%. Економію, що виникає за рахунок експлуатації підшипника ковзання оцінити складно, оскільки це вимагає довготривалих натурних випробувань, але вона буде не менше 30% від економії в ціні. Існує ще один вид економії, який виникає з можливості виготовлення не тільки підшипників, але і самого матеріалу в умовах ремонтних цехів металургійних заводів.

Покажемо, як працює критерій мінімуму зносу на тому ж прикладі. Для цього було вибрано дані про інтенсивність лінійного зносу в залежності від режимів роботи для схеми тертя типу “вал-втулка” з [276]. Із роботи [193] для тих же матеріалів вибрані значення твердості за Брінеллем та крайового кута змочування. Далі, була сформована таблиця вихідних даних, в яку значення фізико-механічних параметрів для різних температур випробування матеріалів на знос знаходилися шляхом нелінійної екстраполяції, яка здійснена за допомогою побудови лінії тренду в електронних таблицях EXCEL.

Оптимальний пошук за критерієм (3.35) потрібних нам параметрів антифрикційного матеріалу дав наступні значення фізико-механічних властивостей антифрикційного матеріалу $H_{B_{opt}} = 339$ МПА, $\Theta_{opt} = 1,25$, рад, для яких оптимальна інтенсивність лінійного зносу буде $I_h = 0,527705 \cdot 10^{-8}$.

Підготуємо дані для розрахунку оптимальних антифрикційних матеріалів.

Сферичний шарнір преса КА2330

Він передає зусилля шатуна на повзун. Робоче зусилля преса $N=1000$ кН, радіус шарніра $R=320$ мм. робоча температура – нормальна $T = 293$ К. Кут зони тертя $\varphi_1=90^\circ$, робочий хід $h=130$ мм. приводний вал з кривошипом здійснює обертання зі швидкістю $n=100$ об/хв.

Знайдемо величину кута нахилу шатуна відносно шарніру:

$$\varphi = \arctg(0,13/1,503) = 0,086 \text{ рад}$$
$$v = 2 \cdot 0,086 \cdot 0,13 \cdot 100/60 = 0,0373 \text{ м/с}$$

Визначимо питомий тиск в зоні тертя

$$P = \frac{3 \cdot 1000}{4p0.32^2 \sin^2 \frac{P}{6}} = 9.32 \text{ МПа}$$

Циліндричний шарнір у обертальному русі для преса КА2330

Він передає зусилля з кривошипа на шатун. Робоче зусилля преса $N=1000$ кН, радіус шарніра $R = 780$ мм, ширина шарніра $\Delta = 320$ мм, робоча температура – нормальна $T = 293$ К. Кут зони тертя $\varphi_1=90^\circ$, робочий хід $h= 130$ мм. приводний вал з кривошипом здійснює обертання зі швидкістю $n=100$ об/хв.

Визначимо швидкість відносного ковзання в зоні тертя за формулою (2.1)

$$v=2 \cdot \pi \cdot 0,78 \cdot 100/60 = 8,17 \text{ м/с}$$

Визначимо питомий тиск в зоні тертя за формулою (2.6)

$$P = \frac{3 \cdot 1000}{2p0,32 \cdot 0,32} = 4,66 \text{ МПа}$$

Циліндричний шарнір у зворотно-поступальному русі для преса КА2330

Це повзун, на якому закріплено штамп. Робоче зусилля преса $N=1000$ кН, радіус повзуна $r = 400$ мм, довжина повзуна $l = 320$ мм, допустимий перекоп повзуна $\delta = 0,25$ мм, робоча температура – трохи вище нормальної за рахунок нормальна $T = 303$ К, робочий хід $h= 130$ мм. приводний вал з кривошипом здійснює обертання зі швидкістю $n=100$ об/хв.

Визначимо швидкість відносного ковзання в зоні тертя за формулами(4.45)-(4.46)

$$v= 2 \cdot 0,13 \cdot 100/60 = 0,43 \text{ м/с}$$

Визначимо питомий тиск в зоні тертя за формулою (2.6), але спочатку, за формулами (4.45)-(4.46) визначимо ту частку зусилля, яке приходиться на повзун у напрямку, перпендикулярному напрямку його руху

$$R= N \operatorname{tg}(\operatorname{arcSin}(0,00025/0,32))=0,78 \text{ кН}$$

$$P = \frac{3 \cdot 0,78}{2p \cdot 0,4 \cdot 0,32/2} = 0,0232 \text{ МПа}$$

Довговимірна направляюча у зворотно-поступальному русі для кліщової подачі КП-8.

На ній розташована рухома каретка з кліщами, які подають металеву стрічку в зону штампування. Ширина металевої стрічки 200 мм, товщина 2 мм, крок подачі 200 мм, швидкість подачі 36 м/хв, Маса металевих частин каретки подачі – 180 Н, рух гальмівних обценьок каретки здійснюється на чотирьох кулькових підшипниках, а пропонується їх заміна на підшипники ковзання, з зоною контакту 10x40 мм.

Швидкість відносного ковзання знайдемо зі швидкості подачі, перевівши її значення в систему СІ

$$v = 36/60 = 0,6 \text{ м/с}$$

Навантаження на цей вузол тертя складається з ваги каретки та ваги металу, який розташовано на ній, збільшеної у чотири рази, щоб врахувати масу металу, який звисає по краям каретки

$$N = 180 + 0,2 \cdot 0,2 \cdot 0,002 \cdot 78000 = 186,24 \text{ Н}$$

Тоді питомий тиск в зоні тертя

$$P = \frac{186,24}{4 \cdot 0,01 \cdot 0,04} = 0,116 \text{ МПа}$$

Визначивши режими роботи вищевказаних вузлів тертя, знайдемо для них найбільш можливу температуру фрикційного нагріву за формулами (1.10), взявши теплотехнічні параметри для фторопласту, як для матеріалу з найбільшою теплоємністю.

Далі, як для циліндричного підшипника ковзання підйомного стола стана 500, проведемо розрахунки оптимальних значень крайового кута змочування (Θ) та твердості за Брінеллем (HB) за критерієм мінімуму втрат на тертя за формулами та максимуму зносостійкості за формулою. За цими даними були обрані антифрикційні матеріали з такими ж значеннями Θ та HB як в розрахунку.

Результати розрахунків наведено в табл. 3.17.

3.7.2. Оптимальний вибір за економічним критерієм

Введемо наступні позначення, припускаючи, що антифрикційний вкладиш підшипника ковзання має форму тонкостінного циліндра:

R – радіус вкладиша, м;

Δ – товщина вкладиша, м;

h – висота вкладиша, м;

K_e – міра використання антифрикційного матеріалу, %;

T_e – термін експлуатації агрегату, в якому встановлено вузол тертя, год.;

C_{am} – вартість 1 кг антифрикційного матеріалу, включаючи і вартість доставки, ум. гр. од.;

C_d – вартість оснастки для закріплення антифрикційного вкладиша, ум. гр. од.;

C_m – вартість монтажу антифрикційного матеріалу ум. гр. од.;

C_o – вартість демонтажу антифрикційного матеріалу, ум. гр. од.;

ρ_{am} – щільність антифрикційного матеріалу.

Таблиця 3.17

Результати розрахунку оптимального антифрикційного матеріалу для вузлів тертя машин обробки піском

| Вузол тертя | Режим роботи вузла тертя | | | | Розрахунок за критерієм мінімуму втраг на тертя | | | | Розрахунок за критерієм максимум зносостійкості | | |
|------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------|------------------------------------|-----------------------|------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------|--------------------------------------------------------------------|-----------------------------|-------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|
| | Питомий тиск, МПа | Швидкість відносного ковзання, м/с | Робоча температура, К | Температура фрикційного нагріву, К | Крайовий кут змочування, рд | Твердість за Брінеллем, МПа | Оптимальний матеріал | Крайовий кут змочування, рд | Твердість за Брінеллем, МПа | Оптимальний матеріал | Термін безперервної роботи на один агрегат, рік |
| Підшипник ковзання для вала підйомного стола стана 550 | 4,35 | 1,1 | 293 | 8,1 | 1,69 | 298 | Дерев'яна прескомпозиція П-5-12 просочена фторопластом-4 | 1,25 | 339 | Вуглеститал УСБ-15 (НИИГрафит, Москва) | 2,32 |
| Сферичний шарнір преса КА2330 | 9,32 | 0,373 | 293 | 3,3 | 1,3 | 138 | Нафтален-8 (ВНИИИП, СПб) | 1,28 | 145 | Нафтален-8 (ВНИИИП, СПб) | 1,85 |
| Циліндричний шарнір у обертальному русі для преса КА2330 | 8,17 | 4,66 | 293 | 34,4 | 1,02 | 315 | Металофторопласт (ТОВ „Автогре-гаг“, м.Кієшма) | 1,08 | 330 | Металофторопласт (ТОВ „Автогрегаг“) | 5,2 |
| Циліндричний шарнір у зворотньо-поступальному русі для преса КА2330 | 0,02 | 0,43 | 303 | 2,5 | 0,95 | 215 | Вуглеститал УСБ-15 (ВНИИГрафит, м.Москва) | 1,63 | 187 | Графітотекстоліт | 3,34 |
| Довговимір на нап-равляюча у зворотньо-поступальному русі для кліщової подачі КП-8 | 0,12 | 0,6 | 293 | 7,89 | 1,63 | 95 | Вуглетканина ТГН-2М (ІПМ, Київ), просочена лаком ФБФ (ІПМ, Москва) | 1,67 | 88 | Вуглетканина ТГН-2М(ІПМ, Київ), просочена лаком ФБФ (ІПМ, Москва) | 2,84 |

Очевидно, що тільки перші три параметри залежать від конструкційних особливостей вузла тертя і для розрахунку може вважатися константами, як і режими роботи (питомий тиск – p_a , робоча температура – T_{cp} , швидкість відносного ковзання – V_{cp}). Для інших параметрів потрібно знайти залежності виду

$$Par = \Psi(HB, \theta). \quad (3.43)$$

Необхідність у таких залежностях пояснюється тим, що кожен антифрикційний самозмащувальний матеріал має власну щільність, коефіцієнт використання та вартість окремих стадій його використання.

Далі використаємо оптимальну задачу вибору антифрикційного матеріалу за критерієм мінімуму інтенсивності лінійного зносу за (3.36) – (3.40) і знаходимо оптимальне рішення відносно інтенсивності лінійного зносу. Оптимальні значення HB_{opt} і θ_{opt} дають можливість вибрати такий антифрикційний матеріал, для якого ці параметри є найближчими.

Розглянемо тепер проблему вибору антифрикційного матеріалу за критерієм мінімуму експлуатаційних витрат.

Вартість оснастки для закріплення антифрикційного вкладишу приймемо постійною для одного вузла тертя, але витрати на монтаж-демонтаж та придбання матеріалу потрібно нести під час кожної заміни вкладишу.

Витрати на придбання матеріалу C_{np} можна описати

$$C_{np} = 2K_e C_{am} p R \Delta r_{am} h, \quad (3.44)$$

де враховано, що товщина антифрикційного вкладиша значно менша за радіус підшипника.

Тоді критерій мінімізації витрат на експлуатацію антифрикційного вкладиша, у рахуванням (1)

$$C_o(HB, q) + \sum_{i=0}^{N_e} \left[C_{mi}(HB, q) + C_{di}(HB, q) + \right. \\ \left. + 2K_{ei}(HB, q) C_{ami}(HB, q) p R \Delta r_{ami}(HB, q) h \right] \rightarrow \min, \quad (3.45)$$

де N_e – кількість замін антифрикційного вкладиша протягом терміну експлуатації агрегату.

Цей параметр можна знайти як результат цілочислового округлення до найбільшого цілого

$$N_e = \text{RoundH} \left(\frac{T_e}{t_1} \right), \quad (3.46)$$

де t_1 – час роботи антифрикційного вкладиша до моменту досягнення максимально допустимого зносу W_{h3ad} . Його можна знайти за рівнянням

$$t_1 = \frac{W_{h3ad}}{I_h V_{cp}}, \quad (3.47)$$

де I_h знаходиться за (3.40).

Розглядаючи рівняння (4) та (6), можна прийти до висновку, що тут поставлена багатокритеріальна задача. Її вирішення пропонується у вигляді ліній-

ної згортки часткових критеріїв як їх сума з деякими ваговими коефіцієнтами

$$L(x) = \sum_{r=1}^R m_r L^r(x), \quad (3.48)$$

Коефіцієнти ваги звичайно знаходять шляхом опитування експертів з відповідної наочної області. Оскільки вектор $m = (m_r)$ – суть вектор-градієнт $L^m(x)$, то передбачається, що він указує напрям до екстремуму невідомої функції корисності. Найкращою лінійною згортка часткових критеріїв може виявитися у тому випадку, коли критерії однорідні і мають єдиний еквівалент, що погоджує їх найбільш природним чином. Позитивна сторона такого підходу – нескладність, не завжди компенсує його серйозний недолік – втрату фізичного значення лінійної згортки різнорідних критеріїв. Це утрудняє інтерпретацію результатів, тому одержане таким шляхом рішення, слід розглядати тільки як можливий (альтернативний) варіант рішення задач математичного програмування.

Пропонується при отриманні згортки критеріїв заздалегідь нормувати їх наступним способом:

1. Знаходиться часткове рішення за кожним з критеріїв окремо.
2. Оптимальне значення кожного критерію $L_{OPT}^r(x)$ використовується

$$\text{для подальшого нормування критеріїв} \quad \frac{L^r(x) - L_{OPT}^r(x)}{L_{OPT}^r(x)}. \quad (3.49)$$

Таке нормування зводить різнорідні критерії в один масштаб.

3. Нормовані значення критеріїв зводяться в один функціонал, для якого і знаходиться його мінімальне значення.

Цей принцип можна застосовувати до будь-якого виду цільових функцій та обмежень: як лінійних так і нелінійних.

Принципи зведення не нормованих критеріїв в один функціонал залежать від того, куди прагне кожен критерій:

1. Якщо всі критерії прагнуть максимуму, достатньо утворити їх суму з ваговими коефіцієнтами.

2. Якщо є критерії, що прагнуть мінімуму, потрібно їх перетворити на такі, що прагнуть максимуму $L_{MAX}^r(x) = \frac{1}{L_{MIN}^r(x) + 1}$. Далі утворюється сума критеріїв з ваговими коефіцієнтами, яка буде цільовою функцією, що прагне максимуму. Одиниця у знаменнику додана для випадку, коли $L_{MIN}^r(x)$ у своєму русі до оптимуму буде проходити через нуль, що викличе зупинку процесу пошуку екстремуму.

$$L(x) = \frac{\sum_{r=1}^R m_r L_{MAX}^r(x)}{\sum_{r=1}^R m_r L_{MIN}^r(x) + 1}, \quad (3.50)$$

3. Як варіант, можливе утворення функціоналу виду

де в чисельнику стоять критерії, що прагнуть максимуму, а у знаменнику, такі, що прагнуть мінімуму.

Для перевірки поставленої вище задачі було використано результати експериментальних досліджень, описані вище, в яких проводилися випробування на тертя та знос за схемою торцевого тертя для таких матеріалів, поєднаних в подальшому в пари тертя: нержавіюча сталь 12х18, алюмінієвий сплав Амг-6, графотекстоліт, фторопласт, металофторопласт, покриття лаком ФБФ, тканий матеріал „даклен”, вуглетканини ТГН-2М і УТМ-8, матеріал НПИ-МС, та антифрикційней покриття типу ВНИИНП-512. Визначалися інтенсивність зносу, коефіцієнт тертя, крайовий кут змочування водою та твердість за Брінеллем.

Оптимальний пошук за змінними факторами HB та θ проводився на підставі комплексного критерію оптимізації, утвореного за принципом (3.50) з часткових критеріїв (3.45) та (3.47). В якості максимального значення часткових критеріїв були взяті їх значення при знайденні максимуму за кожним із них. Після перетворень було отримано наступну залежність

$$\left[\begin{array}{l} 0,0509 + \\ + 0,01684 \ln P_a \sqrt{V} \end{array} \right] L_{cp} - 2,095 - \left[\begin{array}{l} 0,029 + 0,00074 \ln P_a - \\ - 0,0001787 \sqrt{V} - \\ \frac{0,03035}{q} \end{array} \right] T - \left[\begin{array}{l} 0,01302 q - \\ - 0,0272 \end{array} \right] HB + \\ + 0,3373 \ln P_a + C_O(HB, q) + \sum_{i=0}^{N_e} \left[\begin{array}{l} C_{mi}(HB, q) + C_{di}(HB, q) + \\ + 2K_{ei}(HB, q) C_{ami}(HB, q) p R \Delta r_{ami}(HB, q) h \end{array} \right] \rightarrow \min$$

Оптимальний пошук за цим критерієм потрібних нам параметрів антифрикційного матеріалу було знайдене з застосуванням функції «Пошук рішення» в електронних таблицях EXCEL дало наступні значення фізико-механічних властивостей антифрикційного матеріалу $HB_{opt} = 339$ МПА, $\theta_{opt} = 1,25$, рад, для яких оптимальна інтенсивність лінійного зносу буде $I_h = 0,527705 \cdot 10^{-8}$.

Цим фізико-механічним властивостям відповідає прескомпозиція П-5-12. Якщо ж знайти оптимальне рішення тільки за критерієм мінімуму інтенсивності зносу, то потрібно було б вибрати антифрикційний матеріал НПИ-МС. Але при такому виборі, вартість експлуатації такого підшипника ковзання зросла б на 19%.

3.8. Загальна концепція по запровадженню антифрикційних полімерних матеріалів у вузлах тертя ковальсько-штампувального обладнання

Застосування антифрикційних полімерних матеріалів у вузлах тертя ковальсько-штампувального обладнання дозволяє

А. Підбір антифрикційних матеріалів для вузла тертя ковальсько-штампувального обладнання треба починати з визначення коефіцієнта взаємного перекриття елементів пари тертя, швидкості відносного ковзання, питомого тиску, типу руху вузла – коливальний чи поступальний – , типу конструкції ву-

зла – „вал-втулка”. „сферична опора”, „повзун – довговимірна направляюча” – та міжремонтного терміну роботи.

В. На установках по випробуванню матеріалів пар тертя, для відповідної схеми руху та режимів роботи провести первинний відбір антифрикційних матеріалів, сформувавши групу перспективних для подальших випробувань матеріалів.

С. Розрахувати інерційні похибка при вимірюванні сил за методикою, розробленою в п. 1.5, і відняти їх значення від виміряних результатів.

Д. Визначити для них такі фізико-механічні характеристики як крайовий кут змочування за методикою, розробленою в п. 1.2, та твердість за Брінеллем.

Е. За результатами експериментальних досліджень антифрикційних матеріалів та значеннями їх фізико-механічних характеристик розрахувати єдину апроксимаційну залежність за методикою, розробленою в пп. 2.3 – 2.4.

Ф. Якщо вузол, в якому передбачається використання антифрикційних полімерних матеріалів, має схему тертя типу тертя торців чи циліндрів, необхідно використати методику розрахунку оптимальних значень масштабних коефіцієнтів переходу, розроблену в п. 3.2.

Г. Якщо вузол, в якому передбачається використання антифрикційних полімерних матеріалів, має схему тертя типу тертя в сферичному шарнірі, необхідно застосовувати математичну модель, розроблену в п. 2.1.2. Але форма антифрикційних вкладишів має бути розрахована згідно методик, розроблених в п. 3.2 – 3.3 для шарніра з повним охопленням сферичної п'яти та для шарніра зі зрізаним полюсом.

Н. Якщо в сферичному шарнірі використовується тканий антифрикційний матеріал, треба розрахувати втрати на тертя за рахунок деформаційної складової сил тертя, розробленої в п. 2.1.1.

І. Для циліндричних шарнірів потрібно використовувати розрахунок оптимальної форми вкладишу, розроблену в п.3.3.

Ж. Якщо виникає потреба в заміні механічних або гідروпередач кульковим передавальним механізмом, його конструювання треба проводити за методикою, розробленою в п.3.6.

К. Остаточні висновки по вибору антифрикційного матеріалу, після проведення всіх розрахунків по пп. F–J, треба підтвердити на модельних установках, що точно моделюють тип тертя, розроблених в розділі 1, а також оптимальними розрахунками по вибору матеріалів пар тертя за методикою з п.3.7.

Алгоритм цієї методики показано на рис. 3.37.

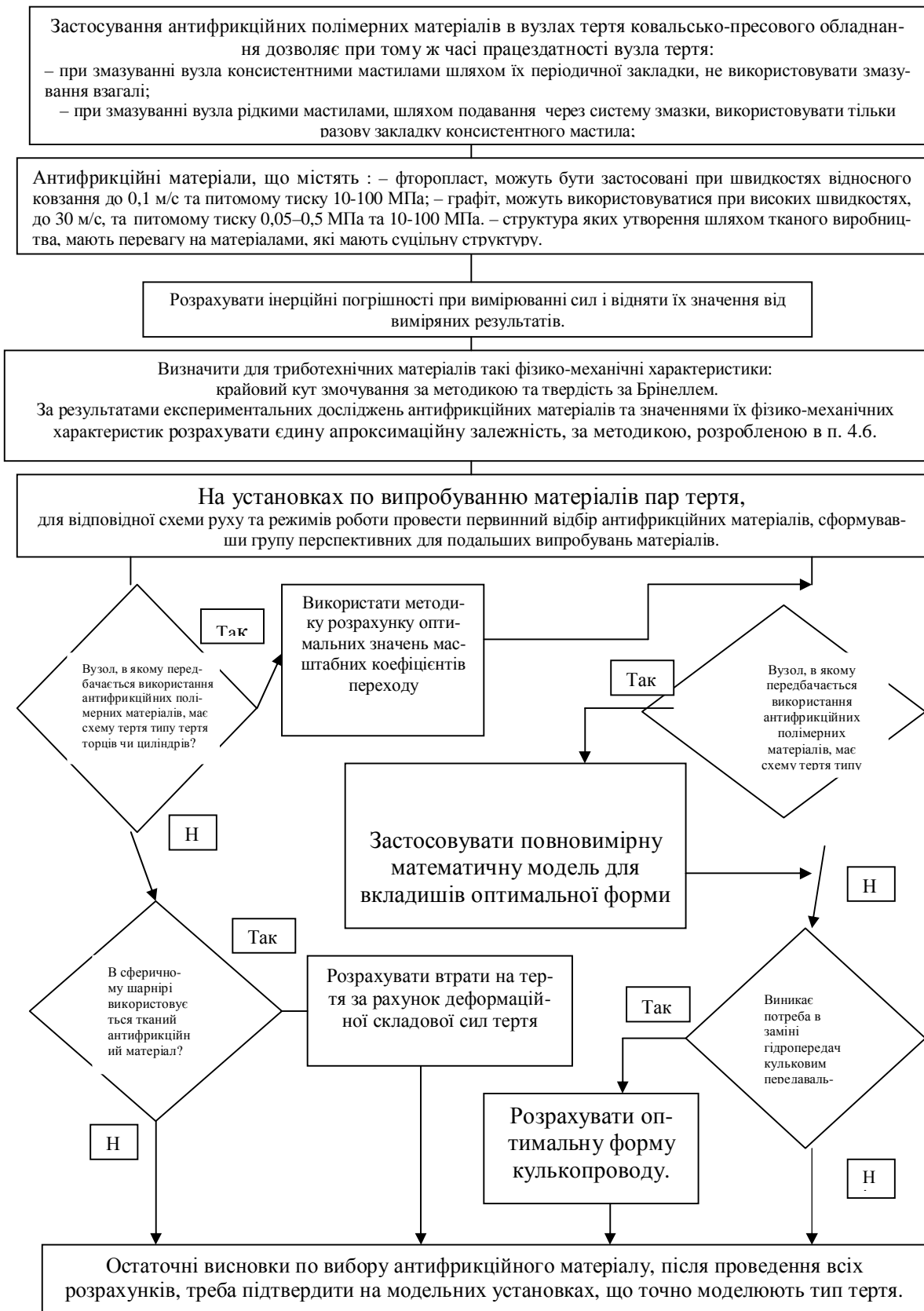


Рис. 3.37 Блок-схема алгоритму загальної концепції по запровадженню антифрикційних полімерних матеріалів у вузлах тертя

ПІДСУМКИ

Всі розроблені пристрої, методики та моделі, описані в роботі, укладаються в єдину концепцію по запровадженню антифрикційних полімерних матеріалів у вузлах тертя гірничо-металургійного та ковальсько-штампувального обладнання.

Теоретичні розробки дозволили вперше вирішити такі задачі:

- знайдена формула для розрахунку оптимальної форми антифрикційних полімерних вкладишів для сферичних шарнірів з повним приляганням основи до сферичної п'яти та для шарнірів зі зрізаним “полюсом”;
- визначено рівень впливу хвилястості поверхні сферичної п'яти на втрати на тертя по антифрикційному матеріалу в шарнірі;
- вперше побудована математична модель втрат на тертя в сферичному шарнірі та усадки п'яти відносно основи для шарніра з полімерними вкладишами, що може застосовувати при визначенні миттєвого значення моменту тертя в шарнірі. це особливо важливо для відповідальних вузлів, які містять сферичний шарнір. розроблена математична модель дозволяє у певній мірі замінити натурні випробування таких вузлів числовими експериментами;
- вперше розроблено оптимальну форму вкладишів для циліндричних шарнірів, які працюють в обертальному та зворотно-поступальному режимах.

Були розвинені наступні положення теорії розрахунків втрат на тертя в кульковому передавальному механізмі:

- уточнені коефіцієнти втрат на тертя на прямолінійній ділянці трубопроводу;
- для криволінійної ділянки врахована можливість мати значну протяжність, що теж збільшує точність розрахунків;
- визначені коефіцієнти втрат на тертя для S-подібної ділянки для входу і виходу на криволінійну ділянку та назовні;
- виведена формула для визначення кількості кульок на ділянках різної форми;
- показано порядок розрахунку зміни нормального навантаження на кожну окрему кульку, який дозволяє використовувати існуючі аналітичні залежності коефіцієнту тертя від тиску
- проведено математичний аналіз коефіцієнтів втрат на тертя на всіх типах ділянок трубопроводу і сформульовано методику оптимального синтезу кулькопроводу.

Вперше сформульовано алгоритм оптимального вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя з наперед визначеними статистичними характеристиками зміни режимів їх роботи.

В області методологічного забезпечення триботехнічних випробувань розроблено єдиний математичний комплекс, що забезпечує дослідників можливістю правильно спланувати експеримент та обробити його результати:

- зроблено розрахунок похибок, викликаних інерційною складовою, що виникають при вимірюванні сил, коли система вимірювання рухається з прискоренням, вперше дозволив точно визначити похибки вимірювання миттє-

вих значень сил для всіх типів руху, які існують в експериментальних та промислових установках та агрегатах;

– створена методика планування експериментів, яка вперше, серед існуючих методик, дозволяє перервати серію дослідів в будь-який момент без втрати ортогональності та рототабельності цього плану, а також побудувати багаторівневі якісно-кількісні плани підвищеної складності, причому кількість точок в таких планах не зростає в експоненціальній пропорції від числа факторів, як в інших методиках;

– комбінація методу половинного ділення та чисел Соболя дозволила створити новий метод глобального пошуку екстремуму функції, який гарантовано має більше шансів вийти на глобальний оптимум, аніж існуючі, що забезпечує підвищення імовірності визначення оптимальних параметрів антифрикційних матеріалів для вузлів тертя гірничих машин;

– на базі регресійного та кластерного аналізів розроблена методика для апроксимації експериментальних даних процесів, які мають якісні переходи;

– вперше поставлена задача і знайдене рішення для визначення оптимальних значень коефіцієнтів масштабних переходів від моделі на натуру, що дозволяє тепер підбирати оптимальні антифрикційні матеріали для вузлів тертя гірничих машин шляхом модельних випробувань тих же матеріалів, що і в реальних вузлах, але на тих режимах, які дозволяють створити модельні установки.

Після проведення випробування антифрикційних матеріалів можна зробити наступні висновки:

1. Незважаючи на широку гаму антифрикційних полімерних матеріалів, що виробляє сучасна промисловість, всі їх властивості базуються на низькому коефіцієнті тертя у фторопласта, графіту та дисульфиду молібдену.

2. Обробка результатів незначної кількості паралельних експериментів за допрацьованою автором методикою “малої вибірки” забезпечило збільшення точності статистичних розрахунків середнього та середньо квадратичного відхилення, що дає можливість здійснити редукцію даних експериментів без втрати інформативності.

3. Випробування по схемі торцевого тертя моделює найбільший клас вузлів тертя – підшипники ковзання – і зручне для порівняльного аналізу властивостей різних антифрикційних матеріалів.

4. Коефіцієнт сухого торцевого тертя антифрикційних матеріалів по металу на порядок нижче за сухе тертя метала по металу.

5. Коефіцієнт торцевого тертя антифрикційних матеріалів по металу, змащеному машинним мастилом або водою, нижче за тертя метала по металу, змащених так само.

6. Коефіцієнт торцевого тертя матеріалу типу металофтороплат по металу, змащеному водою, не вище за коефіцієнт тертя метала по металу, змащених машинним мастилом.

7. Коефіцієнт сухого торцевого тертя антифрикційних матеріалів по металу збільшується зі збільшенням швидкості відносного ковзання і зменшується зі збільшенням питомого тиску на пару тертя.

8. Для випробувань антифрикційних матеріалів на модельній установці зворотно-поступального руху можна зробити такі висновки: найбільш перспективними для вузлів тертя у діапазоні досліджених параметрів є антифрикційні матеріали типу нафтлен-8, металофторопласт. Матеріали ВНИИ НП-512, НПИ-МС, ТГН-2М, УТМ-8, нафтлен-8, даклен, як показали результати досліджень, можна застосовувати у вузлах тертя при низькому питомому тиску і швидкостях ковзання.

9. У зв'язку зі значною відміною у коефіцієнті взаємного перекриття для тертя по схемі "зі свіжим слідом" зі схемою торцевого тертя, значення коефіцієнта тертя для одних і тих же пар тертя помітно відрізняється.

10. Найкращими для використання при високих швидкостях ковзання (10-30 м/с) і низькому питомому тиску (<10 МПа) є графітотканини типу ТНГ-2М чи УТЛ-3-5, які привулканізовані своєю неробочою частиною до гуми з високою твердістю.

11. Розташування стовпчиків трикотаажної в'язки графітотканин уздовж напрямку руху зменшує коефіцієнт тертя для тертя по схемі "зі свіжим слідом".

12. Розроблена схема зменшення фактичної площі антифрикційних вкладишів без зменшення номінальної площі, дозволяє в сферичному шарнірі застосовувати матеріали, для яких оптимальне значення питомого тиску вище, аніж створюється в реальному пристрої.

13. Застосування консистентного мастила типу цятим-221 значно зменшує коефіцієнт тертя в сферичному шарнірі.

14. Для сферичних шарнірів найбільш придатним є матеріал НПИ-МС, при цьому сферична п'ята має бути покрита матеріалом типу ВНИИ НП-512.

15. Чим ближче до "екватора" шарніра розташовані антифрикційні вкладиші, тим більший момент тертя в ньому і тим більше просідання сферичної п'яти відносно сферичної основи.

16. Основні залежності коефіцієнта тертя в сферичному шарнірі для антифрикційних матеріалів від питомого тиску і швидкості такі ж, як і для торцевого тертя, отже результати апроксимації триботехнічних експериментів можна застосовувати для використання в розрахунках математичних моделей вузлів тертя.

17. Зміна площини наклейки антифрикційних вкладишів відносно площини коливання модельної установки для випробування шарових шарнірів та відносно вертикальної осі шарніра, дозволяє моделювати будь-які напрямки дії результуючої сили навантаження на шарнір.

18. Коли площина коливання сферичного шарніра співпадає з площиною наклейки антифрикційних вкладишів, це є найважчим режимом роботи шарніру.

19. Температурні випробування сферичного шарніра показали, що пара тертя (лак ФБФ на сферичній п'яті + циантим-221 + НПИ-МС на сферичній основі) є найбільш стабільною і працездатною до температур 473 К.

20. Застосування приладу для визначення температурної залежності крайових кутів змочування дало можливість розширити діапазон вимірювання цих кутів для води та інших рідин з підвищенням точності вимірювання.

Аналізуючи результати, отримані при перевірці моделей сферичного шарніра, як фізичних так і математичних, можна сказати наступне:

1. Застосування антифрикційних вкладишів у сферичних шарнірах раніше не розглядалося як окрема задача, тому отримані в п. 5.3 результати мають високий пріоритет новизни:

2. Висунена ідея забезпечення рівномірного прилягання антифрикційних вкладишів та забезпечення оптимального питомого тиску на ці вкладиші дозволила зробити ряд винаходів в напрямку визначення оптимальної форми цих вкладишів.

3. Розроблена схема розташування антифрикційних вкладишів в шарнірі зі зрізаним полюсом забезпечує рівномірний знос вкладиша, що підвищує його довговічність. Ця конструкція шарніра визнана винаходом (а.с. СССР 1781476).

4. Конструкція сферичної опори з оптимальним розташуванням вкладишів для повного охоплення основою сферичної п'яти було визнано винаходом (а.с. СССР 1368517).

5. Експериментальна перевірка оцінки деформаційної складової сили тертя у сферичному шарнірі з антифрикційними вкладишами довела, що ця методика дає достовірні результати і може бути поширена для більш широкого кола задач, у тому числі для випадку обертального руху сферичної п'яти і в разі виконання вкладиша у вигляді окремих сегментів різної геометричної форми.

6. Перевірка узагальненої моделі сферичного шарніра з антифрикційними вкладишами довела її повну адекватність при визначенні усадки сферичної п'яти відносно основи шарніра та моменту тертя в шарнірі з довільною формою розташування антифрикційних вкладишів.

7. Розрахунки за математичною моделлю ще раз довели ефективність запропонованих конструкцій антифрикційних вкладишів для сферичного шарніра.

8. Методика розрахунку оптимальної форми антифрикційних вкладишів для циліндричного шарніру, який працює у зворотно-поступальному та коливальному режимах була застосована для модифікації вузлів тертя преса КА2330

9. Застосування пропонованих технічних рішень для КГШП великої одиничної потужності в циліндричних опорах ковзання дозволяє використовувати тонкостінні матеріали вкладишів до повного зносу антифрикційного шару і визнано винаходом (а.с. СРСР №1557379 та 1640464).

Аналіз отриманих результатів по дослідженню кулькового передавального механізму дозволяє зробити наступні висновки:

1. Експериментально підтверджено точність формул по розрахунку втрат на тертя на різних ділянках кулькового передавального механізму.

2. Розроблена методика проектування кулькового передавального механізму з наданням рекомендацій по підбору типів ділянок трубопроводу.

3. Сформульована оптимальна задача по визначенню коефіцієнта тертя, яке має бути в трубопроводі при заданому коефіцієнті корисної дії.

4. Висунута пропозиція, підтверджена розрахунком, по заміні гідропроводів на пневмомагістралі автоматики КГШП кулькопроводами.

Чисельні експерименти дозволили зробити наступні висновки :

1. Розроблена ефективна методика побудови ортогональних і рототабельних планів для будь-якої кількості чинників і будь-якої кількості значень цих чинників як для якісних та кількісних планів, так і для змішаних якісно-кількісних планів експериментів зі значним зменшенням кількості експериментів без втрати рівномірності розподілу точок на полі існування чинників. Вона базується на $ЛП_t$ – числах Соболя і є оригінальною.

2. Розроблена методика глобального пошуку екстремуму функції має більшу імовірність виходу на глобальний екстремум, аніж існуючі інші.

3. Розроблена методика апроксимації експериментальних даних, що містять якісні переходи із застосуванням регресійного, дискримінантного та кластерного аналізу, дозволяє помітно підвищити точність апроксимації таких даних.

4. Перевірка цієї методики на результатах триботехнічних випробувань показала високу точність апроксимації, значно вищої за будь-які інші нелінійні апроксимаційні підходи.

5. Розроблена методика розрахунку оптимальних значень коефіцієнтів масштабних переходів від моделі на натуру дає можливість точно визначати, за заданим критерієм, ці коефіцієнти для тих же матеріалів пар тертя, що і в натурних умовах, а також проводити точні порівняльні експерименти для різних матеріалів на типових машинах тертя.

6. Доведена перевага металофторопласту над бабітом для підшипників ковзання, які працюють в умовах частих пусків і зупинок при гідродинамічному змазуванні.

7. Розроблена методика врахування похибок, зумовлених інерційною складовою, при вимірюванні сил на машинах тертя застосована для визначення помилок розрахунку тягового зусилля шахтного електровоза і може вважатися універсальною для будь-яких вимірювань зусиль, де має місце швидка зміна сил у часі.

8. Порівняння результатів розрахунку коефіцієнта тертя за адгезійно-деформаційною теорією та за розробленими в цій роботі апроксимаційними залежностями показало перевагу останніх.

9. Доведено експериментально, що фізичне моделювання триботехнічних характеристик полімерних антифрикційних матеріалів є більш ефективним способом для визначення їх придатності для конкретного вузла тертя, аніж розрахунки цих характеристик за існуючими теоріями тертя і зносу.

10. Алгоритм оптимального вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя дозволяє одразу знайти оптимальні значення їх фізико-механічних параметрів, що полегшує не тільки пошук вже існуючих, але і створення нових.

Використання результатів дослідження та розроблених методик було проведено на підприємствах України.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Абрамов В.В. Динамика шарнирных механизмов с учетом трения. – Харьков: Изд-во Университета, 1960. – 150 с.
2. Адлер Ю. П., Маркова В. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
3. Адлер Ю.П., Грановский Ю.В., Маркова Е.В. Теория и практика эксперимента. – М.: Знание, 1982. – 64 с.
4. Акишин А. И., Трояновская Г. И., Исаев Л. Н. Поведение пар трения и некоторых самосмазывающихся материалов в вакууме при ионной бомбардировке //Теория трения и износа. – М.: Наука, 1965. – С. 285-289.
5. Алгоритмы и программы восстановления зависимостей //Под ред. В.И. Ванина. – М.: Статистика, 1984. – 250 с.
6. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин – М Машиностроение, 1976. – 383 с
7. Алексеев Н.М. Металлические покрытия опор скольжения. – М.: Наука, 1973. – 76 с.
8. Алтыкис А.В. Технология производства поковок на гидравлических прессах //Технология и оборуд. кузнеч.-штамп. пр-ва.– 1977.– №2.– С.93.
9. Алукер И.Г., Чичинадзе А.В. Определение временной зависимости коэффициента распределения тепловых потоков в парах трения при больших коэффициентах взаимного перекрытия //Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. – М.: Наука, 1982. – С.17-22.
10. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – Киев: Наукова думка, 1991. – 154 с.
11. Антифрикционные самосмазывающиеся пластмассы и их применение в промышленности. – М.: МДНТП, 1984. – 148 с.
12. Антонов А.А. Пневматические фрикционные муфты в нефтяной промышленности – М Недра, 1973. – 159 с.
13. Анферов О.Ю., Беспорточных А.И., Глазков М.А. Изнашивание и смазывание узлов трения: Учебн. пособие. – М.: Машиностроение, 1988. – 80 с.
14. Артемьев И. И., Латышева Л.Г., Броням И.Л. Лабораторные и производственные испытания новых технологических смазок для листовой штамповки //Кузнечно-штамповочное производство. – 1979. – №3 – С.19-20.
15. Атонов В.И., Сердобцев Ю.Л., Сливак О.К. Моделирование контактных напряжений. – М.: Машиностроение, 1988. – 220 с.
16. Балакин В.А. Трение и износ при высоких скоростях скольжения. – М.: Машиностроение, 1980. – 135 с.
17. Бартнев Г.М., Лаврентьев В.В. Трение и износ полимеров. – Л.: Химия, 1972. – 240с.
18. Баско П.Т. Антифрикционные свойства армированного капрона //Вестник машиностроения. – 1961. – № 2. – С.27-29.
19. Бахапева В.Е., Корецкая Д.С., Рубин М.Б. Углеродистые пластики для подшипников, работающих в воде //Трение и износ. – 1981. – т. 2, к. 2, – С. 250 - 255.
20. Баходур С. Экономическое значение износа материалов в современном обществе //Проблемы трения и смазки. – 1978. – № 2 – С. 1-4.
21. Бекин Н.Г., Шанин Н.П. Оборудование заводов резиновой промышленности – Л: Ленингр отд ние, Химия, 1978. – 400 с.
22. Белый В.А., Свириденко А.И., Петроковец М.И. Трение полимеров. – М.: Наука, 1972. – 204 с.
23. Борисов М. С. Пневмокамерные фрикционные муфты – М Машиностроение, 1971. – 185 с.
24. Бородулин М.М., Зиновьев Е.В., Петраш И.Н. Асбестовые технические изделия Справочник – М ЦНИИТЭнефтехим, 1984 – 225 с
25. Боуден Ф.П., Тейбор Л. Трение и смазка твердых тел. – М.: МАШГИЗ, 1960. – 183 с.
26. Бочаров Ю. А. Винтовые прессы. – М.: Машиностроение, 1976. – 154 с.
27. Браун Э. Д., Евдокимов Ю. А., Чичинадзе А. В. Моделирование трения и изнашивания в машинах. – М.: Машиностроение, 1982. – 250 с.
28. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания машин. – М.: Машиностроение, 1982. – 191 с.

29. Брейгуэйт Е.Р. Твердые смазочные материалы и антифрикционные покрытия: Пер. с англ. – М.: Химия, 1967. – 320 с.
30. Брук Я.С., Парамонов В.И., Керов А.В. Угледобывающий комплекс КМ87ДН. – М.: Недра, 1975. – 240 с.
31. Брюханов А.Н. Ковка и объемная штамповка. – М.: Машиностроение, 1975. – 147 с.
32. Бучин М.Н. Исследование смазанных поверхностей при низких температурах. – М.: НИИМАШ, 1951. – 42 с.
33. Вавилов В.В., Орлов А.А. Угледобывающие комплексы КМ-9 и КМ-9Д. – М.: Госпромтехиздат, 1963. – 112 с.
34. Вайнкоф Я.Ф., Луйк И.А., Болиев Ч.Б. Альбом технического обслуживания экскаватора Э-10011. – М.: Стройиздат, 1966. – 142 с.
35. Вайнтрауб Д.А., Клепиков Ю.М. Холодная штамповка в мелкосерийном производстве. – Л.: Машиностроение, 1975. – 185 с.
36. Вайнштейн В.Э., Трояновская Г.И. Сухие смазки и самосмазывающиеся материалы. – М.: Машиностроение, 1968. – 179 с.
37. Вакуумная техника: Справочник /Под общ. ред. Е. С. Фролова, В. Е. Минайчева. – М.: Машиностроение, 1985. – 360 с.
38. Валухов И.А., Губарев В.М., Крылов В.Ф. Механизированный комплекс КТУ-2М. – М.: Недра, 1967. – 124 с.
39. Васильковский В.П., Койрес В.И., Сеницкий В.М. Ковочные гидравлические прессы Уралмашзавода // Кузнеч.-штамп. пр-во. — 1977. — №11. — С.7-10.
40. Верлань А.Ф., Сизиков В.С. Интегральные уравнения: методы, алгоритмы, программы: Справочное пособие. – К.: Наукова думка, 1986. – 543 с.
41. Винкельманн У. Основные предпосылки для расчета трения на энергетической основе // Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. – М.: Наука, 1982. – С.32-41.
42. Власов В.И. Системы включения кривошипных прессов. – М.: Машиностроение, 1969. – 272 с.
43. Власов В.И., Кожевников А.А., Кожевников В.А. Пути развития и совершенствования конструкции универсальных открытых прессов. – М.: НИИМАШ, 1975. – 64 с.
44. Влияние конструкции шарнира на долговечность пластмассовых колодок /В.И.Бегняк, Л.А.Тонковид, В.С.Вировка, А.Т.Кузнецов // Кожевенно-обувная промышленность. – 1980. – №10. – С. 38-39.
45. Волокнистые композиционные материалы /Под ред. С.З. Бокштейна. – К.: Мир, 1967. – 284 с.
46. Вольтищев В.В., Глухов В.И., Драгунов С.И. Механизированный комплекс МК. – М.: Недра, 1976. – 136 с.
47. Воронков Б.Д. Подшипники сухого трения. – Л.: Машиностроение, 1979. – 224 с.
48. Воюцкий С.С. Адгезия высокополимеров к металлам // Журнал физической химии. – 1963. – № 27. – С.2027-2033.
49. Вупке В. Физические аспекты износа твердых тел // Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. – М.: Наука. – 1982. – С.251-226.
50. Гаевик Д.Т. Справочник смазчика. – М.: Машиностроение, 1990. – 350 с.
51. Галахов М.А., Усов П.П. Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения. – М.: Наука, 1990. – 280 с.
52. Гаркунов Д. Н. Триботехника – М.: Машиностроение, 1985 – 424 с
53. Гаскаров Д.В., Шаповалов В.Л. Малая выборка. – М.: Статистика, 1978. – 148 с.
54. Герасименко О. Н., Тлибеков А. Х. Листоштамповочные комплексы для серийного и мелкосерийного производства. – М.: Машиностроение, 1987. – 92 с.
55. Германчук Ф. К. Долговечность и эффективность тормозных узлов – М Машиностроение, 1973 – 178 с
56. Гибкие технологические системы холодной штамповки /С.П. Митрофанов, Л.А. Григорьев, Клепиков Ю. М. / Под ред. С. П. Митрофанова. – Л.: Машиностроение, 1987. – 88 с.
57. Гидропривод и системы управления землеройно-транспортных машин // Под ред. Т.В.Алексеева, В.Я.Слободина. – Омск: СибАДИ, 1974. – 204 с.
58. Головин В.А., Митькин А.Н., Резников А.Г. Технология холодной штамповки выдавливанием. – М.: Машиностроение, 1970. – 125 с.
59. Голубев А.И., Стемедина Е.К., Гвйт Я.Э. Применение углеродных волокон для уплотнений // Хим. и нефт. машиностроение. - 1974, – № 10, – С. 46 - 48.

60. Горелов Л.Р., Ечеистов Ю.А., Карузин О.И. Экспериментальные исследования режима работы сцепления автомобиля // Автомобильная промышленность, 1967 – № 5 – С. 25- 28.
61. ГОСТ 11629-75. Пластмассы. Метод определения коэффициента трения. – Взамен ГОСТ 11629-65; Введ. 01.01.77 до 01.01.82. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 4 с.
62. ГОСТ 23.002-78. Обеспечение износостойкости изделий. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения. – Взамен ГОСТ 16429-70 и ГОСТ 18283-72; Введ. 01.07.79. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 14 с.
63. ГОСТ 23.201-76. Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытания материалов и покрытий на газоабразивное изнашивание с помощью центробежного ускорителя. – Введ. 01.01.79. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 10 с.
64. ГОСТ 23.203-76. Обеспечение износостойкости изделий. Метод определения прочности адгезионной связи твердых тел при трении. – Введ. 01.07.79. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 5 с.
65. ГОСТ 23.204-78. Обеспечение износостойкости изделий. Метод определения истирающей способности поверхностей при трении. – Введ. 01.01.80. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 5 с.
66. ГОСТ 23.207-79. Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытания материалов на ударно-абразивное изнашивание. – Введ. 01.01.81. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 8 с.
67. ГОСТ 23.212-82. Обеспечение износостойкости изделий. Метод испытания материалов на изнашивание при ударе в условиях низких температур. – Введ. 01.07.83. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 11 с.
68. ГОСТ 23.214-83. Обеспечение износостойкости изделий. Маятниковый метод измерения коэффициента трения качения. – Введ. 01.07.84. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 7 с.
69. ГОСТ 23.215-82. Обеспечение износостойкости изделий. Экспериментальная оценка прирабатываемости материалов. – Введ. 01.01.85. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 15 с.
70. ГОСТ 23630.1-79 – ГОСТ 23630.3-79. Пластмассы. Методы определения теплофизических характеристик в интервале температур от минус 100 до плюс 400°С. – Введ. 01.07.81. по 01.07.86. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 24 с.
71. Гребеник В.М., Гордиенко А.В., Цапко В.К. Повышение надежности металлургического оборудования. Справочник. – М.: Металлургия, 1988. – 688 с.
72. Гребеник В.М., Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования (оценка эксплуатационной надежности и долговечности). Справочник. – М.: Металлургия, 1989. – 592 с.
73. Гриб В.В. Решение триботехнических задач численными методами. – М.: Наука, 1982. – 112 с.
74. Гриб В.В., Лазарев Г.Е. Лабораторные испытания материалов на трение. – М.: Наука, 1968. – 144 с.
75. Григорьев Л.Л. Рациональные варианты холодной штамповки. – Л.: Машиностроение, 1975. – 62 с.
76. Губкин С.И. Пластическая деформация металлов. Т. II. – М.: Металлургия, 1960. – 220 с.
77. Демкин Н. В. Контактное шероховатых поверхностей – М Наука, 1970. – 228 с
78. Демкин Н. В., Ръжов Э. В. Качество поверхности и контакт деталей машин – М, Машиностроение, 1981. – 224 с.
79. Деордиев Н.Т. Обработка деталей редуцированием. – М.: Машгиз, 1960. – 142 с.
80. Джанахмедов А.Х. Выбор критерия регулярности и минимума смещения для определения коэффициента трения тормозных материалов // Нефтяное машиностроение. – 1985. – № 10. – С. 85-88.
81. Домбровский Н.Г. Многоковшовые экскаваторы. – М.: Машиностроение, 1972. – 432 с.
82. Дубинин А.Д. Энергетика трения и износа деталей машин. – М.-К.: Машгиз, 1963. – 138 с.
83. Духовской Б.А., Крагельский И.В., Силин А.А. Управление адгезионной составляющей силы трения // Доклады АН СССР. – 1967. – Т. 175, №3. – С. 560-562.
84. Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин – К.: Техніка, 1977. – 144 с.
85. Евдокимов В.Д., Колесников В.А., Подрезов С.А. Тепловые задачи металлополимерных трибосопряжений. – Р-н-Д.: Изд-во университета, 1983. – 186 с.
86. Евдокимов Ю.А., Колесников В.Н., Тетерин А.Н. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. – М.: Машиностроение, 1980. – 220 с.

87. Единая система планово-предупредительного ремонта и рациональной эксплуатации технологического оборудования машиностроительных предприятий /Под ред. М.О. Якобсона. – М.: Машиностроение, 1967. – 310 с.
88. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. - Киев: Вища школа, 1981. - 376 с.
89. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы. - Харьков: Изд. Харьковского государственного университета, 1966. - 456 с.
90. Задачи нестационарного трения в машинах, приборах и аппаратах /Под ред. А.В. Чичинадзе. – М Наука, 1978 – 248 с.
91. Залесский В.И. Оборудование кузнечно-штамповочных цехов. - М.: Высшая школа, 1973. - 630 с.
92. Зандфос Л.В. Момент трения сферической опоры //Известия ВУЗов. –М.: Машиностроение. – 1973. – №9. – С.34–38.
93. Зандфос Л.В. Определение размеров сферической опоры //Вестник машиностроения. – 1976. – №7. – С.41.
94. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике: Учеб. для вузов. – М.: Изд-во МГТУ, 2001. - 495 с.
95. Зверев И.И., Коконин С.С. Проектирование авиационных колес и тормозных систем – М.: Машиностроение, 1973. – 224 с
96. Зимин А. И. Машины и автоматы кузнечно-штамповочного производства. Ч. 1. Молоты. – М.: Машиностроение, 1963. – 320 с.
97. Зимон А.Д. Адгезия и смачивание жидкостей. – М.: Химия, 1974. – 320 с.
98. Зиновьев Е. В. Температурные вспышки при трении асбофрикционных пластмасс в паре с серым чугуном. Расчет и испытание фрикционных пар – М.: Машиностроение, 1974. – 29 с.
99. Зиновьев Е.В. Тепловой режим и фрикционные характеристики образцов из полимерных композиций при испытании на различных машинах трения – М.: Наука, 1970. – С. 92-106.
100. Зиновьев Е.В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбофрикционных материалов. – М.: Наука, 1978. – 206 с.
101. Златкин М.Г. Ковка специальных сталей. //Кузнечно-штамповочное производство. – 1959. – № 7. – С.12-17.
102. Златкин М.Г., Дорохов Н.Н., Лебедев Н.И. Справочник рабочего кузнечно-штамповочного производства. – М.: Машгиз, 1961. – 84 с.
103. Зозуля В.Д., Шведков Е.Л., Ровинский Д.Я. Словарь-справочник по трению, изнашиванию и смазке машин. – К.: Наукова думка, 1975. – 284 с.
104. Зубцов М.Е. Листовая штамповка. – Л.: Машиностроение, 1967. – 330 с.
105. Иващенко А.Г. Индуктивный метод самоорганизации моделей сложных систем. – К.: Техніка, 1982. – 186 с.
106. Игнатов А.А., Игнагова Т.А. Кривошипные горячештамповочные прессы. - М.: Машиностроение, 1984. - 312 с.
107. Износостойкость /Под ред. Р.И. Матвеевского – М.: Наука, 1975. – 192 с.
108. Икрамов У.А. Расчетные методы оценки абразивного износа. – М.: Машгиз, 1987. – 282 с.
109. Икрамов У.А., Махаммадов К.Х. Расчеты и прогнозирование абразивного износа. – Ташкент: Фан, 1982. – 148 с.
110. Исследование вопросов надежности и повышение долговечности мощных экскаваторов /Под ред. В.А.Оленева. – Свердловск: НИИТЯЖМАШ, 1988. – 96 с.
111. Исследование нагрузок в узлах экскаваторов /Под ред. В.А.Оленева. – М.: ВНИИ ПКИММ им.А.И.Целикова, 1988. – 94 с.
112. Истомин Н.П., Семенов А.П. Антифрикционные свойства композиционных материалов на основе фторполимеров. – М.: Наука, 1981. – 148 с.
113. Кавалеров А.А. Роторные метатели грунта. – М.: Дорстроймаш, 1969. – 40 с.
114. Каменев П.В. Совершенствованиековки крупных поковок.— Л. : Машиностроение, 1975.— 395 с.
115. Каплун В.Г., Сологуб Н.А., Рудых А.Е. Планирование эксперимента при изучении процесса ионного азотирования стали 45X //Проблемы трения и изнашивания: Респ. межвед. науч.-техн. сб.- 1986.- Вып. 29.- С. 33-36.
116. Кендад Е.Г. Композиционные материалы с металлической матрицей, армированной высокопрочными и высокомодульными углеродными волокнами. //Композиционные материалы. Т.4. – М.: Машиностроение,

- 1978, – С. 338 - 418.
117. Ковалевский В.А. Методы оптимальных решений в распознавании изображений. – М.: Статистика, 1976. – 220 с.
118. Ковка и объемная штамповка стали: Справочник. Т. 2 /Под ред. М.В. Сторожева. – М.: Машиностроение, 1968. – 448 с.
119. Ковка и штамповка: Справочник. Т. 4. Листовая штамповка / под ред. Матвеева А.Д.; - М.: Машиностроение, 1985 - 1987. - 544 с.
120. Ковка и штамповка: Справочник Т. 1. Материалы и нагрев. Оборудование. Ковка /Под. ред. Е.И. Семенова. – М.: Машиностроение, 1985. – 495 с.
121. Ковка и штамповка: Справочник. Т. 2. Горячая объемная штамповка /Под. ред. Е.И. Семенова. – М.: Машиностроение, 1986. – 532 с.
122. Ковка и штамповка: Справочник. Т. 3. Холодная объемная штамповка /Под. ред. Г.А. Навроцкого. – М.: Машиностроение, 1987. – 602 с.
123. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1978. – 784 с.
124. Коконин С. С., Германчук Ф. К. Исследование эксплуатационных характеристик многодисковых нагруженных тормозов. Расчет и испытание фрикционных пар – М.: Машиностроение, 1974. – С.135-145.
125. Колосков В.М. Автоматизированное гидропрессовое и специальное оборудование //Технология и оборуд. кузнеч.-штамп. пр-ва.— 1977.— № 2.— С. 106.
126. Колтунов М.А., Майборода В.П., Зубчанинов В.Г. Прочностные расчеты изделий из полимерных материалов. – М.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
127. Комбалов В.О. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей. – М.: Наука, 1983. – 136 с.
128. Кордонский Х.Б., Харач Г.М., Артамоновский В.И. Вероятностный анализ процесса изнашивания. – М.: Наука, 1968. – 56 с.
129. Кордюков В.П., Коротких Е.Л. Свободная ковка на молотах.— М.: Машиностроение, 1977.— 214 с.
130. Коршак В. В. Термостойкие полимеры – М.: Наука, 1969. – 411 с.
131. Костецкий Б. Л., Топеха И.К., Носовский И.Г. Вторичные структуры на поверхностях трения и износ металлов //Износ и износостойкость. – М.: Изд.-во АН СССР. – 1960. – Т.1. – С.152 – 162.
132. Костецкий Б. Л. Трение, смазка и износ в машинах. – Киев: Техника, 1976. – 323 с.
133. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техніка, 1970. – 395 с.
134. Костецкий Б.И. Фундаментальные закономерности трения и износа. – К.: Знання, 1981. – 52 с.
135. Костецкий Б.И., Носовский И.Г. Износостойкость и антифрикционность деталей машин. – К.: Техніка, 1965. – 206 с.
136. Костогрыз С.Г., Ковалевский В.В., Збитнев Е.А. Экспериментальное определение амплитудно-частотной характеристики механического контакта в области предварительного смещения // Трение и износ.- 1992.- Т. 13, № 6.- С. 979-984.
137. Костогрыз С.Г., Гладкий Я.Н. Математическое моделирование предварительного смещения в номинально неподвижном контакте //Проблеми трибології - 1996. - № 1. - С. 5-14.
138. Кох П.И. Надежность и долговечность одноковшовых экскаваторов. – М.: Машиностроение, 1966. – 134 с.
139. Кравчун А.Г., Морарь В.Е. Твердые смазочные материалы на основе капролактама. – Кишинев: Штиинца, 1988. – 120 с.
140. Крагельский И.В., Михин Н. М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 270 с.
141. Крагельский И. В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 408 с.
142. Крагельский И. В., Добычн М. Н., Комбалов В. С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
143. Крагельский И.В., Виноградова И.Э. Коэффициенты трения: Справочник. – М.: Машгиз, 1962. – 220 с.
144. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
145. Кривошипные кузнечно-штамповочные машины /Под ред. Власова В.И. - М.: Машиностроение, 1982. - 424 с.

146. Кузнечно-штамповочное оборудование / Под ред. А.Н. Банкетова, Е.Н. Ланского - М.: Машиностроение, 1982. - 576 с.
147. Кузьменко А.Г. Контакт сферических тел, покрытых тонкими слоями // Проблемы трибологии. – 2001. - №1. – С. 89-118.
148. Курицына А.Д. Методы исследования антифрикционных пластмасс / Труды специалистов СССР и ГДР. – М.: НИИМАШ, 1975. – С.49-70.
149. Кутьков А.А. Износостойкие и антифрикционные покрытия. – М.: Машиностроение, 1976. – 152 с.
150. Кутьков А.А., Благовестный А.С. Новые закономерности трения и износа металлополимерной пары в режиме граничной смазки // Вопросы теории трения, износа и смазки: Труды Новочеркасского политехнического института. 1969. – Т.215. – С.9 - 12.
151. Кутьков А.А., Гольдман И.М. Исследование статического электричества при трении стали по полиамидам в различных средах // Вопросы теории трения, износа и смазки: Труды Новочеркасского политехнического института. 1969, – Т.215. – С.72 - 76.
152. Ланской Е.Н., Банкетов А.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов. - М.: Машиностроение, 1966. - 380 с.
153. Лаптев А.Г., Коган К.Б. Комплекс МК. – Донецк: Донбасс, 1966. – 37 с.
154. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение. — М.: Машиностроение, 1972.—503 с.
155. Линц В.П., Максимов Л.Ю. Кузнечно-прессовое оборудование и его наладка. - М.: Высшая школа, 1988. - 286 с.
156. Любвин В.И. Обработка металлов радиальным обжатием. – М.: Машиностроение, 1975. – 275 с.
157. Майорова Л.А. Твердые неорганические вещества. – М.: Наука, 1974. – 95 с.
158. Малос А.Н. Технология холодной штамповки. – М.: Машиностроение, 1969. – 320 с.
159. Мансуров А.М. Технология горячей штамповки. – М.: Машиностроение, 1971. – 315 с.
160. Марковский Е.А., Краснощеков М.М., Переверзев Д.Д. Антифрикционные свойства облученных сплавов. – М.: Атомиздат, 1978. – 67 с.
161. Матвеевский Р.М., Богатырев И.О., Хрущов М.М. Четырехшариковая машинка трения ИМАШ для испытания смазочных масел // Трение и износ в машинах. 1954. – №9. – 72 с.
162. Матвеевский Р. М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. – М.: Наука, 1971. – 227 с.
163. Машков Ю.К. Расчет и повышение долговечности сферических сопряжений // Вестник машиностроения. – 1976. – №7. – С.29-30.
164. Меркулов Е.Ф. Антифрикционные пористые сплавы. – М.: Машгиз, 1962. – 71 с.
165. Методы оценки противозадирных и противоизносных свойств смазочных материалов. – М.: Наука, 1969. – 98 с.
166. Мецнерий В.Т. Листовая штамповка. Атлас схем, – М.: Машгиз, 1975. – 144 с.
167. Миропольский Ю.А., Мансуров И.З. Современные тенденции развития холодной объемной штамповки. – М.: Машиностроение, 1979. – 136 с.
168. Митрович В.П. Исследование трения полиимидов по стали. – М.: Изд-во Акад.наук СССР, 1963. – 96 с.
169. Михаленко Ф.П., Грикке А.Х., Демиденко Е.И. Автоматическая холодная штамповка мелких деталей. – М.: Машиностроение, 1965. – 358 с.
170. Михин Н. М. Внешнее трение твердых тел. – М.: Наука, 1977. – 221 с.
171. Михин Н. М. Трение в условиях пластического контакта – М.: Наука, 1968 – 104 с.
172. Можаяев В. А., Зиновьев Е. В. Приспособление для непрерывного удаления частиц износа // Заводская лаборатория. – 1969. – №9. – С. 1128—1129.
173. Мошнин Е.Н. Технология штамповки крупногабаритных деталей. – М.: Машиностроение, 1973. – 219 с.
174. Мошнин Е.Н., Золотухин Н.М. Уточнение методики определения усилия осадки поковок // Кузнечно-штамповочное производство. – 1961. – №3. – С.18—19.
175. Мунилов С.П., Фаерман Б.Г. Оборудование для изготовления асбодфрикционных изделий и перспективы его развития. – М.: ЦНИИТЭнефтемаш, 1978. – 44 с.

176. Мусин А.Н. Исследование режима работы фрикционных накладок сцепления автомобилей – Автомобильная промышленность, 1969. – № 4. – С.15—18.
177. Навроцкий Г.А. Кузнечно-штамповочные автоматы. – М.: Машиностроение, 1965. – 424 с.
178. Надежность и эффективность в технике: Справочник. В 10-ти т. Т. 4. Методы подобия и надежность / Под общ. ред. В. С. Авдеевского. – М.: Машиностроение, 1987. – 280 с.
179. Налимов В.В., Голикова Т.И. Логические основания планирования эксперимента. – М.: Металлургия, 1981. – 152 с.
180. Наполнители для полимерных композиционных материалов / Под ред. Т.Т.С.Каца, Д.В. Нидевски. – М.: Химия, 1981. – 736 с.
181. Научные принципы и новые методы испытаний материалов узлов трения / Под ред. А.В.Чичинадзе. – М.: Наука, 1968. – 220 с.
182. Носовский И. Т. Влияние газовой среды на износ металлов. – Киев: Техника, 1968. – 180 с.
183. Овчинников А.Г. Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. – М.: Машиностроение, 1983. – 335 с.
184. Оптимальное использование фрикционных материалов в узлах трения / Под ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1978. – 140 с.
185. Охрименко Я.М. Технология кузнечно-штамповочного производства. – М.: Машиностроение, 1966. – 213 с.
186. Оценка факторов на надежность изделий / В.П.Ройзман, В.А.Орлов, Л.Д.Вайнгортин, Э.А.Чеселовский //Авиационная промышленность. - 1977. – №4. – С.58-62.
187. Перекис Г.С., Пономарев Е.М. Комплекс ОМКТ. – Донецк: Донбасс, 1966. – 34 с.
188. Пистунов И. Н. Использование JPP_t -распределения при планировании и анализе триботехнических экспериментов //Трение и износ. — 1991. – Т. 12, №2. –С. 239–245.
189. Пистунов И. Н., Лымарь В. В. Триботехнические испытания в проблеме качества материалов и конструкций //Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. “Триботехнические испытания в проблеме контроля, качества материалов и конструкций” г. Рыбинск. –1989. – Ч. II. – С.154-155.
190. Пистунов И. Н., Чичинадзе А. В., Казимиров И. П. Выбор наиболее значущих факторов //Проблемы трения и изнашивания.– 1987. – Вып. 32. – С. 3-7.
191. Пистунов И.Н. Инерционные и кинематические погрешности при измерении сил (моментов) трения //Трение и износ. – 1990. – Т. 11, №4. – С.723-730.
192. Пистунов И.Н. Применение теории распознавания образов к аппроксимации триботехнических экспериментальных данных //Трение и износ. – 1990. – Т. 12, №5. – С.789-794.
193. Пистунов И.Н. Программа для моделирования триботехнических характеристик //Управляющие системы машины. – 1988. – № 2. – С. 92-91.
194. Пистунов И.Н. Разработка методик определения триботехнических характеристик специальных узлов трения, работающих в кратковременных нестационарных режимах: Дис. . . канд.Техн.наук: 05.02.04. – Днепропетровск, 1988. – 215 с.
195. Пистунов И.Н. Разработка методики определения триботехнических характеристик: Автореф.дис. . . канд.техн.наук: 05.02.04. /Калининский политехнический инт-т. – Калинин, 1988 – 16 с.
196. Пистунов И.Н., Мамон Л.И., Дудка А.Н. Моделирование триботехнических характеристик пар трения //Проблемы трения и изнашивания. – 1986. – Вып. 29. – С. 6–9.
197. Пистунов І.М. Динамічна модель сферичного шарніра з полімерними вкладишами //Науковий вісник НГАУ. – 2001. – №1 – С. 54–57.
198. Пистунов І.М. Оцінка деформаційних складових втрат на тертя в антифрикційних вкладишах великогабаритного сферичного шарніра //Геотехническая механика:Сб. науч. трудов ИГТМ. – Днепропетровск, ИГТМ – 2001. – Вып. 27 – С.108–112.
199. Полуниин И. Ф. Курс математического программирования. – Минск: Вышэйшая школа, 1975. – 384 с.
200. Польцер Г., Майснер Ф. Основы трения и изнашивания: Пер. нем. – М.: Машиностроение, 1984. – 264 с.
201. Поляков Н. В., Чичинадзе А. В., Гольдин М. Д. Исследование влияния рельефа масляных канавок на фрик-

- ционные свойства при остановочных торможениях // Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. – М.: Наука, 1982. – С. 69-77.
202. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки. – М.: Машиностроение, 1968. – 402 с.
203. Попов И.А., Топорков А.А., Геллер Б.М. Оборудование угледобывающих комплексов. – М.: Недра, 1973. – 184 с.
204. Поскачев А. А., Чубаров В. П. Оптико-электронные системы измерения температуры. – М.: Энергия, 1979. – 208 с.
205. Прозоров Л.В. Ковка высоколегированных сталей / Прогрессивная технология кузнечно-штамповочного производства / Под общ. ред. П.В. Камнева. Кн. 31. – М.-Л.: Машгиз, 1952. – С. 187—208.
206. Протасов Б.В. Энергетические соотношения в трибосопряжении и прогнозирование его долговечности. – Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1979. – 152 с.
207. Путина Л.И. Дисульфид молибдена и его свойства. – К.: Наукова думка, 1968. – 50 с.
208. Пыжквич Л.М. Расчет фрикционных тормозов. – М.: Машиностроение, 1964. – 228 с.
209. Радченко Ю.С. Ротационное обжигание. – М.: Машиностроение, 1972. – 198 с.
210. Расчет и испытание фрикционных пар / Под ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1974. – 152 с.
211. Расчет, испытание и подбор фрикционных пар / А. В. Чичинадзе, Э.Д. Браун, А. Г. Гинзбург, З. В. Игнатьева. – М.: Наука, 1979. – 268 с.
212. Рей Р.И., Монаховский С.С. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы кривошипные. – Луганск: изд-во СНУ, 2000. – 216 с.
213. Решение задач тепловой динамики и моделирования трения и износа / Под ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1980. – 151 с.
214. Ровинский Г.Н., Злотников С.Л. Листоштамповочные механические прессы. – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
215. Родин И.И., Пономарев В.П. Проектирование одноковшовых строительных экскаваторов: Учебн. пособие. – Красноярск, 1973. – 238 с.
216. Розен Г.М., Убрятов А.А., Петин А.А. Механизация и автоматизация листовой штамповки в автомобилестроении. – М.: Автомобильный транспорт, 1983. – 201 с.
217. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. – Л.: Машиностроение, 1979. – 110 с.
218. Семенов Е.И. Ковка и объемная штамповка. – М.: Высшая школа, 1972. – 178 с.
219. Сентхорихина Л.Н., Опарина М.В. Твердые дисульфидмолибденовые смазки. – М.: Химия, 1968. – 152 с.
220. Сердюк А.А. Научное обоснование технических решений по повышению ходовых характеристик шахтных локомотивов: Дис. . . докт. Технич. наук: 05.05.06. – Днепропетровск, 2000. – 450 с.
221. Сиренко Г.А. Антифрикционные карбопластики. – К.: Техніка, 1985. – 196 с.
222. Сиренко Г.А. Антифрикционные материалы графелон и флулон. – М.: Машиностроение и металлообработка, 1977. – вып. 20. – с. 44-45.
223. Словарь-справочник по трению, износу и смазке машин / Под общ. ред. И. М. Федорченко. – Киев: Наукова думка, 1979. – 188 с.
224. Соболев И. М. Точки, равномерно заполняющие многомерный куб. – М.: Математика, 1985. – 154 с.
225. Соболев И. М., Статников Р.Б. Наилучшие решения – где их искать. – М.: Знание, 1982. – 54 с.
226. Соколов Л.Н., Золотухин Н.М., Ефимов В.Н. Ковка слитков на прессах / Под ред. Л.Н. Соколова. – К.: Техніка, 1984. – 127 с.
227. Соколов Л.П., Ефимов В.Н., Портняга Н.П. Справочник кузнеца. – Донецк: Донбасс, 1985. – 147 с.
228. Сологубов Н.В., Грязнов Б.П., Иванов В.П. Угледобывающий комплекс КМ100/Н. – М.: Недра, 1967. – 232 с.
229. Способ оценки адгезионных свойств полимерных материалов: А.с.1442887 СССР, МКИ² G 01 N 19/78 // И.Н. Пистунов, А.В. Чичинадзе, Л.И. Мамон, А.Н. Дудка, Л.И. Мамон, И.П. Казимиров (СССР). – №4148412/25-28; Заявлено 04.10.86; Опубл. 07.12.88. Бюл. №45. – 2 с. ил.
230. Справочник металлиста / Под ред. А.Г. Рахштадта и В.А. Брострема. – М.: Машиностроение, 1976. – 720 с.
231. Статистические методы для ЭВМ: Пер. с англ. / Под ред. К. Энслера, Э. Рельстона, Г. С. Уилфа. – М.: Стапи-

- стика, 1986. – 540 с.
- 232.Сторожев М.В., Попов Е.А. Теория обработки металлов давлением.—М.: Машиностроение, 1977.—423 с.
- 233.Сторожев М.В., Середин П.И., Кирсанова С.Б. Технологияковки и горячей штамповки цветных металлов и сплавов. – М.: Высшая школа, 1967. — 350 с.
- 234.Сухарев М.П. Прочность шарнирных узлов машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 168 с.
- 235.Сферическая опора: А.с. 1368517 СССР, МКИ² F16C 17/08, 23/04 //И.Н.Пистунов, С.А.Бреус, В.Д.Сушков, Ф.П.Санин, И.П.Казимиров, С.А.Ефремкин (СССР).-№3978887/25-27; Заявлено 10.11.85; Опубл.23.01.88; Бюл.№3. – 3с.ил.
- 236.Сферическая опора: А.с. 1781476 СССР, МКИ² F 16 C 17/08 //И.Н.Пистунов, С.А.Ефремкин, И.П.Казимиров, В.Д.Сушков, С.А.Бреус (СССР). - №1368517; Заявлено 15.03.90; Опубл. 15.12.92. Бюл. №46. – 4с.ил.
- 237.Тарновский И.Я., Трубин Б.Н., Златкин М.Г. Свободная ковка на прессах. – М.: Машиностроение, 1967. – 328 с.
- 238.Тенеибаум М. М., Караваев И. И. О стандартизации методов и средств испытаний на износостойкость //Надежность и контроль качества. – 1979. – № 4. – С. 39-44.
- 239.Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин /Под редакцией К.В.Фролова. – М.: Наука, 1982. – 258 с.
- 240.Теория и технологияковки //Л.Н Соколов, Н.К. Голубятников, В.Н. Ефимов, И.П. Шелаев. – Киев: Вища школа, 1989. – 318 с.
- 241.Тепловая динамика и моделирование внешнего трения /Под ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1975. – 144 с.
- 242.Терновский И.Я. Свободная ковка на прессах.— М.: Машиностроение, 1967.—328 с.
- 243.Томленов А.Д. Теория пластического деформирования металлов. – М.: Металлургия, 1972. – 254 с.
- 244.Тормозные устройства: Справочник/Под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
- 245.Трение и изнашивание при высоких температурах. Сборник статей /Под общ. ред. М. М. Хрущева, А. П. Семенова. – М.: Наука, 1973.– 154 с.
- 246.Трение и износ фрикционных материалов /Под ред. А. В. Чичинадзе. – М.: Наука, 1977. – 136 с.
- 247.Трение полимеров. /В.А. Белый, А.И. Свириденко, М.И. Петроковец, В.Г. Савкин. – М.: Машиностроение, 1972. – 214 с.
- 248.Трение, изнашивание и смазка: Справочник /Под ред. И. В. Крагельского. – М.: Машиностроение, 1979. – Т. 1. – 358 с.
- 249.Трение, изнашивание и смазка: Справочник /Под ред. И. В. Крагельского. – М.: Машиностроение, 1980. – Т. 2. – 358 с.
- 250.Трофимов И.Д., Бухер Н.М. Автоматы и автоматические линии для горячей объемной штамповки. - М.: Машиностроение, 1981. - 276 с.
- 251.Трояновская Г.И., Зеленская М.Н. О расчете силы трения между полимером и металлом // Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. – М.: Наука, 1982. – С.96-102.
- 252.Тум Х. Об оценке надежности и долговечности узлов трения /Теоретические и прикладные задачи трения, износа и смазки машин. – М.: Наука, 1982. – С.278-285.
- 253.Тынянов В.Н., Федоркевич В.Ф., Филькин И.Н. Эксплуатация кривошипных прессов двойного действия. - М.: Машиностроение, 1968. - 164 с.
- 254.Тышкевич В.А., Машков Ю.К. Расчет долговечности сферического сопряжения на основе ускоренных испытаний на износ //Вестник машиностроения. – 1973. – №4. – С. 24–27.
- 255.Тюрин В.Л. Теория и процессыковки слитков на прессах.— М. : Машиностроение, 1979.—430 с.
- 256.Уик Ч. Обработка металлов без снятия стружки. Пер.с англ. – М.: Мир, 1965. – 553 с.
- 257.Устройство для дистанционной передачи возвратно-поступательного движения: А.с.1323798 СССР, МКИ² F 16 H 21/08 //И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, Н.Ф.Ряполов, В.М.Семеринов, В.Д.Сушков, С.А.Бреус (СССР).- №3976376/25-28; Заявлено 10.11.85; Опубл. 15.07.87. Бюл.№26. – 4с.ил.
- 258.Устройство для испытания материалов на трение и износ: А.с.1355905 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/60 //И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, В.Д.Сушков, С.А. Бреус, С.А. Ефремкин, А.В. Балев, А.М. Дынько, В.М. Семеринов (СССР).-№3988853/25-28; Заявлено 16.12.85; Опубл. 30.11.87. Бюл.№44. – 4с.ил.

259. Устройство для испытания материалов на трение и износ: А.с.1377672 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/60 //И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, В.Д.Сушков, С.А.Бреус, С.А.Ефремкин, В.В.Лымарь (СССР).-№3988854/25-28; Заявлено 16.12.85; Опубл. 29.02.88. Бюл.№8. – 3с.ил.
260. Устройство для испытания на трение и изнашивание в шариковом передаточном механизме: А.с.222296 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/74 //И.Н.Пистунов, В.Д.Сушков, В.М.Семеринов, А.И.Чернега, Л.К.Гаврилычев, А.П.Матвиенко, А.Н.Дудка (СССР).-№3097868; Заявлено 28.09.84; Опубл. 01.08.85. Бюл. №9. – 4с.ил.
261. Устройство для испытания шаровых шарниров: А.с.1379701 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/78 //И.Н.Пистунов, В.Д.Сушков, О.Б.Кривошеина, О.Л.Денисенко, Л.К.Гаврилычев, А.Н.Дудка, Л.И.Мамон, А.М.Дынько (СССР).-№4121412/25-28; Заявлено 19.09.86; Опубл. 07.03.88. Бюл.№9. – 3с.ил.
262. Устройство для испытания шаровых шарниров: А.с.1659773 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/86 //И.Н.Пистунов, В.П.Бурдяин, С.А.Ефремкин, Л.И.Мамон, В.М.Семеринов (СССР).-№4667713/27; Заявлено 07.02.89; Опубл. 30.06.91. Бюл.№24. – 4с.ил.
263. Устройство для определения вида износа поверхностей трения: А.с.1307299 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/60 //И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, С.А.Ефремкин (СССР).-№3860551/25-28; Заявлено 20.02.85; Опубл. 30.04.87. Бюл.№16. – 3с.ил.
264. Устройство для определения краевого угла смачивания: А.с.1469319 СССР, МКИ² G 01 N 13/02 //И.Н.Пистунов, А.М.Дынько, И.П.Казимиров, С.П.Суховой, А.В.Балев (СССР).-№4198332/24-25; Заявлено 24.02.87; Опубл. 30.03.89. Бюл.№12. – 3с.ил.
265. Устройство для установки неподвижного образца к машине для испытания на изнашивание: А.с.1295296 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/74 //И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, В.В.Мищенко, В.В.Лымарь, Л.И.Мамон, С.А.Ефремкин (СССР). – №3964440/25-28; Заявлено 16.10.85; Опубл. 07.03.87. Бюл.№9. – 3с.ил.
266. Уяксон Е.П. Инженерная теория пластичности. Пер.с англ. – М.: Машгиз, 1959. – 157 с.
267. Фаворский В.Е. Холодная штамповка выдавливанием. – М.: Машиностроение, 1966. – 233 с.
268. Федорченко И.М., Пугина Л.И. Композиционные смазочные материалы. – К.: Наукова думка, 1980. – 403 с.
269. Федорченко И.М., Пугина Л.И. Композиционные спеченные антифрикционные материалы. – Киев: Наук думка, 1960. – 404 с.
270. Федосеев В. Н., Александров М. П., Ромашко А. М. Моделирование износа нагруженных фрикционных пар при повторно-кратковременном режиме трения //Тр. международной конференции «Трение, износ и смазочные материалы», – М.: 1985. – Т. 1. – С. 336—370.
271. Фельдман Г.Д. Холодное выдавливание стальных деталей. Пер.с нем. – М.: Машгиз, 1963. – 387 с.
272. Фляйшер Г. Энергетический метод определения износа //Труды специалистов СССР и ГДР, г.Москва. – М.: НИИМАШ, 1975. – С.277-290.
273. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. Т. 1. Деформация и разрушение. – М.: Машиностроение. – 1974. – 472 с.
274. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. Т. 2. Механические испытания и конструкционная прочность. М., «Машиностроение», 1974. – 434 с.
275. Фролов К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М.: Машиностроение. 1984. – 224 с.
276. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента. – М.: Мир. 1967. – 406с.
277. Химмельблау Д. Анализ процессов статистическими методами. – М.: Статистика, 1973. – 958 с,
278. Холодная объемная штамповка: Справочник /Под ред. Г.А. Навроцкого. – М.: Машиностроение, 1973. – 455 с.
279. Цеев Н.А., Козелкин В.В., Гуров А.А. Материалы для узлов сухого трения, работающих в вакууме: Справочник /Под общ.ред. В.В.Козелкина. – М.: Машиностроение, 1991. – 192 с.
280. Целиков А.И. Пути экономии металла. – М.: Машиностроение, 1974. – 67 с.
281. Чихос Х. Системный анализ в трибонике. – М.: Мир, 1982. – 352 с.
282. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967. – 232 с.
283. Чичинадзе А. В., Зиновьев Е. В. Некоторые аспекты моделирования трения асбофрикционных пластмасс /Оптимальное использование фрикционных материалов в узлах трения машин. – М.: Наука, 1978. – С. 5—16.

284. Чичинадзе А. В., Зиновьев Е. В., Жаровцев Н. И. Влияние масштабного фактора на трение фрикционных материалов // Оптимальное использование фрикционных материалов в узлах трения машин. – М.: Наука, 1978. – С. 167 - 179.
285. Чичинадзе А. В., Матвеевский Р. М., Браун Э. Д. Материалы в триботехнике нестационарных процессов. – М.: Наука, 1986. – 248 с.
286. Чичинадзе А. В., Поляков Н. В. Исследование экранирующего действия масляной пленки, находящейся на фрикционном контакте // Трение и износ. – 1983. – Т. 4. № 4. – С. 600—607.
287. Чичинадзе А. В., Левин А. Л., Бородулин М. М. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
288. Шанин Н. П., Бородулин М. М., Колбовский Ю. Я. Производство асбестовых технических изделий. – Л.: Ленингр. отд-ние. Химия, 1983. – 239 с.
289. Шарапов В. Б., Зиновьев Е. В. Исследование сдвигающих фрикционную накладку усилий в узлах трения // Автотракторная промышленность. 1976. – № 1, – С. 26-27.
290. Шаумян Г. А. Комплексная автоматизация производственных процессов. – М.: Машиностроение, 1973. – 640 с.
291. Шаумян Г. А., Стародумов В. С., Нехаенко В. М. Шариковые передаточные механизмы. – М.: Машиностроение, 1976. – 136 с.
292. Щеглов В. Ф., Максимов Л. Ю., Линц В. П. Кузнечно-прессовые машины. – М.: Машиностроение, 1968. – 344 с.
293. Щеренков Г. М. Надежность и долговечность асбофрикционных накладок автомобильных сцеплений. – М.: ЦНИИТИнефтехим, 1975. – 54 с.
294. Щеренков Г. М., Коряева А. И. Рациональное применение асбофрикционных материалов в автотракторных сцеплениях. – М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1982. – 60 с.
295. Ясь Д. С. Испытания на трение и износ. – К.: Техніка, 1971. – 138 с.
296. Brenner Donald W. Mysterious of friction and wear unfolding: CMS advances the field of tribology. // The AMPTIAC Newsletter. – New York. – 2001. – V. 5, № 3. – P. 1-7.
297. Chow, A.B., Medley, J.B., LaBerge, M.: Mechanical and tribological analyses of elastomeric surface layers in load bearing implants // Society for Biomaterials. – Boston, – 1994. – 322 p.
298. Drews M. J., LaBerge M. An Investigation of the Fatigue Induced Failure Modes of Fiber // Elastomer Composites as Bearing Surfaces in Total Hip Joint – National Textile Center Annual Report: September, – 1994 – P. 135 – 142
299. Finkin, K.F., The determination of Young's modulus from the indentation of rubber sheets by spherically tiered indentors. // Wear. — 1972. – № 19. – P. 277-289.
300. Friction material for engineers. Second edition. A design manual compiled by the Technical Staff of Ferodo Limited. – London: 1968. – 80 p.
301. Jamil A. Abdo, Kambiz Farhang. Theoretical Modelling and Experimental Technique to Study of Contact Load Ratio / Friction Function. – 15 th ASCE Engineering Mechanics Conference June 2-5, 2002. – Columbia University, New York, NY – 2002 – P. 1-3
302. Kragelski I. W., Fleischer G., Knmblow W. S., Winkelmann U. Vereinigung der Ermüdungstheorie und des energetischen Ansatzes zur Berechnung des Verschleißes. — Schmierungstechnik, 1979, – N 5, – S. 132—133, 136.
303. Lim Y.F., Kan Chen. Dynamics of Dry Friction: A Numerical Investigation. // Cambridge University Press. – Cambridge, – 2001 – P. 1-9
304. Persson B.N.J., Popov V.L. On the origin of the transition from slip to stick. - Solid State Commun. – 2000. – V. 114. – P. 261-266.
305. Pistunov I.N. Friction loss in a ball transmission mechanism // Tribologia. Teoria i practika. – Radom, – 1991. – № 1 – P. 12-15.

Наукове видання

Пістунов Ігор Миколайович

ВУЗЛИ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ. МОДЕЛІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ

Монографія

В авторській редакції
Комп'ютерна верстка І.М. Пістунова

Підписано до друку 16.12.2009. Формат 30x42/4.
Папір офсетний. Ризографія. Ум. друк. арк. 9,9.
Обл.-вид. арк. 9,9. Тираж 100 прим. Зам. №

Підготовлено до друку та надруковано
в Національному гірничому університеті.
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру ДК №1842.

49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.