

Міністерство освіти і науки України
Національний авіаційний університет

Пістунів Ігор Миколайович

УДК 621.89 : 621.974.4

**МОДЕЛІ ТА МЕТОДИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТРИБОТЕХНІЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ ВУЗЛІВ ТЕРТЯ КОВАЛЬСЬКО-ШТАМПУВАЛЬНОГО
ОБЛАДНАННЯ**

Спеціальність 05.02.04 – тертя та зношування в машинах.

Автореферат
дисертації на здобуття наукового
ступеня доктора технічних наук

Дисертацією є рукопис

Робота виконана на кафедрі машин та агрегатів металургійного виробництва у Національній металургійній академії України Міністерства освіти і науки України (м. Дніпропетровськ).

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор,

Цапко Валерій Костянтинович

Національна металургійна академія України, завідувач кафедри машин та агрегатів металургійного виробництва (м. Дніпропетровськ).

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор **Кузьменко Анатолій Григорович**, Технологічний університет Поділля, завідувач кафедри зносостійкості і надійності машин (м. Хмельницький)

доктор технічних наук, професор **Щепетов Віталій Володимирович**, Національний авіаційний університет, завідувач кафедри технології аеропортів (м. Київ)

доктор технічних наук, професор **Рей Роман Іванович**, Національний університет ім. В. Даля, завідувач кафедри процесів та машин обробки тиском (м. Луганськ).

Провідна установа: Національний технологічний університет Міністерства освіти і науки України, кафедра металорізальних верстатів та інструменту (м. Запоріжжя).

Захист відбудеться “ 26 ” квітня 2006 р. о 15 годині в ауд. ___1/4___ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26 062.04 в Національному авіаційному університеті Міністерства освіти і науки України за адресою: 03058, м. Київ, просп. Космонавта Комарова, 1,

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного авіаційного університету: 03058, м. Київ, просп. Космонавта Комарова 1.

Автореферат розісланий “ ___ ” _____ 2006 р.

Вчений секретар спеціалізованої вченої ради

О.Л. Матвєєва

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Ковальсько-штампувальне обладнання є основним у сучасному масовому виробництві. Практично 60–70% всієї світової продукції масового споживання виготовляється саме на ньому. Вузли тертя ковальсько-штампувального обладнання, яке використовується в основному на підприємствах, ще й досі проектуються і експлуатуються тільки із застосуванням рідкого чи консистентного мастила. Такі заходи вимагають створення і підтримання в робочому стані системи змащування, вихід з ладу якої може спричинити заклинювання цих вузлів тертя, а отже, знизити надійність роботи устаткування в цілому. Зменшення кількості вузлів у агрегатах ковальсько-штампувального обладнання можна провадити за рахунок системи змащування, шляхом заміни рідких чи консистентних мастил антифрикційними самозмазувальними матеріалами.

Актуальність теми. Експлуатаційна працездатність трибосистем вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання обумовлена тертям сталевих загартованих поверхонь.

Технологічні методи зменшення тертя, що застосовуються, обмежені використанням рідких або консистентних мастил. Ресурс таких вузлів в багатьох випадках не відповідає сучасним вимогам і залишається низьким ще і в наслідок частого виходу з ладу систем змащування. У той же час, застосування існуючих антифрикційних полімерних матеріалів спроможне вирішити цю проблему. Перешкодою в цьому напрямку є складність вибору такого матеріалу, який би відповідав особливостям роботи конкретного вузла тертя.

В роботах І.В. Крагельського, Б.І. Костецького, А.В. Чичинадзе, Ю.Н. Дроздова, Г.Ф. Трояновської та М.Н. Зеленської розроблено методики для розрахунку триботехнічних параметрів при умові, що відомі фізико-технічні параметри матеріалів, визначення яких є складною науковою задачею. Окрім того, застосування цих методик вимагало б повного розрахунку для всіх існуючих матеріалів за режимами роботи конкретного вузла тертя.

Таким чином, вирішення загальної проблеми підвищення працездатності вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання потребує подолання існуючого протиріччя між потребою в значній кількості розрахунків та визначення фізико-технічних параметрів для всіх типів антифрикційних матеріалів (АФ) з нагальною потребою точного визначення конкретної марки АФ, яка б відповідала режимам роботи вузла тертя. Це протиріччя являє собою суть проблемної ситуації, відображенням якої є **актуальна наукова проблема** розробки теоретичних основ оптимізації показників технічного стану вузлів тертя з визначенням таких фізико механічних характеристик, мінімальний набір яких вичерпно характеризує фізико-технічні параметри АФ.

Отже, необхідність теоретичного та експериментального дослідження основ є актуальною, оскільки диктується завданнями теорії та вимогами практики.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. При підготовці дисертації були використані матеріали з виконання науково-дослідних робіт з такими номерами державної реєстрації:

Ў №08832715, №08832175, №08873715 за загальним науковим напрямком створення спеціальних машин і агрегатів та вузлів тертя для них;

Ў № 0100U001822 (ГП-252) “Теоретичне обґрунтування критеріїв якості та методів оптимізації дискретних механічних систем з в’язкопружними внутрішніми та неголономними зовнішніми зв’язками”;

Ў №Г306F10009 Міністерства освіти і науки України за загальним науковим напрямком підвищення надійності машин і агрегатів та вузлів тертя для них.

Мета і завдання дослідження. Метою цієї роботи є покращання триботехнічних і конструкційних показників вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання шляхом оптимізації їх технічного стану.

Для досягнення означеної мети в роботі вирішувалися такі завдання:

1. Удосконалення теоретичних основ оптимізації технічного стану вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання шляхом створення математичних моделей втрат на тертя у сферичному та циліндричному шарнірах, а також у кульковому передавальному механізмі, які містять антифрикційні матеріали.

2. Розробка методики оптимального вибору антифрикційного матеріалу.

3. Створення оптимальних конструкцій антифрикційних вкладишів.

4. Розробка нових методик планування триботехнічних експериментів, які дозволили б будувати плани типу «склад–властивість» з меншою кількістю точок плану, але без втрати його інформативності.

5. Обґрунтування принципів оптимальної побудови модельних експериментів.

6. Визначення можливих похибок при вимірюванні коефіцієнта тертя.

7. Розробка методики апроксимації коефіцієнта тертя для випадків якісного переходу від одного виду тертя до іншого.

Об'єкт дослідження: процеси тертя і зношування у вузлах машин та агрегатів ковальсько-штампувального обладнання, які містять антифрикційні матеріали.

Предмет дослідження: параметри залежності й закономірності втрат на тертя та зношування у сферичних і циліндричних шарнірах і кулькових передавальних механізмах, що містять антифрикційні матеріали і працюють у вузлах тертя машин та агрегатів ковальсько-штампувального обладнання.

Методи дослідження: у роботі використовувались методи: розрахунково-аналітичні, теоретичні, експериментальні; системного аналізу і математичного моделювання процесу тертя у сферичному шарнірі й прогнозування зносостійкості вузлів тертя; фізичного моделювання процесів тертя. Використовувались також власні методи дослідження: оптимізації розрахунку масштабних коефіцієнтів пе-

реходу модель-зразок; планування експериментів на базі чисел Соболя: визначення інерційних похибок при вимірюванні сил (моментів) тертя; вимірювання крайових кутів змочування; випробування антифрикційних матеріалів на спеціальних стендах; апроксимації результатів триботехнічних експериментів; оцінки антифрикційних властивостей полімерних матеріалів.

Наукова новизна одержаних результатів. Розроблено основні наукові положення, які відображають експериментальні й аналітичні закономірності тертя та зношування антифрикційних матеріалів, що стали теоретичною базою для обґрунтування основ оптимального їх застосування у вузлах тертя ковальсько-штампувального обладнання.

1. Уперше сформульовано оптимальну задачу вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання за критеріями мінімуму відхилення втрат на тертя або довговічності вузла тертя від наперед заданого значення, яка відрізняється від існуючих використанням крайового кута змочування і твердості полімеру за Брінеллем як змінних параметрів оптимізації.

2. Створено математичну модель тертя у сферичному шарнірі з антифрикційними вкладишами з урахуванням можливої динаміки зміни режимів роботи і коефіцієнта тертя, у якій враховано товщину антифрикційного вкладиша, що не перевищує 1,5 % від діаметра шарніра.

3. Уперше встановлено залежності оптимальної форми антифрикційних вкладишів для повновимірного сферичного шарніра, для сферичного шарніра зі зрізаним полюсом, а також для циліндричного шарніра, які працюють в обертальному та зворотно-поступальному рухах вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання. Від існуючих оптимальна форма відрізняється забезпеченням рівномірного питомого тиску по всій поверхні вкладиша, що дає продовження терміну її експлуатації.

4. Допрацьовано математичні залежності втрат на тертя в кульковому передавальному механізмі з урахуванням усіх типів ділянок трубопроводу, які забезпечують більшу точність розрахунків втрат на тертя, і вперше знайдено залежності для S-подібної ділянки, а також для втрат на тертя при переході з однієї ділянки на іншу. Уперше сформульовано можливість створення оптимальної форми трубопроводу. Визначено, що втрати на тертя на прямих ділянках трубопроводу зменшуються разом зі зменшенням відношення діаметрів трубопроводу та кульки та мають сідлоподібний характер для криволінійної ділянки з мінімумом на 85% цього відношення.

5. Уперше визначено, що графік зміни сили (моменту) тертя у часі у вузлах ковальсько-штампувального обладнання є також графіком інерційних похибок вимірювання цієї сили (моменту), які прямо пропорційні масі вимірювальної системи, куту нахилу цього графіка відносно осі часу і кінематичній схемі системи вимірювання. Цей ефект діє на всіх значеннях режимів роботи вузлів тертя.

6. Доведено зворотний зв'язок адгезійної складової сили тертя з логарифмом синуса крайового кута змочування водою для метало-полімерних пар тертя, якщо твердість полімеру за Брінеллем не перевищує 120 МПа.

7. Доведено можливість використання математичного методу кластерного аналізу для апроксимації експериментальних даних, який дозволяє створити адекватну узагальнюючу модель метало-полімерної пари тертя, яка відрізняється від існуючих підвищеною точністю і дозволяє проводити апроксимацію у випадку якісних змін у процесі тертя цих пар.

Практичне значення одержаних результатів. На підставі розроблених оригінальних методик розраховано оптимальні типи антифрикційних матеріалів для підшипника ковзання вала піднімального стола стана 550, сферичного шарніра преса КА2330, циліндричного шарніра в обертальному та зворотно-поступальному рухах для преса КА2330, довговимірної напрямної для кліщової подачі КП-8, оптимальні форми вкладишів з цих антифрикційних матеріалів для деталей шатуна і повзуна преса КА2330, ексцентрикової втулки шатуна, шарнірної опори шатуна і повзуна; оптимальну форму трубопроводу при заміні пневмомагістралі автоматики КГШП кулькопроводами.

На рівні винаходу розроблено схему розташування антифрикційних вкладишів у шарнірі зі зрізаним полюсом і з повним приляганням сферичної п'яти до основи; конструкцію силових елементів трубопроводу для кулькового передавального механізму; конструкцію циліндричних опор ковзання в обертальному русі; конструкції установок для експериментальних випробувань матеріалів на тертя та знос по схемі "за свіжим слідом", у сферичних шарнірах при підвищених температурах, в умовах зворотно-поступального руху, в кульковому передавальному механізмі й оригінальну форму елементів цього механізму; методику порівняльного аналізу антифрикційних властивостей полімерних матеріалів; пристрій для вимірювання крайових кутів змочування полімерних матеріалів при підвищених та знижених температурах; прилад для визначення типу зносу.

Запропоновану форму антифрикційних вкладишів використано для пресів листоштампувальних ПА3236Ф1, ПА3239Ф1 і ПА3241Ф1, пресів для гарячого штампування П2038Б, ПБ2638 і ПБ2640, ковальського устаткування П1035, АКП500/2,5 і П1837 на ВАТ „Завод Дніпропрес” та для сферичної опори на дочірньому підприємстві „Вільногірський державний гірничо-металургійний комбінат”. В Орджонікідзевському ГЗК та Костянтинівському розрізі ДХК «Олександрівугілля» методика розрахунку оптимальної форми вкладишів прийнята для запровадження, що дозволило знизити необхідну потужність приводів та їх вагу, підвищити експлуатаційні характеристики всього механізму і машини загалом, зробити не потрібним гартування поверхні сферичної п'яти, а заміну антифрикційного вкладиша робити у польових умовах. Запровадження дозволило отримати сумарний економічний ефект у розмірі 150,7 тис. грн.

Розроблена методика вибору антифрикційних матеріалів застосовується при проектуванні вузлів тертя машин обробки тиском (прокатних станах) в “Укрдіпрометз”, м. Дніпропетровськ.

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень отримано автором самостійно. У результатах досліджень, опублікованих у співавторстві, автором виконано розробку математичних моделей, алгоритмів і програм розрахунку числових характеристик констант в апроксимуючих залежностях, розрахунку системи інтегральних рівнянь для моделі сферичного шарніра, залежності коефіцієнтів на тертя втрат від зазору в кульковому передавальному механізмі, величини інерційних похибок при вимірюванні сили чи моменту тертя, розрахунку плану експерименту, що базується на числах Соболя. Автор брав участь у проведенні експериментальних досліджень, обробці отриманих результатів методами математичної статистики, впровадженні результатів роботи в промисловість.

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертації пройшли апробацію на наукових семінарах: кафедри машин та агрегатів металургійного виробництва Національної металургійної академії України, кафедри гірничих машин Національного гірничого університету, відділу конструювання гірничорудного та ковальсько-пресового устаткування Інституту геотехнічної механіки АН України, відділу динаміки складних систем Інституту проблем механіки ім. С.П.Тимошенка, кафедри колісного і гусеничного транспорту Харківського політехнічного інституту, науковому семінарі кафедри гідравліки Національного технічного університету „Київська Політехніка”, відділу конструювання гірничорудного та ковальсько-пресового устаткування Новокраматорського машинобудівного заводу. Матеріали, представлені в дисертації розглядалися на таких наукових конференціях: 6-му Міжнародному Конгресі з трибології «EUROTRIB-93» (м. Будапешт, Угорщина, 30 серпня–2 вересня 1993 р.); Всеукраїнській науково-практичній конференції «Україна наукова–2000» (м. Дніпропетровськ, 10–24 травня 2002 р.), технічній конференції «Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу» (м. Дніпропетровськ, 28–31 травня 2002 р.) та на IV міжнародній науково-практичній конференції „Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу” (м. Дніпропетровськ, 25–28 травня 2004 р.).

Публікації. Матеріали дисертації опубліковані в 43 наукових роботах. Серед них: 24 статті у фахових журналах та збірниках наукових праць, 5 тез доповідей, 14 авторських свідоцтв.

Структура і обсяг роботи. Робота складається зі вступу, шести розділів, висновків за розділами, загальних висновків та рекомендацій (викладено на 340 сторінках), переліку використаної літератури (310 найменувань на 35 сторінках) і додатків (на 46 сторінках). Загальний обсяг дисертації становить 420 сторінок, в тому числі 111 рисунків і 42 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі показано актуальність розглянутої проблеми, сформульовано мету і завдання дисертаційної роботи, її наукову новизну і практичну цінність.

У першому розділі проведено літературний огляд, який показав, що машини ковальсько-штампувального виробництва розрізняються між собою не лише конструкцією і розмірами, але і принципом дії, що дозволило звести їх у групи: 1) молоти; 2) гідравлічні преси; 3) механічні преси; 4) кривошипні горизонтальні машини; 5) ротаційні машини. Вони, а значить і їх вузли тертя ковзання, працюють у важких режимах: питомий тиск у зоні тертя до 100 МПа, швидкість відносного ковзання сягає 30 м/с, температура нагріву – до 673 К. У той же час вузли тертя ковальсько-штампувального обладнання проектуються й експлуатуються тільки з рідким чи консистентним мастилом, хоча за останній час було розроблено значну кількість полімерних матеріалів, використання яких робить змащування вузлів тертя або непотрібним, або дає можливість замінити системи рідкого змащування закладкою консистентного мастила. Такі матеріали мають широке застосування в авіаційній, верстатобудівельній, автомобілебудівній промисловості, але практично не використовуються в ковальсько-штампувальному обладнанні. Запровадженню полімерних матеріалів заважає відсутність єдиної методики підбору оптимального матеріалу для конкретного вузла тертя машин ковальсько-штампувального обладнання з урахуванням його режимів роботи та фізико-механічних властивостей матеріалів пари тертя. Аналіз існуючих методик 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. Відомі методики розрахунку триботехнічних параметрів вимагають виявлення значної кількості фізико-механічних властивостей матеріалів пари тертя, сам процес якого такий же громіздкий, як і триботехнічні випробування. До того ж, усі ці параметри у процесі тертя змінюють свої значення, тобто розрахунки за існуючими теоріями тертя й зносу для полімерних матеріалів придатні тільки для початкового моменту тертя. 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, таким чином, існуючі методики апроксимації експериментальних даних не дозволяють їх врахувати, оскільки вся методика апроксимації базується на теорії гладких кривих. А для розривних функцій такої методики немає. Моделювання процесу тертя потребує перерахунку результатів випробування моделі на натуру. При застосуванні тих же матеріалів, що і в реальній парі тертя, вимагає при розрахунку масштабних коефіцієн-

тів переходу значної зміни режимів випробувань, але й самі експериментальні установки не завжди можуть відтворити режими роботи реального вузла тертя. Така проблема потреби підбору необхідних значень масштабних коефіцієнтів переходу, але методики такого підбору не існує. Плани експерименту, які розроблені натеper, вимагають або значної кількості експериментів, або (і водночас) дотримання фіксованих значень чинників, що не завжди можливо або просто дорого для використання. Відносно планів типу “властивість – якість” кількість експериментів зростає в степеневій залежності, що робить їх просто непридатними для планування експериментів з 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 машин ковальсько-штампувального обладнання. Застосування полімерних вкладишів у сферичних і циліндричних 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 кульової п’яти на процес тертя по полімерному матеріалу. Відсутня точна методика розрахунку і проектування параметрів кульового передавального механізму, який є перспективним для застосування замість гідро- або пневмопередач, які працюють у схемах автоматизації ковальсько-штампувального обладнання. Відзначено, що методика розрахунку теплової динаміки тертя дозволяє визначити величину фрикційного нагрівання, що дає змогу точніше врахувати вплив температури експлуатації вузла тертя на його триботехнічні параметри.

У другому розділі було проаналізовано основні типи ковальсько-штампувального обладнання і конструкції вузлів тертя ковзання і зроблено висновки, що для ковальсько-штампувального обладнання характерні такі типи вузлів тертя ковзання як: 1) „вал–втулка” в обертальному та зворотно-поступальному русі; 2) „сферична опора” у коливальному русі; 3) „торець–торець” в обертальному русі; 4) „пласка опора – довговимірна напрямна” у поступальному та зворотно-поступальному русі. Визначено граничні значення режимів роботи вузлів тертя ковзання в ковальсько-штампувальному обладнанні, показані у табл. 1.

На підставі цього аналізу було вибрано напрямок подальших досліджень в такому порядку: розробка математичної моделі втрат на тертя у сферичних шарнірах; розробка методики розрахунку впливу хвилястості поверхні сферичної п’яти на процес її тертя по полімерному матеріалу; розробка математичної моделі кульових передавальних механізмів; розробка розрахунку оптимальної форми антифрикційних вкладишів у сферичному та циліндричному шарнірах; розробка фізичних моделей тертя за такими схемами: торцева схема тертя, зворотно-поступальне ковзання, рух по довговимірній напрямній, розробка пристрою для визначення крайових кутів змочування при зміні температур; визначення можли-

вих інерційних похибок при вимірюванні сил (моментів) тертя; розробка нової методики планування експерименту; розробка нелінійних апроксимаційних залежностей; розробка методики пошуку глобального екстремуму для таких залежностей; розробка розрахунку оптимальних коефіцієнтів масштабного переходу від моделі на натуру, які б забезпечили моделювання процесу тертя з тими ж матеріалами пари тертя, що і в реальному вузлі, але на режимах, які дозволяють виконати модельні установки; створення на підставі всього вищезгаданого єдиної методики оптимального підбору антифрикційних самозмазувальних матеріалів для вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання.

Таблиця 1

Тип вузла тертя ковзання	Тип руху	Режими роботи		
		Питомий тиск P , МПа	Швидкість відносного ковзання v м/с	Температура, К
„Вал–втулка”	Обертальний	27,16	4,18	473
	Зворотно-поступальний	3,81	8,35	345
„Сферична опора”	Коливальний	76,39	0,8	470
„Торець–торець”	Обертальний	18,44	18,3	315
„Пласка опора – довговимірنا напрямна”	Зворотно-поступальний	8,12	5,2	300

У третьому розділі на підставі адгезійно-деформаційної теорії було знайдено узагальнююче рівняння для коефіцієнта тертя від фізико-механічних властивостей матеріалів пари тертя, режимів роботи і характеристик поверхонь. Розглядаючи отриманий у цьому розділі результат, зроблено висновок про практичну неможливість застосування тільки аналітичних формул для аналізу зміни коефіцієнта тертя для пари “метал–антифрикційний матеріал”. Розроблено метод оцінки величини адгезійної складової коефіцієнта тертя параметром $\sin(\ln a)$, де a – крайовий кут змочування поверхні матеріалу в градусах, та установка для його вимірювання при зміні температур зовнішнього середовища (рис. 1).

Показана можливість і наведені кінематичні схеми модифікації серійних машин, де випробування проводиться при обертальному русі тертя торців циліндричних зразків (рис. 2), для фізичного моделювання процесів тертя різних типів. Усі пристрої забезпечують можливість випробувань при підвищених (шляхом нагріву спіралями) та низьких (за рахунок подачі охолодженого повітря в зону тертя) температурах. В роботі наведені конструкції фізичних моделей тертя при зворотно-поступальному русі (рис. 3), тертя у сферичному шарнірі (рис. 5), коливальний рух у кульковому приводі (рис. 7). Для фізичної моделі руху по спіралі Архімеда “за свіжим слідом” (рис. 4) було визначено, що задаючи

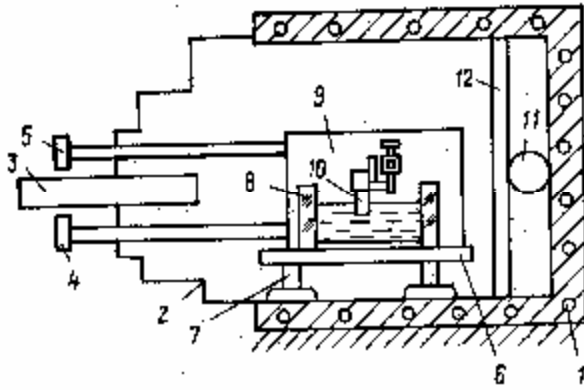


Рис. 1. Схема пристрою для вимірювання крайових кутів змочування

У четвертому розділі сформульовано оптимальну задачу вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя, виходячи з міркувань такого підбору значень фізико-механічних властивостей антифрикційних матеріалів, щоб було досягнуто мінімум значень коефіцієнта тертя або максимум довговічності за умови дотримання режимів роботи в межах, де ці матеріали зберігають свою працездатність. Наведено алгоритм розрахунку.

Розроблено закон зміни ширини фрагмента антифрикційного вкладиша у сферичному шарнірі від центрального кута φ (рис. 6). Розташування цих фрагментів приймається симетричним:

$$l_{\varphi} = [N \sin 2\varphi] / [P_{opt} n R \sin^2 \varphi_1], \quad (2)$$

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; n – кількість фрагментів, що складають вкладиш; P_{opt} – оптимальне питоме навантаження, при якому антифрикційний матеріал, застосований в шарнірі, має мінімальний коефіцієнт тертя. Для шарніру зі зрізаним полюсом

$$l_j = \frac{N(j_v - j_n)(\cos j_v \times \cos \frac{\sqrt{j_v^2 - j_n^2}}{2})}{R \times P_{opt} \ln(\frac{\sin j_v}{\sin j_n})(\sin^2 j_v - \sin^2 j_n)}, \quad (3)$$

де індекс “н” означає нижній кут розташування вкладишів, а s індекс “в” – верхній.

Визначено момент втрат на тертя, якщо поверхня сферичної п'яти має хвилястість

$$T = \frac{4}{3} DP h \sum_{i=1}^N \dot{a} \cos^2 b_i \arcsin \frac{\cos l_2}{\cos b_i} - \arcsin \frac{\cos l_1}{\cos b_i} \ddot{\varphi} \quad (4)$$

де DP – величина питомого навантаження, необхідного для притиснення вкладиша на величину h ; β_i – кут відносно вертикальної осі шарніра, до якої розташовано

профіль барабану, можна забезпечити необхідний закон зміни абсолютної швидкості $V_{abc}(t)$

$$r(S) = \frac{1}{2pn_r} \sqrt{\frac{S \dot{a} V_{abc}^2(t)}{\sum D} - n_r^2 R^2 \ddot{\varphi}}, \quad (1)$$

де t – це час, за який зразок пройде весь диск; R – діаметр дискового контрзразка; r – діаметр барабану; ω_1 , ω_r – частота обертання основного і додаткового вала.

фронт підйому хвилястості; l_1 і l_2 – кути розташування кільцевого вкладиша, R – радіус сферичної п'яти.

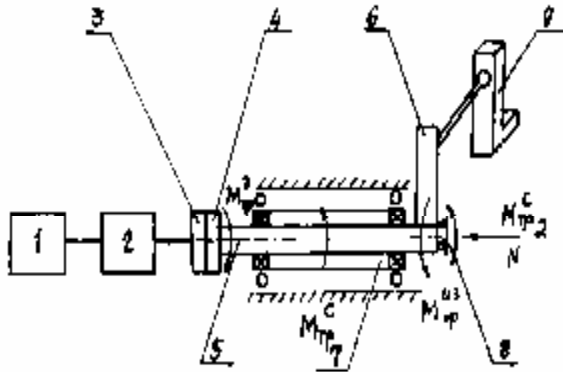


Рис. 2. Кінематична схема установки для випробування при обертовому русі: 1 – привід; 2 – передавальний механізм; 3 – рухомий зразок; 4 – нерухомий зразок; 5 – вал; 6 – прапорець; 7 – система плоских і радіальних підшипників; 8 – упорний підшипник; 9 – пружний елемент

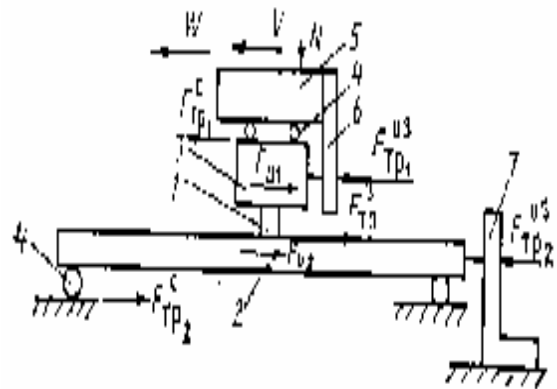


Рис. 3. Кінематична схема установки для випробування при зворотно-поступальному русі: 1 – зразок типу “палець”; 2 – зразок типу “довгомірна напрямна”; 3 – тримач зразка; 4 – ролики; 5 – основа тримача зразка; 6, 7 – пружні елементи датчиків сили тертя, розташовані на основі тримача зразка і на основі установки

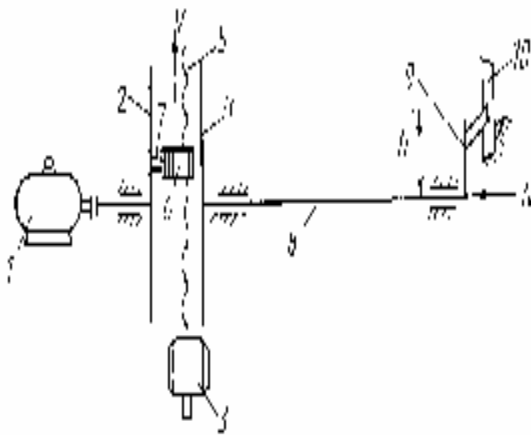


Рис. 4. Установка для випробування при русі по спіралі Архімеда: 1 – привід; 2 – диск; 3 – привід каретки тримача зразка; 4 – напрямні; 5 – гвинт; 6 – каретка тримача зразка; 7 – зразок типу “палець”; 8 – нерухомий вал; 9 – прапорець; 10 – датчик сили тертя

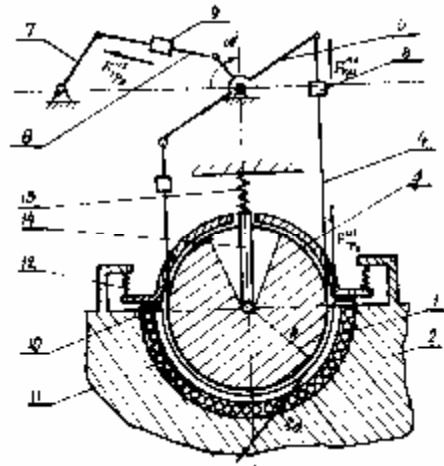


Рис. 5. Кінематична схема установки для випробування при коливальному русі: 1 – сферичний або циліндричний елемент; 2, 3 – нижня й верхня основи; 4 – тяга; 5 – коромисло; 6, 7 – кривошипно-шатунний механізм; 8, 10 – датчики сили тертя; 11 – вимірювальний вкладиш; 12, 13 – пружини; 14 – шток

Модель втрат на тертя у сферичному шарнірі з полімерними вкладишами була знайдена у загальному вигляді, а потім, використовуючи дискредитацію системи рівнянь за часом по такій схемі: якщо необхідно отримати рішення системи інтегральних рівнянь в момент часу $t = T$, тимчасово відрізок $T - T_0$ розбито на Mg частин i , замінивши вхідні в систему інтеграли відповідними ним кінцевими сумами, отримуємо розв'язок системи в послідовні моменти часу $t = T_0 + m$ ($T, m = 1, 2, \dots, Mg; T = (T - T_0)/Mg$). Початковий стан у момент часу $t = T_0$ вважався відомим.

Для усадки сферичної п'яти одержано

$$\left. \begin{aligned} b_{11}(t) a_x(t) + b_{12}(t) a_y(t) + b_{13}(t) a_z(t) &= C_1^*(t); \\ b_{21}(t) a_x(t) + b_{22}(t) a_y(t) + b_{23}(t) a_z(t) &= C_2^*(t); \\ b_{31}(t) a_x(t) + b_{32}(t) a_y(t) + b_{33}(t) a_z(t) &= C_3^*(t), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

де

$$\left. \begin{aligned} C_1^*(t) &= N_x(t) - \int_s \omega K(j, q, t) \times \psi(j, q) - DR \cos j \sin q ds; \\ C_2^*(t) &= N_y(t) - \int_s \omega K(j, q, t) \times \psi(j, q) - DR \sin j \sin q ds; \\ C_3^*(t) &= N_z(t) - \int_s \omega K(j, q, t) \times \psi(j, q) - DR \cos q ds. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Визначивши вектор $\dot{a}(t)$ взаємного зміщення п'яти і основи сферичного шарніра, знайдено розподіл дотичних зусиль. Для цього вектор $\dot{V}(\varphi, \theta, t)$ відносної швидкості взаємного ковзання був визначений з аналізу кінематики відносно го руху основи і п'яти сферичного шарніра. Якщо відомий вектор $\dot{w}(t) = (w_x(t), w_y(t), w_z(t))$, то вектор відносної швидкості в точці, радіус-вектор якої дорівнює $\dot{R} = (R \cos \varphi \sin \theta, R \sin \varphi \sin \theta, R \cos \varphi)$, визначається як $\dot{V}(\varphi, \theta, t) = \dot{w}(t) \dot{R}(\varphi, \theta)$, або в координатній формі

$$\left. \begin{aligned} V_x(t) &= w_y R \cos \theta - w_z R \sin \theta; \\ V_y(t) &= w_z R \cos \varphi \sin \theta - w_x R \cos \theta; \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$V_z(t) = w_x R \sin \varphi \sin \theta - w_y R \cos \varphi \sin \theta;$$

Момент тертя в сферичному шарнірі знайдено у векторній формі

$$\dot{M}(t) = \int_s \frac{m(j, q, t) : p(j, q, t)}{|w(t) \times R(j, q)|} \times (w(t) R^2 - R(R \times w)) ds \quad (8)$$

та в координатній формі

$$\left. \begin{aligned} M_x(t) &= \int_s \frac{m(j, q, t) : P(j, q, t)}{B(d, q)} \times w_x - A(j, q) \times \cos j \sin q ds; \\ M_y(t) &= \int_s \frac{m(j, q, t) : P(j, q, t)}{B(d, q)} \times w_y - A(j, q) \times \sin j \sin q ds; \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

$$M_z(t) = \oint_s \frac{m(j, q, t) : P(j, q, t)}{B(d, q)} \times (w_z - A(j, q) \times \cos q) ds,$$

$$\left. \begin{aligned} \text{де } A(\varphi, \theta) &= w_x \cos \varphi \sin \theta + w_y \sin \varphi \sin \theta + w_z \cos \theta; \\ B^2(\varphi, \theta) &= (w_y \cos \theta - w_z \sin \varphi \sin \theta)^2 + (w_z \cos \varphi \sin \theta - \\ &- w_x \cos \theta)^2 + (w_x \sin \varphi \sin \theta - w_y \cos \varphi \sin \theta)^2, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

R_1 і R_2 – відповідно радіуси поверхонь сферичної п'яти й 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; $\mathbf{g}(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення вектора сили тертя; $\mu(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення коефіцієнта тертя; $\mathbf{V}(\varphi, \theta, t)$ – миттєве значення результуючого вектора відносної швидкості ковзання; $\mathbf{a}(t)$ – радіус-вектор положення центра сферичної частини п'яти; $\delta(\varphi, \theta, t)$ – зазор між п'ятою і основою; \mathbf{n} – одиничний вектор внутрішньої нормалі до поверхні основи; \mathbf{N} – головний вектор зовнішніх навантажень; s – площа контакту сферичної п'яти з полімерним вкладишем; M_g – кількість частин розбиття тимчасового відрізка, на якому виконується розв'язок системи (5) – (9); m – порядковий номер кроку дискретизації; $\mathbf{W}(t)$ – узагальнений вектор відносної кутової швидкості п'яти й основи; \mathbf{R} – радіус-вектор точки сферичної поверхні відносно миттєвого центра швидкостей; K_{B3} – коефіцієнт взаємного перекриття; l_1, l_2 – ширина і висота полімерного фрагмента вкладиша; K – загальна кількість прямокутних фрагментів, розміщених на сферичній основі; k – поточний номер прямокутного фрагмента; A, a, b – коефіцієнти функції, що апроксимує 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.

Розраховано оптимальну форму антифрикційних вкладишів для циліндричного шарніру у режимах руху:

$$\text{– обертальному} \quad l_j = \frac{N}{P_{onm}} \frac{D \cos j}{R^2 j_1 \sin^2 j_1}; \quad (11)$$

– зворотно-поступальному

$$l_x = \frac{N \operatorname{tg}(\arcsin(d/l)) \sin^2\left(\frac{p}{2}\left(1 - \frac{2x}{l}\right)\right)}{4P_{onm} \cdot 2R \sin^2\left(\frac{2}{3}p\right)}, \quad (12)$$

де δ – технологічно допустимий зазор; l – довжина плунжера; N – робоче навантаження; φ_1 – максимальний кут обхвату поверхні опори одним циліндричним елементом вкладиша; R – радіус циліндричної частини опори; P_{opt} – оптимальне питоме навантаження.

Виконано аналіз і визначено типові ділянки трубопроводу для кулькового передавального механізму (КПМ), при наступних умовних позначеннях: P – сила, прикладена на кульку зовні; a – кут поміж віссю трубопроводу та лінією, що з'єднує центри сусідніх кульок на прямолінійній ділянці трубопроводу; f – коефіцієнт тертя кульки по стінці трубопроводу; r – радіус кульки; d – внутрішній діаметр трубопроводу; R – радіус закруглення трубопроводу; n – кількість кульок на прямолінійній ділянці; m – кількість кульок на криволінійній ділянці.

Виведено формули для розрахунку коефіцієнтів втрат на тертя на цих ділянках (табл. 2). Була також визначена кількість кульок на прямолінійній ділянці трубопроводу довжиною l_n $n_n = \frac{l_n}{l_{001}} = \frac{l_n}{2rctga}$, а на криволінійній ділянці кількість

визначається через ρ – кут сектора, на якому ця ділянка закругляється, $n_k = \frac{r}{2g}$.

Таблиця 2

Найменування ділянки трубопроводу	Розрахункова формула коефіцієнта зниження зусилля, що передається	Формули визначення кутів
Передача зусилля всередину трубопроводу	$\cos a$	$m = \arccos \frac{2r^2 - R(d - 2r)}{2r^2 - r(d - 2R)}$ $h = \arccos \frac{2R(d - 2r) + 4r^2}{2r(2R + d - 2r)}$ $g = 2 \arcsin \frac{2r}{2R + d - 2r}$ $k = \arcsin \frac{r}{R + \frac{d}{2} - r}$ $x = \arcsin \frac{p - g}{2}$ $l = m - x.$
Пряма ділянка	$(\cos 2a - f \cos a \sin a)^{n-1}$	
Перехід з прямої ділянки на криволінійну	$(\cos l - f \sin a \sin m) \times$ $[\cos(90 - h + k) - f \cosh : \cos k]$	
Криволінійна ділянка	$(\cos 2k - f \cos x \times \cos k)^{m-2}$	
Перехід з криволінійної ділянки на пряму	$\cos(k + a) - f \cos x \times \cos a$	
Перехід з криволінійної ділянки на криволінійну	$\cos l - f \cos x : \sin m$	
Передача зусилля з трубопроводу назовні	$\cos a (\cos 2a - f \sin a : \cos a)$	

Методика розрахунку кулькового передавального механізму для трубопроводу довільної форми із забезпеченням зменшення втрат була побудована на

підставі чисельних експериментів по визначенню залежності коефіцієнтів втрат на тертя від співвідношення діаметрів кульки та трубопроводу (рис. 6). Ця методика полягає в такому: визначається довжина, на яку потрібно передати зусилля, і його допустимі втрати, тобто L і $K_{\text{кд}}$. Вибираються матеріали, із яких зроблено трубопровід і кульки, і для них вибирається мастило, яке забезпечує $f \rightarrow \min$, шляхом проведення експериментів по зворотно-поступальному ковзанню. Співвідношення діаметрів кульки та трубопроводу вибирається якнайближчим до 1. При прокладенні маршруту кулькового передавального механізму, перевага надається криволінійним ділянкам, оскільки втрати на них мінімальні. Якщо трубопровід закінчується згином, зусилля з нього треба передавати назовні без переходу на пряму ділянку. Щоб змінити напрямок трубопроводу, краще використовувати S-подібні згини, а не перехід на прямолінійну ділянку.

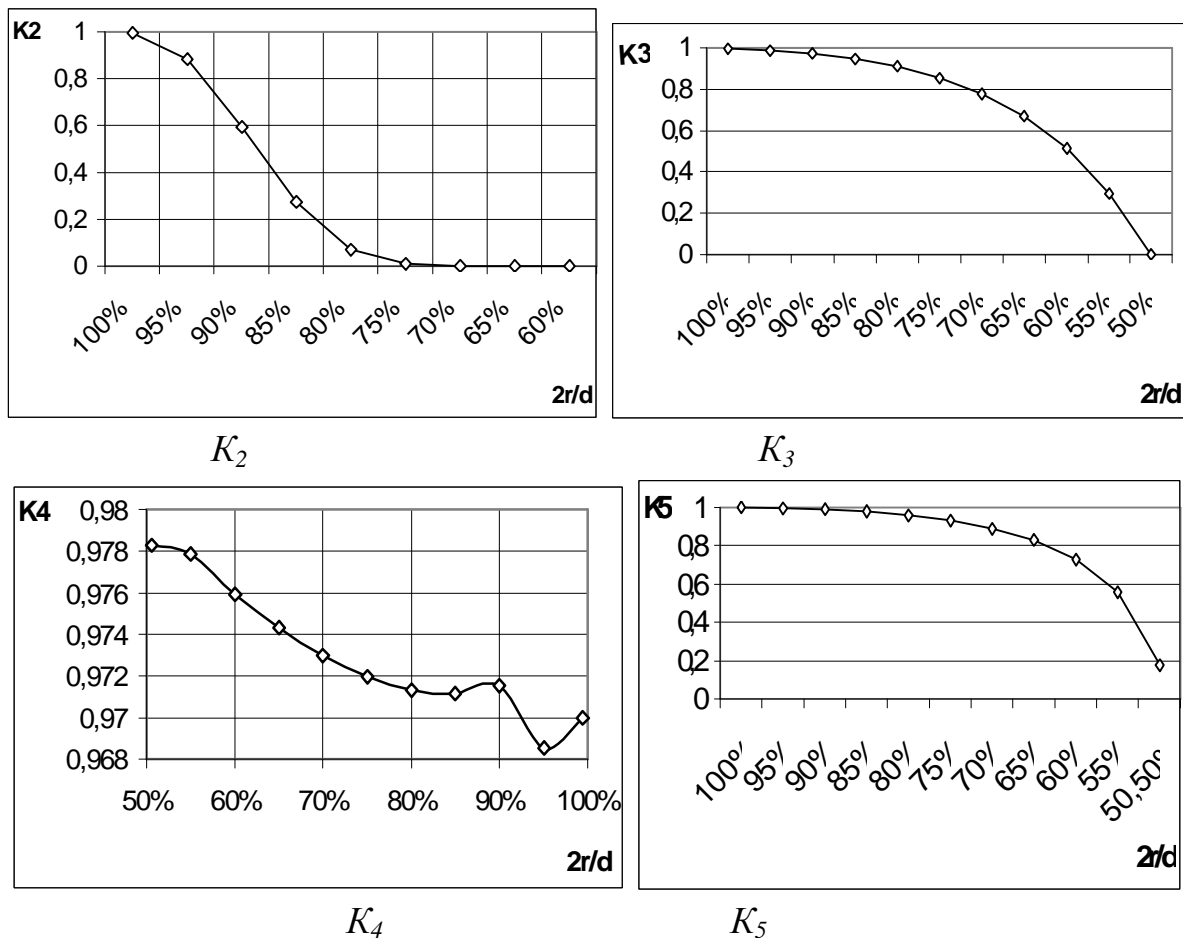


Рис. 6. Залежність комплексів втрат на тертя (ордината) від $2r/d$ (абсциса)

Якщо форму трубопроводу і його діаметр, а також діаметри кульок змінити неможливо, то порядок розрахунку буде таким: на трубопроводі виділяються типові ділянки і визначається кількість кульок на них. Для кожної ділянки розраховується свій коефіцієнт втрат. Потім усі коефіцієнти перемножуються і множаться на вхідне зусилля. У результаті буде розраховане зусилля на виході трубопроводу.

У разі, коли є можливість вибрати матеріали з різним коефіцієнтом тертя f , після знайдення величини $K_{\kappa\delta}$, розраховуємо комплекси втрат у загальному вигляді, звідки шляхом чисельних експериментів визначаємо, при яких f ми отримуємо задане значення $K_{\kappa\delta}$. Потім підбираємо такі матеріали і мастило, щоб вони забезпечили розраховане значення f .

Така методика дозволила поставити і вирішити задачу розрахунку оптимальних параметрів кулькового передавального механізму для заміни пневмомагістралі автоматики КГШП, методом лінійного програмування

$$\left. \begin{aligned} & \text{ККД} - K_3 K_4 K_5 K_2 K_3 K_4 K_5 \text{ ® min} \\ & 0 \leq f \leq f_{\text{експ}}, \\ & 0 \leq 2r \leq d, \\ & 0 \leq g, x \leq \frac{P}{2}, \\ & 0 \leq l_n \leq L. \\ & 0 \leq R \leq \frac{L}{2} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Тут $K_2 - K_5$ – коефіцієнти втрат на тертя на відповідних ділянках трубопроводу, f – коефіцієнт тертя кульки по стінці трубопроводу; ККД – задане значення, в нашому випадку 0,75.

Для вирішення вищезгаданих проблем було вирішено ряд допоміжних задач.

Обчислено інерційні та кінематичні похибки при вимірюванні сил (моментів) тертя у вигляді

$$F_{TP}^D = F_{TP}^{I3} + F_{TP}^C - \frac{P}{g} \times \frac{d^2 F_{TP}^{I3}}{dt^2}.$$

Далі ця загальна формула була використана для всіх типів розроблених установок:

– обертальний і коливальний рух (рис. 2)

$$F_{TP}^D = \frac{l}{r_{CP}} \frac{\dot{e}}{\ddot{e}} M_{TP}^{I3} - \frac{J}{c} \times \frac{d^2 M_{TP}^{I3}}{dt^2} \frac{\dot{u}}{\ddot{u}}; \quad (14)$$

– поступальний і зворотно-поступальний рух для елементів 6 і 7 (рис 3)

$$F_{TP}^D = F_{TP1}^{I3} - \frac{P_1}{c_1 g} \frac{\dot{e}}{\ddot{e}} + \frac{d^2 F_{TP}^{I3}}{dt^2} \frac{\dot{u}}{\ddot{u}}; \quad (15)$$

$$F_{TP}^D = F_{TP2}^{I3} - \frac{P_2}{c_2 g} \times \frac{d^2 F_{TP}^{I3}}{dt^2}; \quad (16)$$

$$\text{– рух по спіралі Архімеда } F_{TP}^D = \frac{\frac{M_{TP}^{I3}}{ut} - \frac{P}{g} \times \varrho w u - \frac{J}{c ut} \times \frac{d^2 M_{TP}^{I3}}{dt^2}}{\cos \operatorname{arctg} \frac{1}{wt}}; \quad (17)$$

– коливальний рух у шарнірі (рис. 5)

$$F_{TP}^D = \frac{l}{r_{CP}} \frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}} M_{TP}^{I3} - \frac{J}{c} \times \frac{d^2 M_{TP}^{I3}}{dt^2} \frac{\dot{u}}{\dot{u}}; \quad (18)$$

– коливальний рух в кульковому передавальному механізмі (рис. 7).

$$F_{TP}^D = F_{TP}^{I3} - \frac{P_{ut} \nu}{g^2} \times \varrho l_{ut} \frac{\dot{\epsilon}^k}{\dot{\epsilon}^k} \times \varrho_i + \frac{1}{2p} \frac{m}{a} a_j^2 \times \varrho_j \frac{\dot{u} d^2 F_{TP}^{I3}}{\dot{u} dt^2}, \quad (19)$$

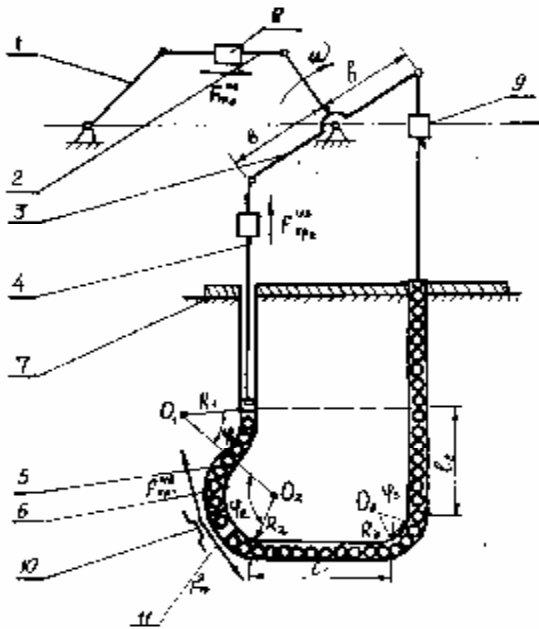


Рис. 7. Кінематична схема установки для випробування кулькового передавального механізму при коливальному русі: 1, 2 – кривошипно-шатунний механізм; 3 – коромисло; 4 – упори; 5 – кульки; 6 – кулькопровід; 7 – основа; 10 – датчики сили тертя; 11 – рухомий фрагмент

зразка типу “палець”; $v_{пер}$ – переносна швидкість руху зразка, зумовлена обертанням диска; $v_{отн}$ – відносна швидкість зразка в радіальному напрямі диска; v_a – абсолютна швидкість руху зразка; a – кут між векторами абсолютної v_a і перено-

де F_{mp}^D , M_{mp}^D – сила і момент тертя; F_{mp}^{I3} , M_{mp}^{I3} – сила і момент, що впливають на датчик сили тертя; F_{mp}^c , M_{mp}^c – сила і момент тертя у вимірювальній системі; F_u – сила інерції; a – прискорення руху системи утримувача зразка (для нерухомого зразка); t – поточний час; P – загальна маса системи утримувача зразка і зразка; g – прискорення вільного падіння; x – величина переміщення утримувача зразка із зразком за рахунок деформації пружного елемента датчика сили тертя; c – жорсткість елемента датчика сили тертя; N – зусилля взаємного притискання зразків; w , ϵv , w – кутові та 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

сної v_{nep} швидкостей; w_{nep} – переносне прискорення що складається з нормального w_{nep}^n і тангенціального w_{nep}^t ; w_k – коріолісове прискорення направлене перпендикулярне площині, утвореній векторами $\bar{v}_{омн}$ і w ; b – кут між векторами $\bar{v}_{омн}$ і w ; $F_{u}^{об}$ – додаткова сила інерції, викликана переміщенням вимірювальної системи з прискоренням у процесі вимірювання сили тертя; g – кут між векторами $F_{u}^{об}$ і F_{mp}^d ; F_R – результуюча сила, що впливає на датчик сили тертя, розташований на каретці тримача зразка.

На підставі чисел Соболя було розроблено алгоритм для побудови плану для N якісних чинників, розташованих на M рівнях гіперпростору J . Увівши функцію округлення до цілого Rnd і застосувавши числа Соболя, отримано значення i -ї точки плану для j -ї змінної:

$$x_{ij} = Rnd(1 + z_{ij}M), \quad (20)$$

де N – кількість якісних чинників, для кожного з яких існує M_j значень рівня ($1 \leq j \leq N$), A_{minj} , A_{maxj} – мінімальні і максимальні значення кількісних змінних чинників. План експерименту розраховується з виразу

$$X_{i,l,Rnd(1+x_{ij}M)} = [A_{maxi} - z_{li} \times (A_{maxi} - A_{mini})], \quad (21)$$

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

Розроблено алгоритм глобального пошуку екстремуму функції, яка має поверхню відклику вигляду $y = Y(x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_N)$ $1 \leq j \leq N$, для якої задані межі існування незалежних змінних x_j $[A_{minj}$ и $A_{maxj}]$, із застосуванням чисел Соболя, За ним, задаючи множину M значень незалежних параметрів X_{ij} ($1 \leq I \leq M$), отримаємо множину значень функції відгуку y . Після розбиття області існування на дві частини межею

$$B_i = \left[\begin{matrix} A_{mini} \\ A_{mini} \end{matrix} ; \frac{A_{maxi} - A_{mini}}{2} ; \begin{matrix} A_{mini} \\ A_{mini} \end{matrix} \right] ; \quad C_i = \left[\begin{matrix} A_{maxi} - A_{mini} \\ A_{maxi} \end{matrix} ; \begin{matrix} A_{maxi} \\ A_{maxi} \end{matrix} \right] \quad (22)$$

уведено правила звуження області пошуку

$$A_{mini} = \begin{cases} A_{mini}; & \text{якщо } \min(y_i) \in B_i \\ \frac{A_{maxi} - A_{mini}}{2}; & \text{якщо } \min(y_i) \in C_i \end{cases} ; \quad A_{maxi} = \begin{cases} \frac{A_{maxi} - A_{mini}}{2}; & \text{якщо } \min(y_i) \in B_i \\ A_{maxi}; & \text{якщо } \min(y_i) \in C_i \end{cases} \quad (23)$$

Оптимум вважається досягнутим, якщо набір точок y_i у зменшеній області

пошуку буде досягнута задана точність $e \approx \left| \frac{A_{min i} - A_{min i}}{A_{min i}} \right|$.

На підставі регресійного та кластерного аналізу було розроблено алгоритм побудови нелінійних статистичних моделей за результатами триботехні-

чних експериментів. Критерієм зупинки процесу кластеризації є таке правило. Для елементів кожного кластера утворюється своя матриця X_{ij} , за якою розра-

ховуються коефіцієнти лінійної регресії

$$f_k = \sum_{i=1}^{M-1} b_i x_{ik} + a_k, \quad (24)$$

а процес кластеризації припиняється за умови $\max_{i,j} \arctg \frac{|b_{ik} - b_{is}|}{1 - b_{ik} b_{is}} > 0,5 \dots 0,7$. Як-

що значення функції не буде точно вказувати на номер кластера, а знаходиться між двома номерами C_k і C_{k-1} , то належність до k -го кластера цього експерименту буде знайдено із співвідношення $C_k - C_{k-1} \leq \frac{\min(N_k, N_{k-1})}{\max(N_k, N_{k-1})}$, де M – кількість чинників експериментів; N – кількість експериментів; K – кількість кластерів; f_k – коефіцієнт тертя для експериментів, що належать до k -го кластера.

Розроблено алгоритм оптимального вибору масштабних коефіцієнтів переходу (МКП) від модельного експерименту на натурний вузол тертя. Для цього сформовано цільову функцію вигляду

$$\Phi = \sum_{rij} |C_{rij} - C_{rij}^T| \text{ @ } \min, \quad (25)$$

складену з тих МКП, які повинні точно дорівнювати якому-небудь заданому числу. Визначено черговий набір оптимальних сполучень по m базисних параметрів методикою глобального пошуку, що засновується на $ЛП_t$ – числах Соболя. Розраховано коефіцієнти a_{ijl} і побудовано систему рівнянь, вигляду (22), в якій замість знаку рівності поставлено знак \leq . Додано нерівності, які встановлюють необхідний діапазон існування МКП, причому співвідношення вигляду $\ln C_{rij} \cong \ln C_{rij}^T$ перетворено до $\ln C_{rij} \leq \ln C_{rij}^T$. Отримана система нерівностей сукупно з цільовою функцією (23) набула вигляду

$$\Phi_1 = \sum_k \left| \ln C_{rij} - \ln C_{rij}^T \text{ @ } 0 \right|$$

$$\sum_{j=1}^{k+1} a_{ijl} \ln C_{rij} \leq 0, \quad \begin{matrix} \ln C_{rij} \leq \ln C_{rij}^T, \\ \ln C_{rij} \cong 0 \end{matrix} \quad (26)$$

Розраховано C_{rij} , що використовується для визначення функції Φ (23), визначивши величину $\ln C_r$ симплекс-методом. Отримавши множину значень Φ для різних сполучень базисних параметрів, виключено ті з них, для яких виконується

умова $\Phi_z > \frac{\sum_{z=1}^Z \Phi_z}{2Z}$, де z – поточна точка на даному етапі вибору; Z – загальна

кількість пробних точок.

На підставі теоретичних досліджень було сформульовано загальну концепцію по запровадженню антифрикційних полімерних матеріалів у вузлах тертя ковальсько-штампувального обладнання.

У п'ятому розділі проведена експериментальна перевірка наукових положень, висунутих у попередніх розділах.

Експериментально підтверджено працездатність усіх запропонованих установок для моделювання процесів тертя у вузлах машин ковальсько-штампувального обладнання, які були визнані винаходами.

Випробування за схемою торцевого тертя проводилися для таких матеріалів, поєднаних в подальшому в пари тертя: нержавіюча сталь 12x18, алюмінієвий сплав АмГ-6, графотекстоліт, фторопласт, металофторопласт, покриття лаком ФБФ.

Дослідження довели, що коефіцієнт торцевого тертя антифрикційних матеріалів по металу, змащеному машинним мастилом або водою, нижче за коефіцієнт тертя метала по металу, змащених так само; коефіцієнт тертя матеріалу типу металофторопласт по металу, змащеному водою, не вищий за коефіцієнт тертя метала по металу, змащених машинним мастилом; коефіцієнт сухого тертя антифрикційних матеріалів по металу збільшується зі збільшенням швидкості відносного ковзання і зменшується зі збільшенням питомого тиску на пару тертя.

Випробування на моделі зворотно-поступального руху показали, що найбільш стабільні і найкращі характеристики серед досліджених матеріалів має пара тертя на основі просоченого епоксидним клеєм антифрикційної тканини типу "даклен". Маючи високі протизносні характеристики ця пара тертя, на відміну від інших матеріалів, нарівні з низьким значенням коефіцієнта тертя має більш високу їх стабільність у процесі роботи. Для цього матеріалу встановлено, що середнє значення коефіцієнта тертя практично для всіх питомих навантажень зменшувалося до кінця експерименту, а не зростало, як при випробуваннях вуглетканин. Матеріал типу „даклен” більш працездатний у ролі матриці композиційних матеріалів з епоксидним зв'язуючим у порівнянні з вуглетканинами ТГН-2М і УТМ-8. На відміну від композитів на основі вуглетканин матеріалів при питомих навантаженнях більш за 5–8 МПа знос пари тертя на основі дакленів мав значно меншу інтенсивність руйнування армувальних волокон композитів.

Випробування на моделі руху "за свіжим слідом" показали, що найкращими для використання при високих швидкостях ковзання (10–30 м/с) і питомому тиску (<10 МПа) є графітотканини типу ТНГ-2М чи УТЛ-3-5, які вулканізовані своєю неробочою частиною до гуми з високою твердістю. Розташування стовпчиків трикотажної в'язки графітотканин уздовж напрямку руху зменшує коефіцієнт тертя для тертя по схемі "за свіжим слідом".

За результатами випробувань на гуми ІРП-2025 можна заздалегідь рекомендувати як перспективні вуглетканини УТЛ-3-5 і УТЛ-2/8.

Випробування на моделі сферичного шарніра дозволило визначити, що застосування консистентного мастила типу циатим-221 значно зменшує коефіцієнт тертя у сферичному шарнірі, але найбільш придатним для них є матеріал НПІ-МС, при цьому сферична п'ята має бути покрита матеріалом типу ВНИИ НП-512: чим ближче антифрикційні вкладиші розташовані до “екватора” шарніра, тим більші момент тертя і просідання сферичної п'яти відносно сферичної основи. Основні залежності коефіцієнта тертя в сферичному шарнірі для антифрикційних матеріалів від питомого тиску й швидкості такі ж самі, як і для торцевого тертя, отже результати апроксимації триботехнічних експериментів можна застосувати для використання у розрахунках математичних моделей вузлів тертя інших типів. Зміна площини наклепки антифрикційних вкладишів відносно площини коливання модельної установки для випробування сферичних шарнірів та відносно вертикальної осі шарніра дозволяє моделювати будь-які напрямки дії результуючої сили навантаження на шарнір. Коли площина коливання сферичного шарніра збігається з площиною наклепки антифрикційних вкладишів, це є найважчим режимом роботи шарніра. Температурні випробування сферичного шарніра показали, що пара тертя (лак ФБФ на сферичній п'яті +ЦИАТИМ-221+НПІ-МС на сферичній основі) – найбільш стабільні і працездатна до температур 473 К.

Чисельні експерименти у поєднанні з модельними довели, що розроблена 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 зі значним зменшенням кількості експериментів без втрати рівномірності розподілу точок на полі існування чинників є ефективною за інші. Створена методика глобального пошуку екстремуму функції має більшу ймовірність виходу на глобальний екстремум, аніж існуючі. Розроблена методика апроксимації експериментальних даних, що містять якісні переходи із застосуванням регресійного, дискримінантного та кластерного аналізу, дозволяє підвищити (на 10–40%) точність апроксимації таких даних, у порівнянні з будь-якими іншими нелінійними апроксимаційними підходами. За допомогою розробленої методики розрахунку оптимальних значень коефіцієнтів масштабних переходів від моделі на натуру вдалося точно визначати за заданим критерієм ці коефіцієнти для тих самих матеріалів пар тертя, що і в натурних умовах, а також провести точні порівняльні експерименти для різних матеріалів на типових машинах тертя, що дало можливість довести перевагу металофторопласту над бабітом для підшипників ковзання, працюючих в умовах частих пусків і зупинок при гідродинамічному змащуванні. Розроблена методика врахування інерційних похибок при вимірах сил на машинах тертя застосована для визначення помилок розрахунку тягового зусилля шахтного електровозу і може вважатися універсальною для будь-яких вимірювань зусиль, де має місце швидка зміна сил у часі.

Експериментальна перевірка оцінки деформаційної складової сили тертя у сферичному шарнірі з антифрикційними вкладишами показала, що вимірювання сили тертя для двох різних станів поверхні сферичної п'яти дало наступні результати: для дослідів 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 не більше ніж на 30%.

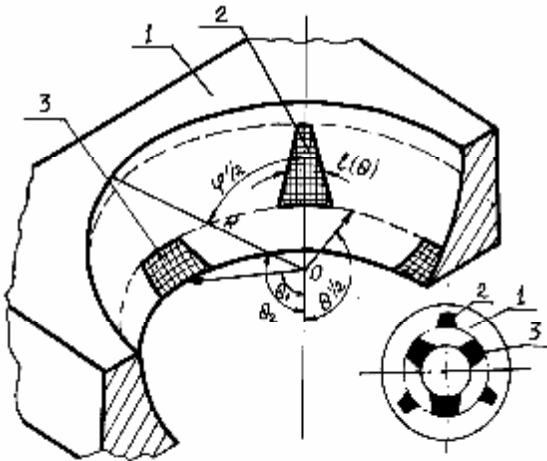


Рис. 8. Ізометричне зображення сферичної основи зі зрізаним полюсом з викладеними на ній антифрикційними вкладишами оптимальної форми: 1 – сферична основа; 2 – верхня частина вкладишів; 3 – нижня частина вкладишів

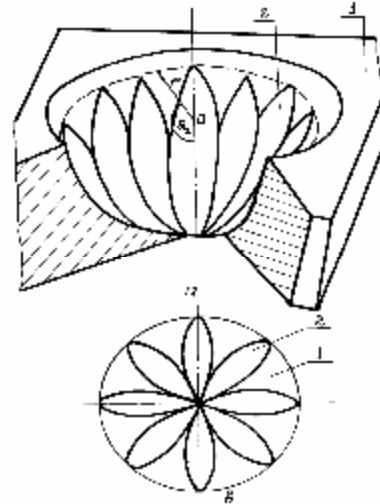


Рис. 9. Вкладиші на сферичній основі в ізометричній проекції (а) та розгортка розрахованої форми вкладишів (б): 1 – сферична основа; 2 – антифрикційні вкладиші оптимальної форми

На підставі теоретичних розробок математичної моделі сферичного шарніра з антифрикційними вкладишами, проведена експериментальна її перевірка. Для цього залежність коефіцієнту тертя вигляду (22) – (23) була підставлена у формули (8) – (10) для розрахунку $\dot{a}(t)$ і $\dot{M}(t)$ при коливальному русі, що відповідає руху в модельному шарнірі. При цьому у виразах зроблено таку заміну:

$$\frac{\partial f}{\partial s}(j, q) ds = \sum_{k=1}^K \frac{q_B t_R(q)}{q_H g_K(q)} \frac{\partial}{\partial l_1} dj dq ,$$

$$\theta_B = \theta_H + l_2/R_1,$$

(27)

$$g_k(\theta) = 2\pi (k-1)/k - l_1/(2R_1 \sin \theta),$$

$$t_k(\theta) = 2\pi (k-1)/k + l_1/(2R_1 \sin \theta),$$

Після чого отримана залежність

$$\iint_s \omega f(j, q) ds = \int_{k=1}^K \int_{q_1}^{q_{1/2} t_k(q)} \omega(q) dj dq + \int_{q_1/2}^{q_2} \int_{g_k^*(q)}^{t_k^*(q)} \omega(q) dj dq \quad (28)$$

де $g_k(\theta) = 2\pi (k-1)/k - z_1(\theta)$, $t_k(\theta) = 2\pi (k-1)/k + z_1(\theta)$,

$$z_1(\theta) = \frac{\epsilon(q_1) + l(q_2)}{2} - \frac{(q - q_{1/2})}{l_2} \chi(q_1) - l(q_2) \chi_1 / (2R \sin q),$$

$$g_k^*(\theta) = 2\pi (k-1)/k + \pi/k - z_2(\theta),$$

$$t_k^*(\theta) = 2\pi (k-1)/k + \pi/k + z_2(\theta),$$

$$z_2(\theta) = \frac{\epsilon(q_1) + l(q_2)}{2} + \frac{(q_{1/2} - q)R}{l_2} \chi(q_1) - l(q_2) \chi_1 / (2R \sin q).$$

Розрахунок для оптимальної схеми розташування полімерних вкладишів, розробленої для шарнірів зі зрізаним “полюсом”, перевірявся експериментально і показав відміну в значеннях моменту тертя 8–18 % у порівнянні з експериментальними. Перевірявся також вплив напрямку вектора результуючих сил відносно площини розташування антифрикційних вкладишів. Розрахунки за математичною моделлю підтверджені висновками, зробленими на підставі експериментальних досліджень не тільки для моменту тертя, але і для усадки сферичної п’яти відносно основи з похибкою не більше 22 %.

Проведено досліді по визначенню втрат тертя на фізичній моделі кулькового передавального механізму. Результати порівняння з розрахунками за математичною моделлю довели, що вона забезпечує точність прогнозування 8,4 %.

Розрахунки оптимальних антифрикційних матеріалів для вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання та оптимальної форми вкладишів з цими матеріалами наведені у табл. 3 та на рис. 10.

Розроблено конструкції застосування антифрикційних листових матеріалів у формі гелікоїда, які дозволяють використовувати ці матеріали до повного зносу антифрикційного шару.

У шостому розділі проведено аналіз виконаної роботи, показано, що наукова обґрунтованість забезпечення стабілізації технічного стану ковальсько-штампувального обладнання була підвищена за рахунок теоретичних та практичних розробок автора. Порівняння дисертаційних розробок з відомими розв’язаннями показало, що точність визначення втрат на тертя у сферичному шарнірі становить 15–30 %, довговічність антифрикційних вкладишів у сферичних та цилінд-

ричних шарнірах з оптимальною формою робочої поверхні на 30 % більша за конструкції шарнірів із суцільним покриттям, точність визначення коефіцієнта (моменту) тертя збільшилася на 0,5–6 % у порівнянні з існуючими методиками; точність апроксимації триботехнічних експериментів методом кластерного

Таблиця 3

Вузел ертя	Режими роботи вузла тертя				Розрахунок за критерієм мінімуму втрат на тертя		Розрахунок за критерієм максимуму зносостійкості	
	Питомий	Швидкість дносного ов	Робоча емпература	Температура кційного нафрива	Крайовий ування рад кут	Твержисть інеллем МПа	Крайовий ування рад кут	Твержисть інеллем МПа
Підшипник ння для іднімального ковза ана вала ст 550	4,35	1,1	293	8,1	1.69	298	Дерев ескомпози ція -5-12 очена Ціфторофрастом-4	Вуглестал -15 к
Сферичний шарнір еса КА 2330	9,32	0,373	293	3,3	1,3	138	Нафлен-8 БНИИП СПб	Вуглестал -15 к
Циліндричний а рнір об ергально еса в русі КА	8,17	4,66	293	34,4	1,02	315	Металофторопласт (ФОВ аге ешма	Вуглестал -15 к
ротно- постуальному у еса зв'язі р	0,02	0,43	303	2,5	0,95	215	Металофторопласт (ФОВ аге ешма	Вуглестал -15 к
Вуглестал 15 (УСБ а	1,63						Металофторопласт (ФОВ аге ешма	Вуглестал -15 к
Графітоекстоліт	187						Металофторопласт (ФОВ аге ешма	Вуглестал -15 к

Довговимірна апри мна для н ової о. вчч кшн	0,12	0,6	293	7,89	1,63	95	Вуглетканна М ММ лаком к ФБФ схва	2 М очена о. прос схва	1,67	88	Вуглетканна М ММ лаком к ФБФ схва	2 М очена о. прос схва	2,84
--	------	-----	-----	------	------	----	--	---------------------------------------	------	----	--	---------------------------------------	------

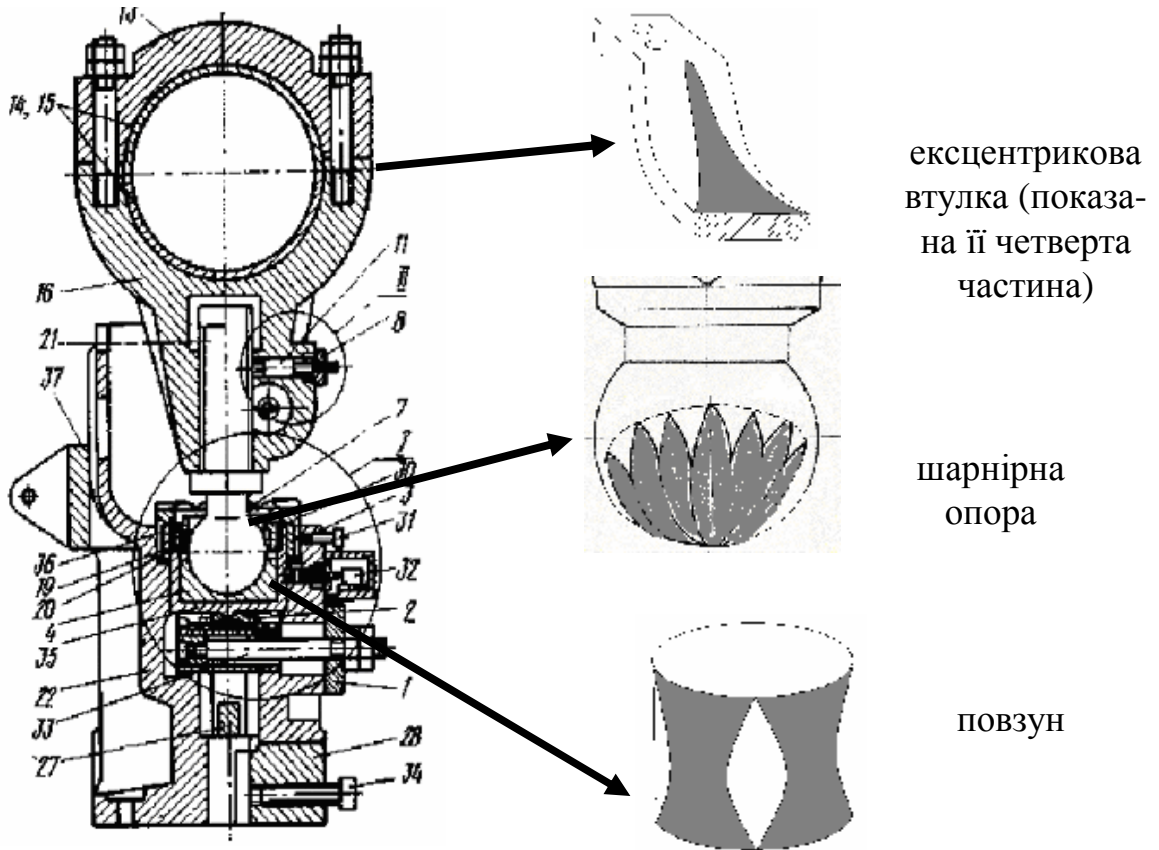


Рис. 10. Шатун і повзун преса КА2330 із вкладишами з антифрикційних матеріалів оптимальної форми (заштрихована частина рисунку)

аналізу з розбиттям на кластери згідно із запропонованою методикою, у яких спостерігаються якісні переходи стану, збільшилася на 40 % у порівнянні з апроксимацією одним нелінійним рівнянням; точність визначення втрат на тертя в кульковому передавальному механізмі стала практично достовірною, тобто помилка не перевищує 0,5–10 %, запропонований план експерименту менший за відомі на 30–200 % з гарантованим, більш рівномірним за існуючі, покриттям поля експерименту.

ВИСНОВКИ

Результатом виконання дисертації є вирішення науково-прикладної проблеми розробки теоретичних основ оптимізації показників стану вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання.

Наукове значення роботи – вперше розроблено єдину концепцію по оптимальному вибору антифрикційних матеріалів для вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання за критеріями мінімуму відхилення втрат на тертя або довговічності вузла тертя від наперед заданого значення.

Прикладне значення полягає в тому, що зроблено значний внесок для розв'язання задач рівномірного зношення у шарнірах, які містять антифрикційні матеріали.

1. Для розрахунків втрат на тертя в сферичних шарнірах, що містять антифрикційні матеріали, товщина яких перевищує 1,5 % від діаметру шарніра, для якого характерним є зміни напрямків робочих зусиль та швидкостей, створено математичні моделі втрат на тертя в сферичному та циліндричному шарнірах при застосуванні, в яких враховано реологічні властивості вкладишу, що забезпечує високу точність розрахунків на рівні 15-30%.

2. Оптимальний розрахунок схеми кулькопроводу що базується на принципах досягнення мінімуму відхилень к.к.д. від заданого рівня базується на математичних моделях втрат на тертя в кульковому передавальному механізмі, які містять антифрикційні матеріали, що відрізняються більшою точністю розрахунків, а також врахуванням S-подібної ділянки та переходів на ділянки інших типів. Помилка розрахунків не перевищує 0,5-10%.

3. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу для проекрованої пари тертя потрібно здійснювати на підставі за критерієм мінімального відхилення втрат на тертя від заданого рівня за апроксимаційними залежностями, для яких режими роботи вузла є константами, а твердість за Брінеллем та крайовий кут змочування рідиною антифрикційного матеріалу – змінними, за якими проводиться оптимізація.

4. Оптимальні конструкції антифрикційних вкладишів, для яких запропоноване теоретичне обґрунтування, розроблено для сферичних та циліндричних шарнірів, в яких вперше вирішено задачу забезпечення рівномірного питомого тиску по всій площі вкладиша, що забезпечує подовження терміну служби таких вкладишів. Довговічність антифрикційних вкладишів у сферичних та циліндричних шарнірах з оптимальною формою робочої поверхні на 30% більша за конструкції шарнірів із суцільним покриттям.

5. Методики планування триботехнічних експериментів, які відрізняються від існуючих застосуванням чисел Соболя, дозволяють будувати плани з меншою кількістю точок і найменшим рівнем коефіцієнта кореляції поміж окремими точками плану (на 30-200% з гарантованим, більш рівномірним за існуючі, покриттям поля експери-

менту), що забезпечує можливість застосування апроксимаційних залежностей, відмінних від поліномі другого порядку.

6. Застосування оптимальної побудови модельних експериментів, за критерієм мінімального відхилення фізико-механічних властивостей пар тертя на моделі і в натурі дозволяє проводити модельні експерименти з тими ж парами тертя, які будуть експлуатуватися у вузлі, що моделюється.

7. Точне значення похибок при вимірюванні коефіцієнта тертя, які виникають за рахунок впливу маси вимірювальної системи, може бути знайдено за графіком зміни у часі сили (моменту) тертя, що збільшує точність вимірювань на 0,5-6% у порівнянні з існуючими методиками.

8. Для випадків якісних переходів процесу тертя від одного виду до іншого, найбільш точними по критерію адекватності є апроксимаційні залежності які базуються на принципах кластерного аналізу.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень можна надати такі рекомендації по їх використанню:

1. При розрахунку оптимального антифрикційного матеріалу для конкретного вузла тертя потрібно використання методики оптимального вибору антифрикційних матеріалів за критерієм мінімуму втрат на тертя або максимуму довговічності зі змінними параметрами, якими є крайовий кут змочування та твердість за Брінеллем.

2. Отримані закономірності та методики пропонується використовувати проектно-конструкторським організаціям при конструюванні вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання.

3. Нові теоретично положення і методики з теорії проектування вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання, отримані в дисертаційній роботі, рекомендується застосувати у навчальному процесі вищих навчальних закладів при підготовці спеціалістів за спеціальностями „Машини та обладнання для обробки металів тиском”, “Машини та агрегати металургійних виробництв”, “Підіймально - транспортні машини”.

Дисертація визначає перспективні напрями підвищення зносостійкості трибосистем ковзання машин. Автором одержані нові науково обґрунтовані результати в галузі тертя та зношування машин, які забезпечують вирішення важливої прикладної проблеми підвищення експлуатаційних характеристик ковальсько-штампувального обладнання.

Список опублікованих праць за темою дисертації

1. Пистунов И.Н. Программа для моделирования триботехнических характеристик //Управляющие системы машины. – 1988. – № 2. – С. 92–91.
2. Пистунов И.Н. Инерционные и кинематические погрешности при измерении сил (моментов) трения //Трение и износ. – 1990. –Т. 11, №4. – С.723–730.
3. Pistunov I.N. Friction loss in a ball transmission mechanism //Tribologia. Teoria i practika. – Radom. – 1991. – №1. – P.12–15.

4. Пистунов И.Н. Использование $ЛП_t$ — распределения при планировании и анализе триботехнических экспериментов //Трение и износ.—1991.—Т. 12, № 2. — С. 239–245.
5. Пистунов И.Н., Бурдиян В.П.. Потери на трение в шариковом передаточном механизме// Трение и износ. – 1991 –Т.12, №4.– С.721–726.
6. Пистунов И.Н. Применение теории распознавания образов к аппроксимации триботехнических экспериментальных данных // Трение и износ.– 1990. – Т. 12, №5. – С.789–794.
7. Пистунов И.Н. Оптимальный выбор масштабных коэффициентов перехода. // Трение и износ. – 1994. –Т. 15, №3. – С.435–439.
8. Казимиров И.П., Пистунов И.Н., Плошенко И.Г. Измерение момента (коэффициента) трения покоя на серийных машинах //Метрология. – 1988. – №4. – С.40–44.
9. Казимиров И.П. , Пистунов И.Н., Лымарь В.В. Повышение точности измерения момента трения на машине УМТ-1. // Заводская лаборатория. – 1988. – №7. – С.84–85.
10. Мамон Л.И., Дудка А.Н., Пистунов И.Н. Расширение функциональных возможностей серийных машин трения // Заводская лаборатория. – 1989 – №3. – С.61–64.
11. Пистунов І. М. Апроксимація результатів триботехнічних експериментів із застосуванням теорії розпізнавання образів // Вібрації в техніці і технологіях. – 2000. – №4(16). – С.32–36.
12. Пистунов І. М. Розрахунки оптимальних масштабних коефіцієнтів //Сб. научн. трудов НГА України. – 2000. – №10. – С.244–248.
13. Пистунов І. М. Планування та аналіз технічних експериментів із застосуванням $ЛП_t$ розподілів // Гірничя електромеханіка та автоматика. – 2000. – №65. – С.80–87.
14. Пистунов І. М. Динамічна модель сферичного шарніра з полімерними вкладишами //Науковий вісник НГА України. – 2001. – №1. – С.54–57.
15. Пистунов І. М. Методика розрахунку оптимальної форми антифрикційних вкладишів у сферичному шарнірі //Науковий вісник НГА України. – 2001. – №2. – С.36–38.
16. Пистунов І. М. Експериментальна перевірка математичних моделей сферичного шарніра з вкладишами // Науковий вісник НГА України. – 2001. – №3. – С.58–61.
17. Пистунов І. М. Оцінка деформаційних складових втрат на тертя в антифрикційних вкладишах великогабаритного сферичного шарніра //Геотехническая механика.: Сб. науч. трудов ИГТМ. – Днепропетровск. – 2001. – Вып. 27. –С.108–112.

18. Пістунов І. М. Оптимальне розташування антифрикційних вкладишів у сферичному шарнірі зі зрізаним полюсом. // Геотехническая механика: Сб. науч. трудов ИГТМ. – Днепропетровск. – 2000. – Вып. 23.–С.171–176.
19. Пістунов І. М. Модифікація вузлів тертя машин гірничо-металургійного комплексу //Сб. науч. трудов НГА України. – 2001. – № 11. – С.96–99.
20. Пістунов І. М. Розрахунок інерційних погрішностей при вимірюванні тяги шахтного локомотива //Гірничая електромеханіка та автоматика. – 2001. – №66. – С.84–87.
21. Пістунов І.М., Цапко В.К. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу. //Сб. научн. трудов НГА України. – 2002. – № 13, т.2. – С.193–198.
22. Цапко В.К., Пістунов І.М. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу по критерію мінімуму тертя //Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2001. – №6. – С.94–97.
23. Цапко В.К., Пістунов І.М. Розрахунок довговічності вузла тертя з антифрикційним матеріалом //Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2002. – №4. – С.87–90.
24. Пістунов І.М. Оптимальна форма антифрикційних вкладишів //Сб. научн. трудов НГУ. – 2003. – № 18. – С.186–195.
25. А.с. 1295296 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/74. Устройство для установки неподвижного образца к машине для испытания на изнашивание / И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, В.В.Мищенко, В.В.Лымарь, Л.И.Мамон, С.А.Єфремкин (СССР). – №3964440/25-28; Заявлено 16.10.85; Опубл. 07.03.87. Бюл.№9. – 3с.ил.
26. А.с. 1307299 СССР, МКИ² G 01 №3/56, 19/60. Устройство для определения вида износа поверхностей трения / И.Н. Пистунов, И.П. Казимиров, С. А.Єфремкин /СССР/. — №3860551/25-28; Заявлено 20.02.85.; Опубл. 30.04.87 . Бюл.№16. 3с ил.
27. А.с. 1323798 СССР, МКИ² F 16 H 21/08. Устройство для дистанционной передачи возвратно-поступательного движения. / 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.
28. А.с. 1355905 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/60. Устройство для испытания материалов на трение и износ / И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, В.Д.Сушков, С.А.Бреус, С.А.Єфремкин, 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.
29. А.с. 1368517 СССР, МКИ² F16C 17/08, 23/04. Сферическая опора. / И.Н.Пистунов, С.А.Бреус, В.Д.Сушков, Ф.П.Санин, И.П.Казимиров, С.А.Єфремкин (СССР).-№3978887/25-27; Заявлено 10.11.85; Опубл.23.01.88; Бюл.№3. – 3с.ил.
30. А.с. 1377672 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/60. Устройство для испытания материалов на трение и износ / 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; Оpubл. 29.02.88. Бюл.№8. – 3с.ил.
31. А.с. 1379701 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/78. Устройство для испытания шаровых шарниров / 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; Оpubл. 07.03.88. Бюл.№9. – 3с.ил.
32. А.с. 1442887 СССР, МКИ² G 01 N 19/78. Способ оценки адгезионных свойств полимерных материалов / 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; Оpubл. 07.12.88 . Бюл.№45. – 2с.ил.
33. А.с. 1449721 СССР, МКИ² F 16 C 17/02. Регулируемый подшипник скольжения / И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, А.В.Балев, А.П.Маневич (СССР).-№4198739/31-27; Заявлено 24.02.87; Оpubл. 7.01.89 . Бюл.№1. – 3с.ил.
34. А.с. 1469319 СССР, МКИ² G 01 N 13/02. Устройство для определения краевого угла смачивания / И.Н.Пистунов, А.М.Дынько, И.П.Казимиров, С.П.Суховой, А.В.Балев (СССР).-№4198332/24-25; Заявлено 24.02.87; Оpubл. 30.03.89 . Бюл.№12. – 3с.ил.
35. А.с. 1557379 СССР, МКИ² F 16 C 17/03. Опора скольжения / И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, А.В.Балев, И.Г.Плошенко, В.П.Бурдиян, О.В.Коваленко (СССР).-№4467072/31-27; Заявлено 27.07.88; Оpubл. 15.04.90 . Бюл.№14. – 3с.ил.
36. А.с. 1640464 СССР, МКИ² F 16 C 17/02. Регулируемый подшипник скольжения. / И.Н.Пистунов, И.П.Казимиров, А.В.Балев, О.В.Коваленко, (СССР).-№4680421/27; Заявлено 08.04.89; Оpubл. 7.04.91 . Бюл.№13. – 1с.ил.
37. А.с. 1659773 СССР, МКИ² G 01 N 3/56, 19/86. Устройство для испытания шаровых шарниров / И.Н.Пистунов, В.П.Бурдиян, С.А.Ефремкин, Л.И.Мамон, В.М.Семерин (СССР).-№4667713/27; Заявлено 07.02.89; Оpubл. 30.06.91. Бюл.№24. – 4с.ил.
38. А.с. 1781476 СССР, МКИ³ F 16 C 17/08. Сферическая опора / И.Н.Пистунов, С.А.Ефремкин, И.П.Казимиров, В.Д.Сушков, С.А.Бреус (СССР). - №1368517; Заявлено 15.03.90; Оpubл. 15.12.92. Бюл. №46. – 4с.ил.
39. Пистунов И.Н., Лымарь В.В. Методика планирования триботехнических экспериментов типа “состав-свойство” для композиционных материалов // Все-союзная научно-практическая конференция “Триботехнические испытания в проблеме контроля, качества материалов и конструкций” – Сборник докладов. – Рыбинск. –1989. – Ч. II. – С.154-155.
40. Pistunov I.N. Spherical Joint with Polymeric Bearing Dinamic Model // 6th International Congress on Tribology “EUOTRIB-93” august 30– September 2, 1993. – Budapest, Hungary.-1993. – P. 11.
41. Пистунов І.М. Модифікація вузлів тертя машин та агрегатів гірничо-металургійного комплексу // Друга Всеукраїнська науково-практична конфере-

- нція “Україна наукова – Тези доповідей. – 2002”, Дніпропетровськ-Черкаси-Львів.(10-24 травня 2002 р.) – Дніпропетровськ, – т.13. – С.17.
42. Пістунов І.М., Цапко В.К. Оптимальний вибір антифрикційного матеріалу // Міжнародна науково-практична конференція “Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу”, м.Дніпропетровськ, 28-31 травня. – Тези доповідей. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2002. – С.7.
43. Пістунов І.М. Оптимальне запровадження антифрикційних матеріалів у вузли тертя машин та агрегатів обробки тиском // VI міжнародна науково-практична конференція “Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу”, м.Дніпропетровськ, 25-28 травня. – Тези доповідей. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2004. – С.45.

Конкретний особовий внесок у праці, які опубліковані разом із співавторами. Автору в цих роботах належить теоретична розробка методик планування експериментів, апроксимації отриманих результатів, математичні моделі сферичних шарнірів та кулькових приводів, теоретичний аналіз похибок при вимірюванні коефіцієнта тертя, розробка загальної ідеї конструкцій випробувальних стелів, розрахунки інерційних похибок при вимірюванні сил.

АНОТАЦІЯ

Пістунов І. М. Моделі та методи оптимізації триботехнічних показників вузлів тертя ковальсько-штампувального обладнання. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за фахом 05.02.04 – Тертя та зношування в машинах. Національна металургійна академія України. Дніпропетровськ, 2006.

Робота присвячена розробці єдиної концепції оптимального запровадження антифрикційних матеріалів у вузли тертя машин ковальсько-штампувального обладнання на підставі розроблених автором пристроїв для фізичного моделювання і математичних моделей сферичного шарніра та кулькового передавального механізму (КПМ). Було створено оригінальні методики з проведення й обробки експериментів: планування складних якісно-кількісних експериментів, апроксимації експериментів, що має якісні зміни у досліджених процесах, оптимальний розрахунок коефіцієнтів масштабного переходу з моделі на натуру. Створено методики розрахунку оптимальної форми антифрикційних вкладишів у сферичному шарнірі та оптимальної форми трубопроводу в КПМ. Наведено розрахунки для сферичних опор кар’єрних екскаваторів і застосування КПМ замість силових гідромагістралей у ковальсько-штампувальному обладнанні.

Ключові слова: модель, сферичний шарнір, кульковий передавальний механізм, методики планування, масштабування та обробки експериментів.

АННОТАЦИЯ

Пистунов И.Н. Модели и методы оптимизации триботехнических показателей узлов трения кузнечно-штамповочного оборудования. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.02.04 – Трение и износ в машинах. Национальная металлургическая академия Украины. Днепропетровск, 2006.

Работа посвящена разработке единой концепции оптимального внедрения антифрикционных материалов в узлы трения горных машин на основании разработанных автором устройств для физического моделирования и математических моделей сферического шарнира и шарикового передаточного механизма (ШПМ). Были созданы оригинальные методики по проведению и обработке экспериментов: планирование сложных качественно-количественных экспериментов, аппроксимация экспериментов, которые имеют качественные изменения в исследованных процессах, оптимального расчета коэффициентов масштабного перехода с модели на натуру. Созданы методики расчета оптимальной формы антифрикционных вкладышей в сферическом шарнире и оптимальной формы трубопровода в ШПМ. Приведены расчеты для сферических опор карьерных экскаваторов и применения ШПМ вместо силовых гидромагистралей в кузнечно-штамповочном оборудовании.

Ключевые слова: модель, сферический шарнир, шариковый передаточный механизм, методики планирования, масштабирования и обработки экспериментов.

ABSTRACT

Pistunov I. N. Models and methods of optimization of trybotechanical indexes of knots of friction of blacksmith-punching equipment.– Manuscript.

Thesis presented for a degree of Doctor of Technical Sciences on the speciality 05.02.04 – Friction and wear on machines. National Metallurgical Academy of Ukraine. Dnipropetrovs'k, 2006.

The work is devoted to antifriction materials establishment into blacksmith-punching equipment friction knots which is based on the devices developed by the author for physical friction processes modeling for forward, reversely-forward, facial, for oscillatory in spheres hinge and ball transmission mechanism schemes and mathematical models of losses on friction in spheres hinge with anti-friction enclose (in integral equalizations system) and ball transmission mechanism (BTM). The original methods of experiments treatment were created. They consist of complicated qualitatively-quantitative experiments planning which could be stopped in any moment of time with not infringing of plan ortogonality, of experiments approximations (which have the qualitative changes in the ex-

plored processes), optimum coefficients computation of scale transition from the model to the nature that provide such model tests, in which physical-mechanical materials properties can be the same that in the natural knot but the test regimes can be accessible for creation them on model plants. The comparative analysis of antifriction materials method is worked out. Computation methods of inertial errors, which are created by reason of acceleration of measuring system, attached to measuring of instantaneous force senses is developed. That allowed not only to increase friction forces measuring exactness on model plants, but to raise measuring exactness of the electric locomotive tug effort shaft. Computation methods of antifriction enclose optimum form in spheres hinge with full comprehension of the heel by spheres base and for the hinge with truncated pole and optimum form of conduit into BTM are created. The principled device scheme for determination of wear type, which will allow to include it into the system of responsible friction knots of mining machines monitoring is developed. All the developed methods were well-tried experimentally where the high exactness of the theoretical deductions was endorsed. From the wide gamma of polymeric antifriction materials were selected such materials that are more suitable for use in knots of friction of smith-stamp equipment: metalofloroplast, carboplas “TGN-2M” type, ftoroplast type cloth “naftlen-8” and “NPI-MC” material. All the developments were combined into the general conception of the antifriction materials establishment into the friction knots of smith-stamp equipment. Now it allows to seek the optimum material for each concrete friction knot quickly and with minimum expenses, that will provide augmentation of term of its reliability and exploitation. The computations for spheres supports of careers scoop shovels and BTM application instead of power hydropapes and pneumopapes in smith-stamp equipment are brought.

That is endorsed by application acts of created methods attached during repairs of smith-stamp and mine equipment on the “Zavod Dneprogress limited”, mine-metallurgical combinat of Volnogirsk” “Medvezheyarska” mine and the “Costiantynovsky“ and “Ordzhonikidzevsky” careers.

Key words: model, spheres hinge, ball transmission mechanism, planning, scale and experiments treatments methods.