

Диха О.В.

**РОЗРАХУНКОВО-
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ
КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСАМИ
ГРАНИЧНОГО ЗМАЩУВАННЯ
ТЕХНІЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ**

Хмельницький 2018

УДК 621.891

Д 89

ББК 34.41

Друкується за рішенням вченої ради Хмельницького національного університету, протокол № 12 від 27.05. 2018 р.

Рецензенти:

Аулін В.В. – професор кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету, д.т.н., професор;

Савуляк В.І. – завідувач кафедри технології підвищення зносостійкості Вінницького національного технічного університету, д.т.н., професор.

Диха О.В.

Д 89 Розрахунково-експериментальні методи керування процесами граничного змащування технічних трибосистем. Монографія. – Хмельницький: ХНУ, 2018. – 197 с.

ISBN 978-966-330-261-9

В монографії розглядаються питання підвищення зносостійкості вузлів тертя машин в умовах граничного змащування. Монографія складається з трьох розділів. В першому розділі наведений аналіз сучасних досліджень по впливу мастильного матеріалу на працездатність вузлів тертя машин. У другому розділі розглянуті конструкторські способи покращення мастильної здатності напрямних ковзання шляхом створення маслорозподільних поверхневих профілів різної геометричної будови. Для напрямних, модифікованих мастильними канавками, отримані розрахункові залежності для визначення реального контактного тиску і розрахунку зносу в залежності від шляху тертя. В третьому розділі наведені розрахунково-експериментальні методи керування процесами тертя та зношування циліндричних трибосистем при граничному змащуванні. Монографія призначена для науковців, інженерів, аспірантів і студентів, які займаються проблемами тертя та зношування машин

ББК 34.41

ISBN 978-966-330-261-9

© Диха О.В., 2018

© Хмельницький національний університет

ВСТУП

На сучасному етапі розвитку науки з'являються і ускладнюються методи поверхневого зміцнення деталей тертя, вводяться у використання нові матеріали пар тертя, в промисловість вводять нове покоління мастильних матеріалів, які насичуються присадками різної функціональної дії, з'являються машини в яких вузли тертя працюють в екстремальних умовах, а також посилюються вимоги до санітарно-гігієнічних та екологічних характеристик трибосистем.

Сучасний етап розвитку трибології також характеризується зміщенням центру випробувань в бік вивчення процесів тертя і зношування поверхонь, які вкриті тонкими плівками мастила.

Введення мастила у вузол тертя рішучим чином змінює характер роботи спряження. Знос може змінюватися в рази і на порядки, в залежності від умов створення і руйнування мастильної плівки. Для випробувань і розрахунків вузлів тертя зі змащеними поверхнями, особливо в умовах граничного режиму, необхідні нові методи визначення параметрів моделей зношування, з врахуванням цих особливостей.

В парі тертя в переважній більшості випадків відбуваються два конкуруючих процеси. Перший етап процесу – це зміна складу і структури поверхні в процесі тертя. Загалом це процеси окислення тонкого шару початкової поверхні. При цьому шар окислу і інших вторинних структур циклічно деформується і змінюється. В результаті накопичення ушкоджень на другому етапі процесу настає критичний стан, плівки вторинних структур руйнуються і видаляються з поверхні. Інтенсивність створення і руйнування вторинних структур залежать від умов: температура, тиск, швидкість ковзання та інших. Змінюючи умови в спряженні, можна досягнути мінімального зносу, що, як правило, відбувається при рівновазі швидкості утворення і руйнування структур.

Аналіз сучасних методів на знос показує, що ці методи не забезпечують головної умови в контакті: умови утворення і руйнування

вторинних структур з урахуванням швидкості існування контакту, що призводить до процесів з нерегульованими швидкостями.

Початково важливими є знання закономірностей процесу зношування мастильної плівки. Тільки знання цих закономірностей дозволяє цілеспрямовано рухатись в бік зростання строку служби вузлів тертя.

Поряд з прогресом в створенні і використанні ефективних мастильних матеріалів, в цій області є ще багато невирішених питань в основному пов'язаних зі створенням наукових розробки нових мастил на базі вивчення фізико-хімічних аспектів взаємодії середовища з металом в зоні контакту.

Досить складною задачею є проблема формування оптимального мастильного шару на поверхні металу, яку навряд чи можливо повністю описати аналітичними методами. Тому це питання потребує подальшого вивчення.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСТИЛЬНОЇ ДІЇ ПРИ ГРАНИЧНОМУ ЗМАЩУВАННІ ТЕХНІЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ

1.1 Мастильний матеріал у трибологічних системах машин і механізмів

Механізм граничного тертя і змащування досить складний, залежить від великої кількості факторів, хоча при нормальному терті він стає саморегульованим процесом. Мастильна плівка зменшує тертя, схоплювання, зношування, задирання і фрикційний нагрів поверхонь контакту [1, 2]. Тертя в умовах граничного змащування неможливо вивчати не врахувавши закони мастильного механізму поверхонь без штучно створених мікроканалов. Фізичні, хімічні та механічні процеси тертя на поверхнях з частково регулярним мікрорельєфом протікають на фактичних площинах контакту, що розміщенні між мікропоглибленнями. По суті вони аналогічні до процесів, що відбуваються на контактуючих гладких поверхнях тертя.

Мастильна дія зовнішнього середовища зумовлена здатністю вступати в фізичну, хімічну і фізико-хімічну взаємодію з активними поверхнями зони контакту і утворювати на них адсорбційні та хімічно зв'язані мастильні плівки. [3, 4]. Обидва типи мастильних плівок називають граничними мастильними шарами [5].

В 30-х роках ХХ століття Б. Харді [6] розпочав досліджувати механізм утворення і руйнування граничних мастильних шарів. Його починання продовжили А.С. Ахматов [7], Ф. Боуден і Д. Тейбор [8], Б.В. Дерягін [9], Г.В. Виноградов [10], І.А. Буяновський [11, 12], Крагельський І.В. [13-15], Матвієвський Р.М. [12, 16, 17], Венцель С.В. [18] та інші. В.А. Годлевський дослідив кінетичні аспекти формування мастильного шару [1, 19-21]. У більшості вчених моделі мастильної дії [див., напр., 4, 22, 23] ґрунтуються на тому, що на поверхнях тертя утворюються вторинні структури, які запобігають безпосередній взаємодії металів пари тертя. Відповідно до механізмів утворення поверхневих вторинних структур дослідники виділяють наступні моделі мастильної дії: контактно-гідродинамічну; хімічну; фізико-хімічну; дифузійно-хімічну.

Механізм граничного тертя і змащування досить складний і залежить від великого числа факторів. Костецький Б.І. [24] навів функціональну схему протікання процесів при нормальному граничному терті (рис. 1.1), де 1 – стійкий граничний шар, 2 – деконцентрація напружень, 3 – поверхнева локалізація пластичних деформацій; 4 – активація поверхневого шару; 5 – відновлення вторинних структур; 6 – насичення шару мастила активними

компонентами газового середовища; 7 – механо-фізико-хімічне розділення; 8 – динамічна рівновага руйнування і відновлення вторинних структур; 9 – газогідродинамічний шар.

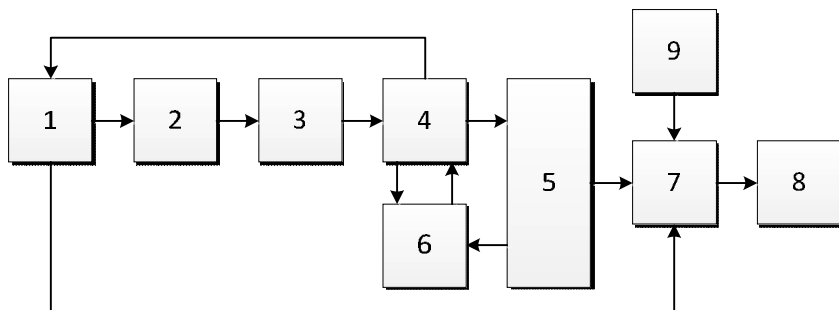


Рис. 1.1. Функціональна схема перебігу процесів при нормальному терті

Із схеми ми бачимо, що на утворення надійного граничного шару (1) впливає активізація поверхневого шару (4). За виконання всіх умов, що наводяться в функціональній схемі, забезпечується динамічна рівновага руйнування і відновлення вторинних структур та існування надійної мастильної плівки.

Самоорганізація мастильних плівок розглядається в працях [25-27]. У 1886 році Рейнольдс розробив класичну модель гідродинамічного змащування. Рівняння цієї моделі є рівняннями гідродинаміки. Вони враховують дії різних факторів в процесі руху твердих поверхонь, які не дотикаються одна до одної і розділені шаром мастильного матеріалу [28]. Мастильний матеріал здатний сприймати високі контактні тиски і виконувати роль контактної-гідродинамічного змащування [29].

Сучасні дослідники схиляються до того, що при механізмі фізичної адсорбції [30-31] атоми чи молекули зовнішнього середовища утримуються на поверхнях твердих тіл Ван-дер-Ваальсовими притягуючими силами, які досить малі і супроводжуються незначними тепловими ефектами. Існує три основних види адсорбційних плівок: мономолекулярні, полімолекулярні і конденсовані.

Трибологічні умови приводять до зниження енергії активації молекул мастильного матеріалу практично до нуля, тобто, важливим фактором протікання хемосорбції є температура. Хемосорбційна плівка складається з міцного моно шару ковалентно зв'язаних молекул середовища з атомами

матеріалу. При хемосорбції з атомами твердого тіла можуть взаємодіяти далеко не всі молекули середовища, а лише ті, що володіють необхідною енергією активації, на відмінну від фізичної адсорбції.

А.С. Ахматов [7] пов'язує самовідновлення мастильної плівки з латентним періодом змащування, який складається з двох фаз: часу адсорбційного дозрівання шару і часу молекулярної переорієнтації в ньому. Його дослідження показують, що при певній характерній температурі щезає структура шару, яка реєструється електронографічно, при цьому різко зменшуючи його змащувальні властивості. Лозовський В.Н. [32] стверджує, що при короткочасній роботі вузла менш в'язке мастило краще захищає від схоплювання поверхні тертя і пояснює це тим, що мастильне середовище краще проникає між поверхнями тертя і сприяє змочуванню площадок фактичного контакту. С. Хакраборті [33] експериментально довів що при операціях різання мастильний матеріал проявляє хімічний механізм взаємодії з металічними поверхнями. В.Н. Латишев вивчав процес формування і дії хімічних мастильних плівок в умовах обробки різанням. Він описав ідею здатності мастильного матеріалу до утворення радикалів під дією екзоелектронів на ювенільних металічних поверхнях [1, 34].

С.А. Сухов [35] розглянув три випадки існування мастильного матеріалу на шорсткій поверхні тертя в залежності від кількості мастильного матеріалу:

- 1.) мастило покриває всі нерівності моношаром або шаром однакової товщини;
- 2.) зі збільшенням кількості мастила, воно частково заповнює впадини шорсткості, але на вершинах мікронерівностей зберігається первинний шар, а поверхня мастила у впадинах має ввігнуту форму;
- 3.) кількості мастила достатньо для заповнення усіх впадин і рівень мастила знаходиться вище всіх вершин мікронерівностей.

У всіх випадках поведінку мастильного матеріалу С.А. Сухов пояснює його поверхневим натягом і вільною поверхневою енергією металічної поверхні.

Г. Хоуффе встановив що адсорбовані шари і плівки продуктів реакції збільшують роботу виходу. Подальший перебіг реакції на поверхні металу визначається процесами дифузії. При цьому зростання плівки по товщині залежить від швидкості дифузії реагенту крізь плівку, а іноді – від швидкості дифузії металу через плівку [3, 36]. Мастильна дія цих шарів визначається стійкістю до деформацій зсуву і температур.

Механізм мастильної дії в питаннях самоорганізації мастильних плівок вивчений недостатньо. І.В. Крагельський, В.С. Комбалов і М.Н. Добичін [37] стверджують, що: “ Стосовно до рідкої фази, механізм подачі мастила на поверхню тертя недостатньо зрозумілий. Він може носити дифузійний характер, може бути змочування (розтікання рідини по поверхні твердого тіла) та ін.” Автори в праці [38] наголошують, що в наш час відсутні дані про параметри відновлення мастильних плівок.

В наші дні уявлення про механізм граничного змащування досить різноманітні, проте більшість дослідників вважає, що при граничному терті більшу роль відіграють процеси руйнування і відновлення мастильної плівки в точках контакту. І важливо щоб швидкість руйнування була меншою за швидкість відновлення [7,11, 37-44]. Досить глибоко це питання вивчав Крагельський І.В. та його послідовники [37, 38, 41, 42, 44, 45].

Від механізму подачі мастила на поверхню тертя залежить швидкість відновлення мастильної граничної плівки. Крагельський І.В. вказує, що «чим гладкіша поверхня, тобто протяжність плями контакту, тим більш довгий час потрібен для змочування плями» [37]. Один з авторів цієї роботи висунув гіпотезу «плівкового голодування», згідно з якою для протікання нормального процесу тертя необхідна захисна плівка на поверхні тертя і необхідно враховувати «час, який іде на формування плівки і її стирання, яке залежить від шорсткості. Ззовні, плівка може утворюватися за рахунок рідкого або газоподібного середовища». Саме поняття «плівкового голодування» визначає процес граничного тертя, коли інтенсивність відновлення мастильної плівки в місцях її розриву нижча за інтенсивність руйнування, плівка в місцях розриву не встигає відновлюватися і на поверхнях тіл контакту утворюються площадки сухого тертя.

Також не можна ігнорувати дію кисню на процес змащування. С.М. Постніков [46] в рамках хімічної моделі розглянув роль електроліту на границі метал-розчин, де виникають стрибки потенціалу. В місцях металічного контакту відбувається контактна різниця потенціалів. Електрорушійна сила сприяє протіканню окисно-відновних процесів і утворенню на поверхнях контакту вторинних структур. С.М. Постніков вважає, що дану ситуацію можна описати на макроскопічному рівні за допомогою моделі Гібса-Ліпмана.

Модель вибіркового переносу – це друга модель процесу, яка побудована на особливостях хімічних реакцій, які відбуваються на поверхні тертя [47]. Ця модель передбачає наявність в області контакту пар тертя суспензії, яка складається з частинок зносу пар контакту, які взаємодіють з мастильно-охолоджуючими технологічними засобами, утворення і руйнування яких знаходиться в динамічній рівновазі всередині самої фази.

Поверхня тертя покривається тонкою плівкою, де відбувається дифузійно-вакансійний зсув, який забезпечує здатність плівки до багаторазового деформування без руйнування.

П.А. Ребіндер відкрив ефект адсорбційного зниження міцності, яке і стало теоретичною основою для побудови другого типу моделей граничного мастильного шару. Мастильний матеріал володіє властивостями дисперсії, тобто полегшує руйнування і деформацію металу [48]. Модель Б.В. Дерягіна [9] основана на тому, що зниження міцності металів в розчинах ПАР відбувається в наслідок розклинюючої дії активних молекул (адже вони здатні вільно рухатися по поверхні тіла), які проникають в мікротріщини поверхні.

П.Л. Барлоу провів дослідження, яке показало що ефект Ребіндера не стосується процесу різання металів [49]. В.М. Яковлев і М.В. Перцов [50] також вважають, що при різанні зі жорсткими умовами деформації і руйнування, поверхнево-активні молекули мігрують про хемосорбційних шарах в напрямку до зони різання. Д. Тейбор і Дж. Уільямс запропонували капілярну модель для кількісної характеристики мастильної дії мастильного матеріалу в рамках моделей динамічного класу [51]. Тут мастильний матеріал обмежує зону безпосереднього контакту. При створенні кінематичної моделі мастильної дії Д.Тейбор і Дж. Уільямс виходили з того, що кількість мастильного матеріалу повинна бути достатньою для утворення моно шару адсорбованих молекул, який необхідний для зниження напруження зсуву в зоні вторинних деформацій. Вони розглянули пологий одиничний капіляр, заповнений мастильним середовищем, що рухається, в якості модельного об'єкту. Автори моделі вважають, що чим вищий потік речовини по капіляру, тим більше молекул буде адсорбуватися на поверхнях, отже мастильний ефект буде інтенсивніший. Проте, ми вважаємо, що у даній моделі одним з найбільш вагомих недоліків є те, що автори не врахували в механізмі мастильної дії роль фізико-хімічної активності молекул по відношенню до поверхонь контакту.

При екстремальному терті пара тертя працює в режимі обмеженого доступу зовнішнього середовища і туг важливо вияснити механізм проникнення мастильного матеріалу в зону контакту. Механізми проникнення, які застосовуються в даній ситуації наступні:

- вакуумний «насосний» ефект при зриванні наросту під час різання;
- міграцією шару ПАР по поверхнях, що щойно утворилися [52, 53];
- через мережу природних капілярів між поверхнями тертя;
- через зазори, що утворюються між поверхнями тертя під час їх вібрації.

В наш час існують три основних розвинутих аналітичних моделі про проникнення мастильного середовища в зону контакту. У моделі В.М. Сердюка і М.В. Перцова молекули ПАР з мастила, можуть мігрувати відносно стабільним моношаром по поверхні початково хемосорбованого щільного шару тієї ж ПАР [54]. Ця модель була запропонована для пояснення того, що ні в'язкість мастильного матеріалу, ні температура кипіння розчинника не змінюють критичної швидкості ковзання введеної в цей розчинник трибо активної присадки. У капілярній моделі Уільямса-Тейбора мастило потрапляє через сітку капілярів на границі поділу твердих тіл [55]. А відносно ковзання тіл протидіє потоку мастильного матеріалу і при деякій критичній швидкості відносного руху мастильний матеріал втрачає свою ефективність.

При екстремальному терті, коли на частині контактної поверхні температура перевищує температуру кипіння мастильного матеріалу, потрібно враховувати перехід мастильного матеріалу в пароподібний стан. Тому В.А. Годлевський з односторонцями описали цей процес і назвали його «моделлю мікрокрапельного вибуху» [3, 56]. Мастильний матеріал проникає в зонСогласно данноу контакту через капілярну сітку в декілька етапів: рідина проникає в між поверхневий капіляр, вибухоподібне випаровування рідини всередині капіляра, поширення мастила в газовому середовищі через капіляр і адсорбцію молекул ПАР на поверхні газової фази.

Боуден і Тейбор [8] відмітили, що не лише довжина ланцюга молекул впливає на мастильну дію. У їх випробуваннях короткі молекули алкіл амінів показували невеликі коефіцієнти тертя, а сполуки фтору при такій же довжині ланцюжка молекул давали більші показники коефіцієнту тертя. Механізм дії тонких металічних плівок, нанесених на тверду основу, за Боуденом такий: навантаження сприймається через плівку, яка має достатню міцність проти витискання, захищає поверхні, що труться, від безпосереднього контактування.

Г. Фінч [57] пов'язував мастильну дію з наявністю полярних молекул.

А.С. Ахматов [58] глибоко досліджував структуру мастильного шару. Досить вагомою працею було його монографія [7], в якій він висвітлив станом на 60-ті роки ХХ століття практично всі наукові уявлення про граничне тертя. Г.В. Виноградов та його учні показали, що склад рідкої і газової фаз при тяжких умовах третя грають однакову роль [59]. До поверхонь тертя через мастило поставляються речовини, які вступають в хімічні реакції з твердим тілом. Молекули речовин що входять до мастильних матеріалів діляться на: полярні і неполярні. Полярні утворюють структурно-граничну плівку під впливом молекулярного поля твердого тіла. Неполярні значно слабше взаємодіють з поверхнею твердого тіла [60].

При граничному змащуванні поверхні тертя розділені тонким шаром мастильного матеріалу (від товщини однієї молекули до 0,1 мкм). Наявність граничної плівки зменшує зношування спряжених поверхонь у сотні разів і зменшує силу тертя в порівнянні з сухим тертям від 2 до 10 разів.

Фізико-механічні властивості молекул, природа і стан твердої поверхні визначають структуру граничного мастильного шару. Молекули змащувального матеріалу орієнтуються перпендикулярно до твердої поверхні, що дозволяє уявити граничну плівку у вигляді «ворсу». При взаємному переміщенні поверхонь тертя «ворсинки» немов згинаються в протилежні боки – відбувається зсув з перекосом квазікристалічної структури плівки. Молекули мастильного матеріалу повинні орієнтуватися на поверхні так, щоб їх конфігурація відповідала стійкій рівновазі. Можлива як нормальна, так і дотична орієнтація молекул.

У полярних молекул, які несуть на кінцях різні групи атомів – нормальна орієнтація. При цьому орієнтація першого молекулярного шару протилежна орієнтації наступного шару [60, 61]. Дотична орієнтація властива молекулам, що мають на кінцях однакові групи атомів. Досліди з плівками органічних кислот С.Н. Бобришевої, Л.В. Маркової та інших показали, що при певних умовах (температура, тиск) існує критична товщина плівки, нижче якої ковзання між молекулярними рядами не буде відбуватися [62]. А.С. Ахматов [58] розглядав шари плівок з товщинами нижче критичних, які можуть витримати великі нормальні тиски, не виходячи за межі пружності і назвав їх властивостями квазітвердого тіла.

В результаті вивчення мастильної дії силіконових з'єднань Тейбор і Вінчестер [51] встановили, що їх мастильна здатність залежить від в'язкості, її зміна від температури і тиску, а також опір на зріз.

В.С. Щедров [63] аналітично описав взаємодію граничної плівки і твердої поверхні. Він спів ставив міцність граничної плівки з силою, протяжністю та інтенсивністю молекулярного поля твердого тіла. Автор висунув гіпотезу, що міцність плівки в різних місцях на поверхні тіла буде не однаковою (в місцях де плівка ізольована або дотикається до твердого тіла).

Ф.Г. Роунс [64] показав, що товщина мастильної плівки залежить від поверхнево активних домішків і більшість їх взаємодій носить хімічний, а не адсорбційний характер

1.2 Вплив структурної будови поверхневого шару на змочуваність поверхонь та адгезію мастильного матеріалу

А.С. Ахматов, Б.В. Дерягін, Г.І. Фукс, П.А. Ребіндер, В.С. Щедров, Р.М. Матвієвський та інші вивчали змочуваність поверхонь, розтікання і адгезію мастильного матеріалу.

Відомо, що змочуваність поверхонь залежить від поверхневого натягу на границях поділу твердого тіла, рідини та газу. А змочуваність і адгезія рідини прямо пропорційно залежать від вільної поверхневої енергії твердого тіла. Змочування поверхонь характеризується величиною крайового кута змочування. Чим він менший, тим краща змочуваність і вища швидкість розтікання краплини рідини на поверхні тіла.

Вагомий вклад в дослідження питань змочуваності поверхні мастильним матеріалом зробив В.С. Щедров [63]. Він аналітично описав взаємодію твердої поверхні з граничною плівкою. А також зробив висновок, що міцність граничної плівки повинна зростати зі збільшенням інтенсивності поля, співставивши міцність граничної плівки з силою, протяжністю та інтенсивністю молекулярного поля, утвореного твердим тілом.

При пластичній деформації поверхнева енергія твердого тіла підвищується з розвитком недосконалостей кристалічної будови. Коли деформується ідеальна будова кристалічної решітки, то змінюються її міжатомні інтервали за рахунок роботи зовнішніх сил і відбувається збільшення запасів потенціальної енергії в поверхневих шарах металу. На думку А.С. Ахматова такі поверхні значно підвищений адсорбційний потенціал [7].

П.А. Ребіндер відмітив, що при механічній обробці поверхні металу підвищується її адсорбційна активність. Таке явище часто відіграє вирішальну роль на процеси зносу і змащування металів.

До наших днів не достатньо вивчено вплив структурного стану поверхні твердої фази на адсорбцію і властивості граничного змащування [65]. Не дивлячись на те, що дія вільної поверхневої енергії на умови граничного тертя досліджена не достатньо, все ж є певні данні про підсилення адсорбції мастила і покращенні змочуваності поверхонь тертя після припрацювання.

Вже неодноразово доводився вплив мікрогеометрії поверхонь тертя на адгезійні властивості і змочуваність. Ю.Г. Шнейдер [66] виявив вплив шорсткості поверхні на її змочуваність. В експерименті шорсткість зменшувалась від $Ra=0,1\text{мкм}$ до $Ra=0,025\text{мкм}$. Дж. Бікерман визначав крайовий кут змочування при розтіканні краплини води на пластинах з нержавіючої сталі, які попередньо обробили різними методами пластичної деформації і полірували з різною шорсткістю від $Ra=3,1\text{мкм}$ до $Ra=0,02\text{мкм}$.

Найменше значення крайового кута – 60 градусів, було при шорсткості в $Ra=0,1\text{мкм}$. При граничних значеннях шорсткості $Ra=0,1\text{мкм}$ до $Ra=0,025\text{мкм}$, крайовий кут змочування дорівнював 89 градусів. Хоча, автор запевняє, що пояснити зміну крайового кута змочування лише впливом шорсткості не правильно, слід враховувати і те, що сталені нержавіючі пластини мали різну поверхневу енергію через різні методи обробки.

Ю.Г. Шнейдер [66], А.Д. Зімон [67], Б.І. Костецький [24] та інші вчені звертають увагу на те що і фізичні властивості поверхневого слою матеріалу теж відіграють свою роль в змочуваності поверхонь. Б.І. Костецький з однодумцями [24; 65] стверджували, що поверхні реального кристалічного тіла – це складна система блоків, фрагментів зерен і окремих груп дислокацій, які утворюють тонкий рельєф. Під час деформації різних сплавів і полікристалічних тіл взаємні переміщення відбуваються на границях зерен та блоків. Утворюється своєрідний мікрорельєф, з висотою нерівностей на кілька порядків вищою ніж у субмікрорельєфа. Це впливає на адгезію мастильного матеріалу і змочуваність поверхні. А різні ділянки поверхні мають різні коефіцієнти поверхневого натягу. Тому, в різних точках поверхні мономолекулярний шар мастила буде мати різну адгезію до металу [35].

У багатьох працях вже доведено, що шорсткість поверхні впливає на розтікання, адгезію і змочуваність поверхні. В [67] А.Д. Зімон довів вплив мікросшорсткості на крайовий кут змочування. Зі збільшенням шорсткості значення крайового кута на гідрофільній поверхні знижувалося, тобто покращувалась змочуваність.

На основі теоретичних роздумів Б.В. Дерягін [68] прийшов до висновку, що шорсткість зменшує крайовий кут змочування. Він вважав, що існує певний коефіцієнт K , який впливає на крайовий кут:

$$K = \frac{DS}{DS_0},$$

де DS і DS_0 – дійсна і ідеальна поверхні.

Нерівності на шорсткій поверхні приводять до збільшення площі фактичного контакту рідини з твердою поверхнею тіла в K разів більше ніж з гладкою поверхнею. Шорсткість на гідрофобних поверхнях погіршує змочування. Зростання площі фактичного контакту на гідрофільних поверхнях, навпаки, приводить до пропорційного збільшення удільної вільної поверхневої енергії шорсткої поверхні і покращує змочуваність.

Розтікання рідини по поверхні твердого тіла також залежить і від напрямку виступів поверхні. А.В. Зімон виділив умову розтікання мастила вздовж канавки:

$$\varphi_k \leq 180^\circ - \varphi_0,$$

де φ_k - кут профілю канавки;

И – крайовий кут змочування на гладкій поверхні.

Із цієї нерівності слідує, що чим гірша змочуваність поверхні, тим меншим повинен бути кут φ_k . Зі збільшенням радіуса r мастильної канавки і зменшенням глибини канавки h покращуються умови тертя при граничному змашуванні [69-72]. У вузлі тертя мастильну канавку можна розглядати як закритий канал з кутом профілю φ_k .

Зі зменшенням глибини канавки і збільшенням радіуса канавки, кут φ_k зменшується, а змочування і швидкість розтікання мастильного матеріалу вздовж канавки збільшуються. Не завжди збільшення радіуса мікроканавки і зменшення глибини канавки приводять до покращення умов змашування, тому що крім змочуваності на тертя і знос впливає велика кількість інших факторів. Г.І. Фукс розглянув сили, діючі на мастило в клиноподібному зазорі і зробив висновок, що якщо зазори між деталями звужуються в напрямку тертя, то в тому ж напрямку зростає і капілярна сила, яка сприяє всмоктуванню мастила. В іншому випадку мастило буде виштовхуватися з зони тертя. Б.В. Дерягін [68] писав, що «... на змочуваність впливають форма і рельєф поглиблень, частота їх розміщення і ефективна площа. Суттєвою є залежність між середньою величиною нерівностей змочуваної поверхні і розмірами, що характеризують її мікрорельєф».

М.Є. Дріц [73] досліджував змочуваність підшипникових сплавів маслами. Зразки оброблялись поліруванням і напилком. Змочуваність він визначав по крайовому куту в залежності від шорсткості поверхні, роду мастила, величини зерен бабіту і часу розтікання. М.Є. Дріц виявив, що для більш гладкої поверхні значення крайового кута більше, ніж для більш шорсткої. Зі зростанням величини зерна бабіту крайовий кут майже не змінився. Методи обробки також практично не змінили крайовий кут змочування.

Б.М. Асташевич, Т.В. Ларін, Д.І. Зіяєв [74] досліджували нікель фосфорні, хромові, анодноокисні гальванічні покриття і нітросульфідровані зразки сталі, які порівнювали зі зразками чавуна, сталі 38 ХМЮА і алюмінієвого сплаву АК4. Найгіршу змочуваність показало хромоване покриття. У зразків з чавуна з пластинчастою формою графітових включень виявився мінімальний кут змочування. Це явище автори праці пояснюють більшою шорсткістю поверхні і наявністю графітових включень, які з одного боку є джерелом поступання графіту на поверхню тертя (графіт розслоюючись покращує адсорбційні властивості поверхні), а з іншого – створюють мікрорельєф у вигляді замкнутих поглиблень, які здатні втримати певну кількість мастила.

А.А. Поляков [75] стверджує, що плямисте хромування володіє кращими експлуатаційними властивостями, тому що воно дозволяє добре змащувати зону контакту за рахунок пор. В.В. Індін підтримав ідею попередника і в свою чергу запропонував спеціально анодувати алюмінієві антифрикційні сплави, щоб отримати пористу поверхню і мікрорельєф «апельсинової шкірки».

Г.І. Фукс і Л.В. Тімофєєва [76] вивчали вплив якості очистки поверхонь тертя на їх змочуваність. Вони рекомендують використовувати для досягнення якісної по чистоті поверхні ступінчасту очистку різними адсорбентами і розчинниками, так як не існує універсальних розчинників. І.В. Крагельський стверджує, що на адгезійну міцність мастильного матеріалу в значній мірі впливає швидкість прикладення навантаження. При динамічних дослідженнях робота адгезії іноді може зростати в кілька разів [77].

Б.М. Асташевич, Т.В. Ларін і Д.І. Зіяєв [74] стверджують, що на змочуваність поверхонь впливає процес припрацювання. Поверхні після припрацювання краще змочувалися мастилом, ніж до випробування на тертя. Поверхні, які показали найменший крайовий кут змочування до тертя були попередньо хромовані з канальчатою пористістю. Коли ці поверхні продовжували терти, то почав збільшуватися крайовий кут. Це явище автори пояснили зносом пористої частини хромованого покриття.

В результаті фізико-хімічних процесів, викликаних пластичною деформацією, дією середовища при терті, утворенням вторинних структур з підвищеною інтенсивністю електронного поля покращується змочуваність поверхонь після припрацювання. Скупчення дислокацій, вакансій, мікропор і мікротріщин в активному шарі покращує змочуваність і надійність мастильної плівки. Б.І Костецький, М.Е. Натансон і Л.І. Бершадський [65] також звертали увагу на збільшення внутрішньої енергії поверхневих шарів металу при терті.

Якщо відбулося погіршення змочуваності в процесі тертя, то це є сигналом того, що порушився процес тертя і відбулося руйнування припрацьованої поверхні. Потрібно знову припрацювати поверхню і тоді змочуваність знову покращиться. Під час припрацювання одночасно відбуваються два взаємозв'язаних процеси: активація поверхні тертя і збільшення її вільної поверхневої енергії; мастильна плівка прагне звести до мінімуму поверхневу енергію поверхонь тертя. З енергетичної точки зору існування надійної мастильної плівки на поверхнях тертя необхідно для зниження роботи тертя.

Б.І. Костецький у своїй відомій роботі [24] робить висновок, що у мастила є дві головні функції: «здатність створювати міцні поверхневі плівки, які добре утримуються на поверхні тертя в результаті фізичної і оберненої адсорбції молекул мастила на поверхнях металу» і «здатність взаємодіяти з поверхневими шарами і змінювати їх структуру і властивості».

Тому, мастило сприяє пластичній деформації металу, яка в свою чергу веде до збільшення поверхневої енергії, яка в свою чергу полегшує умови змащування. Після припрацювання встановлюється динамічна рівновага між енергетичним рівнем поверхні тертя і станом мастильної плівки на цій поверхні. В умовах динамічної рівноваги в процесі тертя зміна мікрогеометрії призведе до зміни ступені деформації, що вплине на мікрогеометрію або призведе до зміни стану мастильної плівки, що покличе за собою зміну поверхневої енергії.

1.3 Утворення граничного мастильного шару при обмеженому доступі мастильного матеріалу і його молекулярне моделювання

Якщо розмір частинок мастильного матеріалу більший за характерний розмір дискретного контакту, то мастильний матеріал не може проникнути на поверхні контакту і вони залишаться не змащеними. Г.В. Роу і Е.Ф. Смарт [78] розглянули взаємозв'язок мастильної дії і розмірів молекул. Автори праці дослідили на операції різання різні хлоровмісні речовини. Зниження коефіцієнту тертя спостерігалось в однаковій мірі для речовин, які мають приблизно однакові розміри молекул. Гексахлорбутадієн з великим розміром молекул показав найгірший результат. В своїй праці [79] Д. Мур висунув теорію, згідно якої для забезпечення ефективної дії мастильного матеріалу в умовах граничного тертя необхідно, щоб у мастила були молекули малого розміру. Цієї ж точки зору дотримувалися В.М. Латишев [1], А.М. Теренін [80], С.К. Хакраборті [81], Х. Ернст [22], К. Мізухара [82] та інші.

У всіх вище перечислених дослідженнях при поясненні мастильної дії мастильного матеріалу є суттєвий недолік, який не дозволяє правильно описати деякі особливості трибо системи. Мастильний ефект залежить як мінімум від трьох факторів: розміру молекул, їх фізичної і хімічної активності, здатності до побудови надмолекулярних структур та геометрії контакту.

Якщо розглядати мастильний процес в рамках капілярної моделі яку розвивали В.А. Годлевський, В.М. Латишев, А.В. Волков, Л.М. Маурін [3] та інші, то він являє собою багатоступеневе формування мастильного шару., то он являет собой многоступенчатое формирование смазочного слоя. При реальному процесі тяжкого тертя температура в зоні контакту значно вища за температуру кипіння мастильного матеріалу. Реальний процес змащування в такому випадку включає в себе етап капілярного проникнення під дією атмосферного тиску і капілярних сил, випаровування внаслідок високих температур в зоні контакту. Потім відбувається рух пароподібної фази внаслідок дифузії і надлишкового тиску пари, пізніше відбувається адсорбція розчинених в мастильному середовищі ПАР, які забезпечують мастильну дію.

Необхідний принцип мастильної дії був сформульований В.А. Годлевським [83]. Його суть полягає в тому, що сума часу, затрачена на кожен з стадій мастильного процесу окремо, повинна бути меншою або дорівнювати часу існування одиничного капіляру, інакше не відбудеться адсорбція трибо активних речовин на стінках капіляру і не досягнеться необхідний ефект мастильної дії. Це формулювання є фундаментальним для розуміння кінетики мастильної дії. Воно пояснює цілий ряд ефектів, які спостерігаються при тяжких режимах тертя, і дає можливість кількісно розрахувати межі ефективності мастильного матеріалу при екстремальному терті.

Л.І. Бершадський вперше розглянув в термодинамічному аспекті явище самоорганізації трибо систем [84]. Він опирався на основи праці Д. Тейбора, де розглядається трибо система як диссипативно-термодинамічна система [51].

Під надмолекулярною самоорганізацією ми схилиємося до тої ж думки, що і О.В. Березіна [85] і вважаємо виникнення, що впорядкованих і орієнтованих надмолекулярних структур в об'ємі шару і на поверхні, які є результатом дії міжмолекулярних сил всередині мастильного матеріалу під впливом силового поля поверхні, а також під дією внутрішньої силової деформації зсуву.

Березіна О.В., Годлевский В.А., Усольцева Н.В. займаються дослідженням явищ надмолекулярної організації в граничному змащувачому

шарі. В [86] наведені результати фізико-хімічних і трибологічних досліджень водних бінарних та потрійних розчинів двох типів амфіфільних сполучень: ПАР традиційної паличкоподібної природи і дискотечних мезогенів типу похідних фталоціаніна. Механізм змащуючої дії цих присадок при терті і різанні пояснений явищем епітропного мезоморфізму. В якості присадок вони використали водорозчинні мідні комплекси фталоціаніна (CuФц) з латеральними (побічними) фрагментами різного складу. Трибологічні характеристики водних розчинів присадок, що досліджувалися, визначали для двох різних випадків:

а) тертя ковзання на трибометрі ТАУ-1 (схема палець-диск);

б) при свердлінні отворів діаметром 5 мм і глибиною 6 мм швидкоріжучим свердлом в сталі 45 на динамометричному стенді.

С.А. Кузнецов продовжив їх дослідження і спробував за допомогою комп'ютерного моделювання відтворити процеси граничного змащування. В праці [87] наведені результати комп'ютерного молекулярного моделювання трибо системи з граничним змащуючим шаром. Запропоновано використовувати в якості узагальненої характеристики кооперативної взаємодії частинок змащуючого матеріалу «орієнтаційний коефіцієнт»; розроблені програми для розрахунку даного параметрів конкретній моделі змащуючого шару. Продемонстровані приклади візуалізації молекулярно-впорядкованих змащуючи шарів, що містять змащуючі матеріали різної хімічної природи.

Березіна Є.В., Волков А.В., Годлевський В.А. та Кузнецов С.А. займаються молекулярним моделюванням граничного змащуючого шару. У своїх дослідженнях вони використовують пакет програм HyperChemistry. У [88] вони показують принцип використання цього програмного продукту для модельного розрахунку процесу адсорбції в трибо системі. Результати, отримані в цій статті вказують на те, що підкладка грає важливу роль у формуванні граничного змащуючого шару навіть в тому випадку, коли вона являє собою ідеально плоску, без дефектів поверхню. Наведені в статті результати показують також, що найбільш плоске розміщення молекули повинне спостерігатися при гексагональній кристалічній ґратці.

А. Кравчик теж займався дослідженням явища надмолекулярної самоорганізації мастильного шару [60]. Він запропонував концепцію моделі структурних перетворень мастильного середовища в зоні тертя при переході з гідродинамічного режиму тертя до граничного. Сила тертя при гідродинамічному режимі визначається реологічними властивостями мастильного середовища, в тому числі залежністю в'язкості від тиску і температури. Характер її зростання до критичних точок подібний до характеру збільшення в'язкості при збільшенні тиску в умовах зсуву. Утворення просторових структур під впливом тиску автор характеризує як

склування [60]. Зсув, в умовах тертя, призводить до руйнування такої структури, фрагменти якої впорядковуються рухом і зменшують опір зсуву. А. Кравчик в такому структурному фазовому переході виділяє ознаки самоорганізації.

Подальше збільшення навантаження руйнує ці впорядковані структури, а умови в зоні тертя в поєднанні з поверхневою енергією і природою мастильного середовища, приводять до виникнення товстих полі молекулярних плівок, які збільшують силу тертя, але захищають поверхню. Структура цих плівок, які володіють в'язко-пластичними властивостями, впорядковується перш за все за рахунок поверхневої енергії. Подальше зростання навантаження руйнує структуру, яка виникнула, а її фрагменти впорядковують рух. І в цьому випадку А. Кравчик вбачав самоорганізацію.

Отже, А.Кравчик та інші дослідники наголошували на те, що в мастильних шарах, при гідродинамічному і при граничному режимах змащування існує надмолекулярна самоорганізація мастильних матеріалів, яка залежить від властивостей поверхонь тертя, молекулярної структури мастильного матеріалу, теплових і силових параметрів процесу.

1.4 Загальна класифікація методів дослідження мастильної дії

Згідно з М.М. Семеновим [89] блок схема (рис. 1.2) досить повно представляє різноманітність методів діагностики мастильних шарів.



Рис. 1.2. Зведена блок-схема основних методів дослідження мастильної дії

Схема показує те, що дослідження мастильного процесу, як правило, включає в себе три етапи. Перший етап виконується до безпосередніх випробувань на тертя. Для цього потрібно володіти певною інформацією, а саме: якими фізико-хімічними властивостями володіє мастильний матеріал, які надмолекулярні структури він здатний утворювати на поверхні твердого тіла, якою буде його хімічна взаємодія з поверхнею тертя. Найважливішим експлуатаційним параметром мастильного матеріалу є в'язкість і її залежність від температури [90].

Режим змащування і зносу визначається в першу чергу товщиною перехідного шару в рідкій фазі. Товщину мастильного шару можна з великою точністю визначити оптичними методами, звісно якщо мастильний матеріал не прозорий. Його структуру можна визначити по даним електрографічних та рентгенівських методів [7], а склад визначають спектроскопічними і хімічними методами.

Ми вважаємо, що електричні методи є найбільш перспективними, оскільки електричні характеристики матеріалу тісно пов'язані зі структурою

і геометрією контакту. Тому електричні методи порівняно з іншими групами методів більш інформативні.

В 1939 році Ф. Боуден і Д. Тейбор [21] отримали перші дані про зміну перехідного електричного опору стику поверхонь, який змінюється в результаті збільшення під навантаженням числа точок контакту і величини елементарних площадок контакту. І.В. Крагельський [37] відмітив ряд недоліків даного методу визначення фактичної площі контакту, які в основному пов'язані з неможливістю однозначної інтерпретації результатів експерименту, оскільки на той час вимірювальна техніка не була досить розвиненою.

Тепер завдяки значному розвитку обчислювальної і електровимірювальної техніки, електричні методи дослідження тертя все частіше використовуються.

Внаслідок цього все більша кількість робіт виконувалася по вивченню екзо-електронної емісії і емісії електронів високих енергій при терті [93, 94], термоелектричних явищ, електроакустичних ефектів [95], електрохімічних і електрокінетичних процесів [96], магнітних явищ [97].

Існують різні методи для вимірювання зношування поверхні від найпростіших, коли вимірюють розміри деталей що зношуються звичайними засобами, до методів, які використовують в ядерно-фізичних процесах. Щоб знати котрий метод застосовувати, потрібно знати: мету досліджень, необхідну точність вимірювань, час, який затрачається на вимірювання зношування, чи можливо виміряти зношування в умовах експлуатації, затрати часу і засобів, які потрібні для всієї підготовки експерименту.

При вимірюванні зношування застосовують як інтегральні (рис. 1.3), так і диференціальні методи (рис. 1.4) оцінювання, а також метод вимірювання вихідних параметрів.

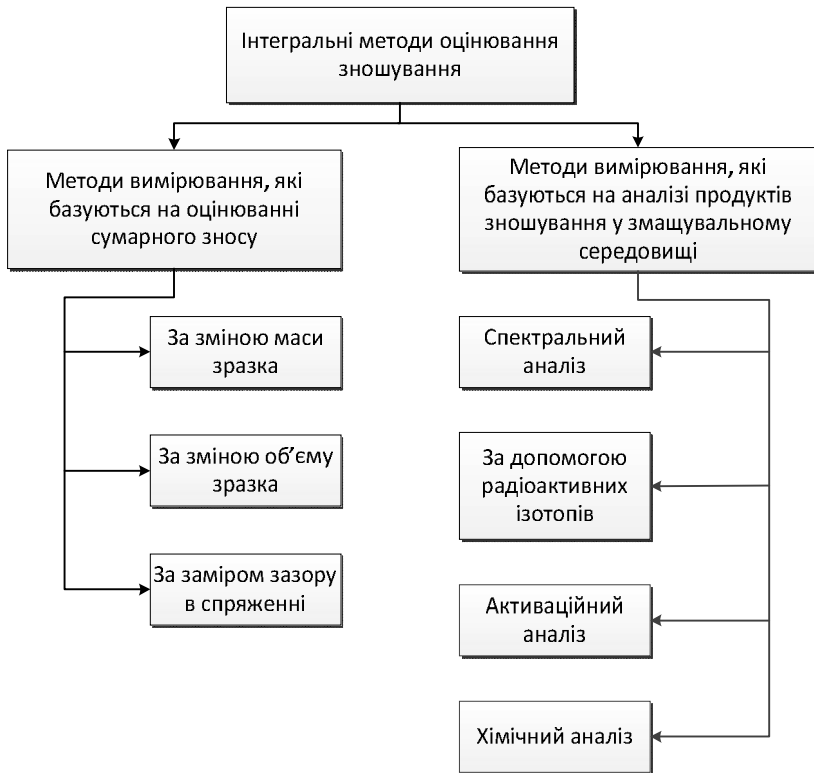


Рис. 1.3. Інтегральні методи оцінювання зношування

Диференційні методи дозволяють визначити розподіл зношування по всій поверхні тертя і оцінити вплив нерівномірності зношування на вихідні параметри деталі.

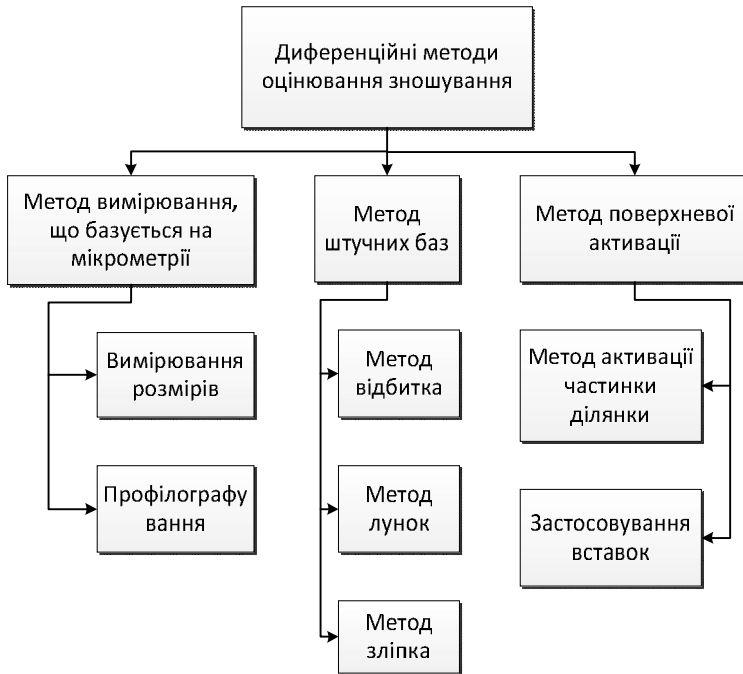


Рис. 1.4. Диференційні методи оцінювання зношування

Методи вимірювання вихідних параметрів поділяються за вимірюванням: температури, коефіцієнту тертя і витрат мастильного матеріалу.

При дослідженні зразків вимірюють величину зношування за зменшенням ваги чи об'єму деталі. Проте цей метод є малоприменим для більшості деталей машин. Таке оцінювання зношування за зміною вихідних параметрів спряження дає лише побічну уяву про величину зношування.

Метод визначення зношування за вмістом продуктів зношування в змащувальному матеріалі – це метод визначення вмісту заліза, його окислів та інших домішок в змащувальному матеріалі. Метод передбачає взяття проби відпрацьованого мастила, де накопичилися продукти зношування. Перевага цього методу полягає в тому, що він дозволяє уникнути розбирання вузлів. Цим методом вимірюють інтегральне зношування. Точність методу характеризується чутливістю приладів, які використовують для оцінки

зношування. Лінійне зношування оцінити таким методом дуже важко. Необхідно щоб проба мастила характеризувала середній вміст продуктів зношування в мастилі. Застосовують такі методи для аналізу проб мастила на вміст заліза та інших складових:

а) хімічний аналіз, який базується на визначенні вмісту заліза та інших продуктів зношування в попелі спаленої масляної проби;

б) спектральний метод – це визначення вмісту механічних домішок в мастилі за допомогою спектрального складу полум'я при спалюванні проби мастила. Недоліками цього методу є його висока вартість, складність і довго тривалість;

в) радіометричний метод – базується на вимірюванні радіоактивності продуктів зношування, які містяться в мастилі;

г) активаційний аналіз – має спільні риси з спектральним і радіометричним методами. Суть цього методу заключається в оцінці вмісту продуктів зношування в мастилі за їх радіоактивністю з допомогою аналізу спектрів гамма-випромінювання після опромінення взятої проби нейронами.

Метод мікрометричних вимірювань базується на вимірюванні деталі до і після зношування з допомогою мікрометра, індикатора чи інших приладів з точністю від 1 до 10 мкм. Недоліком цього методу є те, що ним неможливо вимірювати зношування в процесі роботи машини.

Метод штучних баз полягає в тому, що на поверхню, яка зношується, наносять заглиблення лише певної форми. Зі збільшенням розмірів відбитка роблять висновок про величину зношення. Існує кілька варіантів цього методу:

а) метод відбитків. Для утворення заглиблення застосовують алмазну чотиригранну піраміду з квадратною основою і кутом 136^0 при вершині між протилежними гранями. На піраміду тиснуть під навантаженням і заміряють діагональ відбитка. Після зношування розмір відбитка зменшується і за різницею роблять висновок про величину зношування. Діагонали вимірюють за допомогою оптичного вимірювального засобу через мікроскоп. Цей метод має певні недоліки: при втискуванні піраміди навколо відбитка відбувається спучування матеріалу і спотворюється форма відбитка та після зняття навантаження відбувається деяке відновлення заглиблення. За допомогою полірування знімають спучування. Не вдається уникнути пружного відновлення відбитка.

Досить широкого застосування набув метод вирізаних лунок, який запропонували М.М. Хрущов і Е.С. Беркович [91]. При цьому методі на досліджуваній поверхні різцем, який обертається, виготовляють лунку, за

зменшення розмірів якої роблять висновок про величину місцевого зношування.

Метод лунок має ряд переваг порівняно із методом відбитків. Втискування індентора замінене на виготовлення лунки різанням, внаслідок чого звелися до мінімуму явища спучування металу і пружного відновлення.

Метод негативних відбитків використовують при ускладненні вимірювання зношування безпосередньо на деталі. На поверхню наносять відбиток чи спеціальну риску, а потім з неї знімають зліпок а допомогою самотвердіючої пластмаси. Висоту відбитка заміряють звичайними методами і порівнюють з розмірами, отриманими після зношення.

Метод поверхневої активації базується на вимірюваннях зниження радіоактивності при зношуванні. На певній ділянці деталі створюють радіоактивний об'єм глибиною 0,05-0,4 мм шляхом опромінення зарядженими частинками. За допомогою градуовального графіка оцінюють величину зношення шляхом порівняння зниження радіоактивності деталі зі зниженням радіоактивності зразка. Цей метод ідеальний для контролю зношування деталі у стендових і експлуатаційних випробуваннях без розбирання і зупинки машини [92].

М.В. Райко розробив спосіб оцінки здатності мастильних середовищ утворювати плівки, які розділюють поверхні твердих тіл і нести навантаження. Цей спосіб базується на тому, що в динаміці тертя проходження току через мастильний шар супроводжується розрядом, по характеристикам якого можна зробити висновки про товщину мастильного шару. У відповідності з законом Пашена падіння напруги пропорційне товщині мастильного шару [98].

В МВТУ ім. Баумана розробили метод зміни товщини мастильних плівок. Розроблена схема дозволяє вимірювати тонкі мастильні плівки товщиною від 0 до 5 мкм. Цей метод базується на величині падіння напруги на мастильній плівці можна судити про величину повного опору мастильної плівки.

На Київському НПО «МАСМА» [99] запропонували спосіб тарування мастильної плівки в вузлах тертя. Зразки мастильного матеріалу включають в електричний ланцюг, приводять в рух і навантажують, вводячи в контакт зерна абразиву, розмір яких збільшують до стрибкоподібної зміни падіння напруження. Товщину плівки оцінюють по розміру зерна, при якій зафіксована вказана зміна напруги.

Існує метод, що базується на використанні електричних властивостей масел. При ньому шар діаметром 25,4 мм розміщений на сталевій плиті і включений в електричну схему, яка складається з джерела живлення,

вольтметра, амперметра і реостата. Піднімаючи шар і заповнюючи розмір між ним і плитою мастильним матеріалом, будують вольт-амперні характеристики для ланцюга. Різниця між напруженням по закону Ома і вольт-амперною характеристикою для даного зазору називають «напруженням розряду». Аналіз результатів дозволив провести аналогію між механізмом провідності мастильної плівки і механізмом провідності напівпровідників і в люмінесцентних лампах [100].

При дослідженні граничних шарів мастила також використовували схему вимірювання при змінній напрузі [101] при подачі на шар мастильного матеріалу малої напруги (до 5 мВ). Коливання частоти було порядку 100 Гц. Дослідження проводились на пальчиковій машині тертя. Було встановлено, що найбільший вплив на товщину граничних шарів має температура, найменший – швидкість ковзання.

Ємкісний метод базується на вимірюванні ємкості мастильної плівки між металічними поверхнями. Метод дозволяє точно виміряти товщину мастильної плівки при невеликих навантаженнях.

В праці [102] описано вимірювання товщини мастильних плівок. При дослідженні використовувався постійний і змінний струм. Вперше було вказано на можливість вимірювання товщини мастильних плівок з допомогою постійного і змінного струму. Було доведено, що чисті, без присадок, мастила не можуть прийматися при експериментах як еталонні, оскільки введення присадок значно змінювало електропровідність мастильного шару.

А.К. Зайцев [103] у першій половині ХХ століття розробив і запропонував найбільш загальну і раціональну класифікацію лабораторних машин для вимірювання матеріалів на зношування. Згідно цієї класифікації лабораторні машини поділяються на шість категорій:

1. Машини I категорії – це машини з найбільш точними вимірюваннями. Вони реєструють параметри, які дають можливість слідкувати за ходом процесу зношування і за величинами параметрів процесу. У цих машинах обов'язково вимірюють і реєструють силу тертя, температуру поверхонь тертя, частоту обертання і роботу тертя. Величину зносу визначають точним вимірюванням або зважуванням після кожного досліді.

2. Машини II категорії – простіші, але досконаліші лабораторні машини для випробування матеріалів на зношування при певному його виді. Умови досліджень вибирають, виходячи з умов роботи матеріалів у конкретних вузлах тертя.

3. Машина III категорії – машини для швидкого і простого контролю заводської продукції.

4. Машина IV категорії – спеціалізовані машини, які імітують умови роботи матеріалів у машинах.

5. Машина V категорії – машини для випробування зношування готових деталей.

6. Машина VI категорії – стенди для випробувань на якість роботи і на зношення готових машин.

При огляді методів досліджень особливу увагу потрібно приділити питанню впливу змащування на зношування. Вводячи мастилу у вузол з сухим тертям завжди можна зменшити зношування. Проте механіка контакту змащених поверхонь на порядок складніша від механіки сухого контакту.

Дослідження трибологічних властивостей мастильних матеріалів є одним з основних етапів оцінки придатності для роботи в вузлах тертя. Дослідження характеристик мастильних матеріалів на моделях або в натуральних умовах дає багатий матеріал для аналізу і вибору найкращого варіанту. Якість мастильного матеріалу в цьому випадку можна оцінити на основі його експлуатаційних властивостей, найважливішими з яких є антифрикційні, протизносні і протизадирні властивості. Велике значення мають дослідження мастил при нових розробках. Найбільше поширення отримали дослідження мастил на конструктивно нескладних машинах тертя з використанням зразків, які мають просту геометричну форму. В якості зразків можуть використовуватись кулі, циліндри, прямокутні призми, ролики і т.п. Для оцінки мастильної здатності масел в машинах тертя такого типу застосовують наступні показники: коефіцієнт тертя, навантаження заїдання, критична температура мастильної плівки, зношування поверхонь тертя

Коефіцієнт тертя – це показник, що має велике значення для масел, призначених для змащування механізмів з точки зору енергетичних втрат на тертя.

Навантаження заїдання характеризує властивості масел і матеріалів в певних умовах контактування. Це те мінімальне навантаження в даних умовах досліджень, при якому відбувається руйнування граничної мастильної плівки у всій зоні контакту. Чим вище навантаження заїдання для мастила в даних умовах досліджень, проведених на одній машині тертя, тим краща змащувальна здатність мастила, тобто стійкість мастильної плівки і її здатність захищати поверхні від заїдання і зношування.

Критична температура мастильної плівки характеризує мінімальну температуру, при якій для даного поєднання мастила і матеріалів поверхонь тертя відбувається руйнування граничного мастильного шару. Чим вища критична температура, тим більше навантаження витримує комбінація мастила і матеріалу в парі тертя без заїдання і пошкодження поверхонь.

Крім відмічених вище параметрів, важливою характеристикою мастила є здатність протистояти зносу поверхонь тертя [104].

1.5. Тертя та зношування при граничному змащуванні трибосистем

Граничне змащування – змащування, при якому тертя і знос між поверхнями, що знаходяться у відносному русі, визначаються властивостями поверхонь і властивостями змащувального матеріалу відмінними від об'ємних. Рідинне змащування – змащування, при якому повне розділення поверхонь тертя деталей здійснюється рідким змащувальним матеріалом. Гідродинамічне змащування – рідинне змащування, при якому повне розділення поверхонь тертя здійснюється в результаті тиску, що самоутворюється в шарі при відносному русі поверхонь. Напіврідинне (змішане) змащування - змащування, при якому частково здійснюється рідинне змащування.

Граничне змащування - найпоширеніший вид змащування. Аналіз роботи вузлів тертя двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) [105] показує, що практично усі вузли тертя ДВЗ при пуску і зупинці знаходяться в стані граничного змащування. При цьому дослідження підтверджують факт непропорційного сильного впливу пусків двигуна на знос його основних вузлів і, раніше усього циліндра і підшипників колінчастого валу. Мірою цього впливу є пробіг еквівалентний пусковому зносу z_w . На підставі результатів більше 20 натурних випробувань двигунів зібраних в роботі Лосавіо Г.С. отримана [105] гіперболічна залежність середнього значення від температури двигуна або довшілля :

$$z_w = 75 \frac{t_0}{t_0 + t},$$

де t – температура двигуна або навколишнього повітря в °С;

t_0 – параметр.

Великий розкид значень z_w з коефіцієнтом варіації $\nu = 0,3 - 0,4$ свідчить про те, що окрім температури на пусковий знос сильно впливають інші чинники.

Окрім температури на пусковий знос роблять вплив безліч інших чинників : конструкція двигуна і його мастильної системи; вид і в'язкість мастила, вид присадки; тривалість простою двигуна між зупинкою і пуском.

З аналізу виконаних досліджень випливає, що головна причина високого зносу вузлів тертя автомобіля при пусках є погані умови змащування поверхонь тертя під час пуску. При стаціонарному режимі роботи двигуна змащування відповідальних вузлів тертя відбувається в гідродинамічному режимі. При пуску вузли тертя поверхню працюють в умовах граничного, сухого або змішаного змащування.

Переконливим доказом висновку про недостатнє змащування в період пуску як головної причини високого пускового зносу є поетапний аналіз процесу пуску: поворот колінвалу стартером, перші спалахи в циліндрах, обертання валу на стійких холостих обертах. На кожному з цих етапів різні умови змащування. З цього поетапного аналізу виходять, наприклад, такі локальні оцінки для конкретного двигуна: поворот від стартера 1 - 5 обертів, обертання при спалахах близько 100 обертів, обертання стаціонарне до подавання мастила ще 100 обертів колінвала. Таким чином, близько 200 - 250 обертів колінчастий вал здійснює в умовах граничного змащування при досить великих навантаженнях. Ці умови по змащуванню є головною причиною пускового зносу шийок валу і підшипників.

Якщо затримка подання мастила підшипникам після початку пуску оцінюється 30 - 60 с, то затримка подання мастила на стінки циліндра оцінюється часом від 2 до 5 хвилин, залежно від температури і в'язкості оливи. Значною мірою цим пояснюється той факт, що знос циліндра і поршневих кілець займає перше місце в рейтингу найбільш зношуваних вузлів двигуна.

Головний висновок в аналізі причин високого пускового зносу полягає в досконалості змащування поверхонь, яке, як правило, є граничним, напівсухим або змішаним. Встановлено, що пусковий знос рівний приблизно половині усього експлуатаційного зносу.

Вузли тертя, що змащуються рідким мастилом, як правило, мають системи примусового подавання мастильного матеріалу, тобто мастило в процесі роботи відновлюється у вузлах тертя, що змащуються пластичним мастилом, товщина мастильного шару по мірі експлуатації зменшується внаслідок зносу мастила. У цих умовах основним режимом є граничне змащування.

Мінеральні і рослинні оливи складаються з вуглеводневих з'єднань з домішкою інших елементів. Молекули мінеральних олив мають вигляд довгих ланцюгів атомів вуглецю з приєднаними до них атомів водню або містять кільця з довгими бічними ланцюгами. Рослинні оливи складаються з тригліцеридів жирних кислот і складних ефірів.

Тригліцериди мають три довгі вуглецеві ланцюги, сполучені через карбокислотні зв'язки з ядром з трьома атомами вуглецю. Жирні кислоти і складні ефіри – довгі ланцюги атомів вуглецю з приєднаним до них атомами водню. На одному кінці ланцюга є гідроксильний (ОН) радикал, на іншому кінці карбоксильний (COOH).

Перша особливість усіх молекулярних структур це довгий ланцюг. Біля твердої поверхні молекулярні ланцюги прагнуть бути перпендикулярними цій поверхні, зчепившись з нею одним кінцем, що забезпечує розділення двох твердих поверхонь.

Інша особливість довгих ланцюгів – схильність збиратися в скупчення і при досить великій кількості молекул вони можуть повністю покрити поверхню молекулярним шаром, що має велику поперечну міцність.

Третя структурна особливість довгої молекули, що сприяє утворенню міцної адсорбційної плівки, полягає в наявності активного радикалу для рослинних і відсутність радикалу для мінеральних олив.

Наявність активного радикалу порушує симетрію структури молекулярного ланцюга і розподіляє електричних зарядів так, що один кінець стає зарядженим позитивно, а інший – негативно. Така молекула називається полярною, а кінці полярних молекул, радикали, що мають здатність притягуватися до металевих поверхонь. Ці кінці з'єднуються з поверхнею, а вільні кінці прагнуть розташуватися перпендикулярно до поверхні.

Таким чином, оптимальна молекулярна структура граничного мастила складається з довгого прямого вуглецевого ланцюга з активним радикалом на одному кінці. З'єднання з такою структурою зустрічаються головним чином у рослинних олив. При використанні мінеральних олив отримання подібної структури домагаються шляхом додавання невеликої (1 %) кількості активної полярної речовини (наприклад, олеїнової кислоти). Ці присадки сприяють утворенню на поверхні металу мономолекулярного шару або покриття, які не можуть забезпечити молекули мінеральної олії.

Здатність граничних шарів зменшувати втрати на тертя, знижувати знос і запобігти задирам пар тертя пояснюється наступними причинами:

1) граничні шари розділяють поверхні, що труться, на відстані, що перевищують радіус дії адгезійних сил, які різко зменшуються зі збільшенням відстані між твердими тілами;

2) мастильний шар завтовшки в одну молекулу знижує силу тертя приблизно в 10 разів, при цьому товщина граничних шарів складає доли мікрометра;

3) тонкі граничні шари здатні не руйнуючись витримувати великі нормальні навантаження; в той же час при відносно невисоких дотичних зусиллях в граничних шарах відбувається зсув по площинах ковзання;

4) активні компоненти мастильного матеріалу, взаємодіючи з поверхнею пар тертя, викликають адсорбційне пластифікування поверхневих шарів (ефект П.О. Ребіндера), вибіркоче розчинення деяких складових поверхневого шару металу і перенесення їх на відповідну поверхню, що також знижує їх поверхневу міцність (ефект Гаркунова Д.М.).

5) завдяки цим явища при граничному змащуванні зсувні деформації локалізуються в тонкому поверхневому шарі металу, що захищає нижні шари від руйнування.

При граничному змащуванні (ГЗ) мастильний матеріал складається, як правило, з вуглеводневої основи і активних компонентів. Активні компоненти мастильних матеріалів на нафтовій основі - це або включення поверхнево - активних речовин (органічних кислот шару, асфальтенів і т. і.), або продукти перетворень вуглеводнів мастильного матеріалу під час їх експлуатації або зберігання, або спеціальні присадки. Нафтові олії це суміш вуглеводнів різної будови (парафіни, нафтени, ароматичні вуглеводні, продукти змішаної будови). Похідними парафінів можуть бути жирні кислоти, що є довголанцюговими парафінами, в яких кінцева метилова група CH_3 , замінена на карбоксильну групу COOH . Жирні кислоти можуть утворитися в процесі окислення вуглеводнів; вони є основною частиною рослинних і тваринних олій.

Деякі жирні кислоти і їх металеві солі (мила) вводяться в оливи для підвищення їх мастильної здатності, оскільки, маючи значну поверхневу активність, вони утворюють міцні адсорбовані шари. Деякі мила (літєві, кальцієві) використовують як загущувачі для пластичних масил. Спирти відносяться до продуктів окислення вуглеводнів. По структурі вони аналогічні парафінам, але замість кінцевої метилової групи вони закінчуються гідроксильною полярною групою OH .

До складу рідких і пластичних мастильних матеріалів входять також присадки, що забезпечують підвищення протизносних або протизадирних властивостей мастильних матеріалів. Присадки можуть бути поверхнево активними, мастильна дія, яких ґрунтується на утворенні міцних адсорбційних шарів, пар тертя, що перешкоджають металевому контакту. Присадки можуть бути хімічно активними, виділяючими при розкладанні активні елементи: сірку, фосфор, хлор, азот, кисень з утворенням модифікованих поверхневих шарів. Будь-яка присадка складається з функціональної групи, що забезпечує протизносну дію і вуглеводневого радикала, що забезпечує розчинність цієї присадки в нафтовій оліві.

Умови роботи при граничному змащуванні можна розділити на: легкі: невеликі навантаження; помірні температури; важкі: підвищене навантаження і температура; катастрофічні: високі навантаження і температура, що призводять до виходу з ладу трибосполучення.

При розгляді усіх проміжних станів реалізуються наступні етапи формування і зміни стану ГЗ.

Адсорбовані на поверхнях тертя поверхнево-активні компоненти мастильного матеріалу утворюють граничний шар, що розділяє ці поверхні і тим самим що усуває металевий контакт, або локалізує цей контакт на вершинах окремих мікронерівностей. Першою стадією взаємодії мастильного матеріалу з робочими поверхнями контактуючих поверхонь є фізична адсорбція поверхнево-активних молекул, що містять в мастильному матеріалі. Активна кінцева група забезпечує хорошу адгезію молекули на активному центрі поверхні. Вуглеводневий радикал при заповненому шарі займає положення, перпендикулярно до поверхні тертя. Чим довше вуглеводневий радикал, тим більше екранується силове поле твердого тіла. При цьому слід звернути увагу на те, що затиснуті між пластично деформованими поверхнями металу молекули можуть розташовуватися горизонтально, утворюючи так звані стислі плівки.

Адсорбований шар має пружність форми з квазікристалічною будовою і витримує значні нормальні навантаження (до 104 МПа), розділяючи контактуючі тіла. На мономолекулярний шар, адсорбованих молекул, адсорбується наступний шар і так далі до утворення полімолекулярного шару, що має певну несучу здатність. При тиску 5 ... 6 МПа для контакту гладких поверхонь і невеликих швидкостей зсуву полімолекулярний шар зберігає товщину 0,02 ... 0,04 мкм і забезпечує коефіцієнт тертя лише трохи більший, ніж при гідродинамічному змащуванні.

При високих контактних тисках адсорбовані молекули можуть витискуватись із зони контакту, полімолекулярний шар стає тоншим. Сприяє його руйнуванню також нагрів контактуючих тіл і шару оливи, що оточує їх в процесі тертя. Пари тертя розділяють мономолекулярні шари адсорбованих молекул.

Залежність коефіцієнта тертя від довжини ланцюга. Існування граничного режиму мастила було встановлене У. Харді у 1922 році. У цих же дослідженнях Харді показав, що залежність коефіцієнта тертя від довжини молекулярного ланцюга мастила є лінійною спадаючою функцією від молекулярної маси мастильного середовища. Ця закономірність в 1953 році була експериментально підтверджена Боуденом і надалі підтверджувалася в різних умовах Фуксом Г.І., Ахматовим А.С., Дерягіним Б.В.

Дослідженнями [1] при багатократному ковзанні сферичного індентора по одній і тій же плівці стеаринової кислоти показано, що мономолекулярний шар зношується дуже швидко, тоді як плівка складається з 53 молекулярних шарів ледве помітне зношування після 50 або навіть 1000

проходів по доріжці. Тобто чим товще плівка, тим повільніше вона зношується.

Вплив навантаження на тертя. З аналізу робіт, виконаних в [105-106] витікає, що при великих навантаженнях сила тертя для парафіну стеарину і жирних кислот пропорційна навантаженню по Амонтону. При малих навантаженнях опір зсуву відповідає чистому опору ковзання усередині стеаринової кислоти.

Вплив виду мастила на тертя. Встановлено, що силіконове мастило має хороші гідродинамічні властивості і слабкі граничні. Наприклад, якщо мідь змастити силіконовим мастилом, то коефіцієнт тертя має дуже велику величину $f = 1,4$, а поверхні мають сліди значного ушкодження.

Відзначається [105], що переваги мастил з полярними молекулами не можна пояснити просто сильною фізичною абсорбцією. Ефективність їх пояснюється головним чином наявністю хімічної реакції, що призводить до утворення деякого шару, властивості якого подібні до властивостей тонкої мастильної плівки. Причому до тих пір, поки це плівка знаходиться в твердому стані вона є хорошим мастилом.

Якісні дослідження. Згідно початкової теорії ГЗ процес ковзання відбувається усередині граничної плівки, з цього виходить, що знос поверхні має бути відсутнім.

Надалі досить точними експериментами показано [105], що перенесення металів під час ковзання однієї поверхні по іншій можливе навіть при найкращій ГЗ.

Згідно моделі зносу по Боудену під час реального контакту частина поверхні працює при ГЗ, а частина при металевому контакті. Відповідно до цієї схеми повний коефіцієнт тертя f визначається по залежності:

$$f = \alpha f_M + (1 - \alpha) f_{ГЗ}, \quad (1.1)$$

де $\alpha = F_M / F_{ГЗ}$ – доля металевого контакту, що зростає із ростом температури вузла тертя;

$F_M, F_{ГЗ}$ – площа металевого контакту та з граничним змащуванням;

$f_M, f_{ГЗ}$ – коефіцієнти тертя при металевому контакті та з граничним змащуванням;

Враховуючи, що на ділянках металевого контакту, злокалізованих адсорбованим шаром, йде помірне адгезійне зношування по вершинах окремих мікронерівностей, що відбивається в зміні макро і мікронерівностей пар тертя. Тоді в першому наближенні можна покласти повний об'ємний знос V рівним:

$$V = \alpha V_M + (1 - \alpha) V_{ГЗ}, \quad (1.2)$$

де V_M – адгезійний знос на ділянці металевого контакту;

$V_{ГЗ}$ – знос під шаром мастильного матеріалу.

Оскільки величиною $V_{ГЗ}$ в порівнянні з V_M можна нехтувати, то деколи вважають:

$$V \approx \alpha V_M, \quad (1.3)$$

тобто чим більша доля металевого контакту, тим більші втрати на тертя і тим більший знос.

Якщо умови роботи стають більш жорсткими із зростанням температури, то рівновага адсорбційних і десорбційних процесів зміщується у бік десорбції. В результаті зростає доля металевого контакту і можливе схоплювання і збільшення зносу. Для розширення діапазону роботи вузла при ГЗ в мастило додають присадки, що містить сірку, хлор, фосфор, азот або їх поєднання. При цьому утворюються стійкі модифіковані шари, коефіцієнт тертя в цих умовах оцінюється по залежності:

$$f = \beta f_{xm} + (1 + \beta) f_m, \quad (1.4)$$

де f_{xm} – коефіцієнт тертя модифікованих поверхонь;

β – доля модифікованих поверхонь.

Об'ємний знос v при цьому оцінюється за залежністю:

$$V = \beta V_{xm} + (1 - \beta) V_m, \quad (1.5)$$

при $\beta \rightarrow 1$,

$$V \approx V_{xm}, \quad (1.6)$$

то має місце тільки зношування модифікованого шару без руйнування основного металу. Товщина модифікованого шару при цьому складає від 10 до 100 нанометрів. В реальному процесі величина β може коливатись від 1 до 0.

Коефіцієнт тертя з введенням полярно активних мастил змінюється в часі від декількох хвилин до декількох годин. Цей період названий Харді латентним і визначає тривалість орієнтації полярних молекул.

Встановлено [107 - 110], що зі збільшенням температури ГЗ проходить через три перехідні критичні точки. На початковому етапі збільшення температури практично не впливає на коефіцієнт тертя, а зношування носить помірний адгезійний характер. При температурі v_{kp1} в результаті інтенсифікації процесу десорбції з поверхні тертя відбувається дезорієнтація поверхневого шару, який внаслідок цього втрачає свою несучу здатність і не

може перешкоджати металевому контакту. Це супроводжується різким підвищенням коефіцієнта тертя, інтенсивним адгезійним зношуванням, заїданням і виходом з ладу сполучення.

Якщо в мастильним шарі є хімічно активні компоненти, вони виділяють активні агенти, вступаючи в реакцію з металом поверхні і утворюють модифікований шар, що має менший опір зсуву і викликає заміну адгезійного зношування корозійно-механічним. На узагальненій температурній залежності цей момент характеризується температурою хімічної модифікації v_{xm} .

У міру підвищення температури збільшується швидкість утворення модифікованого шару, одночасно збільшується швидкість руйнування цього шару. Коли в точці швидкість руйнування перевищить швидкість утворення модифікованого шару, матиме місце металевий контакт пар тертя, різке підвищення коефіцієнта тертя, безповоротне руйнування поверхонь і заїдання v_{kp2} .

З розглянутого виходить, що процес утворення адгезійних зв'язків є кінетичним і для його опису можуть бути притягнені рівняння хімічної кінетики.

Формула для визначення першої критичної температури v_{kp1} :

$$v_{kp1} = \frac{E_x + \Delta\mu}{R \ln \left(\frac{\alpha B_1 v_a}{H v^m c^v} \right)}, \quad (1.7)$$

де E_x – енергія процесу активації утворення адгезійних зв'язків;

R – газова стала;

α – доля металевого контакту;

B, m – постійні;

$\Delta\mu$ – різниця хімічних потенціалів;

v_a – температура процесу;

H – твердість поверхні.

Приймаємо, що процес зношування підпорядковується закону Арчарда:

$$\frac{du_w}{ds} = K \frac{N}{HA_a}, \quad (1.8)$$

де u_w – знос;

s – шлях тертя;

K – коефіцієнт;
 N – навантаження, кг;
 H – твердість;
 A_a – номінальна твердість;

Аналогічно отримується формула для розрахунку другої критичної температури:

$$v_{kp2} = \frac{E_* + E_p}{R \ln \left(\frac{B_3 v^{y-m} v_a}{c^n H} \right)}. \quad (1.9)$$

Аналогічний вигляд має формула для визначення температури хімічної модифікації v_{xm} .

Очевидно, що приведені формули не призначені для розрахунків температур, їх призначення полегшити якісний аналіз впливу різних чинників на процес освіти і руйнування плівок ГЗ.

Приведені відомості про суть і властивості ГЗ отримані фахівцями працюючими, головним чином, в області хімії олів. Для практичного використання особливо в частині розрахунків сполучень на знос потрібні додаткові дані про механічні властивості плівок ГЗ. У відомій літературі таких даних явно недостатньо. Приведемо деякі відомі дані. У книзі Боудена Ф. [106] приведені результати випробувань на зріз подвійного стеарату кальцію.

Встановлено, що в цьому випадку межа міцності на зріз τ_T дорівнює $\tau_T = 2,5$ МПа. Камерон [106] розглядав опір зрізу адсорбованих моношарів, результати випробувань не наводяться. Відмітимо, що визначення нормальної і дотичної міцності адсорбційної плівки є складним проблемним завданням.

Сучасний стан знань об ГЗ сформульований вченими хіміками з точки зору органічної хімії. Ці знання дуже корисні для розуміння процесів і створення мастил і присадок, що забезпечують якісне поліпшення мастил. Для практичного використання ефективної роботи мастил в умовах граничного змащування для проектування вузлів тертя по заданих ресурсах потрібні достовірні відомості про механічні властивості граничних шарів в різних умовах. До таких властивостей відносяться, передусім, межі нормальної σ_T і дотичної τ_T міцності плівок, що формуються з різних олів.

Враховуючи з одного боку важливий позитивний ефект граничного змащування для зниження зносу твердих контактуючих поверхонь, а з іншого боку знос моно і полімолекулярних плівок, необхідна розробка конструктивних і технологічних методів відновлення зношуваних граничних шарів. На наш погляд це базове завдання, як для конструкторів вузлів тертя, так і розробників присадок, від яких залежать трибо механічні властивості граничних плівок.

1.6. Металовмісні присадки у мастильних матеріалах

Дія мастильних матеріалів залежить від властивостей трибологічної системи. До цих властивостей відносять: здатність до адсорбції й хемосорбції, корозійна стійкість, здатність до пластичної дії в зоні контакту, мастильна здатність. Крім того, дія мастильних матеріалів залежить від їхніх механічних властивостей (1. реологічних), хімічних і поверхневих.

Механічні властивості проявляються в обсязі мастильної речовини, і є передачею сил від одного елемента третьової пари на другий елемент. Особливо виявляється це в сфері змішаного й рідкого тертя. В еластогідродинамічному змащуванні основною ознакою мастильних матеріалів (масел) є в'язкість. Індекс в'язкості інформує про зміни в'язкості залежно від температури. Поверхневі властивості мастильних матеріалів можуть змінювати властивості експлуатаційного верхнього шару. Досягається це, головним чином, через так званий ефект Ребіндера, або явище адсорбційного зниження пластичної межі поверхневого шару речовини під впливом активно-полярних молекул.

Останні дослідження мастильних матеріалів спрямовані на методи хімічного одержання протизносних плівок шляхом використання явища вибіркового переносу матеріалів і застосуванням добавок, здатних до утворення полімерів тертя або комплексних з'єднань. У цьому випадку хімічний механізм мастильних матеріалів не може бути безпосередньо пов'язаний з хімічним складом вихідного базового матеріалу. Мастильний матеріал є тільки носієм хімічних реакцій, а вузол тертя виконує роль "реактора", у якому процеси регулюються не тільки складом мастильної речовини, але й властивостями третьових поверхонь й умовами тертя.

Ефективність застосування мастильної речовини у вузлі тертя залежить від умов роботи вузла: температури, швидкості ковзання, навантаження і т. і. Мастильні матеріали у вузлах тертя повинні:

- зменшувати опір тертю й інтенсивність зношування рухомих елементів;
- відводити тепло із зони тертя;
- зменшувати коливання викликані процесами тертя;

- відводити продукти зношування із зони тертя.

В даному дослідженні поставлене завдання аналізу результатів досліджень впливу різних антифрикційних і протизношувальних присадок на трибологічні властивості поверхневих шарів деталей машин.

Необхідність дослідження взаємних впливів між складовими базового масла й присадками та матеріалом тертьових поверхонь виникає за різних умов роботи мастильних матеріалів у вузлах тертя. Можна констатувати, що дії присадок залежить від їхнього хімічного складу, а також від будови плівок, що утворюються в області тертя в присутності цих присадок. Найбільш поширеними присадками до мастильних матеріалів, головним чином до масел, є органічні сполуки й композиції, що містять у своєму складі сірку, фосфор, азот і хлор. Існує багато публікацій з досліджень, однак повністю не з'ясовано як склад і будова органічних сполук, що містять вище перераховані елементи, впливає на ефективність їхньої дії, а також якими будуть склад і властивості, утворених при участі цих присадок, плівок на тертьових поверхнях [111-113].

Розглянемо вплив присадок, що містять сірку, фосфор, азот і хлор на будову й трибологічні властивості верхнього шару. Окрему групу присадок становлять сірчані з'єднання, де агентом, є сірка як елемент їхньої будови. Це такі з'єднання як: індивідуальні сірчані з'єднання, сірчані суміші або уведена індивідуально в масло елементарна сірка (до 2 %).

У результаті дії сірки або її з'єднань на суміші органічних сполук утворюються сульфатовані суміші, що застосовуються як присадки до мастильних матеріалів. Використовують сульфатовані жири (рослинне масло), наприклад, сульфатоване сурепне, конопельне, пальмове масло й т.п. Аліфатичні масла, що містять нітроефіри ненасичених жирних кислот, відносно легко зв'язують сірку з ненасиченими зв'язками, утворюючи в цих зв'язках сірчані містки. Крім сульфатованих жирів, насичених і ненасичених жирних кислот одержують також метилові, етилові ефіри цих кислот, які надалі піддаються сульфатації. Окрему групу сірчаних сумішей становлять сульфатовані полімери.

На основі існуючих результатів досліджень можна встановити, що ефірні дисульфіді проявляють кращі протизносні властивості, однак, мають гірші властивості, пов'язані із протизадирністю. Передбачається, що для того щоб поліпшити протизносні властивості органічних сполук сірки необхідно забезпечити на обох кінцях цих часток існування полярних груп, що сильно адсорбують на поверхні металу [114 - 117].

Існує залежність концентрації органічних сполук на їх протизносні властивості. Збільшення зношування й збільшення концентрації присадки в маслі приводить до збільшення корозії. Це пояснюється зміною адсорбції присадки разом зі зміною його концентрації в маслі. Передбачається, що дисульфід адсорбується на поверхні металу спочатку як ефірна група, а

потім як група S–S. При маленьких концентраціях присадки на металі обох перерахованих груп утвориться адсорбційна плівка, а зі збільшенням концентрації – така адсорбція буде утруднена. На підставі різних органічних сполук сірки, особливо моно- і дисульфідів, існує механізм протизносної й протизадірної дії цих з'єднань, після якого часточка дисульфиду спочатку адсорбується на поверхні металу, а потім відбувається розрив з'єднань S–S й утворення часточок меркаптида. Ці процеси забезпечують протиизносні дії. При підвищенні навантажень, ріст температури в області тертя приводить до розриву з'єднань S–S у меркаптіди й утворенню неорганічної плівки, що на поверхні містить сірку. Ці процеси спричиняються протизадірною дією присадки. Протизносна ефективність органічних сполук сірки детермінується фізичними властивостями плівок, утворених цими з'єднаннями під час адсорбції на поверхні металу й швидкістю утворення таких плівок. На протизадірну дію мають вплив не тільки плівки сірчастих металів, а й головним чином окису заліза. Встановлено, що кількість O₂ на поверхні сталі, очищеної від окислів зростає разом з дією кисню як у статичному режимі, так і під час тертя. При впливі сірководню на поверхню сталі, на тій же поверхні адсорбувались часточки сірководню, але з відчипленням водню, коли на поверхні сталі залишилася тільки сірка. З'ясовано, що кисень витісняє, сірку з поверхні сталі.

Отже протизадірна ефективність дисульфідів залишається протилежно до їхньої термічної стабільності. Протизносна дія дисульфідів не пов'язана з їхньою термічною стійкістю, при цьому утворюються тонкі плівки, у яких не виявлене Fe і це можуть бути адсорбційні плівки часточок присадки.

У випадку дії ефективних протизадірних присадок на поверхнях тертя з'являється крім дисульфідів заліза Fe також і незначна кількість окислів типу Fe₂O₃ й Fe₃O₄. Встановлено, що швидкість окислювання металу в 50 разів менше швидкості утворення сірчаних з'єднань. Деякі з'єднання, що містять у своєму складі сірку можна зарахувати до багатофункціональних присадок, де прикладом є дисульфід, що виконує протизносну й протизадірну функцію, а також роль інгібітору корозії й окислювання.

Присадки, що містять фосфор це головним чином фосфати. Трибологічні дослідження в цій області ведуться з метою опису протизносних і протизадірних властивостей між такими з'єднаннями як: діалкілфосфатів, а також сумішах цих речовин. Ефективність досліджуваних присадок залежить не від хімічної активності фосфатної кислоти, а від просторової структури вуглеводневих радикалів – чим довше й більше розгалужений радикал, тим більше складною буде адсорбція присадки на металі. За утворення протизносної плівки відповідальним є аніон фосфату. Він реагує з металом й утворює на ньому плівку фосфату металу.

Першим етапом протизносної дії є утворення фосфорних кислот, які після реакції з металом третьової поверхні дають солі, гідроліз солі приводить до покриття металу плівкою неорганічного продукту, що містить фосфор. Діалкілфосфати, що характеризуються найменшою швидкістю адсорбції й хемосорбції забезпечують найбільшу протизносну дію. Протизносна ефективність діалкілфосфатів є тим більше, ніж довше ланцюжок алкілового радикала. При застосуванні масел з поліпшувачими присадками, на поверхнях третьових металів утворюються змішані плівки: органічних і неорганічні типів. Зв'язок між ними залежить від співвідношення навантажень в області контакту під час тертя.

Серед поліпшувачих присадок, що містять азот і додають до мастильних речовин (в основному до мінеральних масел), найбільш типовими є гетероциклічні з'єднання алкілпіридини. Вони підтверджують те, що існує вплив положення алкілової групи в ароматичному кільці алкілпіридина на його протизносну ефективність. Узагальнюючи можна визначити, що піридини уведені в вуглеводневу суміш проявляють протизносну ефективність, як у повітряному середовищі так й у середовищі інертних газів. Це можна пояснити тим, що піридин має будову шестичленової плоскої молекули, кільце якої складається з п'яти атомів С і одного атома N. У підсумку можна встановити, що спосіб зв'язування атома N з поверхнею металу є основною фазою протизносної дії присадок, що містять азот.

Хлорові з'єднання як присадки до мастильних речовин утворюють на поверхнях металів міцні й стійкі на розрив хемосорбційні плівки. Однак продукти їхнього розкладання можуть бути причиною корозії, що з'являється в третьовому вузлі. Особливо небезпечними є ті з'єднання, які можуть виділяти хлороводень. Найпоширенішою добавкою із цієї групи є хлорпарафіни, що виходить у результаті пропущення газового хлору через розтопленний парафін.

У літературі можна знайти багато досліджень з області застосування порошків металів як добавок у мастильні матеріали. В роботі [120] представлені результати досліджень автомобільного двигуна із застосуванням у мастильній системі високодисперсних частинок колоїдального графіту й деяких металів. Збільшення терміну служби капітально відремонтованого автомобільного двигуна значною мірою залежить від якості припрацювання його на іспитовому стенді. Авторами встановлено, що присадки високодисперсних частинок колоїдного графіту, колоїдних металів до мастил усувають заїдання поверхонь третьових деталей, прискорюють і поліпшують їхній процес припрацювання.

На відміну від загальноприйнятих подань про те, що процес припрацювання складається в остаточному вигладжуванні поверхонь в зібраному вузлі тертя й виправленні всякого роду перекосів й інших

похибок, авторами встановлено, що цей процес характеризується заповненням западин мікронерівностей частинками дисперсної фази та вирівнюванням виступів мікронерівностей. Виконані стендові випробування показали, що в результаті припрацювання в присутності металоколоїдних змашень відбувається значно менше збільшення сумарного зазору у вузлах тертя, чим при припрацювання на звичайних маслах.

Автори публікації [9], які досліджували додавання ЦИАТИМ-201 й Свинцоль-01 констатували, що застосування високодисперсних м'яких металів й їхніх хімічних сполук позитивно впливають на стійкість вузлів тертя в сфері адгезійних впливів і прискорюють їхній процес припрацювання. Додавання Свинцоль-01, створеного на базі свинцю, показало гарну ефективність у трибологічних вузлах. Автор публікації [10] констатує, що із всіх можливих механізмів зчеплення порошку із твердою основою найбільш імовірним є адгезійне зчеплення. Дослідження показали, що зі збільшенням дисперсності порошку процес утворення покриття прискорюється - збільшується площа контактування. Кращу адгезійну здатність проявляли порошки із плоскою формою часток. Причину цього бачать у тім, що виникаючі в таких частках внутрішні напруження після видалення навантаження є меншими, чим у частках іншої форми. У процесі нанесення часток відбувається їхнє збільшення, одні частки зчіплюються з іншими. Наявність середовища до деякої міри знижує інтенсивність зчеплення часток між собою

Автор публікації [120], представив використання для надтонких порошоків оксидів міді й цинку дисперсністю 80–100 А, уведених в олеїнову кислоту як присадку до моторного масла. У процесі тертя зразків на маслі із присадкою утвориться абсорбована плівка Cu-Zn, для якої характерні розмита структура й повна відсутність дефектів зразка. За результатами трибологічних випробувань можна зробити висновок, що масло із присадкою володіє не тільки гарними припрацювальними властивостями, але й зберігає стабільність фізико-хімічних властивостей до його повної втрати в процесі обкатування двигуна.

Автори роботи [121] досліджували антифрикційні присадки до моторного масла і довели, що ці присадки полегшують холодний запуск двигуна, знижують температуру й навантаження на пускову систему, а також зменшують зношування деталей двигуна в початковий період роботи.

Особливий вид твердих добавок до рідких і пластичних матеріалів представляють добавки дрібних часток м'яких кольорових металів. Відомий препарат цього типу "Метал-5" (Франція) у вигляді рідкої суміші макроскопічних частинок (0,5–5) μm міді, цинку, срібла, що перебувають у суспензії в нейтральному маслі. Введення даного препарату в моторні масла забезпечує підвищення компресії двигунів, збільшення розмірів зношених

шийок валів, тобто дозволяє провести “ремонт” двигуна без його розбирання.

Автор в роботі [121] встановив, що у випадку, коли в матеріалах тертьових пар мідь відсутня, для реалізації режиму вибіркового переносу вона повинна бути уведена в зону тертя зі змащенням у вигляді дрібнодисперсних частинок, окислів, солей або іонів.

Металоплакуючі мастильні матеріали містять металевий порошок чистих металів і сплавів, а також інші мінеральні з'єднання металів або металоорганічні з'єднання. Введення в мастильний матеріал металу у вигляді окислів або солей міді дозволяє одержати більше якісну захисну плівку при менших концентраціях присадки. У цьому випадку плівка на поверхні тертя утвориться в результаті відновлення металу з його з'єднання. Відновлювачами є атоми заліза й вуглецю, що перебувають на поверхні деталі.

Областю застосування дрібнодисперсних порошоків металу й оксидів металу є в основному пластичні мастильні матеріали. Висока концентрація, і нерозчинність у вуглеводневих середовищах обмежують застосування порошоків як присадки. В роботах [112, 122] показано, що при введенні в гліцерин або пластичне мастило ЦИАТИМ-201 порошоків міді, бронзи або латуні поверхні тертя сталевих деталей покриваються тонкими плівками, що складаються з матеріалу порошоків, внесених у змащення. При цьому автори розрізняють два принципи дії порошоків. Перший це міцно схоплюватися з поверхнею деталі й реалізувати ефект вибіркового переносу, другий - не схоплюватися з поверхнею, а заповнювати нерівності на поверхні. Перший принцип можна назвати адгезійним, а другий - механічним.

Застосування порошоків з використанням механічного принципу відомо давно й має ряд особливостей. При цьому методи використовують порошки, головним чином мідні й свинцеві. Мідний порошок марки отримують електролітичним осадженням із сірчанокислового розчину сульфату міді, а його величина становить 0,1-0,5 μm .

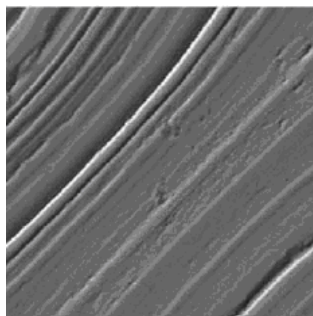
Додавання порошкової суміші в емульсію, застосовувану при різанні металів, дозволяє збільшити швидкість різання й зменшити зношування різального інструменту. До складу суміші входить 70 % міді, близько 30% свинцю, а також добавки телуру, срібла, олова. Серед закордонних публікацій питаннями модифікації мастильних матеріалів із застосуванням частинок металів активно займається дослідницький колектив Політехнічного інституту в Радомі (Польща), що відображено у публікаціях [123 - 127].

Результати експериментів підтверджують створення поверхневих шарів за участю порошків металів, що виконують функцію мастильних додавань для мастил. Модифікований верхній шар зменшує коефіцієнт тертя й зношування вузла тертя. У практиці застосовуються наступні порошки: Cu, Al, Pb, Fe та деякі інші.

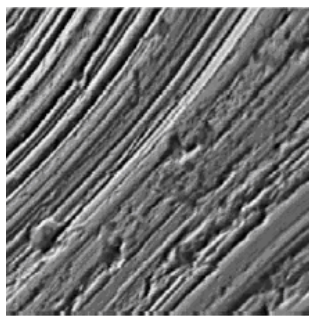
Незважаючи на ряд робіт, проблема пояснення механізму дії порошків металів у зоні тертя залишається відкритою. За одною з гіпотез вважалося, що сферичні частинки металів відокремлених від поверхні в процесі тертя змінюють характер тертя ковзання контактів вершин нерівності на перекочування за участю третього тіла - сферичних частинок металів. Але ця гіпотеза не знайшла підтвердження в експериментальних роботах, тому що порошки інших форм виконували також функцію мастильних присадок.

Більшість останніх досліджень схиляється до того, що механізм зменшення зношування вузла тертя із застосуванням масла з додаваннями порошків металів, полягає в модифікації верхнього шару в процесі тертя [128, 129].

В роботі [128] встановлено, що найбільше зниження коефіцієнта тертя отримано при найбільшому навантаженні і найбільшій швидкості ковзання. Автори роботи [128] помітили, що разом з ростом затвердіння часток Cu у маслі зростає ефективність змащування, вантажопідйомність мастильного шару й зменшується зношування третьових елементів. Процес створення шару тертя при цьому має динамічний характер і залежить від ходу процесу тертя. Відповідальним механізмом за зменшення втрат на тертя є модифікація верхнього шару сталевого зразка із вирівнюванням поверхні й зміною хімічного складу верхнього шару. Це продемонстровано на рис. 1.5, де показана поверхня тертя зразка з додаванням порошку міді і без нього. У процесі тертя порошки Cu підлягали деформації й вбудовуванню у верхній шар.



а



б

Рис. 1.5. Поверхня тертя при змащуванні маслом SAE 30 з додаванням порошку міді й без додавань [128]

Крім вказаного механізму створення шару із низьким тертям автори роботи [19], виявили зміни морфології порошку як результат дії високої температури. Тобто проведені дослідження підтвердили, що в умовах тертя має місце ефект виникнення “ремонтного шару”, пов'язаний з існуванням у зоні тертя температур, що сприяють осадженню частинок міді на поверхнях тертя й зміні їхньої морфології. Ефект зниження зношування в результаті застосування порошків металів помітили також для порошку латуні й цинку.

Аналіз результатів впливу присадок до мастильних матеріалів на властивості поверхневого шару

Контакт металу з навколишнім середовищем веде до адсорбції атомів і молекул середовища на поверхню металу. Поверхневий шар металеві деталі завжди несе на себе складну систему адсорбційних шарів. Над ювенільною поверхнею металу є шар його окислів, склад, будова й властивості яких відрізняються від самого металу. Адсорбційні плівки формуються на поверхні металу під дією сил Ван-дер-Ваальса, у результаті взаємодії полярних атомних груп з мастильного матеріалу з активними центрами твердої поверхні.

Однак, такі плівки не можуть нівелювати шорсткість поверхневого шару, висота яких значно більше. У зв'язку із цим, адсорбційні шари, що утворилися на поверхні металу з мастильного матеріалу, відтворюють мікрорел'єф поверхневого шару деталей. Властивості адсорбційного шару значно відрізняються від властивостей мастильного матеріалу, що становить об'ємний шар. Молекули, що входять до складу граничного мастильного шару, утворюють на металі міцний і гнучкий ворс, що приймає на себе контактне навантаження, а також має низький опір до дії дотичних напружень. Сформовані адсорбційні шари можуть витримувати більші нормальні навантаження, однак, зі збільшенням температури їхня орієнтація порушується.

Взаємний контакт деталей відбувається на виступах поверхонь, утворених мікронерівностями. Тут розташовуються зони, з яких складається контурна площа контакту. Деформація поверхонь веде до зближення поверхонь, а в міру збільшення навантаження зближення поверхонь зростає й у контакт вступають виступи з меншою висотою. Пластична деформація збільшує фізико-хімічну активність поверхневих шарів, від яких залежать будова й властивості граничних мастильних шарів, а також протікання фізико-хімічних процесів на контакті.

Оксидні плівки захищають поверхневий шар від схоплювання й глибинного виривання і є важливим чинником не тільки в умовах тертя при граничному змашуванні, але й напіврідинному. Більшою міцністю володіють оксидні плівки, твердість яких близька до твердості металу, як, наприклад, у міді й сталі. При механічному впливі на поверхню таких металів плівка, що сформувалася, деформується в місці з підшаром, що при високих навантаженнях захищає її від руйнування. Міцність оксидних плівок знижується зі збільшенням їхньої товщини. Товсті плівки відрізняються підвищеною крихкістю. Властивості окисних плівок залежать також від мікронерівностей поверхневого шару металу й швидкості окислювання.

Під дією речовин, хімічно активних стосовно металу, на поверхнях тертя утворюються модифіковані шари, що є продуктами взаємодії хімічно активних речовин з металом. У процесі тертя під дією тепловиділення формування таких шарів полегшується. Товщина модифікованих шарів поверхневого шару металу в десятки разів більше товщини адсорбційних шарів.

З метою зниження тертя й підвищення зносостійкості рухливих сполучень машин й устаткування, а також запобігання заїдання в мастильні матеріали вводять присадки.

Досвід застосування традиційних сірко-, фосфор-, хлорвмісних протизносних й антифрикційних присадок показав, що їхня ефективна дія досягається при порівняно високих концентраціях у мастильних матеріалах. Це пов'язане з механізмом дії таких з'єднань, що засновано на їхньому розкладанні в зоні тертя й хімічній взаємодії з металом. Плівки, що утворилися на поверхні тертя металу в результаті взаємодії із присадками, що вводять у мастильні матеріали, виконують таку ж роль, як й оксидні плівки.

При зношуванні металевих пар у мастильних матеріалах із присадками в місцях безпосереднього контакту поверхонь утворюються продукти їхньої взаємодії, які мають малу міцність на зрушення або ж меншу ніж основний метал температуру плавлення, що забезпечує їх антифрикційні й протизносні властивості.

У період експлуатації вузла тертя відбувається безперервни витрати присадки. У процесі роботи рухомих сполучень присадка взаємодіє з поверхневим шаром металу, потім у результаті механічного впливу плівки вторинних структур видаляються із зони контакту, оголюються "ювенільні" поверхні металу, знову відбувається формування захисних плівок й їхнє зношування.

Висновки по розділу 1

1. Граничне змащування це найпоширеніший і тому найважливіший стан твердих мастильних поверхонь вузлів тертя машин. Граничне змащування було відкрите і вивчене У. Харді в 1922 році. Суть відкриття полягала в тому, що вплив мастила на процеси тертя виявляється вже при молекулярних розмірах товщини шару мастила. При цьому, чим більше молекулярна вага і відповідно довжина молекул, тим менше тертя або опір зсуву поверхонь.

2. При вивченні явища граничного змащування з точки зору хімії високомолекулярних з'єднань було встановлено, що за наявності полярних або поверхнево активних речовин (ПАВ) плівка ГЗ складається з одного або декількох шарів полярних молекул, розташованих перпендикулярно твердій поверхні. Полярні молекули містяться тільки в рослинних оліях і відсутні в мінералах. Для створення оптимальної структури ГЗ в мінеральну оливу необхідно додавати малі кількості ПАВ.

3. При взаємодії твердих поверхонь, розділених ГЗ структура ГЗ періодично перетворюється по напрямку адсорбція - десорбція від стійкого стану до руйнування. При цьому відбувається знос ГЗ причому чим більше моношарів в плівці ГЗ, тим повільніше ГЗ зношується.

4. Головна позитивна властивість ГЗ полягає в здатності зменшувати тертя і знос твердих контактуючих поверхонь. Вивчені деякі закономірності впливу зовнішніх чинників: тиск, температура на знос. При ГЗ знос твердих поверхонь не виключається, знос є, але цей знос істотно менше зносу за відсутності ГЗ.

5. Закономірності зношування при ГЗ отримані на основі вивчення змін коефіцієнта тертя при різних співвідношеннях площ металевої і мастильної частин контакту, корисні для розуміння процесів, але носять швидше якісний, чим кількісний характер. Це тим більше важливо, що у міру взаємодії поверхонь виникають вторинні модифіковані стани плівок з важко передбачуваними закономірностями.

6. Встановлена відома експериментально складна узагальнена залежність коефіцієнта тертя від температури. На цій залежності виділені три критичні точки, V_{kp1} , V_{kp2} , V_{xm} в яких за запропонованими уявленнями досить різко змінюється структура ГЗ. На підставі хімічної кінетики розроблені математичні моделі, що описують стани ГЗ, і формули для орієнтовних розрахунків критичних температур. На нашу думку ці формули корисніші для розуміння протікаючих процесів, чим для практичного використання.

7. В результаті проведеного аналізу літературних джерел встановлений вплив різних антифрикційних і протизношувальних присадок до мастильних матеріалів на трибологічні властивості поверхневих шарів

деталей машин. Визначені домінуючі механізми дії присадок по зниженню опору переміщенню та зменшенню зношування поверхонь тертя в процесі контактної взаємодії.

Література до розділу 1.

1. Латышев В.Н. Повышение эффективности СОТС / Латышев В.Н. – М. : Машиностроение, 1975. – 88с .
2. Малиновский Г.Т. Масляные смазочно-охлаждающие жидкости для обработки металлов резанием / Малиновский Г.Т. – М. : Химия, 1988. – 192 с.
3. Годлевский В.А. Проникающая способность СОТС как фактор эффективности процесса обработки резанием / В.А. Годлевский, В.Н. Латышев, А.В. Волков, Л.Н. Маурин // Трение и износ. – 1995. – Т. 16., № 5. – С. 938–949.
4. Годлевский В.А. Поверхностные явления : учебн. пособ. / В.А. Годлевский. – Иваново : Иван. гос. ун-т., 1995. – 164 с.
5. Е. Л. Шведков Словарь-справочник по трению, износу и смазке машин / Шведков Е.Л. - К. : Наукова Думка, 1979. – 188 с.
6. Hardy W.B. Collected Scientific Papers / W.B. Hardy. – «University press», Cambridge, 1936. – 922 p.
7. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения / А.С. Ахматов. – М. : Физ-матгиз, 1963. – 472 с.
8. Bowden F.P. The friction and lubrication of solids. Part II / F.P. Bowden, D. Tabor // Oxford, 1964. – 370 p.
9. Дерягин Б.В. Что такое трение? / Б.В. Дерягин. – М.-Л. : Изд-во АН СССР, 1963. – 230 с.
10. Вертц Дж. Теория и практические приложения метода ЭПР / Дж. Вертц, Дж. Болтон. – М. : Мир, 1975. – 548 с.
11. Матвеевский Р.М. Противозадирная стойкость смазочных сред при трении в режиме граничной смазки / Матвеевский Р.М., Буяновский И.А., Лазовская О.В. – М. : Наука, 1978. – 192 с.
12. Смазочные материалы. Справочник. [Матвеевский Р.М., Лашихи В.Л., Буяновский И.А., Фукс И.Г., Бадыштова К.М.] М. : Машиностроение, 1989. – 115 с.

13. Крагельский И.В. Трение и износ / И.В. Крагельский. – М. : Машиностроение, 1968. – 480 с.
14. Крагельский И.В. Фрикционное взаимодействие твердых тел / И.В. Крагельский // Трение и износ, 1980. – Т. 1., № 1. – С. 12–29.
5. Крагельский И.В. Фрикционные автоколебания / И.В. Крагельский, Н.В. Гитис – М. : Наука, 1987. – 184 с.
16. Матвеевский Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов / Р.М. Матвеевский. – М. : Наука, 1971. – 213 с.
17. Матвеевский Р. Применение трения с переменной площадью контакта при испытании смазочных материалов на машине трения СМЦ-2 / Матвеевский Р., Калинин А., Багинский В. // Физико-химическая механика процесса трения. – 1979. – С. 25–29.
18. Венцель С.В. Закономерности изнашивания электрохимически обработанных сплавов АС-11 и АО-20 / С.В. Венцель, Б.В. Индин // Повышение износостойкости и срока службы машин. – 1977.– Вып. 2. – С.31.
19. Годлевский В.А. Повышение эффективности и качества обработки материалов резанием путем управления смазочным действием СОТС: дис. ... докт. техн. наук. : 05.02.04 / Владимир Александрович Годлевский. – Иваново., 1995. – 362 с
20. Годлевский В.А. Синергизм поверхностно- и химически- активных компонентов СОТС для обработки материалов резанием / Годлевский В.А., Марков В.В. // «Славянтрибо-6»: междунар. научно-практич. симп., сент. 2004 г. : тезисы докл. – С.-Пб., 2004. – Т. 1. – С. 41–46.
21. Годлевский В.А. Особенности смазочного действия водных растворов ПАВ при лезвийном резании труднообрабатываемых материалов / В.А. Годлевский, В.В. Марков // Известия вузов РФ. Химия и химическая технология. – 2004. – Т. 47., №9. – С. 120–124.
22. Ernst H. Fundamental Aspects of Metal Cutting and Cutting Fluid Action/ H. Ernst // N. Y. Acad. Sci., 1951. – V. 53. – P. 936–948.
23. Wan Y. Effects of diol compounds on the friction and wear of aluminum alloy in a lubricated aluminum-on-steel contact/ Wan Y., Liu W., Xue Q. // Wear, 1996. – V.193. –P. 99–104.
24. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – Киев : Техніка, 1970. – 396 с.

25. Гайдучок В.М. Роль смазочного действия в процессах самоорганизации трибо систем / В.М. Гайдучок // Трение и износ. – 1993. – Т.14, №1. – С.210–215.
26. Gershman J.S. Thin films and self-organization during friction under collection conditions / J.S. Gershman, N.A. Bushe // Surface and Coat. Technol. – 2004. – Vol. 186, №3. – P.405–411.
27. Бородай А.В. О фрикционном взаимодействии, самоорганизации систем и их основных механизмах / А.В. Бородай // Изв. Вузов. Сев.-Кавк. Регион. Техн. н. Спец. Вып. Пробл. Трибозлектрохим. – 2005. – С. 84–89.
28. Бронин Ф.А. Исследование кавитационного разрушения и диспергирования твёрдых тел в ультразвуковом поле: дис. ... канд. технич. наук : 05.04.02 / Фридрих Александрович Бронин. – М., 1966. – 264 с.
29. Лазюк Ю.Н. Влияние поверхностно-активных СОТС на механическую обработку кремния и арсенида галлия: дис. ... канд. хим. наук : 02.00.11 / Юрий Николаевич Лазюк. – М., 1985. – 165 с.
30. Авдеева В.И. Образование смешанных J-агрегатов цианиновых красителей в растворах / В.И. Авдеева, Б.И. Шапиро // Доклады Академии Наук. – 1999. – Т.368., №1. – С.68–70.
31. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – [2-е изд.]. – М. : «Машиностроение», 2001. – 663 с.
32. Лозовский В.Н. Схватывание в прецизионных парах трения / В.Н. Лозовский. – М. : Наука, 1972. – 83 с.
33. Chakraborty S.K. Chemistry of Cutting Fluids Action / S.K. Chakraborty, A. Bhattacharya, G.C. Sen // J. Inst. Engrs. (India). Chem. Engng. Div., 1968. – V. 48., № 10. – Part 3. – P. 149–159.
34. Латышев В.Н. Исследование физических сторон действия смазочно- охлаждающих жидкостей в процессе резания различных металлов / В.Н. Латышев // Вопросы применения смазочно-охлаждающих жидкостей при резании металлов. – 1965. – С. 22–53.
35. Сухов С.А. Исследования закономерностей сухого и граничного трения шероховатых поверхностей металлов / С.А. Сухов // Трение и износ в машинах. – 1950. – Т.VI. – С. 105–124.
36. Бессонов Н.М. Влияние граничной вязкости на гидродинамический режим работы упругого подшипника / Н.М. Бессонов, Э.Л. Аэро // Трение и износ. – 1993. – Т.14., № 1. – С. 107–110.

37. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.
38. Алексеев Н.В. Экспериментальное исследование «пленочного голодания» при трении твердых тел / Н.В. Алексеев, Н.А. Буше, И.И. Карасик // Проблемы трения и изнашивания. – 1982. – Вып. 21. – С. 64–73.
39. Гаркунов Д.Н. Триботехника. Износ и безызносность / Д.Н. Гаркунов. – М. : Изд-во МСХА, 2001. – 614 с.
40. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин / Ю.А. Розенберг. – М. : Машиностроение, 1970. – 315 с.
41. Крагельский И.В. О природе заедания при сухом и граничном трении / И.В. Крагельский, Н.М. Алексеев, Л.Е. Фисун // Трение и износ. – 1980. – Т. 1, №2. – С. 197–208.
42. Келле В.В. Расчетная оценка условий «пленочного голодания» в узлах при адсорбционном и хемосорбционном механизме восстановления пленок / В.В. Келле, И.В. Крагельский, Н.В. Гитис // Проблемы трения и изнашивания. – 1982. – Вып. 21. – С. 3–10.
43. Фукс Г.И. Адсорбция и смазочная способность масел / Г.И. Фукс // Трение и износ. – 1983. – Т.4, №3. – С.398–414.
44. Комбалов В.С. К вопросу нормирования протяженности фактического контакта и шага микроканалов поверхностей с частичнорегулярным микрорельефом (ЧРМР) / В.С. Комбалов, М.В. Зайцев // Трение и износ. – 1992. – Т.13, №1. – С.110–115.
45. Крагельский И.В. Оценка склонности к «пленочному голоданию» пластичных смазочных материалов / И.В. Крагельский, Н.В. Гитис // Трение и износ. – 1983. – Т.4, №1. – С.12–17.
46. Постников С.Н. Электрические явления при трении и резании / С.Н. Постников. – Горький : Волго-Вятское книжное изд., 1975. – 280 с.
47. Воюцкий С.С. Курс коллоидной химии / С.С. Воюцкий. – М. : Химия, 1976. – 512 с.
48. Ребиндер П.А. Поверхностные явления в дисперсных системах. Физико-химическая механика / П.А. Ребиндер. – М. : Наука, 1979. – 428 с.
49. Barlow P.L. Rehbinder Effect in Lubricated Metal Cutting / P.L. Barlow // Nature (Engl.), 1966. – V. 211, № 5053. – P. 1073–1077.

50. Перцов Н.В. Роль поверхностных химических взаимодействий в проявлении эффекта Ребиндера при обработке материалов в галогеносодержащих средах / Н.В. Перцов, В.М. Яковлев // Физика и химия обработки материалов, 1985. – № 4. – С. 38–46.

51. Tabor D. Silicone Fluids. Their Action as Boundary Lubricants / D. Tabor, W.O. Winer // ASLE Transactions, 1965. – №. 8. – P. 69–77.

52. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов / В.Ф. Бобров. – М. : Машиностроение, 1975. – 343 с.

53. Клушин М.И. Обрабатываемость металлов резанием. Содержание понятия и вопросы методологии количественного определения / М.И. Клушин // Исследование обрабатываемости жаропрочных и титановых сплавов. – 1976. – С. 15–29.

54. Перцов Н.В. Миграция поверхностно-активных веществ по свежеобразованной поверхности / Н.В. Перцов, В.Н. Сердюк // Коллоидный журнал. – 1988. – Т. 42, № 5. – С. 991–994.

55. Williams J.A. The action of lubrication in metal cutting / J.A. Williams // J. Mech. Eng. Sei. – 1977. – Vol. 19. – P. 202–212.

56. Годлевский В.А. Модель смазочного действия растворов ПАВ при резании / В.А. Годлевский, В.Н. Латышев, А.В. Волков, Л.Н. Маурин // Трение и износ. – 1996. – Т. 17, №3. – С. 345–351.

57. Finch G.I. Structure and Formation of Thin Films / G.I. Finch, S. Fordham // Soc. Chem. Industry. – 1937. – V.56, №.28. – P. 632–639.

58. Ахматов А.С. Граничный смазочный слой как квазитвердое тело / А.С. Ахматов // Труды II Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Т. III, М.-Л., Изд-во АН СССР, 1949. – С. 144–154

59. Виноградов Г.В. Противоизносные и антифрикционные свойства смазочных масел при тяжелых режимах трения / Г.В. Виноградов, Лянь-Го-Линь, Н.Г. Павловская // Трение и износ в машинах. – 1962. – № 15. – С.?????

60. Кравчик К. Трибологическая идентификация самоорганизации при трении со смазкой: дис. ... доктора техн. наук : 05.02.04 / Кшиштоф Кравчик. – Ростов н/Д., 2000. – 282 с.

61. Фролов Ю.Г. Курс коллоидной химии. Поверхностные явления и дисперсные системы / Ю.Г. Фролов. – М. : Химия, 1989. – 464 с.

62. Бобрышева С.Н. Диагностика смазочных свойств мезогенных веществ с помощью зондового метода / С.Н. Бобрышева, Л.В. Маркова // Трение и износ. – 1998. – Т. 19, №3. – С.???

63. Щедров В.С. О прочности граничных пленок на соприкасающихся твердых поверхностях / В.С. Щедров // Трение и износ в машинах, Сб. IV, М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1950. – С. 97–104.

64. Rounds F.G. Some Enviromental Factors Affecting Surface Coating Formation with Lubricating Oil Additives / F.G. Rounds // ASLE-Trans. – 1966. – V.9, № 1. – P. 88–101.

65. Костецкий Б.И. Механохимические процессы при граничном трении / Б.И. Костецкий, М.Э. Натансон, Л.И. Бершадский. – М. : Наука, 1972. – 170 с.

66. Шнейдер Ю.Г. Холодная бесштамповая обработка металлов давлением / Ю.Г. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, 1967. – 352 с.

67. Зимон А.Д. Адгезия жидкости и смачивание / А.Д. Зимон. – М. : Химия, 1974. – 416 с.

68. Дерягин Б.В. О влиянии микрогеометрии поверхности твердого тела на смачивание / Б.В. Дерягин // Трение и износ в машинах. – 1947. – Т.1 – С.74–76.

69. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю.Г. Шнейдер. – Л. : Машиностроение, 1982. – 248 с.

70. Снеговский Ф.П. Механизм действия системы микроканалов при граничной смазке / Ф.П. Снеговский, И.В. Виниченко // Проблемы трения и изнашивания. – 1971. – Вып. 18. – С. 86–89.

71. Одинцов Л.Г. Образование специального микрорельефа поверхности для повышения качества масляной пленки и износостойкости деталей / Л.Г. Одинцов // Повышение эксплуатационных свойств деталей поверхностным пластическим деформированием. – 1971. – Вып. II. – С.65.

72. Евдокимов Ю.А. Влияние микро- и макротопографии контактирующих поверхностей на процессы трения с граничной смазкой / Ю.А. Евдокимов, В.М. Приходько // Вестник машиностроения. – 1984. – №3. – С. 10–11.

73. Дриц М.Е. Исследование смачиваемости подшипников сплавов маслами / М.Е. Дриц // Трение и износ в машинах. – 1950. – Т. VI. – С. 73–84.

74. Асташевич Б.М., Ларин Т.В., Зияев Д.И. Влияние трения на смачиваемость поверхностей / Б.М. Асташевич, Т.В. Ларин, Д.И. Зияев // Проблемы трения и изнашивания. – 1977. – №11. – С.57.

75. А.А. Поляков. Исследование антифрикционных свойств хрома, осажденного по накатанной поверхности / Поляков А.А. // Износ и

износостойкость. Антифрикционные металлы : 3-я Всесоюз. конф. по трению и износу в машинах : тезисы докл. – М., 1960. – Т.1. – С. 263–269.

76. Фукс Г.И. Очистка деталей часового механизма перед смазкой / Г.И. Фукс, Л.В. Тимофеева // Часы и часовые механизмы. – 1961. – №5. – С. 43–45.

77. Трение, изнашивание и смазка : Справочник. [в 2-х кн.]. / под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1978. – 400 с. – кн.1.

78. Rowe G.W. Experiments on Lubrication Breakdown in Friction and in the Cutting of Metal on Lathe / G.W. Rowe, E.F. Smart // Proc. Inst. Mech. Engrs., 1964. – V. 179. – P. 229.

79. Мур Д. Основы и применения трибоники / Д. Мур. – М. : Мир, 1978. – 488 с.

80. Теренин А.Н. Фотоника молекул красителей / А.Н. Теренин. – Л. : Наука, 1967. – 616 с.

81. Chakraborty S.K. Chemistry of Cutting Fluids Action / S.K. Chakraborty, A. Bhattaharya, G.C. Sen // J. Inst. Engrs. (India). Chem. Engng. Div., 1968. – V. 48, № 10. – Part 3. – P. 149–159.

82. Mizuhara K. Experimental Evaluation of Cutting Fluid Penetration / K. Mizuhara // Tribologia, 1992. – V. 11, № 2. – P. 20–29.

83. Годлевский В.А. Формирование слоя граничной смазки из мезогенного смазочного материала при лимитированном доступе среды в условиях экстремального трения и обработки резанием / В.А. Годлевский // «Славянтрибо-7а»: Мат-лы междунар. научно-практич. школы-конференции. – ГОД – Т. 1. – С. 53–60.

84. Бершадский Л.И. Структурная термодинамика трибосистем / Л.И. Бершадский. – К. : Об-во «Знание», 1990. – 30 с.

85. Березина Е.В. Самоорганизация присадок в граничном смазочном слое трибоспряжений машин: дис. ... доктора техн. наук : 05.02.04 / Березина Елена Владимировна. – Иваново, 2007. – 461 с.

86. Березина Е.В. Явления надмолекулярной организации в граничном смазочном слое / Е.В. Березина, В.А. Годлевский, Н.В. Усольцева // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – №4. – С. 30–36.

87. Кузнецов С.А. Надмолекулярная самоорганизация при сдвиговом процессе в граничном смазочном слое / С.А. Кузнецов, Е.В. Березина, В.А.

Годлевский // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – № 7. – С. 9–15.

88. Березина Е.В. Молекулярное моделирование граничного смазочного слоя / Е.В. Берёзина, А.В. Волков, В.А. Годлевский, С.А. Кузнецов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – №2. – С. 3–8.

89. Семенов М.Н. Установка и методика для исследования электрических свойств граничного смазочного слоя при трении металлов: дис. ... кандидата техн. наук : 05.02.04 / Семенов Михаил Николаевич. – Иваново 1999. – 140 с.

90. Кламанн Д. Смазки и родственные продукты. Синтез. Свойства, Применение. Международные стандарты ; [пер. с англ. под. ред. Ю.С. Заславского.]. – М. : Химия, 1988. – 488 с.

91. Монография. [М.М. Хрущов, М.А. Бабичев, Е.С. Беркович, С.П. Козырев, Л.Б. Крапошина, Л.Ю. Пружанский] – М. : Машиностроение, 1971. – 96 с.

92. Закалов О.В. Триботехніка і підвищення надійності машин / О.В. Закалов. – Тернопіль : ТДТУ, 2000. – 354 с.

93. Дерягин Б.В. Адгезия твердых тел / Б.В. Дерягин, Н.А. Кротова; В. П. Смилга. – М. : ИЗДАТЕЛЬСТВО, 1973. – 280 с.

94. Евдокимов В.Д. Экзоэлектронная эмиссия при трении / В.Д. Евдокимов, Ю.И. Семов. – М. : Издательство, 1973. – 180 с.

95. Троицкий О.А. Электропластический эффект в металлах / О.А. Троицкий, А.Г. Розно // Физика твердого тела. – 1970. – Т. 12, Вып. 1. – С. 203–210.

96. Литвинов В.Н. Физико-химическая механика избирательного переноса при трении / В.Н. Литвинов, Н.М. Михин, Н.К. Мышкин. – М. : Издательство, 1979. – 188 с.

97. Свириденко А.И. Акустические и электрические методы в триботехнике / А.И. Свириденко. – Минск : Наука и техника, 1987. – 279 с.

98. Райко М.В. Метод изменения толщины смазочного слоя в контакте деталей машин / М.В. Райко, М.С. Тривайло //ФХММ. – 1965. – Т.1, №5. – С. 588-591.

99. А. с. 1355909 СССР, МКИ³ G 01 N 3/56. Способ оценки толщины масляной пленки / И.И. Бавин, В.В. Варюхно, В.А. Зорина, В.Б. Мельник, М.Н. Свирид (СССР). Бюл. № 44.

100. Камерон А. Теория смазки в инженерном деле / А. Камерон ; пер. с англ. – М. : Машгиз, 1962. – 296 с.
101. Решиков В.Ф. Исследование состояния масляной пленки в тяжело нагруженном контакте / В.Ф. Решиков, Ю.Н. Дроздов. В сб. : Динамика и прочность механических систем. – Пермь: Издание Пермского политехнического института, 1970. - №82. – С. 128-137.
102. Cameron A., Cohar R. Theoretical and experimental Studies of the oil film in lubricated point contact/ - 'Proceeding of the Royal Society', 1966. – Ser. A. – Vol.291, №1427. – P. 1029-1037.
103. Справочник по триботехнике. Т.3. Триботехника антифрикционных, фрикционных и сцепных устройств. Методы и средства триботехнических испытаний / под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1992. – 730 с.
104. Кузьменко А.Г. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей : Монография / А.Г. Кузьменко, А.В. Дыха. – Хмельницкий : ХНУ, 2007. – 344 с.
105. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. – М.: ГИФМЛ, 1963.
106. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел. – М.: Машиностроение. – 1968. – 543 с.
107. Смазочные материалы: Антифрикционные и противозносные свойства. Методы испытаний: справочник / Р.М. Матвеевский, В.Л. Лашхи, И.А. Буяновский и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 224 с.
108. Дыха А.В. Структурно - термодинамические подходы в механизмах граничного смазывания / А.В. Дыха // Проблеми трибології. – 2006. – № 3. – С. 62-65.
109. Дыха О. В. Модель динамічної контактної взаємодії змащених поверхонь / О. В. Дыха // Вісник ТУП – 2004. – № 5. – С. 7–9.
110. Дыха О.В. Принципи побудови структурно-динамічної схеми при граничному змащуванні, Тези допов. міжнар. наук.-техн. конф. “Зносостійкість і надійність вузлів тертя машин (ЗНМ-2001)”. – Хмельницький: ТУП, 2001. – С. 52.
111. Praca zbiorowa po redakcją Zwierzyckiego W. Wybrane zagadnienia zuzywania się materiałów w ślizgowych węzłach maszyn. PWN. – Warszawa, 1990. – 310 s.
112. Гаркунов Д. Н. Избирательный перенос в узлах трения / Д. Н. Гаркунов, И. В. Крагельский, А. А. Поляков – М. : Транспорт, 1969, 104 с.

113. Цыпцын В. И. Исследование свойств сверхтонких порошков металлов, добавляемых в смазочные масла для реализации эффекта безызносности при трении. Эффект безызносности и триботехнологии / В. И. Цыпцын, В. В. Стрельцов. – М. : 1994, № 3–4. – С. 39–48.

114. The Load – carrying properties of diester disulphides / E. S. Forbes, K. G. Allum, E. L. Neustadter, A.J. Reid // Wear 1970, vol. 15, nr 5.

115. Forbes E. S. The Load – carrying action of organo-sulphur compounds – a review / E. S. Forbes // Wear 1970, vol. 15, nr 2.

116. Allum K. G. The Load – carrying mechanism of organic sulphur compounds – application of electron probe microanalysis / K. G. Allum, E. S. Forbes // ASLE – Transactions, 1968, vol. 11, nr 2.

117. Forbes E. S. The effect of chemical structure on the load – carrying properties of amine phosphates / E. S. Forbes, E. L. Neustadter, N. T. Upsdell // Wear 1971, vol. 18, nr 4.

118. Применение металлоколлоидных смазок (органозелей железа) для приработки деталей автомобильного двигателя // Сб. Повышение износостойкости и срока службы машин / М. Л. Барабаш, М. В. Корогодский, А. С. Краюшкин, Ф. А. Федотов. – К. : АН УССР, 1960, Т. 2. – С. 249–261.

119. Дякин С. И. Исследования конструкционных и смазочных материалов на трение и изнашивание в тяжело нагруженных шарнирах // Сб. : Долговечность трущихся деталей машин / С. И. Дякин, Т. П. Филатова, В. В. Титов. – М. : Машиностроение, 1988, вып. 3. – С. 144–157.

120. Цыпцын В. И. Исследования свойств сверхтонких порошков металлов, добавленных в смазочные масла для реализации эффекта безызносности при трении. Тезисы доклада 2-го Международного конгресса “Защита-95” / В. И. Цыпцын. – М. : 1995. – С. 180.

121. Прокопенко А. К. Избирательный перенос в узлах трения машин бытового назначения / А. К. Прокопенко. – М. : Легпромбытиздат, 1987, 104 с.

122. Гаркунов Д. Н. Триботехника / Д. Н. Гаркунов. – М. : Машиностроение, 1985, 424 с.

123. Marczak R. Niskotarciowe pokrycia roboczych powierzchni kinematycznych węzłów maszyn. Projekt badawczy nr 7 707091 02 Komitetu Badań Naukowych. Wyższa Szkoła Inżynierska w Radomiu / R. Marczak, R. Makowski. – Radom, 1994. – 245 s.

124. Makowski R. Dyspersje miedzi i innych metali w materiałach smarnych inicjujące niskotarciowe pokrycia roboczych powierzchni kinematycznych węzłów maszyn. Projekt badawczy nr 7 T08C 027 08 Komitetu

Badań Naukowych. Politechnika Radomska / R. Makowski. – Radom, 1998. – 113 s.

125. Wagner-Kalotka K. Badanie wpływu cząstek miedzi otrzymywanych metodą elektrochemiczną na właściwości tribologiczne środków smarowych. Konferencja XXI SZKOŁA TRIBOLOGICZNA / K. Wagner-Kalotka, R. Makowski, A. Kotnarowski. – Łódź, Arturówek 1996 r. Zeszyty Naukowe Politechniki Łódzkiej Nr 765. – S. 73–79.

126. Маковски Р. О влиянии реакционной способности масел на формирование металлических поверхностей в процессе приработки / Р. Маковски, Р. Домбровски // Трение и износ. Т. 11/5, 1990.

127. Makowski R. Badania tribologiczne materiałów kompozytowych w zastosowaniu do pomp łopatkowych. Konferencja “BAŁKANTRIB” / R. Makowski, J.A. Andrejew. – Sofia, 1993. – S. 205–207.

128. Study of friction reduction by nanocopper additives to motor oil / S. Tarasov, A. Kolubaev, S. Belyaev, M. Lerner, F. Tepper // Wear. 2002, vol. 252. – S. 63–69.

129. Investigation of the mending effect and mechanism of copper nano-particles on a tribologically stressed surface / G. Liu, X. Li, B. Qin, D. Xing, Y. Guo, R. Fan // Tribology Letters. 2004, vol. 17, nr 4. – S. 961–966.

Розділ 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗМАЩУВАННЯ ТА ЗНОШУВАННЯ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ МАШИН

2.1. Розрахунково-експериментальні підходи до аналізу процесів

тертя та зношування напрямних ковзання

Напрявні ковзання відносяться до опорних деталей машин, які забезпечують задане взаємне розміщення рухомих вузлів і можливість їх переміщення в напрямі прямолінійного руху. На відміну від інших пар тертя напрямні відносяться до відкритого незамкненого типу, у яких довжина зони контакту одного з елементів менше довжини другого елемента.

За призначенням і характерними умовами роботи напрямні ковзання поділяють на декілька груп [2, 3, 4]:

До першої групи належать напрямні верстатів для механічної обробки деталей, які відрізняються великими довжинами ходу і широким діапазоном швидкостей (від надто малих швидкостей подачі до значних швидкостей головного руху) і високими вимогами щодо точності.

До другої групи належать напрямні ковальсько-пресового обладнання, для яких в напрямі переміщення характерні великі осові навантаження, а у деяких випадках і підвищені температури.

До третьої групи відносяться напрямні повзунів кривошипно-шатунних механізмів, зокрема двигунів внутрішнього згорання, які сприймають навантаження в одній площині при високих швидкостях і підвищених температурах.

Четверту групу складають напрямні ковзання вимірювальних приладів, які відрізняються малими навантаженнями і особливо високими вимогами щодо точності розміщення в них рухомих деталей.

Різноманітність функціонального призначення напрямних обумовила конструктивні різновидності форми їх поперечного перерізу [4, 5]: прямокутні, трикутні (V – подібні), трапецієвидні (ластівчин хвіст), круглі та комбіновані. Умови роботи напрямних ковзання кожної групи різні, проте всі вони повинні забезпечити мінімальні за даних умов роботи втрати на тертя і зберігати точність положення і переміщення рухомих елементів в процесі роботи механізму, яка передусім залежить від зносу напрямних. Дослідження механізму тертя напрямних ковзання, особливостей їх навантаження і зносу проведені багатьма вченими і науковими школами, серед яких широко відомі роботи Д. М. Решетова, І. В. Крагелського, О. С. Пронікова та інших вчених.

З огляду на те, що основною галуззю застосування напрямних ковзання є верстатобудування, а точність та довговічність напрямних у значній мірі визначає працездатність верстатів, то особливості навантаження і зношування напрямних металорізальних верстатів, досліджені найбільш досконало.

В результаті огляду літературних джерел [3, 4, 5] визначено, що переважна кількість верстатів виходять з ладу через знос деталей, який різко знижує точність обробки, зменшує продуктивність через простой, вимагає

значних виробничих потужностей і кваліфікованих кадрів для ремонту. Витрати на ремонт верстатного обладнання загального призначення, віднесені до року експлуатації, складають до 10% його початкової вартості .

Зносу піддається широка номенклатура деталей, до яких насамперед відносять напрямні, оскільки їх знос визначає періоди між капітальними ремонтами. Наведені Д. М. Решетовим [5] показники сумарної роботи напрямних поздовжньої і поперечної подачі верстатів, які оцінюють коефіцієнтом K , що визначає відносну тривалість роботи напрямних у відсотках до тривалості робочої зміни за умови індивідуального і мало серійного виробництва, показують, що для токарно-гвинторізних верстатів $K = 33\%$, токарно-револьверних – 42%, круглошліфувальних – 58%.

Умови роботи напрямних металорізальних верстатів характеризують наступні чинники: тиск та його змінність підчас рерверсивного руху; швидкість ковзання та змащування напрямних; температура та забруднення напрямних або мастила відходами обробки (стружкою, піском, окалиною, абразивом) тощо.

Навантаження на напрямні у більшості верстатів в процесі робочого циклу не однакове. За умови зворотно-поступального руху тиск на напрямні від сил різання складає лише частку загального навантаження, а більше половини шляху тертя відбувається режимі холостого ходу при зниженому тиску. Найбільші допустимі тиски з урахуванням перевертаючого моменту на напрямних подачі з найбільш поширеною парою тертя «чавун – чавун» в універсальних верстатах середніх розмірів складають 2,5...3,0 МПа, а важких верстатів з парою тертя «бронза – чавун» 10...13 МПа. Для характеристики несучої здатності напрямних використовують середнє по довжині значення тиску, яке приймають у 2 рази менше допустимих тисків [4].

Швидкість ковзання в напрямних головного руху при робочому ході в довальних верстатах складає 0,7..1,0 м/с, а в карусельних – до 6...9 м/с., а в напрямних механізму подачі знаходяться в межах від сотих часток мм/хв. до 3...10 м/хв. При холостому ході переміщення вузлів верстатів швидкість ковзання перевищує 1 м/хв.

Найважливішою характеристикою роботи напрямних ковзання верстатів вважається режим тертя, особливості і різновиди якого досконало висвітлені в монографії [5]. Зокрема показано, що залежно від умов роботи, типу мастильного матеріалу і його розподілу напрямні ковзання можуть працювати в режимі граничного, змішаного, гідродинамічного і гідростатичного тертя (Рис.2. 1).

Граничне тертя характерно при швидкості ковзання до 50...100 мм/хв., коли гідродинамічна піднімальна сила практично відсутня. Розділення поверхонь тертя досягають застосуванням мастильних

матеріалів, що містять поверхнево активні речовини, зокрема, стеарат алюмінію.

За результатами експериментальних досліджень наведені чисельні графічні залежності коефіцієнту тертя від часу нерухомого контакту і швидкості ковзання для різних мастильних матеріалів, значень контактного тиску і матеріалів пар тертя. Загалом показано, що при збільшенні часу нерухомого контакту коефіцієнт тертя дещо збільшується, а при збільшенні швидкості ковзання значно зменшується. Так, наприклад, при терті по чавуну СЧ 21-40 (масло індустріальне 45, тиск 2 кг/см^2) при збільшенні тривалості нерухомого контакту до 16 год. коефіцієнт тертя збільшується від 0,27 до 0,3, а при збільшенні швидкості ковзання від 0,8 до 120 мм/хв. – зменшується від 0,22 до 0,03.

Більшість напрямних механізмів подачі працюють в режимі змішаного тертя, при якому піднімальна гідродинамічна сила сприймає лише частину навантаження і не забезпечує повного розділення поверхонь тертя шаром мастила. Усі заходи, які сприяють збільшенню відносного значення гідродинамічної піднімальної сили в напрямних, працюючих за умови змішаного тертя, поліпшують роботу поверхонь тертя внаслідок зменшення сили тертя й інтенсивності зношування.

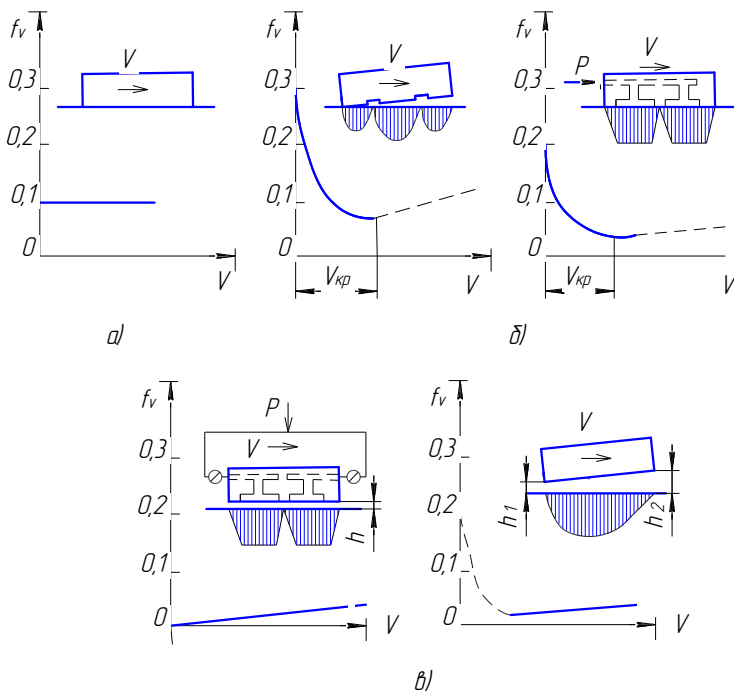


Рис. 2.1. Характеристики тертя напрямних [5]:

- а) граничне тертя (без гідро розвантаження з анти стрибковим мастилом); б) змішане тертя (праворуч – без гідророзвантаження, ліворуч – з гідрозвантаженням); в) рідинне тертя (ліворуч – гідростатичне, праворуч – гідродинамічне)

При переході від стану нерухомого контакту до руху коефіцієнт тертя зазвичай зменшується стрибком. При збільшенні швидкості ковзання коефіцієнт тертя спочатку інтенсивно зменшується, а потім в міру зростання швидкості зменшується значно повільніше з наступним незначним ростом.

Для напрямних, як і для підшипників ковзання, при заданій в'язкості масла μ і тиску σ залежність коефіцієнту тертя f_v від характеристики

режиму роботи $\lambda = \frac{\mu V}{\sigma}$ або швидкості v має вигляд, показаний на Рис.2. 2.

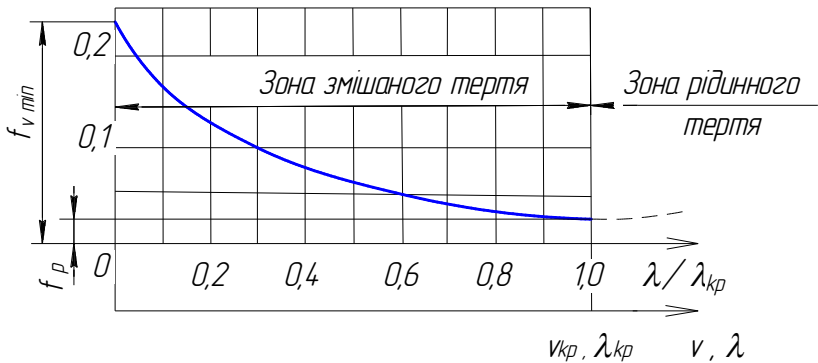


Рис. 2.2. Залежність коефіцієнту тертя від швидкості ковзання [5]

Швидкість ковзання, за якої коефіцієнт тертя досягає мінімального значення є критичною $v_{кр}$, що відповідає початку рідинного тертя. Критична швидкість залежить від матеріалу і розмірів напрямних, точності і шорсткості контактуючих поверхонь, розмірів і розміщення мастильних канавок і ямок, в'язкості масла, контактної тиску тощо. При заданих μ і σ критичній швидкості $v_{кр}$ відповідає критична характеристика режиму роботи

$$\lambda_{кр} = \frac{\mu V_{кр}}{\sigma}$$

величина $\lambda_{кр}$. За відомою характеристикою режиму роботи λ умови роботи напрямних характеризують відношенням $\lambda/\lambda_{кр}$, що показує наскільки заданий режим роботи наближений до критичного за умовами рідинного тертя.

Аналіз кривої $f_v = \Phi(\lambda/\lambda_{кр})$ на Рис. 2. 2 дозволяє оцінити вплив різних чинників на тертя в напрямних. Зокрема показано, що тиск σ при малих швидкостях ковзання ($V < 30$ мм/хв.) майже не впливає на коефіцієнт тертя. При більших значеннях швидкості за умови змішаного тертя величина f_v зростає при збільшенні σ через погіршення умов утворення гідродинамічного тиску. За умови рідинного тертя величина f_v зменшується при підвищенні тиску, що пояснюється незалежністю сили рідинного тертя від нормального тиску. За інших однакових умов меншому тиску відповідає менша критична швидкість.

В'язкість масла μ за малих швидкостей ковзання майже не впливає на коефіцієнт тертя f_v . При збільшенні швидкості вплив в'язкості різко

зростає. Чим більше μ , тим інтенсивніше зменшується f_v при збільшенні v і тим менше значення критичної швидкості.

Для можливості виникнення гідродинамічної піднімальної сили при сталій в'язкості мастила на поверхні напрямної необхідно, щоб товщина мастильного шару змінювалась вздовж опори тертя. Експериментально доведено [6], що основною причиною створення гідродинамічного тиску в напрямних прямолінійного руху є поворот стола (супорта, повзуна), що створює масляний клин між поверхнями тертя. Показано, що за різних умов навантаження нормальною силою стола його передня кромка завжди піднімається вище, ніж задня. Це особливо спостерігається, коли навантаження діє біля задньої кромки стола. При збільшенні швидкості ковзання поворот стола збільшується і при $V_{kp} = 700 \dots 900$ мм/хв. близький до розрахункового значення.

Границями (Рис.2. 2) кривої $f_v = \varphi(\lambda / \lambda_{kp})$ зліва є $f_{v \min}$ з правого боку f_p . Використавши ці обставини і прийнявши за результатами даних експериментів степеневий закон для функції $f_v = \varphi(\lambda / \lambda_{kp})$, отримано формулу для коефіцієнту змішаного тертя:

$$f_v = f_{v \min} \left[1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_{kp}} \right)^m \cdot \left(1 - \frac{f_p}{f_{v \min}} \right) \right].$$

Для пари тертя «чавун – чавун» $m = 1/3$, а для інших пар тертя $m = 0,25 \dots 0,45$. Якщо позначити $k_V 1 - f_p / f_{v \min}$ і врахувати $m = 1/3$, то:

$$f_v = f_{v \min} \left[1 - K_V \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{v \min}}} \right].$$

Отримані значення $f_{v \min}$ і k_V для різних пар тертя [5, гл. IX, табл. 30].

За умови гідророзвантаження (Рис.2. 1, б), коли тиск масла використовують для часткового сприйняття навантаження напрямних коефіцієнт тертя:

$$f_v = f \left(1 - \frac{P_e}{P} \right),$$

де f – коефіцієнт тертя за тих же умов, але без гідро розвантаження;

P_r – сила гідро розвантаження; P – навантаження напрямних.

За умови гідростатичного мащення (Рис.2. 3, в) повне розділення спарених поверхонь напрямних забезпечується системою регулювання подачі масла під тиском так, що товщина шару мастила навіть при максимальному навантаженні перевищує суму висот мікро- і макронерівностей поверхні.

Сила рідинного тертя для опорної ділянки напрямної, де розміщена змащувальні канавки або заглибини

$$T \approx \frac{1}{10^6 \cdot 60} \mu (F - F_k) \frac{V}{h},$$

де F – площа опорної ділянки напрямної, см²;

F_k – площа ділянки канавок або заглибин, см²;

V – швидкість руху повзуна, м/хв.

h – мінімальна розрахункова товщина шару масла, см;

μ – в'язкість масла, спз.

Коефіцієнт тертя

$$f = \frac{T}{P} = \frac{T}{F\sigma} = \frac{1}{10^6 \cdot 60h} \left(1 - \frac{F_k}{F}\right) \frac{V\mu}{\sigma},$$

де P – навантаження на рухомий повзун, кГ.

Напрявні токарних верстатів середніх розмірів зазвичай піддаються абразивному зношуванню. До показників зносу напрямних верстатів під час експлуатації відносяться; середня швидкість i_U , середня інтенсивність s_U , середня питомі інтенсивність I лінійного зносу:

$$i_U = \frac{U_{\max}}{T_n} \text{ мк/год.}; \quad s_U = \frac{U_{\max}}{s} \text{ мк/км}; \quad I = \frac{U_{\max}}{\sigma \cdot s}$$

мк·см²/км·кГ,

де U_{\max} – найбільший знос по довжині найбільш зношеної грані напрямної за даний період; T_n – приведений сирок служби верстату (номінальний час роботи за винятку значних простоїв) в роках при двозмінній роботі; s – шлях тертя; σ – контактний тиск.

Середня швидкість лінійного зношування i_U незагартованих напрямних станини з сірого чавуну СЧ 21-40 (напрявні супорта з чавуну СЧ 15-32) при відсутності інших, крім повстяних ущільнень, за умови ручного змащування в разі індивідуального і мало серійного виробництва при

двозмінній роботі, для токарних верстатів при чередуванні чорнової і чистової обробки сталевих деталей в середньому складають 50 мкм/год.

Напрявні верстатів, виконуючих тільки чистову обробку, зношуються в 1,3...1,5 рази менше, ніж напрямних верстатів, виконуючих одночасно чорнову і чистову обробку. Примусове від насосу змащування напрямних в порівнянні з ручним змащуванням підвищує їх зносостійкість в 1,25 рази, наявність щитків для захисту передньої напрямної збільшує довговічність в середньому у 1,5 рази.

Знос напрямних по довжині напрямної не рівномірний (Рис.2.3). Найбільшому зносу у відповідності з інтенсивнішим забрудненням і більшим навантаженням піддається передня від токаря направляюча 1. У напрямних фартуха супорта кінці зношуються значно більше середньої частини, біля лівого краю (ближче до передньої бабки) знос більше, ніж біля правого краю. Максимальний знос напрямних фартуха у токарних верстатів більше відповідного зносу напрямних станини в середньому у 2...2,5 рази.

Нерівномірність зносу напрямних станини по довжині є основною причиною зниження точності обробки при поздовжньому обточуванні.

Сучасна наука про зношування матеріалів, зазвичай, розглядає мікрокартину процесу, тобто вивчає ті явища, які відбуваються на даній ділянці поверхні тертя, зокрема вирішуються задачі про характер дотику і взаємодії поверхонь, вивчаються процеси руйнування матеріалів і відокремлення їх частинок, досліджуються зміни в поверхневих шарах тощо.

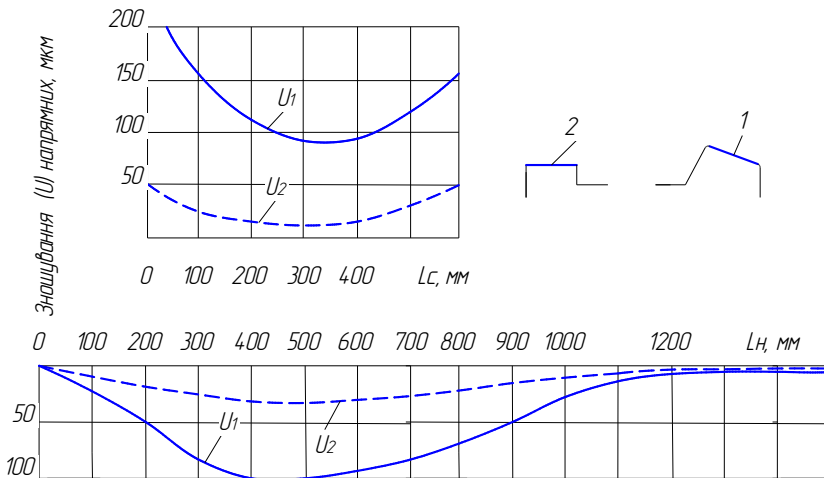


Рис. 2.3. Розподіл зносу по довжині напрямних 1 – 2 станини L_h і супорта L_c токарного верстату 1A62 протягом 28 місяцівзмінної роботи [5]

В роботах наукової школи І. В. Крагельського [4, 7] для розрахунку сили тертя використані припущення з молекулярно- механічної теорії з урахуванням того, що в зонах фактичного контакту твердих тіл має місце втискання більш жорстких мікронерівностей у менш жорстку поверхню контр тіла за умови, що один з елементів напрямних ковзання м'якший ніж інший. Якщо обидва елементи виготовлені з одного матеріалу, то втискання в зонах мікро контакту зумовлено різницею в геометричних обрисах мікро нерівностей. Сили тертя залежать від процесів мікросхвачування, які виникають за умови пластичної деформації в зонах фактичного дотикання напрямних.

Враховуючи дотичні напруження на границі контакту, зумовлені міжатомною і міжмолекулярною взаємодією, та геометричні параметри поверхні напрямних, показано, що пластичні деформації в зонах їх фактичного дотику будуть мати місце, якщо матеріал одного з елементів напрямних твердіший за умови $p_k \geq 0,03$. Якщо ж елементи напрямних виготовлені з однакових матеріалів, то для типових видів механічної обробки робочих поверхонь пластичні деформації в зонах фактичного дотику матимуть місце при $p_k \geq 7,8 \cdot 10^{-3}$.

З урахуванням типових видів механічної обробки поверхонь напрямних ковзання коефіцієнт тертя і сила тертя визначаються за формулами:

$$f = f_m + 0,04 \left(\frac{p_k}{HB} \right)^{1/4},$$

$$T = f_m N + 0,04 \frac{N^{5/4}}{HB^{1/4} \cdot A^{1/4}},$$

Контактний тиск p_c залежить від конструкції напрямних ковзання, площі контакту і діючого нормального навантаження. З наведених формул слідує, що молекулярна складова коефіцієнту тертя стала за даних умов і залежить лише від фізико-хімічного стану поверхні тертя і яку визначають за результатами лабораторних досліджень.

Для кількісної оцінки величини зносу напрямних використано безрозмірну величину – інтегральну лінійну інтенсивність зносу I_h .

Найбільш інтенсивно робочі поверхні напрямних зношуються за умови дії абразиву, при якому руйнування поверхні тертя відбувається за рахунок втомного зносу.

При пружному контакті I_h втомного зносу:

$$I_h = \frac{0,34 p_m (1 - \mu^2)}{\sigma_0^t E} \left[\tau_0 + 0,4 \frac{\beta p_c^{0,2} E^{0,8}}{(1 - \mu^2)^{0,8}} \right]^t.$$

При пластичному контакті I_h втомного зносу

$$I_h = 0,36 \psi^t \left(\frac{4 \cdot 10^{-3} \Delta}{HB} \right)^{(t+1)/4} \cdot \left(\frac{f_m}{\epsilon_0} \right)^t.$$

У наведених формулах σ_0 , ϵ_0 , μ , E , HB – механічні характеристики поверхні напрямної; τ_0 , ψ , β – фрикційні показники, залежні від умов роботи пари тертя, Δ – показник мікро нерівності поверхні, f_m – коефіцієнт тертя, p_c – контактний тиск, N – нормальна сила навантаження напрямних, A – площа поверхні контакту.

Показано, що I_h суттєво залежить від відношення напружень розтягування, які виникають при ковзанні за контактуючими мікро нерівностями в поверхневих шарах елементів напрямних, до міцності цих шарів.

Однією з важливих вимог до робочих поверхонь напрямних є плавність руху їх рухомих елементів. Для поліпшення плавності ходу застосовують спеціальні мастильні матеріали, які містять антистрибкові присадки з вмістом корозійно активних речовин. Ці речовини впливають на чинники, діючі на I_h , зокрема на напруження розтягування в поверхневих шарах при терті і на характеристики міцності цих шарів. Ступінь впливу цих речовин залежить від відношення вказаних напружень до границі текучості матеріалу поверхневого шару. Чим більше це відношення, тим сильніший вплив мастильного середовища на I_h .

Аналіз показує, що застосування мастильних матеріалів з вмістом ПАР може не тільки зменшувати I_h (якщо мастило найбільше знижує напруження розтягування, які виникають при терті), але і збільшувати I_h (якщо мастило більш інтенсивно знижує міцність поверхневих шарів елементів напрямних).

Ступінь впливу мастильного матеріалу на I_h значно залежить в концентрації в ньому ПАР. Встановлено, що збільшення концентрації ПАР до певного значення зменшує сили тертя при одночасному зниженні I_h . Після

того, як концентрація ПАР перевищить певне мінімальне значення, I_h збільшується, хоч коефіцієнт тертя може залишатися сталим, а у деяких випадках навіть зменшується (Рис.2. 4).

Проніков О. С. пропонує [8] розглядати макрокартину процесів, які відбуваються на поверхні тертя, і встановити залежності для розподілу тисків і лінійного зносу по поверхні тертя, а також визначити зміну взаємного положення елементів пари тертя, яке відбулося в результаті їх зносу – знос спряжень, що є тою геометричною характеристикою, яка безпосередньо пов'язана з втраченою машиною або механізмом їх початкових службових параметрів.

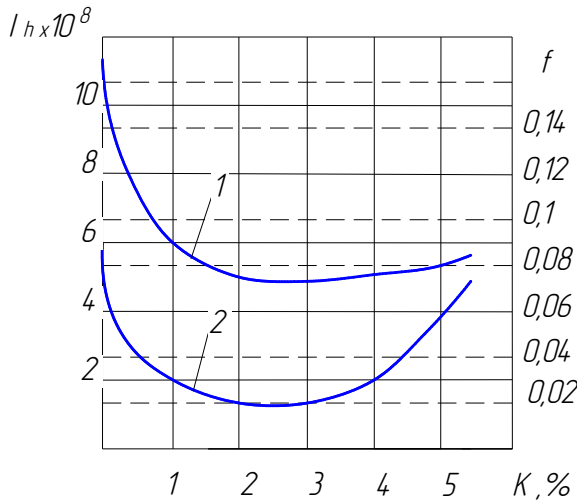


Рис. 2.4. Залежність інтегральної лінійної інтенсивності зносу I_h (2) і коефіцієнту тертя f від концентрації ПАР в мастильному матеріалі [7]

Зношування і показники зносостійкості напрямних ковзання верстатів розглядаються з позиції працездатності (стану верстату, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів в межах, встановлених технічною документацією) і надійності (властивості верстату зберігати в часі свою працездатність). Для розрахунку і прогнозування надійності машин при зношуванні їх деталей використовуються наступні показники:

лінійний знос U (мкм) – зміна розмірів поверхні при її зношуванні, визначена в перпендикулярному напрямі до поверхні тертя;

швидкість зношування $\gamma = dU / dt$ (мкм / год) – відношення величини зносу до часу, протягом якого він відбувся;

інтенсивність зношування $I = dU / ds$ (безрозмірна величина) – відношення величини зносу до відносного шляху тертя, на якому відбувся знос.

Залежно від характеру можливого наближення деталей пари тертя при їх зношуванні, типові конструкції спряжень поверхонь тертя поділені на два типи. У спряженнях першого типу є додаткові напрямні конструктивні елементи, які практично не зношуються і забезпечують наближення деталей при зносі тільки в певному напрямі і знос яких визначається умовою дотикання поверхонь, а в спряженнях другого типу при зносі умови контакту змінюються і відбувається самовстановлення зношених деталей, а їх взаємне положення залежить від форми зношеної поверхні.

Залежно від постійності умов тертя і зносу для розміщених на одній траєкторії точок спарених поверхонь усі типові спряженні поділені на п'ять груп. У спряженнях 1-ї групи точки, розміщені на одній траєкторії, мають однакові умови зносу для кожної з контактуючих поверхонь (пара обертання конуса, диска), а у спряженнях 2-ї групи постійні умови зношування для усіх точок, які знаходяться на даній траєкторії, зберігаються лише на одному з елементів пари тертя (вал – підшипник ковзання, барабан – гальмівна колодка). 1-а і 2-а група є спряженнями першого типу.

У спряженнях 3-ї і 4-ї груп умови зношування не зберігаються сталими для усіх точок контакту обох тіл і появляються можливості нерівномірного зносу поверхонь. До 3-ї групи, зокрема, належать напрямні ковзання, а до 4-ї – кінематичні пари вищих порядків, наприклад, кулачок – штовхач. До 5-ї групи відносять випадки, коли поверхня деталі або виробу контактує з твердим середовищем – ґрунтом, породою, оброблюваною деталлю (леміш плуга, зуб ковша екскаватора, різець). Належність спряження до того, чи іншого типу і групи спряжень визначає і методику його розрахунку на знос.

Особливість тертя напрямних ковзання в тому, що контакт пари тертя відбувається лише на частині поверхні направляючої, що значно ускладнює аналітичні розрахунки визначення форми зношеної поверхні, а спотворення форми поверхні при зносі є визначальним щодо роботи напрямної.

Наведено розрахунок напрямних ковзання на зношування за таких передумов.

1, Величина лінійного зносу U пропорційна шляху тертя s і величині контактного тиску p :

$$U_1 = k_1 s ; U_2 = k_2 s ,$$

де U_1 і U_2 – відповідно знос напрямних ковзання спарених тіл, наприклад, станини і супорта або повзуна.

2. Початковий розподіл контактного тиску при зношуванні зберігається, тобто перерозподілом тиску в результаті зносу нехтують.

3. Відома крива розподілу $\varphi(x)$ переміщень повзуна вздовж напрямної, який може здійснювати всілякі рухи під час роботи машини. Ординати такої кривої характеризують ту частку загального шляху тертя, яка приходить на положення повзуна.

Розрахункова схема для визначення форми зношеної поверхні напрямної показана на Рис.2. 4.

При визначенні форми зношеної поверхні напрямних і повзуна прийняті наступні позначення:

$U(x)$ – шукана величина лінійного зносу напрямних станини по довжині;

$U(l)$ – шукана величина лінійного зносу напрямних повзуна по довжині ;

L – максимальний хід повзуна; l_0 – довжина напрямних повзуна;

$p = f(l)$ – рівняння епюри тиску;

$y = \varphi(x)$ – крива розподілу загального шляху тертя (умовно віднесена до лівої точки повзуна);

s – шлях тертя, який проходить кожна точка напрямних повзуна за даний проміжок часу;

k – коефіцієнт зносу, який показує величину лінійного зносу (мкм) при дії тиску 1 МПа протягом проходження шляху тертя 1 км для даної пари матеріалів за даних умов зношування;

k_1 – коефіцієнт зносу матеріалу станини;

k_2 – коефіцієнт зносу матеріалу повзуна.

Функція $U(l)$ визначається просто, оскільки кожна точка напрямної повзуна зношується протягом всього шляху тертя s і на неї діє сталий тиск за рівнянням $p = f(l)$. Тому крива зносу буде подібна до епюри тисків і описана рівнянням $U_1 = k_2 s(l)$.

Вирішальне значення щодо втрати машиною точності і вібростійкості має форма поверхні напрямної станини, яка описується функцією $U(x)$. Для знаходження цієї функції розглядається зношування ділянки напрямної станини з координатою x (Рис.2. 5).

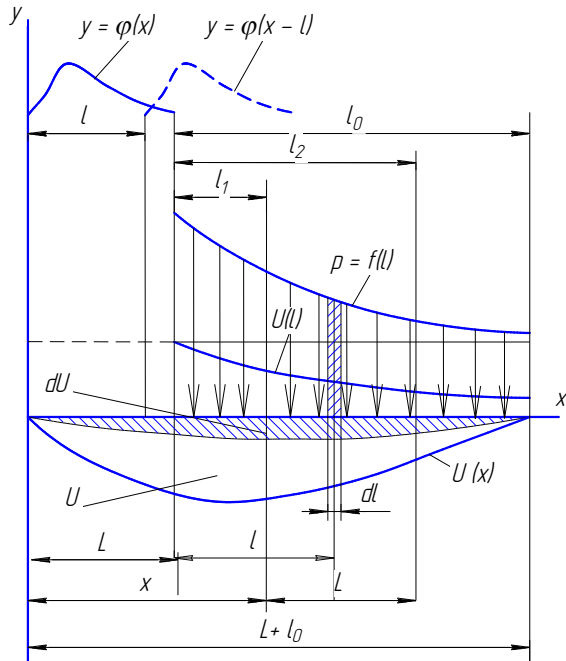


Рис. 2.5. Розрахункова схема для визначення зносу напрямних ковзання [8]

При переміщенні повзуна ця ділянка напрямної станини зношується під дією тисків, визначених тою частиною епюри $f(l)$, яка при переміщенні повзуна проходить над ділянкою з координатою x . Кожний елемент епюри тиску з координатою l «зношує» напрямну станини на величину, пропорційну $pdl = f(l)dl$. Для визначення елементарного зносу dU , зумовленого дією pdl визначають ту частину загального шляху тертя, яку проходить елемент епюри тиску при зношуванні ділянки напрямної з координатою x використовують криву розподілу $\varphi(x)$. Оскільки рівняння цієї кривої характеризує переміщення лівої точки повзуна, то для точки повзуна з координатою l рівняння кривої набуває вигляду $y = \varphi(x - l)$ і частка шляху тертя, що приходить на точку з координатою x дорівнюватиме $s\varphi(x - l)$. Тому знос в точці x від дії елемента епюри тиску становить $dU = k_1 s \varphi(x - l) f(l) dl$.

Знос в точці x від дії епюри тиску на відстані від l_1 до l_2 визначають шляхом інтегрування в межах визначених границь за формулою:

$$U(x) = k_1 s \int_{l_1}^{l_2} \varphi(x-l) f(l) dl .$$

Наведена формула є загальною для різних випадків. При цьому границі інтегрування визначаються залежно від того, яка ділянка епюри тиску діє на дану точку станини з координатою x .

Формули для розрахунку $U(x)$ при різних кривих розподілу $u = \varphi(x)$, епюрах тиску $p = f(l)$ наведені в монографії [8] (с.297, табл. 24).

Практичні рекомендації щодо конструювання напрямних ковзання [5] стосуються характеристик та застосування основних типів форм і розмірів поперечного перерізу напрямних, а також пристроїв ущільнення і захисту напрямних від забруднення відходами обробки, що зменшує швидкість зношування напрямних в десятки разів. Наведені методики розрахунку навантаження і визначення контактного тиску ґрунтуються на відомих принципових схемах та закономірностях опору матеріалів.

2.2. Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслостримувальними прямими канавками круглої форми

З метою подовження терміну служби деталей машин при терті і зношуванні на їх поверхню

наносять різні маслоутримувальні мікро- і макрорельєфи. Чим краще утримується мастильний матеріал між контактуючими деталями, тим менше вони зношуються. Створені при обробці канавки на поверхні виконують функцію резервуарів для утримання і розподілу масла. За допомогою теоретичних досліджень, лабораторних і експлуатаційних випробувань визначається який тип, форма і глибина профілю канавок є найприйнятнішими.

Геометричні, конструктивні і технологічні особливості маслоутримуючих рельєфів розглядалися в роботах Ю.Г. Шнейдера [21], Л.Г. Одінцева [22] та інших авторів [23 - 27]. Отримані при цьому канавки виконують функцію змащувальних кишень, що сприяють утриманню і розподілу масла в зоні тертя і, у такий спосіб, підвищенню зносостійкості сполучення в цілому. Маслоутримувальні канавки, як правило, змінюють геометрію поверхні матеріалів і, відповідно, несучу площу контакту при взаємодії з іншими поверхнями. Форма і розміри канавок визначаються технологією їх отримання.

Серед параметрів регулярних профілів має значення напрямок ліній профілю щодо напрямку відносного ковзання, відносна площа поверхні (відношення площі, зайнятої канавками, до загальної площі), глибина і форма змащувальних канавок. Результати досліджень зносостійкості

поверхонь з регулярним рельєфом [21 - 25] вказують, що кращі результати дають поперечні відносно напрямку переміщення канавки, оскільки в цьому випадку забезпечуються більш сприятливі умови для мащення, і в цілому поверхня має більшу несучу здатність в порівнянні з поздовжніми канавками. Що стосується відносної площі поверхні, то тут оптимальними вважаються випадки, коли площа змащувальних канавок складає 40 - 50 % від загальної площі поверхні. Для надійного утримування масла, забезпечення перетікання його з канавки в зону контакту поверхонь, видалення забруднень найкращі результати дають канавки круглої форми.

В даній роботі досліджується вплив геометрії маслоутримувальних канавок круглого профілю на контактні параметри в плоских напрямних ковзання, а також можливість їх врахування при зношуванні.

Постановка задачі та основні рівняння

Розрахункова схема для канавок круглої форми наведена на Рис.2.6.

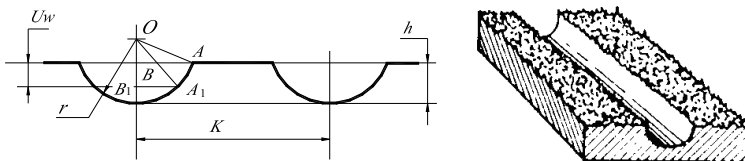


Рис. 2.6. Розрахункова схема і вигляд канавок круглої форми

Для визначення несучої здатності профілю з круглими канавками на рівні зносу u_w визначимо довжину однієї канавки на цьому рівні $2A_1B_1$:

$$2A_1B_1 = 2\sqrt{R^2 - (r - h + u_w)^2} = 2\sqrt{(h - u_w)(2r - h + u_w)}. \quad (2.1)$$

Тоді після перетворень отримаємо:

$$2A_1B_1 = 2(2r - h + u_w)^{\frac{1}{2}}(h - u_w)^{\frac{1}{2}}. \quad (2.2)$$

Несуча довжина профілю визначиться як різниця між базовою довжиною l та загальною довжиною всіх канавок в межах базової довжини, що, в свою чергу, дорівнює довжині однієї канавки $2A_1B_1$, помноженої на кількість канавок $n = l/k$.

Отже для круглого профілю маслоутримуючих канавок несуча довжина l_p на рівні u_w буде дорівнювати:

$$l_p = l \left[1 - \frac{2}{k} (2r - h + u_w)^{\frac{1}{2}} (h - u_w)^{\frac{1}{2}} \right]. \quad (2.3)$$

Величина контактної тиску визначиться як відношення зовнішнього навантаження Q до розмірів площі контакту A_h :

$$\sigma = \frac{Q}{A_h},$$

де A_h – площа зрізу профілю при перетині площиною на відстані u_w .

Площа контакту при зносі контактуючих тіл на величину u_w дорівнює:

$$A_h = l_p (u_w) b,$$

де b – ширина контакту поверхонь.

Отже залежність для визначення контактного тиску можна представити у вигляді:

$$\sigma = \left[\frac{1}{1 - \frac{2}{k} (2r - h + u_w)^{\frac{1}{2}} (h - u_w)^{\frac{1}{2}}} \right] \sigma_0. \quad (2.4)$$

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактний тиск і швидкості ковзання.

$$\frac{du_w}{ds} = c_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right) \left(\frac{Vb}{v} \right), \quad (2.5)$$

де u_w – нормальний лінійний знос напрямної;

S – шлях тертя;

f – коефіцієнт тертя в парі повзун-напрямна;

σ – нормальний контактний тиск;

HB – твердість матеріалу напрямної;

V – швидкість ковзання;

b – номінальна ширина напрямної;

v – кінематична в'язкість оливи;

c_w – коефіцієнт зносостійкості.

В даному випадку приймаемо лінійну залежність інтенсивності зношування від контактний тиск характерну для типового зношування напрямних абразивними частинками у вигляді окалини, абразиву, залишків обробки.

Нормальний контактний тиск між повзуном і напрямною на площі контакту з урахуванням мастильних канавок буде дорівнювати:

$$\sigma = \left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right), \quad (2.6)$$

де Q – навантаження на напрямній;

b – номінальна ширина напрямної;

l – довжина контакту повзуна і напрямної;

k – крок мастильних канавок;

$a(s)$ – напівширина мастильної канавки на поверхні напрямної.

Величину зносу напрямної можна вимірювати по зменшенню ширини мастильних канавок на поверхні напрямної.

Величину зносу в залежності від напівширини мастильної канавки знайдемо з виразу (2.1) (при цьому приймаємо, що величина u_w значно менша за величину h):

$$u_w(s) = \frac{1}{2(h-r)} (a^2(s) + h^2 - 2rh). \quad (2.7)$$

Продиференціюємо останню геометричну залежність по шляху тертя s :

$$\frac{du_w}{ds} = - \frac{a}{r-h} \frac{da}{ds}. \quad (2.8)$$

Знак «мінус» у виразі означає, що ширина трикутної мастильної канавки в процесі зношування зменшується.

Прирівнюючи (2.5) та (2.8) отримаємо:

$$\sigma \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = - \frac{a}{r-h} \frac{da}{ds}. \quad (2.9)$$

Підставимо в ліву частину рівняння (9) вираз для контактного тиску (2.6):

$$\left(\frac{Q}{bl}\right)\left(\frac{k}{k-2a(s)}\right)\left(\frac{c_w fVb}{HB \cdot v}\right) = -\frac{a}{r-h} \frac{da}{ds}. \quad (2.10)$$

Перетворимо (10) до вигляду:

$$\left(\frac{Q c_w k fV}{l HB v}\right) ds = \frac{a}{r-h} (2a-k) da. \quad (2.11)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними. Інтегруючи диференціальне рівняння (2.11) отримаємо:

$$\frac{Q c_w k fV (r-h)}{l HB v} s = \frac{2}{3} a^3(s) - \frac{1}{2} a^2(s) k + C. \quad (2.12)$$

Постійну інтегрування C знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

Тоді отримаємо:

$$C = -\frac{2}{3} a_0^3 + \frac{1}{2} a_0^2 k. \quad (2.13)$$

З урахуванням $a_0 = \sqrt{h(2r-h)}$ та $a = \sqrt{h(2r-h) - 2u_w(r-h)}$ після підстановок у (2.12), перетворень та нехтуючи відносно малими величинами отримаємо наближену формулу для розрахунку величини лінійного зносу у напрямній ковзання u_w від шляху тертя s :

$$u_w = \left[\frac{Q c_w k fV}{l HB v} \frac{1}{k - \frac{2}{3} h^{3/2} \frac{1}{\sqrt{r-h}}} \right] s. \quad (2.14)$$

Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання

Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних.

1. Геометричні розміри напрямної: $l = 500$ мм; $b = 50$ мм;
2. Швидкість ковзання: $V = 20$ мм/с;
3. Кінематична в'язкість оливи Індустріальне І-30: $\nu = 40$ мм²/с;
4. Коефіцієнт тертя в парі повзун-напрямна: $f = 0,1$;
5. Робоче авантаження $Q = 500$ Н;
6. Максимальна глибин мастильної канавки $h = 0,5$ мм, крок канавок $k = 10$ мм, радіус профілю канавки $r = 1,5$ мм.
7. Твердість матеріалу напрямної HB=400 МПа.

Параметр зносостійкості C_W в парі чавун-чавун можна прийняти за довідниковими даними $C_W = 2 \cdot 10^{-8}$.

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу напрямної ковзання наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

**Результати розрахунку зносу підшипника
в залежності від шляху тертя**

Шлях тертя, s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Лінійний знос, u_W , мкм	2,56	25,6	256

Отримана розрахункова залежність дозволяє проводити оцінку зносу напрямної ковзання з маслоутримувальними канавками круглого профілю на стадії проектування. Алгоритм розрахунку передбачає вибір оптимальних геометричних параметрів мастильного профілю за критерієм зносостійкості при заданих режимах експлуатації і конструктивних параметрах напрямної.

Недоліком мастильних канавок однакової глибини по всій ширині напрямної є не врахування нерівномірного розподілу навантажень на напрямній та можливість витoku масла через бокові грані напрямної. Більш доцільним є застосування мастильних канавок змінного профілю: максимального в центрі напрямної із зниженням до мінімуму поблизу граней напрямної. У цьому випадку форма профілю канавки буде представляти собою тіло подвійної кривизни. Розглянемо далі можливу технологію отримання такого профілю круглої форми шляхом поверхнево - пластичного деформування фасонним інструментом.

2.3. Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслостримувальними прямими канавками трикутної форми

Напрявні це відповідальні елементи машин, які утримують рухомі частини механізмів та надають напрям їхньому руху. На робочих поверхнях напрямних може виникати тертя ковзання або тертя кочення. Напрявні ковзання зворотно-поступального руху простіші за конструкцією і технологією виготовлення, їх широко використовують в будові металорізальних і деревообробних верстатів, ковальсько-пресового обладнання, підйомно-транспортних машин, приладів тощо.

Напрявні ковзання технологічного обладнання (Рис.2.7) за формою поперечного перетину розрізняють на циліндричні, прямокутні, клинчасті та типу «ластівчин хвіст». Нижнє розміщення поверхні тертя напрямної на відміну від верхнього сприяє кращому зберіганню мастила на робочих поверхнях спарених елементів.

Розміри поперечного перетину напрямних ковзання нормалізовані і співвідношення розмірів залежить від висоти напрямної. Відношення довжини рухомої деталі до габаритної ширини напрямної повинно бути в межах 1,5 ... 2. Довжина нерухомих напрямних приймається такою, щоб не було провисання рухомої деталі.

Навантаження, що діють на деталі напрямних, завжди можуть бути зведені до сили F , прикладеної у центрі робочої поверхні напрямної, і до моменту M , що діє у поздовжній площині напрямної. Розподіл тиску по ширині плоскої напрямної беруть рівномірним, а по довжині – таким, що змінюється за лінійним законом. Такі допущення можливі через малу ширину напрямних порівняно з їхньою довжиною і достатньою жорсткістю.

Стійкість проти спрацювання робочих поверхонь напрямної з тертям ковзання перевіряють за умовою збереження шару мастила у зоні максимального тиску. Епюра розподілу тиску по довжині напрямної, навантаженої силою F та моментом M , показана на Рис.2.7.

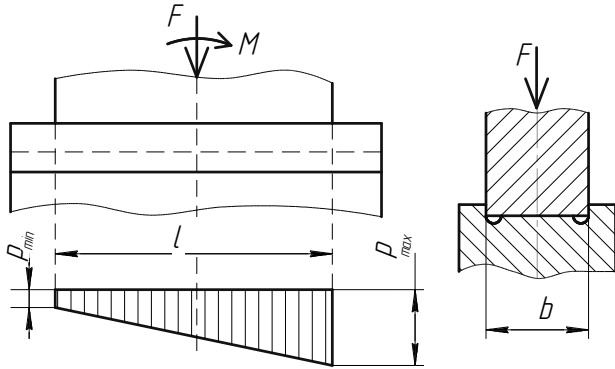


Рис.2.7 – До розрахунку напрямних ковзання

Для прямокутної прямої умова стійкості проти спрацювання робочих поверхонь може бути записано таким чином:

$$P_{\max} = P_F + P_M = \frac{F}{bl} + \frac{6M}{(bl)^2} \leq [p].$$

Допустимий тиск на робочих поверхнях напрямних ковзання при повільних переміщеннях ($V < 0,05$ м/с) беруть $[p] = (2...3)$ МПа, а при підвищених швидкостях у зв'язку з поліпшенням умов змащування $[p] = (5...6)$ МПа.

Для зменшення тертя, спрацювання та запобігання задиркам тертьових поверхонь напрямних метало- та деревообробних верстатів, пресів, контрольно-вимірювальних приладів застосовують спеціальні індустриальні мастила. Змащувальні вузли та деталі залежно від застосованого обладнання значно відрізняються умовами роботи, температурними, навантажувальними та іншими характеристиками. Для мащення напрямних ковзання високоточних металорізальних верстатів, умови роботи яких відрізняються високими навантаженнями й можливістю дуже низьких швидкостей руху (0,016...3,3 мм/с), застосовують особливу групу антистрибкових індустриальних мастил (И-Н-Е-68, И-Н-Е-100, И-Н-Е-220 згідно ГОСТ 17479.4-87) призначених для напрямних ковзання, що містять антистрибкові присадки.

Умови контакту поверхонь тертя напрямних вузлів ставлять високі вимоги до вибору матеріалу прямої, який багато в чому впливає на її зносостійкість і визначає плавність руху вузлів. Для запобігання схоплюванню, пару тертя комплектують з різномірних матеріалів. Напрямні з сірого чавуну, виконані за одне ціле з базовою деталлю (станиною), прості і

дешеві, але не забезпечують довговічності. Для підвищення зносостійкості їх гартують до твердості HRC 48 ... 53 або піддають хромуванню товщиною 25 ... 50 мкм, що забезпечує твердість до HRC 68 ... 72. На робочі поверхні напрямних також напилюють шар молібдену або сплаву з вмістом хрому.

Сталеві напрямні виконують у вигляді окремих планок, які прикріплюють до базових чавунних деталей гвинтами або приклеюють, а до сталевих станини їх приварюють. Для сталевих накладних напрямних застосовують маловуглецевої сталі (сталь 20, 20X, 20XHM) з наступною цементацією і гартуванням до твердості HRC 60 ... 65, азотовані сталі 40XФ, 30XH2МА з глибиною азотування 0.5 мм і гартуванням до твердості HV800-1000.

Для зниження коефіцієнта тертя і підвищення демпфування в напрямних ковзання останнім часом все більше застосовують композиційні полімерні матеріали (пластмаси), які наділені хорошими характеристиками тертя. У конструкції верстатів вітчизняного виробництва для напрямних здебільшого використовують фторопласт і композиційні матеріали на основі епоксидних смол з присадками дисульфиду молібдену та графіту. А чеська фірма „ Škoda ” протягом тривалого часу у різних вузлах тертя своїх верстатів використовує полімерний матеріал „Моглайс PL/P” німецької фірми „Диамант металлопластик GMBH” [31]. Заміна композиційних матеріалів на основі фторопласту і епоксидної смоли на ZX -100K дозволяє підвищити термін експлуатації напрямних, зменшити тертя ковзання поверхонь, усунути ривки і задирки в умовах відсутності мащення і сухого тертя

Для підвищення довговічності напрямних машин при терті і зношуванні на їх поверхню додатково наносять різні маслоутримувальні мікро- і макрорельєфи. Чим надійніше утримується мастильний матеріал між контактуючими деталями, тим менше вони зношуються. Профіль поверхні відіграє тут головну роль. Створені при обробці канавки на поверхні виконують функцію резервуарів для утримання і розподілу масла. За

допомогою теоретичних досліджень, лабораторних і експлуатаційних випробувань визначається який тип, форма і глибина профілю є найприйнятнішими.

Серед параметрів регулярних профілів важливими, з погляду формування експлуатаційних характеристик поверхні, є: напрямок ліній профілю щодо напрямку відносного ковзання, відносна площа поверхні (відношення площі, зайнятої канавками, до загальної площі), глибина і форма змащувальних канавок.

Узагальнюючи результати досліджень зносостійкості поверхонь з регулярним рельєфом [32-37], можна намітити певні рекомендації щодо приведених вище параметрів. Кращі результати дають поперечні відносно напрямку переміщення канавки, оскільки в цьому випадку забезпечуються більш сприятливі умови для мащення, і в цілому поверхня має більшу несучу здатність в порівнянні з поздовжніми канавками. Що стосується відносної

площі поверхні, то тут оптимальними вважаються випадки, коли площа змащувальних канавок складає 40 - 50 % від загальної площі поверхні.

Розрахункова схема для канавок трикутної форми наведена на Рис.2.8.

Для визначення несучої здатності профілю з трикутними канавками на рівні зносу u_w визначимо довжину однієї канавки на цьому рівні $2A_1B_1$ (з трикутника OA_1B_1):

$$2A_1B_1 = 2(h - u_w) \operatorname{tg} \alpha.$$

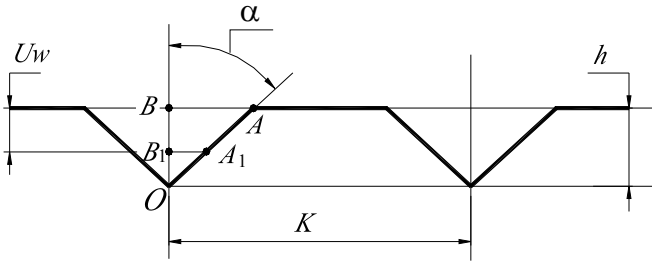


Рис. 2.8. Розрахункова схема для канавок трикутної форми; (α – кут профілю канавок)

Тоді несуча довжина профілю l_p на рівні u_w буде:

$$l_p = l \left[1 - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{k} (h - u_w) \right].$$

Величина контактної тиску визначиться як відношення зовнішнього навантаження Q до розмірів площі контакту A_h :

$$\sigma = \frac{Q}{A_h},$$

де A_h – площа зрізу профілю при перетині площиною на відстані u_w .

Площа контакту при зносі контактуючих тіл на величину u_w дорівнює:

$$A_h = l_p (u_w) b,$$

де b – ширина контакту поверхонь.

Отже залежність для визначення контактного тиску можна представити у вигляді:

$$\sigma = \left[\frac{1}{1 - \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{k} (h - u_w)} \right] \sigma_0.$$

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактний тиск і швидкості ковзання у формі 2.1:

$$I = \frac{du_w}{ds} = c_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right) \left(\frac{Vb}{v} \right).$$

В даному випадку приймаемо лінійну залежність інтенсивності зношування від контактний тиск характерну для типового зношування напрямних абразивними частинками у вигляді окалини, абразиву, залишків обробки.

Нормальний контактний тиск між повзуном і напрямною на площі контакту з урахуванням мастильних канавок буде дорівнювати:

$$\sigma = \left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right), \quad (2.15)$$

де Q – навантаження на підшипник;

b – номінальна ширина напрямної;

l – довжина контакту повзуна і напрямної;

k – крок мастильних канавок;

$a(s)$ – напівширина мастильної канавки на поверхні напрямної.

Величину зносу напрямної можна вимірювати по зменшенню ширини мастильних канавок на поверхні напрямної. При цьому величина зносу через розміри ширини мастильної канавки може бути визначена з виразу:

$$u_w = h - a(s)ctg\alpha, \quad (2.16)$$

де h – початкова глибина мастильних канавок трикутного профілю;

α – кут профілю мастильної канавки (Рис.2.8).

Продиференціюємо останню геометричну залежність по шляху тертя s :

$$\frac{du_w}{ds} = -ctg\alpha \frac{da}{ds}. \quad (2.17)$$

Знак «мінус» у виразі означає, що ширина трикутної мастильної канавки в процесі зношування зменшується.

Прирівнюючи (2.1) та (2.17) отримаємо:

$$\sigma \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -ctg\alpha \frac{da}{ds}. \quad (2.18)$$

Підставимо в ліву частину рівняння (2.18) вираз для контактного тиску (2.16):

$$\left(\frac{Q}{bl} \right) \left(\frac{k}{k - 2a(s)} \right) \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -ctg\alpha \frac{da}{ds}. \quad (2.19)$$

Перетворимо (2.19) до вигляду:

$$\left(\frac{Q c_w k f V tg\alpha}{l HB v} \right) ds = (2a(s) - k) da. \quad (2.20)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними.

Інтегруючи диференціальне рівняння (2.20) отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V \operatorname{tg} \alpha}{l H B v} s = a^2(s) - a(s)k + C. \quad (2.21)$$

Постійна інтегрування C знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

Тоді отримаємо:

$$C = a_0 k - a_0^2. \quad (2.22)$$

З урахуванням $a_0 = htg\alpha$ та $a = tg\alpha(h - u_w)$ після підстановок у (8) та нехтуючи відносно малими величинами отримаємо:

$$\frac{Q c_w k f V}{l H B v} s = u_w (k - 2htg\alpha). \quad (2.23)$$

В результаті отримаємо формулу для розрахунку величини лінійного зносу у напрямній ковзання u_w від шляху тертя s :

$$u_w = \left[\frac{Q c_w k f V}{l H B v} \frac{1}{k - 2htg\alpha} \right] s. \quad (2.24)$$

Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання

Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних.

Вихідні дані:

1. Геометричні розміри напрямної: $l = 500$ мм; $b = 50$ мм;
2. Швидкість ковзання: $V = 20$ мм/с;
3. Кінематична в'язкість оливи Індустріальне И-30: $v = 40$ мм²/с;
4. Коефіцієнт тертя в парі повзун-напрямна: $f = 0,1$;
5. Робоче навантаження $Q = 500$ Н;
6. Глибинамастильної канавки $h = 1$ мм, кут профілю канавки 30° , крок канавок $k = 15$ мм.
7. Твердість матеріалу напрямної $HB=400$ МПа.

Параметр зносостійкості c_w в парі чавун-чавун можна прийняти за довідниковими даними $C_w = 2 \cdot 10^{-8}$.

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу напрямної ковзання наведені в таблиці 2.

Таблиця 2.2

Результати розрахунку зносу підшипника в залежності від шляху тертя за формулою (2.24)

Шлях тертя, s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Лінійний знос, u_w , мкм	2,7	27	270

Графічна інтерпретація результатів розрахунку зношування напрямної представлена на Рис.2.9.

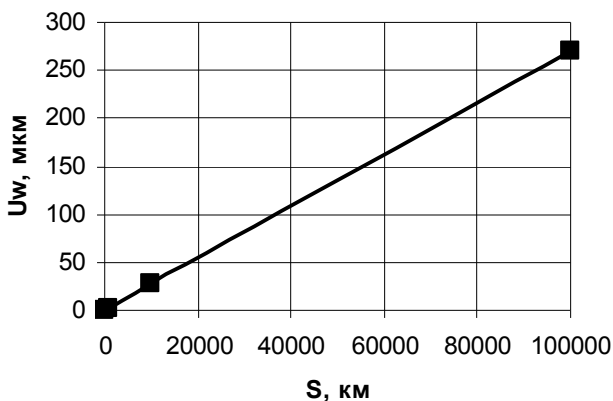


Рис.2.9. Залежність зносу напрямної ковзання від шляху тертя за формулою (2.24)

2.4. Розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю

Поздовжні або поперечні мастильні канавки мають, як правило, однаковий перетин по глибині канавки на всій довжині. Особливістю таких канавок є незмінність несучої здатності по всій довжині і можливість витікання масла через бічні грані для напрямних з різних матеріалів.

Для плоских напрямних поверхонь пропонується профіль маслоутримувальних канавок із змінною глибиною від максимальної в центрі несучої поверхні до нуля на границі поверхні тертя. Встановлено, що такий профіль має оптимальну маслонесучу здатність і мінімальні витікання мастильного матеріалу. Далі наводиться розрахунок зносоконтактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю.

2.4.1. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини круглого профілю

Ефективний маслоутримувальний макропрофіль на плоскій поверхні тертя отримують шляхом формування канавок змінних розмірів пластичною деформацією за допомогою індентора у вигляді сталеві кульки радіусом r (Рис.2. 10) або конуса з кутом при вершині 2α (Рис.2. 3), закріплених в пристрої обертового руху. Таким чином формують канавки замкнутого профілю глибина h , ширина a і довжина l яких визначаються кінематикою

руху індентора та жорсткістю пристрою. Канавки розташовані перпендикулярно напрямку руху спарених деталей на відстані S одна відносно іншої.

Ширина $2a$ і довжина l канавки, формованої кульковим індентором, визначається за формулами [38, с.194-195]:

$$a = \sqrt{2rh_0}; \quad l = 2\sqrt{2Rh_0}.$$

З урахуванням зносу контактної поверхні u_w (Рис.2.10, а) геометричні параметри і площа A_k [38, с.197] канавки відповідно зменшується:

$$a_w = \sqrt{2r(h_0 - u_w)}; \quad l_w = 2\sqrt{2R(h_0 - u_w)}; \quad (2.25)$$

$$A_k(u_w) = 4R\sqrt{\frac{r}{R}} \left[\sqrt{u_w(h_0 - u_w)} + h_0 \arcsin \sqrt{1 - \frac{u_w}{h_0}} \right]. \quad (2.26)$$

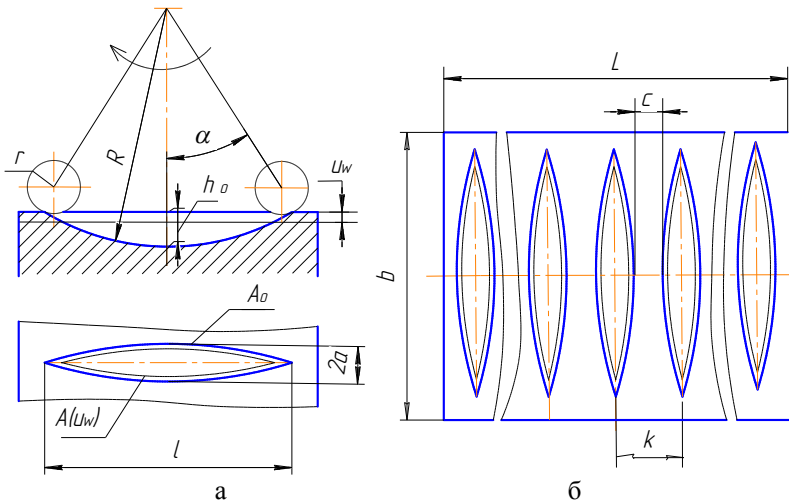


Рис. 2.10. Форма і граничні розміри канавок (а) та мікропрофіль поверхні (б), утвореної кульковим індентором

Якщо канавки рівновіддалені одна від іншої на відстані k (Рис.2. 1, б), то кількість канавок маслоутримувального профілю $n = L/k$, де

$k = b + c$, $c = 3 \dots 5$ мм. Кількість канавок округлюють до меншого цілого числа.

Реальна площа контакту A_r маслоутримувального макропрофілю в процесі зношування збільшується, а контактний тиск відповідно зменшується до номінального значення.

При зносі u_w проміжна площа контакту:

$$A_r = L \cdot b - n \cdot A(u_w) = L \cdot b - 4nR \sqrt{\frac{r}{R}} \times \left[\sqrt{u_w(h_0 - u_w)} + h_0 \arcsin \sqrt{1 - \frac{u_w}{h_0}} \right], \quad (2.27)$$

а при $u_w = h_0$ площа контакту збільшується до номінального значення $A_n = L \cdot b$.

За умови рівномірного розподілу тиску σ_p при дії сили Q в межах номінальної площі контакту діє найменший тиск:

$$\sigma_0 = \frac{Q}{A_0} = \frac{Q}{L \cdot b}.$$

З урахуванням реальної площі контакту маслоутримувального макропрофілю в процесі зносу контактний тиск збільшується:

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \sigma_0 - \frac{Q}{n \cdot A(u_w)}. \quad (2.28)$$

Наведемо розрахунок геометричних параметрів маслоутримувального профілю на плоскій поверхні; розміри $b = 50$ мм; $L = 120$ мм., отриманого за таких умов: глибина канавки профілю $h_0 = 0,5$ мм; довжина канавки профілю $l = 40$ мм; крок формування канавок $k = 6$ мм; радіус індентора $r = 1,5$ мм; навантаження $Q = 1000$ Н.

Визначимо необхідний радіус обертання індентора для формування канавки розмірами $l = 40$ мм і $h_0 = 0,5$ мм за умови $l = 2\sqrt{2Rh_0}$:

$$R = \frac{l^2}{8h_0} = \frac{1600}{8 \times 0,5} = 400 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків знаходимо початкові параметри профілю за відсутності зносу, коли $u_w = 0$:

- номінальна площа контакту $A_0 = L \cdot b = 120 \times 50 = 6000 \text{ мм}^2$;

- ширина канавки $2a = 2\sqrt{2rh_0} = 2\sqrt{2 \cdot 1,5 \cdot 0,5} = 2,45 \text{ мм}$;

- площа канавки

$$A(u_w) = 4R\sqrt{\frac{r}{R}} \left[\sqrt{u_w(h_0 - u_w)} + h_0 \arcsin \sqrt{1 - \frac{u_w}{h_0}} \right] =$$

$$= 4 \cdot 400 \sqrt{\frac{1,5}{400}} \left[\sqrt{0(0,5 - 0)} + 0,5 \arcsin \sqrt{1 - \frac{0}{0,5}} \right] =$$

$$97,98 \cdot 0,785 = 76,9 \text{ мм}^2;$$

- об'єм канавки (38, с.197)

$$V = \pi h_0^2 \sqrt{Rr} = 3,14 \cdot 0,5^2 \sqrt{400 \cdot 1,5} = 19,23 \text{ мм}^3;$$

- кількість канавок $n = L / k = 120/6=20$;

- реальна площа контакту маслоутримувального профілю:

$$A_r = A_0 - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 76,9 = 4462 \text{ мм}^2 \quad (74,3 \%);$$

$$\text{контактний тиск } \sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{4462} = 1,12 \frac{H}{\text{мм}^2} = 1,12 \text{ МПа.}$$

При зносі $u_w = 0,1 \text{ мм}$ внаслідок тертя маслоутримувального макропрофілю за тих же умов знаходимо:

$$2a = 2\sqrt{2r(h_0 - u_w)} = 2\sqrt{2 \cdot 1,5(0,5 - 0,1)} = 2,19 \text{ мм};$$

$$A(u_w) = 4 \cdot 400 \sqrt{\frac{1,5}{400}} \left[\sqrt{0,1(0,5 - 0,1)} + 0,5 \arcsin \sqrt{1 - \frac{0,1}{0,5}} \right] =$$

$$= 3,48 \text{ мм}^2$$

$$A_r = A_0 - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 73,48 = 4530 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{4530} = 1,1 \frac{H}{\text{мм}^2} = 1,1 \text{ МПа.}$$

Результати розрахунків геометричних параметрів масло утримувального макропрофілю і контактної тиску за тих же умов залежно від величини зносу u_w зведені в таблицю 2.3 і показані на Рис. 2.11.

Таблиця 2.3

Геометричні параметри і контактний тиск макропрофілю, формованого кульковим індентором

Знос u_w , мм	$2a$, мм	A_k , мм ²	A_r ,		Контактний тиск σ_r , МПа
			мм ²	%	
0	2,45	76,9	4462	74,3	1,12
0,1	2,19	73,5	4530	75,5	1,10
0,2	1,89	66,6	4668	77,8	1,07
0,3	1,55	56,8	4864	81,0	1,02
0,4	1,09	46,0	5080	84,7	0,98
0,5	0	0	6000	100	0,83

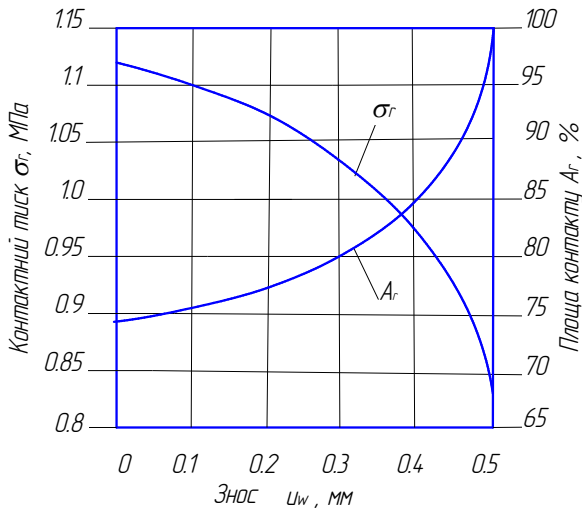


Рис. 2.11. Залежність площі контакту і контактної тиску від зносу маслоутримувального профілю, формованого кульковим індентором

Проведемо розрахунок зношування напрямної ковзання з канавками змінної глибини круглого профілю.

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактної тиску і швидкості ковзання у формі (2.1):

$$I = \frac{du_w}{ds} = c_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right) \left(\frac{Vb}{v} \right). \quad (2.29)$$

Виразимо площу канавки в залежності від максимальної напівширини канавки на поверхні. З (2.25) залежність зносу від напівширини канавки буде:

$$u_w = h_0 - \frac{a^2}{2r}. \quad (2.30)$$

Для розрахунку площі канавки скористаємось залежністю [38, с.196]:

$$A_k = 2\pi(h_0 - u_w)\sqrt{Rr}. \quad (2.31)$$

Після підстановки (2.30) в (2.31):

$$A_k = \pi a^2 \sqrt{R/r}. \quad (2.32)$$

Тоді контактний тиск на поверхні прямої з канавками буде:

$$\sigma = \frac{Q}{Lb - \frac{L}{k} A_k} = \frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \pi a^2 \sqrt{R/r}} \right). \quad (2.33)$$

Величина зносу u_w та розміри канавки залежать від шляху тертя s , продиференціюємо залежність (2.30) по шляху тертя:

$$\frac{du_w}{ds} = -\frac{a}{r} \frac{da}{ds}. \quad (2.34)$$

Підставимо у модель зношування (2.29) вирази (2.33) та (2.34) та отримаємо:

$$\frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \pi a^2 \sqrt{R/r}} \right) \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -\frac{a}{r} \frac{da}{ds}. \quad (2.35)$$

Перетворимо (2.35) до до вигляду:

$$\left(\frac{Q c_w k f V b r}{L H B v} \right) ds = a (\pi a^2 \sqrt{R/r} - bk) da. \quad (2.36)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними. Інтегруючи диференціальне рівняння (2.36) отримаємо:

$$\left(\frac{Qc_w k f V b r}{L H B v} \right) s = \frac{a^2}{2} \left(a^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{R/r} - b k \right) + C.$$

Постійну інтегрування знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

В результаті отримаємо:

$$C = \frac{a_0^2}{2} \left(b k - a_0^2 \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{R}{r}} \right). \quad (2.37)$$

З урахуванням $a_0 = \sqrt{2r h_0}$ та $a = \sqrt{2r(h_0 - u_w)}$ після підстановок у (2.36) та відповідних алгебраїчних перетворень і спрощень отримаємо вираз для розрахунку зносу напрямної з канавками змінної глибини та круглого перетину:

$$u_w = \left(\frac{Qc_w k f V b}{L H B v} \frac{1}{b k - \pi r h_0 \sqrt{\frac{R}{r}}} \right) s. \quad (2.38)$$

Приклад розрахунку зносу напрямної ковзання

Розрахуємо знос напрямної ковзання за розробленою методикою за наступних вихідних даних.

Вихідні дані:

1. Геометричні розміри напрямної: $L = 500$ мм; $b = 50$ мм;
2. Швидкість ковзання: $V = 20$ мм/с;
3. Кінематична в'язкість оливи Індустріальне И-30: $\nu = 40$ мм²/с;
4. Коефіцієнт тертя в парі повзун-напрямна: $f = 0,1$;
5. Робоче навантаження $Q = 500$ Н;

6. Максимальна глибин мастильної канавки $h_0 = 0,5$ мм, радіус профілю канавки $R = 400$ мм, крок канавок $k = 10$ мм, радіус кулькового індентора $r = 1,5$ мм.

7. Твердість матеріалу напрямної НВ=400 МПа.

Параметр зносостійкості c_w в парі чавун-чавун можна прийняти за довідниковими даними $C_w = 2 \cdot 10^{-8}$.

Результати чисельного розрахунку лінійного зносу напрямної ковзання наведені в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4

Результати розрахунку зносу напрямної ковзання з круглим профілем канавок

Шлях тертя, s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Лінійний знос, u_w , мкм	2,72	27,2	272

Графічна інтерпретація результатів розрахунку зношування напрямної представлена на Рис.2. 12.

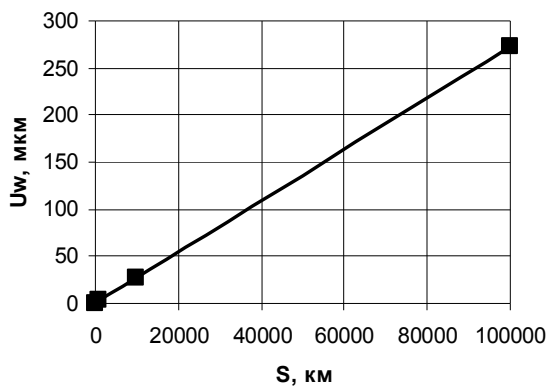


Рис. 2.12. Залежність зносу напрямної ковзання від шляху тертя за формулою (2.38)

2.4.2. Створення маслоутримувального круглого профілю змінної глибини.

Пропонується спосіб формування маслоутримувальних канавок на поверхні ковзання напрямних пристроїв зворотно-поступального руху металорізальних верстатів, кривошипних і гідравлічних пресів та іншого технологічного обладнання.

Широко використовують напрямні пристрої з плоскою поверхнею ковзання [28], яка в процесі зворотно-поступального руху спареної деталі піддається мащенню. Щоб поліпшити умови мащення і підвищити зносостійкість направної на поверхні ковзання перпендикулярно напрямку руху спарених деталей формують прямі маслоутримувальні канавки глибиною 0,5 ... 0,7 мм і шириною 1 ... 1,5 мм з виходом формуючого інструменту за кромки поверхні ковзання. Недолік наскрізних канавок однакової глибини полягає в тому, що за умови центрального навантаження при віддаленні від центра направної мастильної клин руйнується і відбувається витікання мастила через відкриті торці канавки за межі зони тертя. За рахунок цього ефективність мащення контактних поверхонь тертя значно погіршується.

Також для формування регулярного профілю застосовують поверхнево пластичну деформацію [29]. Але пристрій призначений для утворення зигзагоподібного профілю канавок сталої глибини, має складну будову з використанням гідроприводу і унеможливує формування канавки, глибина якої змінюється з урахуванням оптимальних умов мащення.

В роботі [30] запропонований спосіб формування маслоутримувальної канавки змінної глибини пластичною деформацією оброблюваної поверхні за допомогою індентора у вигляді кульки, що обертається по круговій траєкторії радіусом R , який визначає довжину l і максимальну глибину h канавки.. Для формування канавки заданих параметрів l і h потрібний радіус R обертання індентора тим більший, чим більша ширина і менша ширина канавки. Так, наприклад, для формування канавки радіусом обертання індентора $R = 100$ мм і максимальною глибиною $h = 0,5$ мм довжина канавки $l = 2\sqrt{2Rh} = 20$ мм, а для формування канавки довжиною $l = 40$ мм такої ж глибини потрібний радіус обертання індентора $R = 400$ мм [10]. Формування канавок змінної глибини шляхом обертального руху індентора радіусом більше 100 мм вимагає складного пристрою і практично не можливо здійснити на універсальному металооброблюваному обладнанні.

В даній роботі вирішується завдання спрощення механізму і розширення технологічних можливостей формування фасонного маслоутримувального профілю гідродинамічного мащення канавками змінних геометричних параметрів. Поставлена задача вирішується тим, що

формування канавки здійснюється пуансоном, робоча поверхня якого заокруглена радіусом $r = b^2/8h$ і описана радіусом $R = l^2/8h$, де l – довжина канавки, h – максимальна глибина канавки згідно креслення.

Формування канавки маслостійкого макропрофілю на плоскій поверхні напрямної відбувається за рахунок поверхневої пластичної деформації в холодному стані і здійснюється за допомогою штампа на механічному або гідравлічному пресі (не показано). Напрямна 1 (Рис.2. 13) ставиться на опорну плиту 2 між фіксуючими планками 3, здійснюється робочий хід повзуна преса і пуансон 4 силою P втискається в поверхню напрямної 1.

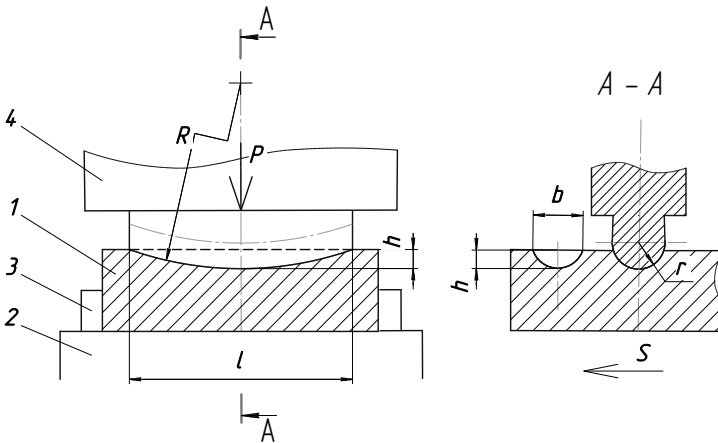


Рис. 2.13. Формування маслостійкого канавки змінних розмірів

За умови, що робоча поверхня пуансона 4 заокруглена радіусом $r = b^2/8h$ і описана радіусом $R = l^2/8h$ на поверхні напрямної 1 формується канавка довжиною l , шириною b і глибиною h .

Перед наступним робочим ходом повзуна преса напрямна 1 просовується між фіксуючими планками 3 на крок подачі $S = b + (3...5)$ мм і формується наступна канавка. Таким чином на робочій поверхні напрямної розмірами $L \times B$ отримують фасонний маслостійкий макропрофіль (Рис. 2.13), на якому містяться канавки довжиною l і шириною b , кількість яких вздовж довжини профілю $n = L/S$ округлюють до меншого цілого числа.

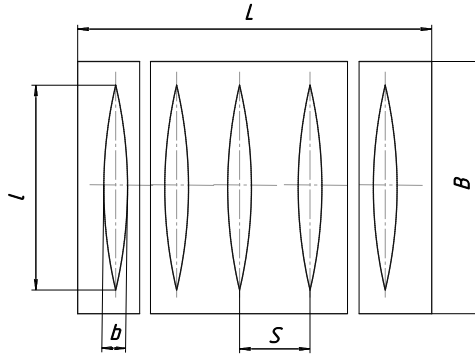


Рис. 2.14. Фасонний маслоутримувальний профіль

Запропонований спосіб формування мастильних канавок змінної глибини не потребує складних кінематичних рухів і відповідного технологічного устаткування для реалізації таких рухів.

2.4.3. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини трикутного профілю

При формуванні макропрофілю конусним індентором (Рис.2.4) початкові параметри канавки визначається за формулами [38, с.197 – 199]:

$$2a = 2h_0 \cdot \operatorname{tg}\alpha; \quad l = 2\sqrt{2Rh_0}; \quad V = \frac{32\sqrt{2}}{15} h_0^2 \cdot \operatorname{tg}\sqrt{Rh_0}.$$

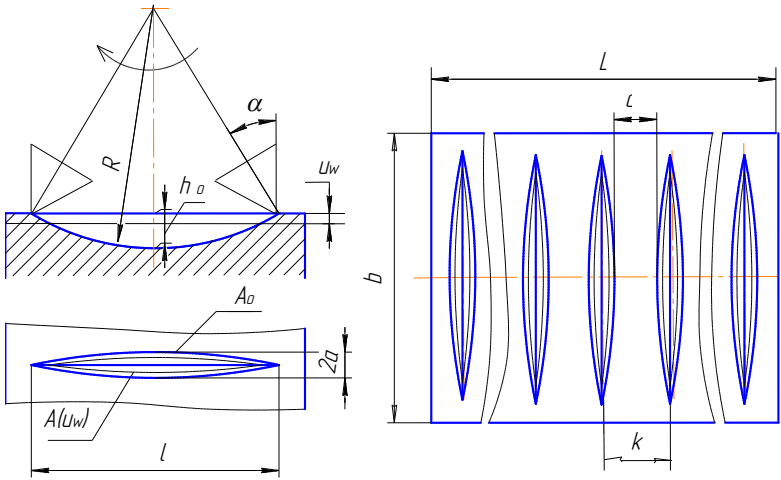


Рис. 2.15. Форма і граничні розміри канавок (a) та мікропрофіль поверхні (ϕ), утвореної конусним індентором

З урахуванням зносу контактної поверхні u_w (Рис. 2.15) геометричні параметри і площа A_k [38, с.198] канавки відповідно зменшується:

$$2a = 2(h_0 - u_w) \cdot \operatorname{tg}\alpha; \quad l = 2\sqrt{2R(h_0 - u_w)}; \quad (2.39)$$

$$A(u_w) = 4\sqrt{2R} \cdot \operatorname{tg}\alpha \left[h_0 \sqrt{h_0 - u_w} - \frac{1}{3}(h_0 - u_w) \sqrt{h_0 - u_w} \right]$$

При зносі u_w проміжна площа контакту збільшується:

$$A_r = L \cdot b - n \cdot A(u_w) = L \cdot b - 4n\sqrt{2R} \cdot \operatorname{tg}\alpha \times \\ \times \left[h_0 \sqrt{h_0 - u_w} - \frac{1}{3}(h_0 - u_w) \sqrt{h_0 - u_w} \right]$$

При $u_w = h_0$ площа контакту дорівнює номінальному значенню $A_0 = L \cdot B$.

В процесі зносу контактний тиск відповідно зменшується: $\sigma_r = \frac{Q}{A_r}$.

Наведемо розрахунок параметрів профілю, формованого конусним індентором з кутом при вершині конуса $\alpha = 60^\circ$ на плоскій поверхні за таких самих умов, які прийняті при формуванні профілю кульковим індентором.

Необхідний радіус обертання конусного, як і кулькового індентора, для формування канавки розмірами $l = 40$ мм і $h_0 = 0,5$ мм

$$R = \frac{l^2}{8h_0} = \frac{1600}{8 \times 0,5} = 400 \text{ мм.}$$

За результатами розрахунків знаходимо початкові параметри профілю за відсутності зносу, коли $u_w = 0$:

$$\text{ширина канавки: } 2a = 2(h_0 - u_w) \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2(0,5 - 0) \operatorname{tg} 60^\circ = 1,73$$

мм;

площа канавки:

$$A(u_w) = 4\sqrt{2 \cdot 400} \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \left[0,5\sqrt{0,5 - 0} - \frac{1}{3}(0,5 - 0)\sqrt{0,5 - 0} \right] =$$

$$= 195,96(0,35 - 0,11) = 47 \text{ мм}^2$$

об'єм канавки:

$$V = \frac{32\sqrt{2}}{15} 0,5^2 \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \sqrt{400 \cdot 0,5} = 13,8 \text{ мм}^3;$$

реальна площа контакту маслостримувального профілю:

$$A_p = A_n - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 47 = 5060 \text{ мм}^2;$$

контактний тиск:

$$\sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{5060} = 0,99 \frac{H}{\text{мм}^2} = 0,99 \text{ МПа}$$

При зносі маслостримувального макропрофілю $u_w = 0,1$ мм внаслідок тертя за тих же умов знаходимо:

$$2a = 2(0,5 - 0,1) \operatorname{tg} 60^\circ = 1,38 \text{ мм};$$

$$A(u_w) = 4\sqrt{2 \cdot 400} \cdot \operatorname{tg} 60^\circ \times$$

$$\times \left[0,5\sqrt{0,5-0,1} - \frac{1}{3}(0,5-0,1)\sqrt{0,5-0,1} \right] = 45 \text{ мм}^2;$$

$$A_k = A_0 - n \cdot A_k = 6000 - 20 \cdot 45 = 5100 \text{ мм}^2$$

$$; \sigma_r = \frac{Q}{A_r} = \frac{5000}{5100} = \frac{H}{\text{мм}^2} = 0,98 \text{ МПа}.$$

Результати розрахунків геометричних параметрів макропрофілю, формованого конусним індентором, і контактного тиску за тих же умов залежно від величини зносу u_w зведені в таблицю 2.5 і показані на рис. 2.16.

Таблиця 2.5

**Геометричні параметри і контактний тиск макропрофілю,
формованого конусним індентором**

Знос u_w , мм	$2ab$, мм	A_k , мм ²	A_r ,		Контактний тиск σ_r , МПа
			мм ²	%	
0	1,73	47	5060	84,3	0,99
0,1	1,38	45	5100	85,0	0,98
0,2	1,04	43	5140	85,6	0,97
0,3	0,69	37	5260	87,7	0,95
0,4	0,34	27	5452	90,9	0,91
0,5	0	0	6000	100	0,83

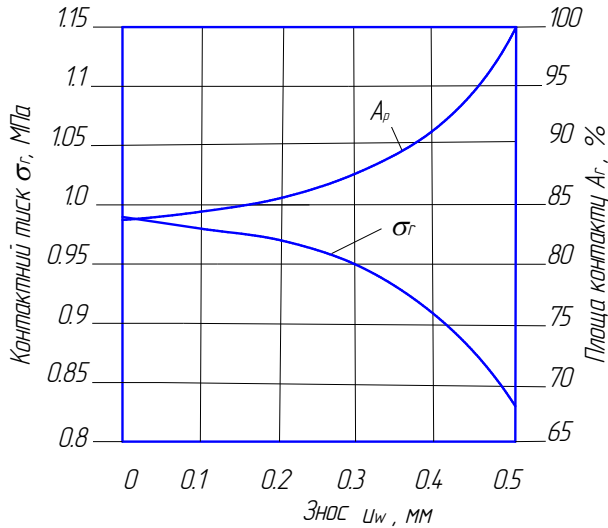


Рис. 2.16. Залежність площі контакту і контактного тиску від зносу маслоутримувального профілю, формованого конусним індентором

Прийmemo модель зношування напрямної ковзання у вигляді безрозмірних комплексів: контактний тиск і швидкості ковзання у вигляді (2.1). Виразимо площу канавки в залежності від максимальної напівширини канавки на поверхні. З (1) залежність зносу від напівширини канавки буде:

$$u_w = h_0 - a \cdot ctg\alpha . \quad (40)$$

Для розрахунку площі канавки скористаємось залежністю [38, с.198]:

$$A_k = \frac{8\sqrt{2}}{3} (h_0 - u_w) tg\alpha \sqrt{R(h_0 - u_w)} . \quad (41)$$

Після підстановки (40) в (41):

$$A_k = \frac{8\sqrt{2}}{3} a \sqrt{aRctg\alpha} . \quad (42)$$

Тоді контактний тиск на поверхні напрямної з канавками буде:

$$\sigma = \frac{Q}{Lb - \frac{L}{k} A_k} = \frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \frac{8\sqrt{2}}{3} a \sqrt{aRctg\alpha}} \right). \quad (43)$$

Величина зносу u_w та розміри канавки залежать від шляху тертя s , продиференціюємо залежність (16) по шляху тертя:

$$\frac{du_w}{ds} = -ctg\alpha \frac{da}{ds}. \quad (44)$$

Підставимо у модель зношування (2.1) вирази (43) та (44) та отримаємо:

$$\frac{Q}{L} \left(\frac{k}{bk - \frac{8\sqrt{2}}{3} a \sqrt{aRctg\alpha}} \right) \left(\frac{c_w f V b}{HB \cdot v} \right) = -ctg\alpha \frac{da}{ds}. \quad (45)$$

Перетворимо (45) до до вигляду:

$$\left(\frac{Qc_w kfVbtg\alpha}{LHBv} \right) ds = \left(\frac{8\sqrt{2}}{3} a^{\frac{3}{2}} \sqrt{Rctg\alpha} - bk \right) da. \quad (46)$$

Це звичайне диференціальне рівняння з розділюючимися змінними. Інтегруючи диференціальне рівняння (46) отримаємо:

$$\left(\frac{Qc_w kfVbtg\alpha}{LHBv} \right) s = \frac{16\sqrt{2}}{15} a^{\frac{5}{2}} \sqrt{Rctg\alpha} - abk + C. \quad (47)$$

Постійну інтегрування знайдемо з умови $a(s=0) = a_0$ (початкова напівширина мастильної канавки).

В результаті отримаємо:

$$C = a_0 b k - \frac{16\sqrt{2}}{15} a_0^{\frac{5}{2}} \sqrt{R \operatorname{ctg} \alpha}. \quad (48)$$

З урахуванням $a_0 = h_0 \operatorname{tg} \alpha$ та $a = (h_0 - u_w) \operatorname{tg} \alpha$ після підстановок у (462) та відповідних алгебраїчних перетворень і спрощень отримаємо вираз для розрахунку зносу напрямної з канавками змінної глибини та трикутного перетину:

$$u_w = \left(\frac{Qc_w k f V b \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L H B v} \frac{1}{b k - h_0^{\frac{3}{2}} \sqrt{2 R \operatorname{ctg} \alpha}} \right) s. \quad (49)$$

Для прикладу розрахунку зносу напрямних з трикутним профілем прийемо вихідні дані такі як і для круглого профілю. При цьому кут профілю прийемо рівним $\alpha = 30^\circ$.

Результати розрахунків наведені в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6

Результати розрахунку зносу напрямної з трикутним профілем канавок

Шлях тертя, s , мм	10^9	10^{10}	10^{11}
Лінійний знос, u_w , мкм	1,49	14,9	149

Графічна інтерпретація результатів розрахунку зношування напрямної представлена на рис. 2.17.

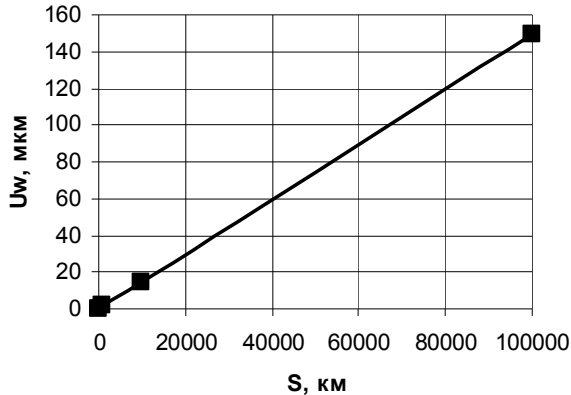


Рис. 2.17. Залежність зносу напрямної ковзання з трикутним профілем канавок від шляху тертя

Розрахунок зносу напрямних ковзання за запропонованими методиками показав, що знос напрямної з круглим профілем маслоутримувальних канавок більший порівняно з напрямними, модифікованими маслоутримувальними канавками з трикутним профілем.

2.5. Дослідження впливу тертя на навантаженість напрямних ковзання

Розглядаються напрямні ковзання кривошипних пресів зворотньо-поступальної дії. Кривошипні преси – це швидкодіюче технологічне

обладнання, яке широко використовуються у масовому виробництві штампованих виробів як з металевих, так і неметалевих матеріалів у різних галузях машино- та приладобудування, виробництві побутової техніки, товарів широкого вжитку, меблевої фурнітури, картонних виробів для фасування продукції фармацевтичної та харчової промисловості тощо. На підприємствах різних галузей промисловості в даний час найбільше використовуються відкриті та закриті однокривошипні преси, основні параметри яких відповідно регламентовані номінальним зусиллям від 25 кН до 2,5 МН (ГОСТ 9408 – 77) і від 1,6 до 25 МН (ГОСТ 10026 – 75). Провідним виробником таких пресів в Україні сьогодні є ВАТ «Пресмаш» (м. Івано-Франківськ), продукція якого експортована в Австрію, Англію, Францію, Італію, Швецію та інші країни [41]. На українському ринку також представлені механічні преси відомих зарубіжних компаній Vartsarov AD, Varpress та Metallforme, які сертифіковані за стандартами CE [42, 43].

Дія механічних пресів ґрунтується на перетворенні обертового руху електроприводу у вертикальний зворотно-поступальний рух повзуна з прикріпленим до нього робочим інструментом (штампом). Надійність і довговічність механічних пресів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва передусім визначається силовими характеристиками і залежною від них зносостійкістю деталей вузлів тертя виконавчого механізму преса, до яких належать радіальні підшипники опор кривошипного вала, шарнірні з'єднання шатуна з валом і повзуном та напрямні повзуна.

Підшипники ковзання механічних пресів працюють у край важких силових умовах. Практика експлуатації і розрахунок підшипників механічних пресів [44, 45] показує, що піковий тиск в опорних підшипниках ексцентрикового вала горячостампувальних пресів сягає до 25 ... 35 МПа, в ексцентри-ковій шийці – 50 ... 60 МПа, в нижній опорі – 100 ... 120 МПа, а в листоштампувальних пресах – відповідно 15 ... 25 МПа, 25 ... 35 МПа і 50 ... 75 МПа. В той же час задовільна експлуатаційна якість і довговічність підшипників пояснюється умовами напіввідинного тертя ($\mu = 0,04 \dots 0,05$), короткочасністю дії пікового навантаження і малими швидкостями ковзання ($v < 1$ м/с).

Якість роботи виконавчого механізму преса також залежить від стану напрямних повзуна, оскільки їх знос негативно впливає на роботу штампів і якість, зокрема, розділювальних операцій (вирубання контуру листоштампованих виробів і пробивання в них отворів), коли нормальні зазори між пуансоном і матрицею складають 5...7 % товщини оброблюваного листового матеріалу [47, 48]. В кривошипних пресах простої дії з С-подібною станиною повзун утримується від повороту і горизонтального зміщення двома клинчастими сталевими напрямними (лівою і правою), а в пресах закритого типу з П-подібною станиною – чотирма такими ж напрямними, розміщеними діагонально в кутах

поперечного перетину повзуна. Напрявні прикріплені до станини преса гвинтами з можливістю регулювання зазору в рухомому з'єднанні «повзун – напрямна» за посадкою $H8/e8$. При зворотньо-поступальному русі повзуна у цьому з'єднанні здійснюється тертя ковзання, що призводить до зносу контактних поверхонь повзуна і напрямних.

За результатами аналізу літературних джерел [44, 45, 46] встановлено, що наведені в них розрахунки силового навантаження вузлів виконавчого механізму спрямовані в основному на визначення реакції опор кривошипного вала на короткочасну дію опору деформації штампованого матеріалу в момент робочого ходу повзуна.

Знос напрямних кривошипно-повзунного преса передусім визначається кінематикою і динамікою його виконавчого механізму. Як базовий визначальний фактор, що впливає на знос приймається контактний тиск між повзуном і напрямною, який в свою чергу визначається величиною діючого навантаження від зусиль обробки, ваги, інерційних сил, тощо.

Проаналізуємо циклограму руху повзуна кривошипного преса. У кожному циклі зворотньо-поступального руху швидкість повзуна і прикріпленого до нього робочого інструменту дорівнює нулю, коли повзун проходить через верхнє та нижнє крайнє положення. Залежність швидкості повзуна від кута повороту кривошипного вала $v(\alpha)$ і тривалості руху $v(t)$ між цими точками за відсутності опору з боку оброблюваного матеріалу описується синусоїдою, а при наявності такого опору – більш складною залежністю (рис. 2.18).

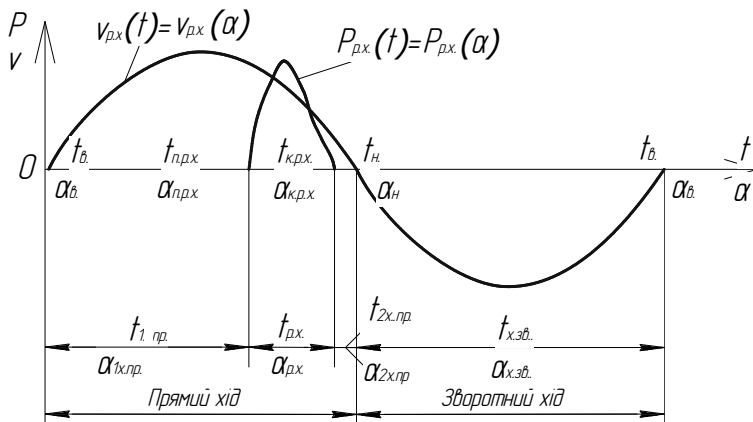


Рис. 2.18. Циклограма руху повзуна кривошипного преса [5]

З моменту дотику інструменту до оброблюваного матеріалу при прямому ході повзуна власне починається робочий хід преса.

Початку робочого ходу відповідає проміжне положення кривошипного вала $\alpha_{n,p}$, а в момент закінчення деформації оброблюваного матеріалу положення кривошипного вала визначається кутом $\alpha_{к,p}$. Кут повороту кривошипного вала, що відповідає робочому ходу повзуна $\alpha_p = \alpha_{n,p} - \alpha_{к,p}$, і залежить від характеру деформації і товщини (висоти) оброблюваного матеріалу. Решта прямого ходу є «холостий» хід.

Загалом при прямому ході повзуна можливі дві ділянки «холостого» ходу: 1 – а ділянка – від крайнього верхнього положення повзуна до початку робочого ходу $\alpha_{1x,n} = \alpha_{в.} - \alpha_{n,p}$; 2 – а ділянка – від закінчення робочого ходу до крайнього нижнього положення повзуна $\alpha_{2x,n} = \alpha_{к,p} - \alpha_n$. Таким чином, кут повороту кривошипного вала за прямим ходом повзуна $\alpha_{n,x} = \alpha_{1x,n} + \alpha_p + \alpha_{2x,n}$. Моменту початку робочого ходу відповідає визначена кінематикою преса і положенням кривошипа швидкість руху інструмента $v_n = f(\alpha_{n,p})$. В сучасних типах кривошипних пресів швидкість повзуна в момент початку робочого ходу змінюється в широкі межі від 0,01 м/с до 0,5 м/с і більше

Друга ділянка «холостого» ходу має місце при виконанні лише певних технологічних операцій, наприклад пробивання отворів, коли процес деформації оброблюваного матеріалу закінчується раніше, ніж повзун дійде до крайнього нижнього положення, а частина шляху повзуна, що відповідає повороту кривошипа на кут $\alpha_{2x,n}$, необхідна для проштовхування штампованого виробу чи відходу через отвір матриці штампу.

Опір руху повзуна і тиск на напрямні протягом «холостого» і зворотного ходу визначається масами повзуна m_n і прикріпленої до нього верхньої частини штампа m_w , що зумовлює силу їхньої спільної ваги $G = (m_n + m_w)g$ (де g – прискорення земного тяжіння), а при робочому ході – силою деформації $P_d = f(h)$, яка, зокрема, для розділювальних операцій вирубаня виробів з листового матеріалу і пробивання в ньому отворів залежить від властивостей матеріалу і розмірів штампованого виробу [47].

За ідеальних умов роботи кривошипного преса, коли не враховуються сили тертя в рухомих з'єднаннях виконавчого механізму ($\mu = 0$), підчас робочого ходу сила деформації штампованого матеріалу P_d направлена вздовж осі шатуна, а напрямні повзуна піддаються тиску P_n , спрямованому перпендикулярно до поверхні ковзання. Такий підхід, зазвичай, використовується при силовому аналізі виконавчого механізму кривошипних пресів, коли враховують дію лише максимального опору штампованого матеріалу в момент короткочасного робочого ходу і нехтують вагою повзуна і рухомої частиною штампа та тиском на напрямні повзуна [45]. Це обмежує можливості аналізу силових умов тертя напрямних підчас «холостого» і зворотного ходу повзуна, які протягом усього циклу зворотно - поступального руху піддаються контактному тиску під дією ваги повзуна і рухомої частини штампа.

З урахуванням тертя ($\mu = 0,04 \dots 0,05$) в шарнірних і плоских з'єднаннях кривошипно-повзунного механізму сили тертя по різному відхиляють напрям сили P_{AB} відносно осі шатуна і дії повзуна P_n на напрямні, змінюючи їх як за величиною, так і за напрямом залежно від кута α повертання кривошипного вала (рис. 2).

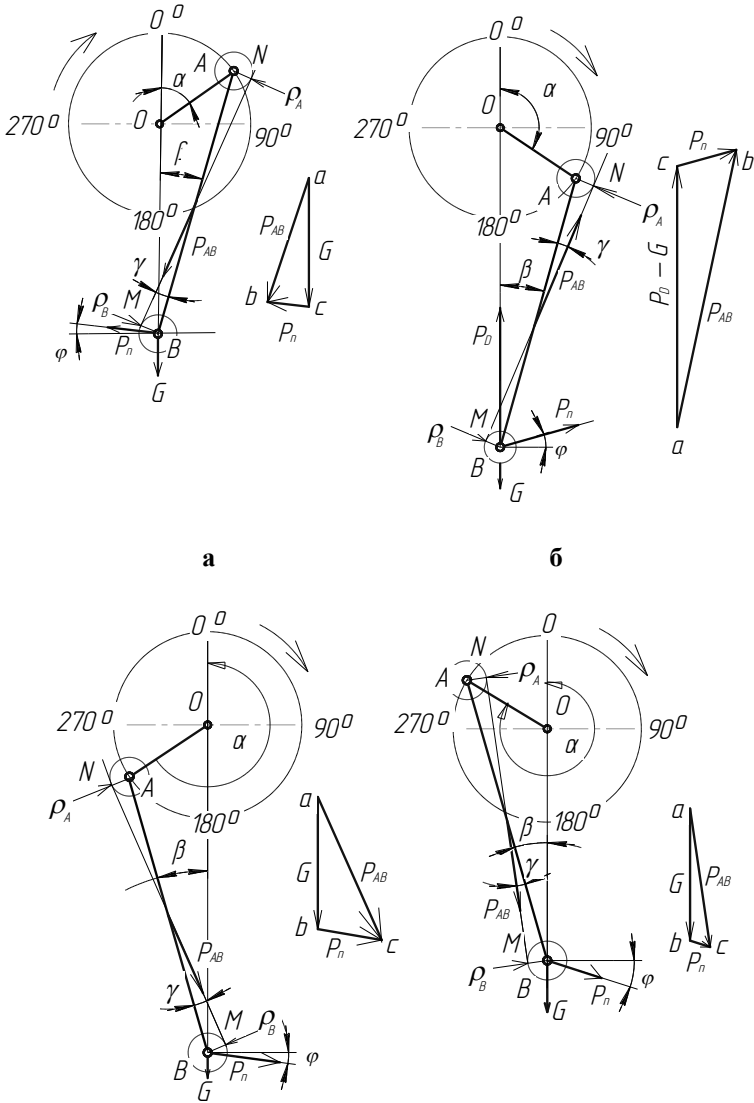


Рис. 2.19. Схеми для графоаналітичного визначення тиску на напрямні повзуна преса

- а** – при $\alpha_{н.х.х.} = 0 \dots 90^\circ$;
б – при $\alpha_{р.х.} = 150 \dots 170^\circ$;
в – при $\alpha_{з.х.} = 180 \dots 270^\circ$;
г – при $\alpha_{з.х.} = 270 \dots 360^\circ$

При побудові розрахункових схем (рис. 2.19) враховано, що сила P_{AB} завжди направлена вздовж спільної дотичної до кругів тертя шарнірів на кінцях шатуна AB . Положення спільної дотичної вибрано так, щоб у кожному з шарнірів A і B момент від дії сили P_{AB} був спрямований проти напрямку обертання шатуна відносно осі шарніра B , від якого передається реакція вздовж шатуна [49]. Радіус круга тертя для обертового руху визначено за формулою $R = \mu r$, де μ – коефіцієнт тертя в шарнірі; r – радіус поверхні тертя в шарнірі. Через наявність тертя контактних поверхонь напрямних сила P_n також змінюється за величиною і направлена проти руху повзуна як при прямому (рис. 2.19, а, б), так і при зворотному ході (рис. 2.19, в, г).

За прямим «холостим» ходом при повертанні кривошипа до 90° від верхнього положення повзуна (рис. 2.19, а) на вузлі виконавчого механізму діє лише відома сила $G = (m_n + m_u)g$. За визначеними з розрахункової схеми (рис. 2, а) напрямками дії сил P_n і G праворуч розрахункової схеми побудовано план сил і показано, що у векторній формі $\vec{P}_{AB} = \vec{G} + \vec{P}_n$. З трикутника abc знаходимо :

$$P_{AB} = G \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta - \gamma + \varphi)}, \quad (2.50)$$

$$P_n = G \frac{\sin(\beta - \gamma)}{\cos(\beta - \gamma + \varphi)}. \quad (2.51)$$

Сила тиску на напрямні:

$$P_n^z = G \frac{\sin(\beta - \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta - \gamma + \varphi)}. \quad (2.52)$$

За прямим «холостим» ходом при повертанні кривошипа від 90° до початку робочого ходу на вузлі виконавчого механізму також діє відома сила G . За визначеними з подібної розрахункової схеми (рис. 2.19, а) напрямками дії сил P_n і G показано, що у векторній формі $\vec{P}_{AB} = \vec{G} + \vec{P}_n$. З векторного трикутника сил знаходимо:

$$P_{AB} = G \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}, \quad (2.53)$$

$$P_n = G \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (2.54)$$

Сила тиску на напрямні:

$$P_n^z = G \frac{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (2.55)$$

За прямим робочим ходом при повороті кривошипа на $150 \dots 170^\circ$ від верхнього положення повзуна (рис. 2.19, б) на вузли виконавчого механізму діють дві відомі сили: стискаюча сила усередненого опору деформації штампованого матеріалу P_δ і сила розтягування G . За визначеними з розрахункової схеми (рис. 2.19, б) напрямками дії відомої за величиною різниці сил ($P_\delta - G$) і невідомої за величиною сили P_n праворуч розрахункової схеми побудовано план сил і показано, що у векторній формі $\vec{P}_{AB} = (\vec{P}_D - \vec{G}) + \vec{P}_n$. З векторного трикутника abc знаходимо:

$$P_{AB} = (P_D - G) \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}, \quad (2.56)$$

$$P_n = (P_D - G) \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (2.57)$$

Сила тиску на напрямні:

$$P_n^z = (P_D - G) \frac{\sin(\beta + \gamma) \cos \varphi}{\cos(\beta + \gamma + \varphi)}. \quad (2.58)$$

При зворотному ході повзуна навантаження вузлів виконавчого механізму преса визначаються знову лише дією сили G . При повороті кривошипа від 180° до 270° від верхнього положення повзуна (рис. 2.19, в) шатун повертається ліворуч відносно шарніру B . Сили P_{AB} , P_n і P_n^z визначаються відповідно за формулами (2.53), (2.54), (2.55). При повороті кривошипа від 270° до 360° від верхнього положення повзуна (рис. 2.19, г) шатун повертається праворуч відносно шарніру B , а сили P_{AB} , P_n і P_n^z визначаються відповідно за формулами (2.50), (2.51), (2.52).

Кути β , φ визначаються через відомі незалежні параметри виконавчого механізму. З аналізу кінематики кривошипно - повзунного механізму відомо, що $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$, де $\lambda = R / L$ (R – радіус кривошипа OA , L – довжина шатуна AB). Для універсальних кривошипних пресів простої дії $\lambda = 0,065 \dots 0,085$ [45].

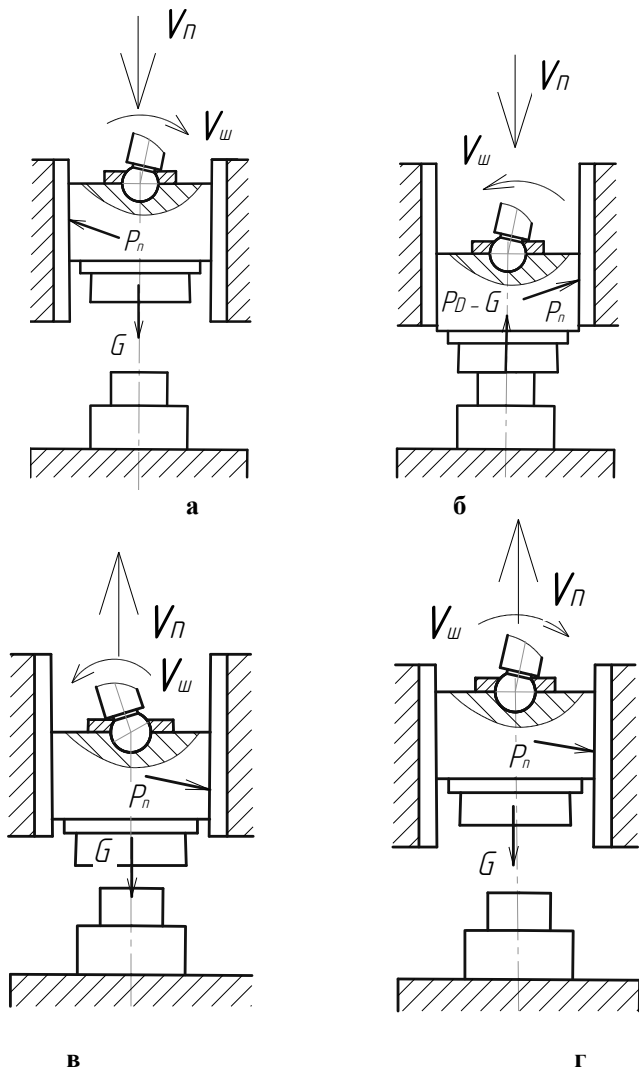


Рис. 2.20. Навантаження напрямних повзуна кривошипного преса
 а - $\alpha_{н.х.х.} = 0...90^\circ$; б - $\alpha_{р.х.} = 150...170^\circ$;
 в - $\alpha_{з.х.} = 180...270^\circ$;
 г - $\alpha_{з.х.} = 270...360^\circ$;
 1 - шатун; 2 - ліва напрямна;
 3 - повзун; 4 - штамп;

5 – права напрямна; 6 – штампований виріб

Кут тертя $\varphi = \arctg \mu$.

Кут γ можна визначити, розглядаючи трикутники ACE і BDE (рис. 2.19). Очевидно, що сума сторін AE і BE цих трикутників є довжиною шатуна: $AE + BE = L$. Враховуючи круги тертя в шарнірах

$$A \text{ і } B \text{ знаходимо } AE = \mu \frac{r_A}{\sin \gamma} \text{ і } BE = \mu \frac{r_B}{\sin \gamma}. \text{ Склавши } AE \text{ і } BE \text{ та}$$

врахувавши, що $l = R / \lambda$, знаходимо:

$$\sin \gamma = \mu \frac{r_A + r_B}{L} = \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R}. \quad (2.59)$$

Проведений аналіз кінематики складових виконавчого механізму преса показує (рис. 2.19, а), що під час прямого ходу при повороті кривошипа від верхнього крайнього положення до початку робочого ходу повзуна навантаження силою P_n сприймає ліва напрямна під дією ваги повзуна і прикріпленої до нього половини штампа. Протягом робочого ходу (рис. 2.19, б) значно більше навантаження P_n передається правій напрямній від дії сили опору деформації штампованого матеріалу. При зворотному ході повзуна (рис. 2.19, в, г) навантаження силою P_n також сприймає ліва напрямна, але тепер під дією лише ваги повзуна і прикріпленої до нього половини штампа.

За наведеними формулами виконані розрахунки навантаження напрямних однокривошипного відкритого преса простої дії номінальним зусиллям 1000 кН [50]. Вихідними даними для розрахунку умовно прийнято:

1) конструктивні параметри – $\lambda = 0,075$; $r_A = 120$ мм; $r_B = 100$ мм; $R = 65$ мм;

2) вагові характеристики – $m_n = 1500$ кг; $m_{ш} = 300$ кг;

3) усереднений опір деформації штампованого матеріалу – 900 кН;

4) мащення напрямних – напіврідинне, коефіцієнт тертя $\mu = 0,05$.

За вказаними вихідними даними визначені кутові параметри: γ і φ для розрахунку навантажень P_{AB} , P_n і P_n^2 , які не залежать від кута α повороту кривошипного вала:

$$\sin \gamma = \mu \lambda \frac{r_A + r_B}{R} = 0,05 \cdot 0,075 \frac{120 + 100}{65} = 0,0127;$$

$$\gamma = 0^\circ 43'.$$

Кут тертя:

$$\varphi = \arctg \mu = \arctg 0,05 = 2^\circ 52'.$$

Під час «холостого» і зворотного ходу повзуна виконавчий механізм даного преса навантажений силою $G = (m_n + m_w)g = (1500 + 300) \cdot 9,8 = 17640 \text{ Н} = 17,64 \text{ кН}$.

Оскільки відхилення напрямів дії сил на виконавчий механізм, зумовлені тертям в його шарнірах і враховані кутами γ і φ , незначні, а сила складає 1,7 % номінального зусилля преса, то при розрахунках приводу преса і деталей механізму на міцність тертям в шарнірах і вагою повзуна нехтують [45]. Розрахунками за формулою (7) показано, що під час робочого ходу похибка від заміни сили P_{AB} модулем сили P_D складає 10 ... 12 %.

Щодо розрахунку напрямних, то під час «холостого» і зворотного ходу повзуна лише сила G і тертя в рухомих з'єднаннях деталей виконавчого механізму, зумовлюють величину і напрям дії сили P_n а без врахування її дії неможливо визначити контактний тиск напрямної і повзуна.

Результати розрахунку навантаження шатуну P_{AB} , напрямних P_n і тиску P_n^c на напрямні повзуна даного преса при різних кутах α повертання кривошипного вала зведено у табл. 2.7.

Таблиця 2.7

Навантаження складових виконавчого механізму однокривошипного відкритого преса простої дії номінальним зусиллям 1000 кН

α , град	45	90	135	160	180	225	270	315	360
β	3°	4°20'	3°	2°	0°	3°	4°20'	3°	0°
$\beta - \gamma + \varphi$			$\beta + \gamma + \varphi$				$\beta - \gamma + \varphi$		
	5°09'	6°29'	6°35'	6°04'	3°35'	6°35'	7°55'	5°09'	- 3°35'
P_{AB} , кН	17,68	17,31	17,73	896,2	17,65	17,73	17,79	17,68	17,65
$\beta - \gamma$			$\beta + \gamma$				$\beta - \gamma$		
	2°17'	3°37'	3°43'	2°43'	0°43'	3°43'	6°03'	2°17'	- 0°43'
P_n , кН	0,70	1,12	1,15	42,53	0,22	1,15	1,87	0,70	0,22
P_n^c , кН	0,699	1,118	1,148	42,47	0,219	1,148	1,867	0,699	0,219

За умови напівідинного тертя, коли коефіцієнт тертя в шарнірах механізму і на контактних поверхнях напрямних повзуна $\mu = 0,05$, усереднене навантаження на напрямні під час «холостого» прямого і зворотного ходів повзуна змінюється залежно від кута повороту кривошипа і складає від 1,25 % до 10 % ваги повзуна і прикріпленої до нього половини штампа. Під час робочого ходу тиск на праву напрямну не менше 4,7 % усередненого технологічного зусилля штампування.

Висновки до розділу 2

1. Стосовно характеристики різних режимів тертя напрямних ковзання верстатів описані методики розрахунку і конструювання напрямних та систем реалізації змішаного тертя з гідравлічним і механічним розвантаженням, гідродинамічних напрямних з маслоутримувальними канавками і клиноподібними скосами та гідростатичних напрямних з дросельним регулюванням тиску.

2. Як зазначено в літературних джерелах у верстатах різного типу в механізмах головного руху і руху подачі умови роботи напрямних на стільки багатобразні, що за результатами дослідження і розрахунку напрямних верстатів можна знайти аналогічні рішення для напрямних будь-якого технологічного обладнання і машин іншого призначення. Так, зокрема, особливості умов і розрахунки навантаження напрямних механічних кривошипних пресів, штампів і прес-форм лиття під тиском.

3. Умови мащення та способи і пристрої підвищення зносостійкості напрямних ковзання за різних режимів тертя постійно вдосконалюються, про що свідчать чисельні винаходи з цієї тематики.

4. Отримана розрахункова залежність зносу від шляху тертя, яка дозволяє проводити оцінку зносу напрямної ковзання з маслоутримувальними канавками круглого профілю на стадії проектування. Алгоритм розрахунку передбачає вибір оптимальних геометричних параметрів мастильного профілю за критерієм зносостійкості при заданих режимах експлуатації і конструктивних параметрах напрямної.

5. Проведений аналіз конструктивних та технологічних особливостей напрямних ковзання машин для забезпечення довговічності по зносу та антифрикційних властивостей. Визначені трибоконтактні характеристики: контактний тиск і площа контакту для напрямної з маслоутримувальними канавками трикутного профілю. Розв'язана пряма зносоконтактна задача для напрямної ковзання і отримана залежність лінійного зносу напрямної від шляху тертя.

6. Аналіз розрахованих за даних умов геометричних параметрів і контактного тиску маслоутримувального профілю, формованого кульковим і конусним інденторами, показує, об'єм мастила, утримуваного канавками кулькового індентора, у порівнянні з конусним індентором, майже на 40% і початковий контактний тиск на 13% більший. Ширина канавки, формованої конусним індентором, на 30% менша. Тому в межах даної довжини профілю кількість можливих канавок, формованих конусним індентором, за умови однакової відстані між канавками збільшується понад 3 рази.

7. Аналіз результатів розрахунку також показує, що при зносі маслоутримувального профілю до повного стирання канавок, формованих кульковим індентором, реальна площа контакту збільшується на 34 %, а

контактний тиск зменшується на 26%. При зносі профілю з канавками, формованими конусним індентором, реальна площа контакту збільшується на 18,6%, а контактний тиск зменшується на 16,2%.

Інтенсивність зменшення реальної площі, формованої кожним індентором, і збільшення контактного тиску, суттєво зростає при зносі понад 60% повного стирання макропрофілю.

8. Розрахунок зносу напрямних ковзання за запропонованими методиками показав, що знос прямої з круглим профілем маслоутримувальних канавок більший порівняно з напрямними, модифікованими маслоутримувальними канавками з трикутним профілем.

9. Запропонований спосіб формування маслоутримувального макропрофілю шляхом утворення канавок поверхневою пластичною деформацією і глибина канавки змінюється від найбільшого значення в центрі оброблюваної поверхні до нуля, а фасонний профіль канавки формується шляхом втискання в оброблювану поверхню пуансона.

10. Проведений аналіз кінематики виконавчого механізму кривошипного преса і розрахунок навантаження його шатуну і напрямних повзуна показує, що за кожний цикл зворотно-поступального руху повзуна його напрямні піддаються різному навантаженню залежно від кута повороту кривошипа. Під час прямого робочого і зворотного ходу контактний тиск сприймає права напрямна, а на ліву напрямну тиск передається лише на ділянці «холостого» прямого ходу.

Література до розділу 2

1. Направльні ковзання. ua.all.biz/uk/napryamni-.
2. Лapidус А. С. Направляющие машин. – В кн. Трение, изнашивание и смазка. М.: Машиностроение, 1979. – с. 148 – 173.
3. Решетов Д. В. Детали машин. Машиностроение, 1966. – 655 с.
4. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн.: Кн.2 / Под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков. Т.1. /Коллектив авторов под ред. Д. И. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 664 с.
6. Левит Г. А., Лурье Б. Г. Совершенствование методов смазки направляющих механизма подачи // Станки и инструменты. – 1961. – №11.
7. Крагельский И. В., Михин Н. М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
8. Проников А. С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

9. Диха О. В., Вельбой В. П., Вичавка А. А. Вплив тертя на трибоконтактні параметри напрямних ковзання технологічного обладнання / Диха О. В. // Проблеми трибології. – 2016. – №4. – С. 17 - 23.

10. Вельбой В. П., Диха М. О. До розрахунку контактних параметрів і сил тертя в циліндричних напрямних ковзання / Вельбой В. П. // Проблеми трибології. – 2016. – №4. – С. 82 - 87.

11. Авт. св. СССР № 1434160. Направляющая скольжения,

12. Авт. св. СССР № 1361396. Направляющая скольжения.

13. Авт. св. СССР № 1030589. Направляющая скольжения.

14. Авт. св. СССР № 863899. Гидростатическая опора.

15. Авт. св. СССР № 808730. Направляющие скольжения прямолинейного перемещения.

16. Авт. св. СССР № 804901. Гидростатические направляющие.

17. Авт. св. СССР № 796504. Опора скольжения.

18. Авт. св. СССР № 771372. Гидростатические направляющие,

19. Авт. св. СССР № 638759. Направляющие скольжения.

20. Авт. св. СССР № 620704. Опора скольжения смешанного типа.

21. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю.Г. Шнейдер. – М.: Машиностроение, 1982. – 248 с.

22. Одинцов Л. Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л. Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.

23. Дыха А. В. Повышение несущей способности подшипника скольжения с маслоудерживающими канавками / А. В. Дыха, О. П. Бабак // Проблеми трибології. – 1997. – № 1. – С. 25-27.

24. Витенберг Ю. Р. Зубообрабатывающие станки и инструменты в приборостроении / Ю. Р. Витенберг, Н. П. Соболев. – М.: Машиностроение, 1969. – 284 с.: ил.

25. Рыжов Э. В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин / Э. В. Рыжов. – К.: Наук. думка, 1984. – 271 с.

26. Дыха О. В. Утворення мастилорозподільного профілю на багатогранній поверхні / О. В. Дыха // Машинознавство. – 1999. – № 8 (26). – С. 42-44.

27. Дыха А. В. Аналитическое определение площади и объема маслоудерживающего профиля переменной глубины / О. В. Дыха // Проблеми трибології. – 2000. – № 1. – С. 55-58.

28. Станочные приспособления: Справочник. Том 1 / Под ред. Б.Н. Вардашкина, А. А. Шатилова – М.: Машиностроение, 1984. 592 с.

29. Пат. 81025 Україна. Пристрій для обробки плоских поверхонь / Кривий П. Д., Кашуба Н. П., Сенік А. А., Кривінський П.П. Опубл. 25.06.2013 Бюл. №12

30. Пат. 110847 Україна. Пристрій для формування маслоутримувальної канавки змінної глибини. Опубл. 25.10. 2016 Бюл. №20.
31. Гришко В. П., Колда В. Ю., Ищенко Е. А., Просветова А. Н. Восстановление направляющих скольжения на расточной бабке станка фирмы „ŠKODA” W200HA // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. – Маріуполь: ПДТУ, 2010. - Вип. 21. – С. 110-117
32. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 248 с.: ил.
33. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
34. Рыжов Э. В. Технологические методы повышения износостойкости деталей машин / Э. В. Рыжов. – К.: Наук. думка, 1984. – 271 с.
35. Одинцов Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: Справочник / Л. Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1987. – 328 с.
36. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю. Г. Шнейдер. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982. – 248 с.: ил.
37. Чепя П. А. Эксплуатационные свойства упрочненных деталей / П. А. Чепя, В. А. Андрияшин. – Минск: Наука и техника, 1988. – 192 с.
38. Кузьменко А. Г., Дыха О. В. Контакт, трение и износ смазанных поверхностей: Монография / А. Г. Кузьменко, О. В. Дыха. – Хмельницький : ХНУ, 2007. – 344 с.
39. Дыха О.В. Розрахункова оцінка зношування напрямної ковзання з маслоутримувальними канавками трикутного профілю / О.В. Дыха, А.А. Вичавка // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2016. – № 3. – С. 92-97
40. Дудчак В.П., Остапенко Р.М., Дудчак Т.В. Методика дослідження адгезійної міцності і зносостійкості полімерних композиційних покриттів // Міжнародний науковий журнал «Проблеми трибології» (Problems of Tribology) Хмельницький національний університет-2012 № 3.С.36-42
41. ВАТ Пресмаш. - Машинобудування та обладнання. ukrbiz.info/ua/listing.php.
42. Компанія ДіП-Металообробка. www.deep-m.com.ua.
43. ТОВ "РМ-СМ" . maria.ua/ua/kyiv/metalurgiya/tov.
44. Живов Л.И., Овчинников А.Г. Кузнечно - штамповочное оборудование. Прессы. – Харьков: Изд-во Харьк. гос. ун-та. – 1966. – 456 с. : ил.

45. Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно - штамповочное оборудование: Учебник для вузов / Под ред. Л.И. Живова. – М.:Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2006. – 560 с.
46. Игнатов А. А., Игнатова Т. А. Кривошипные горячештамповочные прессы. – М.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
47. Справочник конструктора штампов: Листовая штамповка / Под общ. ред. Л. И. Рудмана. – М.: Машиностроение, 1988. – 496 с.
48. Вельбой В.П. Розрахунок робочих деталей штампів листового штампування з урахуванням ступеню їх зносу // Проблеми трибології. – 2010. – № 3. – С. 95-98.
49. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 360 с.
50. Ковка и штамповка: Справочник: В 4 т. Т. 4 Листовая штаповка / Под ред. Д. Матвеева. – М.: Машиностроение, 1987. – 544 с.

Розділ 3

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСАМИ ЗНОШУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ ПРИ ГРАНИЧНОМУ ЗМАЩУВАННІ

3.1. Розрахунково-експериментальне моделювання зношування циліндричних підшипників ковзання

Сучасний етап розвитку трибології характеризується створенням методів розрахунку вузлів тертя на знос. Тривалий час вважалося, що створення таких методів неможливе внаслідок надзвичайної складності процесів зношування. У той же час, якщо відсутні методи розрахунків на етапі проектування і створення машини, відповідно, будуть відсутні і методи прогнозування зносостійкості і довговічності вузлів тертя. Розробка аналітичних методів розрахунку зносостійкості трибосистем ускладнена нелінійністю моделей зносу внаслідок складних взаємозв'язків механічних, теплофізичних та фрикційних властивостей. Для отримання коректних результатів аналітичні методи розрахунку трибосистем вимагають використання цілого ряду параметрів, що характеризують реальні умови роботи. Циліндричні підшипники ковзання в багатьох технологічних, транспортних і енергетичних машинах є одними з основних вузлів, що визначають довговічність і надійність машини в цілому. Таким чином, створення розрахунково - експериментальних методів і моделей зносостійкості для прогнозування довговічності по зносу циліндричних підшипників ковзання з урахуванням різноманіття умов функціонування є актуальною науковою проблемою.

3.1.1. Проблема моделювання зношування підшипників ковзання

Створенню методів розрахунку і випробувань на знос циліндричних підшипників ковзання в даний час приділяється значна увага.

Так, в роботі [1] на основі кумулятивної моделі зношування проведено рішення трибоконтактного завдання для підшипника ковзання. При цьому форма вала не є циліндричною, а має мале огранювання контуру різного виду. Запропоноване рішення є досить складним для практичної реалізації, оскільки вимагає розбиття області зношування на окремі дискретні ділянки. При цьому не враховуються технологічні особливості виготовлення валів із заданим огранюванням.

В роботі [2] проведено аналіз зміни контактного тиску при зношуванні покриття в упорному підшипнику ковзання при нелінійній формі закону зношування. В якості закону зношування прийнята залежність швидкості зношування від факторів швидкості і контактних тисків. Для опису деформаційних властивостей контактуючих матеріалів прийнята нелінійна модель Вінклера. Представлений алгоритм вирішення зносоконтактного завдання для упорного підшипника матиме суттєві складності в разі циліндричного підшипника. Це обумовлено проблемами математичного характеру при використанні в дозвільних рівняннях додатково нелінійних рівнянь, що описують геометрію контакту в циліндричному підшипнику.

У статті [3] проведено рішення зворотного зносоконтактного завдання по ідентифікації параметрів залежності інтенсивності зношування від тиску і швидкості ковзання з урахуванням їх розподілу по плямі контакту. На основі досвіду на знос за схемою "палець - диск" отримано вирази для визначення цих параметрів. Однак прийняте в роботі, у відповідність зі схемою випробувань, допущення про сталість площадки зносу не дозволяє використовувати отримане рішення для схем випробувань зі змінною площадкою контакту (зносу) типу "куля - куля" або "конус - куля".

В роботі [4] запропоновано розрахунково-експериментальний метод визначення дотичних контактних напружень тертя з використанням варіаційного принципу. При цьому будується квадратичний функціонал відхилення експериментальної функції дотичних напружень від умови рівноваги. Експериментальна функція напружень і її параметри визначалися з використанням статечної апроксимації експериментальних даних. Недоліком в даному випадку способу розв'язання контактної задачі є низька точність, т. я. апроксимація проводиться тільки по двом експериментальним точкам.

Авторами в статті [5] проведено теоретичний аналіз кінетики зношування сферичних зразків в процесі випробувань на чотирьохкульковій

машині тертя. Зроблено припущення про відповідність рівняння кінетики зношування диференціальних рівнянь другого порядку. Однак описана кінетична модель носить феноменологічний характер і ґрунтується на принципах поведінки відкритих термодинамічних систем. Такий підхід передбачає використання цілого ряду термодинамічних параметрів системи, які на практиці встановити досить складно.

Авторами роботи [6] запропоновано теоретичні залежності для методу випробувань на знос за стандартною чотирьохкульковою схемою з визначенням параметрів зносостійкості. За основу методу прийнята апроксимуюча функція діаметра плями зносу від шляху тертя, отримана за результатами випробувань на знос. Загальна методологія даного дослідження може бути використана для розвитку теорії методу випробувань для інших геометричних схем. Параметри зносостійкості, визначені з випробувань на знос сталевих куль, не можуть бути застосовані для розрахунку і моделювання підшипникових матеріалів.

Для чисельного моделювання процесу зношування радіального підшипника ковзання в роботі [7] використовувався метод кінцевих елементів. При цьому умови контакту моделювалися комплексом Лагранжа - Ейлера, а еволюція локального зносу рівнянням Арчарда. В результаті моделювання отримано залежності контактного тиску від зносу і вплив зазору в підшипнику на ці залежності. При цьому коефіцієнти зношування визначалися по лінійній залежності швидкості зношування від тиску і швидкості ковзання, що характерно тільки для абразивного зношування, яке не є превалюючим для підшипників ковзання. Крім того, розмірна форма закону зношування ускладнює аналіз впливу на знос визначальних чинників.

В роботі [8] запропоновано розрахунково - експериментальний метод визначення характеристик в'язкого тертя для циліндричної опори ковзання з використанням маятникової схеми згасаючих коливань. Спосіб визначення в'язкості мастила може бути рекомендований для отримання показників в'язкості при розрахунках опор ковзання на знос. У той же час зношування циліндричної опори ковзання не враховувався.

В роботі [9] розглядається вплив напружень в поверхневому шарі від контактної взаємодії вала і втулки підшипника ковзання на його зносостійкість. В якості визначального фактора інтенсивності зношування прийняті не контактні тиски, а поверхневий напружений стан, який чисельно оцінювався методом кінцевих елементів. Такий підхід є складним для використання в інженерній практиці розрахунку зношування підшипників на етапі конструювання.

Експериментальному дослідженню втрат на тертя у фрикційних парах з металополімерних матеріалів присвячена робота [10]. При цьому розглядається сухе тертя без використання мастильного матеріалу, що не характерно для циліндричних опор ковзання, які працюють при граничному

або навіть рідинному режимі тертя.

Технологічним способом забезпечення зносостійкості деталей підшипників ковзання присвячена робота [11]. Для граничного режиму змащування пропонується регулярний профіль мастильних канавок. В процесі дискретного зміцнення формується поверхневий шар з поліпшеними антифрикційними властивостями. У роботі не приділено уваги впливу регулярних мастильних профілів на зносостійкість деталей підшипників.

Таким чином, необхідні подальші теоретичні та експериментальні дослідження для створення методів розрахунку і випробувань на знос циліндричних підшипників ковзання. Ці методи, з одного боку, повинні бути застосовні в практичних розрахунках зносу на етапі проектування, а з іншого боку повинні включати параметри, які адекватно відповідають реальному процесу зношування.

3.1.2 Рішення зносоконтактної задачі для циліндричного підшипника ковзання

Під зносоконтактною задачею розуміється завдання визначення величини максимального лінійного зносу в підшипнику в залежності від шляху тертя (ресурсу роботи). При цьому в якості вихідних даних приймаються конструктивні, навантажувальні, кінематичні параметри підшипника, а також закономірність зношування з параметрами зносостійкості.

Циліндричні підшипники ковзання за своєю конструктивною схемою представляють внутрішній контакт двох циліндрів близьких радіусів з радіальним зазором Δ (рис. 3.1). Вал радіуса R_1 підшипника навантажений силою Q і здійснює обертальний рух зі швидкістю ковзання V по втулці 2 з радіусом R . В процесі силової взаємодії вала і втулки підшипника в місці контакту двох циліндрів виникає контактний тиск σ , розподілений по дузі контакту $2\varphi_0$.

Беручи зносостійкість вала значно більше зносостійкості втулки (пряма пара тертя) в процесі експлуатації на внутрішній поверхні втулки виробляється дугова зона зношування з максимальною величиною в центрі контакту u_w .

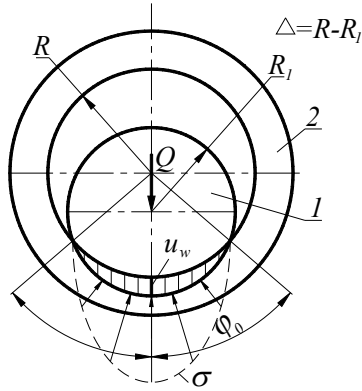


Рис. 3.1. Розрахункова схема циліндричного підшипника ковзання

Для аналітичного рішення задачі розрахунку зносу підшипника ковзання крім зазначених геометричних, силових і кінематичних параметрів також в якості вихідної величини приймається математична форма закономірності зношування. Найбільше використання отримало подання таких закономірностей у вигляді залежності інтенсивності зношування від визначальних параметрів процесу (контактного тиску, швидкості ковзання, температури і т. д.). Тут пропонується закономірність (модель) зношування у вигляді безрозмірного комплексу визначальних чинників:

$$\frac{du_w}{dS} = C_w \left(\frac{f\sigma}{HB} \right)^n \left(\frac{VR}{v} \right)^p, \quad (3.1)$$

де u_w – знос підшипника;

S – шлях тертя;

f – коефіцієнт тертя в парі вал - втулка;

σ – нормальний контактний тиск;

HB – твердість матеріалу втулки;

V – швидкість ковзання;

R – радіус підшипника (втулки);

v – кінематична в'язкість мастила;

C_w, n, p – параметри зносостійкості.

У базовій залежності (3.1) величину контактного тиску визначатимемо по середнім значенням (рівняння рівноваги):

$$\sigma = \frac{Q}{2bR\varphi_0}, \quad (3.2)$$

де Q – навантаження на підшипник;

b – ширина контакту валу і втулки;

φ_0 – напівкущ контакту валу і втулки.

Зв'язок максимального зносу u_w з кутом контакту визначається з геометрії внутрішнього контакту двох циліндрів з радіальним початковим зазором Δ по залежності:

$$u_w(\varphi_0) = \Delta(\sec \varphi_0 - 1). \quad (3.3)$$

Для подальшого використання функцію $\sec \varphi_0 - 1$ зручно представити у вигляді степеневі апроксимації. Для діапазону змін кута контакту $0 \dots \pi/2$ (табл. 3.1) за допомогою програми Excel побудуємо графічну залежність функції від кута контакту φ_0 (рис. 3.2) і отримаємо степеневу апроксимацію цієї функції.

Таблиця 3.1.

Чисельні залежності для функції кута контакту в підшипнику

φ_0 , рад	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
$\sec \varphi_0 - 1$	0,02	0,086	0,212	0,435	0,851	1,76	4,88

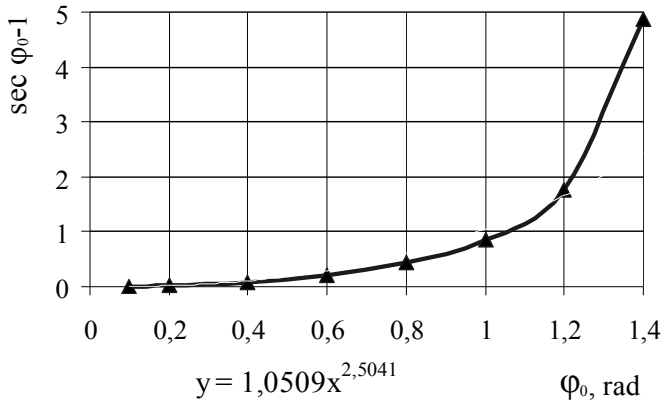


Рис. 3.2. Степенева апроксимація функції $\sec \varphi_0 - 1$ від кута контакту φ_0

З достатньою точністю можна прийняти:

$$\sec \varphi_0 - 1 \approx \varphi_0^{2,5}. \quad (3.4)$$

Таким чином, вираз (3.3) представимо в наступному вигляді:

$$u_w = \Delta \varphi_0(s)^{\frac{1}{2}}. \quad (3.5)$$

Продифенціюємо залежність (3.5) по шляху тертя s :

$$\frac{du_w}{ds} = 2 \frac{1}{2} \Delta \varphi_0(s)^{\frac{1}{2}} \frac{d\varphi_0}{ds}. \quad (3.6)$$

Прирівнюючи (3.1) і (3.6) і підставляючи в ліву частину вираз для контактного тиску (3.2) отримаємо:

$$c_w \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{f}{HB} \right)^n \left(\frac{Q}{2bR\varphi_0} \right)^n = 2 \frac{1}{2} \Delta \varphi_0(s)^{\frac{1}{2}} \frac{d\varphi_0}{ds}. \quad (3.7)$$

Перетворимо (3.7) до вигляду:

$$\frac{c_w}{2,5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB \ 2bR} \right)^n = \Phi_0^{n+1,5} \frac{d\Phi_0}{ds}. \quad (3.8)$$

Або

$$\frac{2c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB2bR} \right)^n ds = \Phi_0^{n+1,5} d\Phi_0. \quad (3.9)$$

Це звичайне диференціальне рівняння із перемінними. Після інтегрування рівняння (3.9) отримаємо:

$$\frac{\Phi_0^{n+2,5}}{n+2,5} = \frac{2c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB2bR} \right)^n s + C. \quad (3.10)$$

Якщо прийняти, що в початковий момент процесу зношування $s = 0$ кут контакту $\Phi_0 = 0$, то постійна інтегрування $C = 0$.

Таким чином, залежність кута контакту від шляху тертя набуде вигляду:

$$\Phi_0 = \left[\frac{(n+2,5)2^{1-n}c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB \ bR} \right)^n s \right]^{\frac{1}{n+2,5}}. \quad (3.11)$$

Або остаточно з урахуванням залежності (3.5) розрахункова формула для величини максимального зносу u_w в підшипнику ковзання від величини шляху тертя s буде:

$$u_w = \Delta \left[\frac{(n+2,5)2^{1-n}c_w}{5\Delta} \left(\frac{VR}{v} \right)^p \left(\frac{fQ}{HB \ bR} \right)^n s \right]^{\frac{2,5}{n+2,5}}. \quad (3.12)$$

В отриманій формулі (3.12) параметри зносостійкості C_w, n, p показують ступінь впливу визначальних чинників процесу зношування підшипника. Їх чисельні значення, як правило, встановлюють експериментальним шляхом проведення лабораторних випробувань. З одного боку, ці випробування повинні бути не трудомісткими з використанням простих по геометричній формі зразків. З іншого боку умови

випробувань прагнуть максимально наблизити до реальних умов роботи вузла для отримання більш адекватної моделі зношування. Далі розглядається методика розрахунку параметрів зносостійкості за результатами лабораторних випробувань на знос для повної ідентифікації формули (3.12).

3.1.3 Ідентифікація параметрів зносостійкості для методу випробувань на зношування за схемою "конус - три кулі"

Для лабораторних випробувань в якості зразків використовують кульки, циліндри, ролики, прямокутні призми і т. д. Тут пропонується для визначення характеристик зношування використовувати схему випробувань "конус - три кулі". При цьому сталеві стандартні кульки діаметром 12,7 мм зі сталі ШХ-15 виступають контрольними зразками. А випробуванням зразком служить конічний зразок з відповідного підшипникового матеріалу. Конічні зразки прості у виготовленні і характеризуються зміною розмірів площадки зносу в процесі випробувань. Зміна площадки зносу призводить до зміни контактних тисків, що дозволяє отримати масив результатів випробувань по навантажувальним характеристикам без зміни зовнішнього навантаження на конічний зразок. Далі розглядається розрахунково - експериментальна методика ідентифікації параметрів зносостійкості C_w, n, p в моделі зношування (3.1) для методу випробувань за схемою "конус - три кулі".

Розрахункова схема випробувань "конус - три кулі" представлена на рис. 3.3. Три кулі 1, 2, 3 однакового радіуса R розташовані на площині так, що їх центри утворюють рівносторонній трикутник $O_1O_2O_3$. Конус 4 з кутом при вершині γ контактує з нижніми шарами в точках $A_1A_2A_3$. До конусу прикладена сила Q , яка передається нижнім кулькам по перпендикулярам до утворювальної конуса з рівними силами $Q_1 = Q_2 = Q_3$.

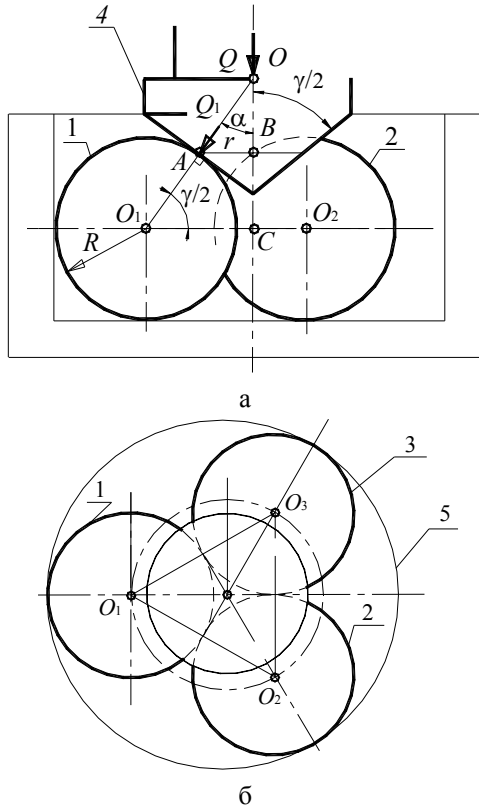


Рис. 3.3. Розрахункова схема випробувань "конус - три кулі":
а – вид спереду;
б – вид зверху

Обойма 5 забезпечує нерухомість нижніх куль при навантаженні вертикальною силою і моментом навколо вертикальної осі.

Сили, які діють на нижні кулі, виражаються через загальну силу співвідношенням:

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = \frac{Q}{3 \cos(\gamma / 2)}. \quad (3.13)$$

Для визначення лінійної швидкості ковзання конуса по кулях необхідно знати відстань r від осі обертання конуса до точок контакту з кулями.

З подоби трикутників OO_1C і OAB маємо:

$$r = O_1C \left(1 - \frac{R}{OO_1} \right). \quad (3.14)$$

Величина O_1C визначається як радіус кола, описаного навколо правильного трикутника $O_1O_2O_3$:

$$O_1C = \frac{2\sqrt{3}}{3} R.$$

Тоді з прямокутного трикутника (рис. 3.2):

$$OO_1 = \frac{O_1C}{\cos \gamma / 2} = \frac{2\sqrt{3}R}{3 \cos \gamma / 2}.$$

Після проміжних підстановок отримуємо:

$$r = R \left(\frac{2\sqrt{3}}{3} - \cos(\gamma / 2) \right). \quad (3.15)$$

Прийmemo форму зношеної поверхні конуса у вигляді кругового жолоба з радіусом профілю a . Також прийmemo допущення, що контактний тиск під жорсткою кулею, що не зношується по зношеній поверхні конуса розподілено рівномірно. Тоді справедливе співвідношення:

$$\sigma = \frac{Q_1}{\pi a^2}. \quad (3.16)$$

Зв'язок максимального зносу u_W з розмірами майданчика зносу a визначається з геометрії контакту сполученого конуса радіусу R з циліндром радіусу r . З достатньою точністю шукана залежність представляється виразом:

$$u_W(S) = \frac{a(S)^2}{2R^*}, \quad (3.17)$$

де R^* – приведений радіус в контактi конуса і кулі:

$$R^* = \frac{Rr}{R + r}.$$

У моделі зносостійкості (3.1) при визначенні параметрів зносостійкості замість радіуса підшипника використовуємо приведений радіус контакту кульки і конуса.

Представимо експериментальну залежність радіуса кругового жолоба зношування конуса у вигляді степеневі апроксимації:

$$a(S) = cS^\beta, \quad (3.18)$$

де c і β – параметри апроксимації, які визначаються за результатами випробувань на знос.

Інтегруючи закономірність зношування (3.1), отримаємо інтегральну форму моделі зношування конуса:

$$u_w(S) = C_w \int_0^S \left(\frac{f\sigma(S)}{HB} \right)^n \left(\frac{VR^*}{v} \right)^p dS. \quad (3.19)$$

Підставляючи в ліву частину отриманої залежності вираз для зносу (3.17), а в праву - вираз для контактного тиску (3.16), отримаємо:

$$\frac{a^2(S)}{2R^*} = C_w \int_0^S \left[\left(\frac{fQ_1}{\pi \bar{a}^2(S)} \right) \frac{1}{HB} \right]^n \left(\frac{VR^*}{v} \right)^p dS, \quad (3.20)$$

або з урахуванням (3.18) після інтегрування по шляху тертя отримаємо:

$$\frac{c^2 S^{2\beta}}{2R^*} = C_w \left(\frac{fQ_1}{c^2 \pi HB} \right)^n \left(\frac{VR^*}{v} \right)^p \frac{S^{1-2\beta n}}{1-2\beta n}. \quad (3.21)$$

З умови здійсненності рівняння (3.21) для всіх значень S слід:

$$2\beta = 1 - 2\beta n, \quad (3.22)$$

звідки:

$$n = \frac{1 - 2\beta}{2\beta}. \quad (3.23)$$

Для визначення параметра p проводяться випробування при двох значеннях швидкості ковзання V_1 і V_2 , звідки отримаємо дві групи експериментальних даних з апроксимуючими функціями:

$$\begin{aligned} a_1 &= c_1 S^\beta; \\ a_2 &= c_2 S^\beta. \end{aligned} \quad (3.24)$$

Розглядається задача визначення параметрів зношування за результатами випробувань зразків зі змінною площадкою контакту $a(S)$ в процесі зношування. Зміна площадки зношування викликає зміну значень контактних тисків $\sigma(a)$. Показник ступеня n у виразі (3.1) характеризує швидкість зміни контактних тисків при зношуванні і безпосередньо пов'язаний з показником β експериментальної залежності (3.18), який відповідно характеризує швидкість зміни площадки контакту при зношуванні. Зв'язок n і β в прийнятій закономірності зношування (3.1) однозначно описується співвідношенням (3.23). Оскільки в розглянутих співвідношеннях швидкість ковзання V не залежить від шляху тертя S , то вона не впливає на параметри n і β в процесі випробувань. В даному випадку зміна швидкості ковзання V впливає тільки на масштабний коефіцієнт C_w в вираженні (3.1). Викладені міркування підтверджуються результатами випробувань.

Підставляючи вирази (3.24) в (3.21) отримаємо систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{c_1^2 \beta}{R^*} &= C_w \left(\frac{fQ_1}{c_1^2 \pi H B} \right)^n \left(\frac{V_1 R^*}{v} \right)^p; \\ \frac{c_2^2 \beta}{R^*} &= C_w \left(\frac{fQ_1}{c_2^2 \pi H B} \right)^n \left(\frac{V_2 R^*}{v} \right)^p. \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

Розділивши перше рівняння на друге, після перетворень отримаємо:

$$(c_1 / c_2)^{2n+2} = (V_1 / V_2)^p. \quad (3.26)$$

Звідки:

$$p = (2n + 2) \frac{\lg(c_1 / c_2)}{\lg(V_1 / V_2)}. \quad (3.27)$$

Для визначення коефіцієнта K_w скористаємося одним з рівнянь (3.25):

$$C_w = \frac{\beta c_1^{2n+2}}{R^*} \left(\frac{3\pi HB \cos \alpha}{fQ} \right)^n \left(\frac{v}{V_1 R^*} \right)^p. \quad (3.28)$$

Таким чином, запропонована розрахунково-експериментальна методика ідентифікації параметрів зносостійкості для методу випробувань на знос за схемою "конус - три кулі" на основі двофакторної моделі зношування підшипника ковзання (контактний тиск, швидкість ковзання).

3.1.4. Експериментальна установка і методика випробувань

Експериментальна установка для випробувань за схемою "конус - три кулі" показана на рис. 3.4.

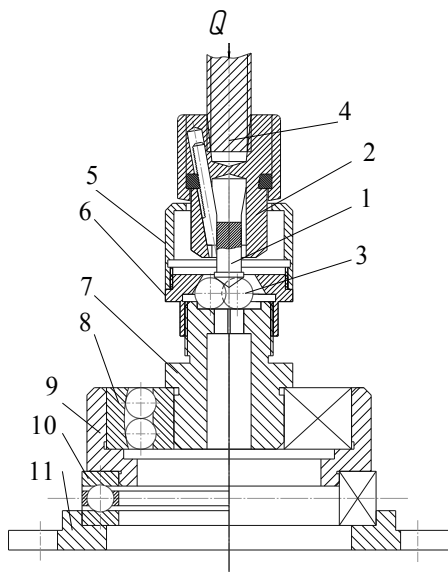


Рис. 3.4. Експериментальна установка

Випробуваний зразок 1 з зміцненої конічної поверхнею закріплюється в універсальному самоцентрувальному свердлильному патроні 2. До нижніх кульок з шарикопідшипникової сталі зразок 1 притискається вертикальним навантаженням Q і йому задається обертальний рух від шпинделя 4 експериментальної установки. Кулькові контрзразки 3 розташовані на плоскій поверхні загартованої опори 7 і центруються спеціальною гайкою 6 з конічною робочою поверхнею. Під час випробувань стакан 5 заповнений мастильним матеріалом. Для самоустановки зразків використовується дворядний самоцентруючий підшипник 10, розміщений в нижньому корпусі установки 11.

Випробування на установці проводилися за таких умов.

Вертикальне навантаження на конічний зразок приймалося рівним $Q = 100$ Н. Сили, що передаються по нормалі на нижні кулі, визначалися за формулою (3.2):

$$Q_1 = \frac{Q}{3 \sin 55^\circ} = \frac{100}{3 \sin 55^\circ} = 40,6 \text{ Н.}$$

Кут конуса конічного зразка $\gamma = 110^\circ$. Діаметр нижніх кулькових контрольних зразків $D = 12,7$ мм. Радіус доріжки ковзання конічного зразка по нижнім шарам розраховувався за формулою (3.4):

$$r = R \left(\frac{2\sqrt{3}}{3} - \cos(\gamma/2) \right) = 6,35 \left(\frac{2\sqrt{3}}{3} - \cos 55^\circ \right) = 3,68 \text{ мм.}$$

Наведений радіус контакту кульки і конуса буде дорівнювати $R^* = 2,35$ мм.

Випробування проводилися при двох частотах обертання шпинделя установки: $n_1 = 500$ хв⁻¹ і $n_2 = 1000$ хв⁻¹. Цим частотам обертання відповідали лінійні швидкості ковзання для конічного зразка:

$$V_1 = \frac{\pi r n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 3,68 \cdot 500}{30} = 192 \text{ мм/с;}$$

$$V_2 = \frac{\pi r n_2}{30} = 384 \text{ мм/с.}$$

Конічні зразки виготовлялися з олов'яно-фосфористої бронзи БрОФ10-1 з твердістю $HB = 90$ МПа. Кульки приймалися з шарикопідшипникової сталі ШХ-15. Машення здійснювалося моторним маслом Magnum 15W - 40 (ТНК, Україна) з кінематичною в'язкістю $\nu = 40$ мм²/с при робочій температурі. Коефіцієнт тертя бронзи по сталі зі змазкою приймався рівним $f = 0,08$.

Величину зносу конуса у вигляді кільцевої канавки на утворювальній вимірювали по ширині канавки зносу за допомогою мікроскопа МБС-10 з точністю 0,05 мм. Для вимірювань використовувалося спеціальне пристосування (рис. 3.5) для базування конічного зразка в площині вимірювання. При цьому утворювальна конуса зразка 1 встановлювалася паралельно столу мікроскопа 4 за допомогою повороту кронштейна 2 щодо корпусу 3 пристрою.

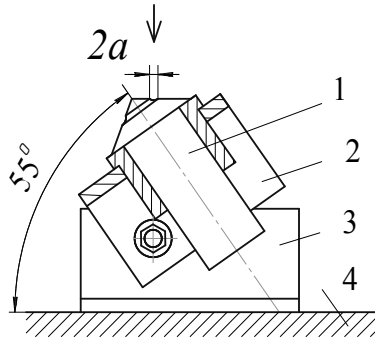


Рис. 3.5. Пристрій для вимірювання ширини канавки зноса

Глибина зношеної канавки приймалася за величину максимального нормального зносу втулки. Величина зносу може бути розрахована по ширині канавки зносу з геометричних співвідношень, якщо форму профілю канавки прийняти круглою. Для визначення форми зношеної поверхні і величини лінійного зносу u_w використовувався проєкційний апарат з 77-кратним збільшенням на екрані (рис. 3.6).

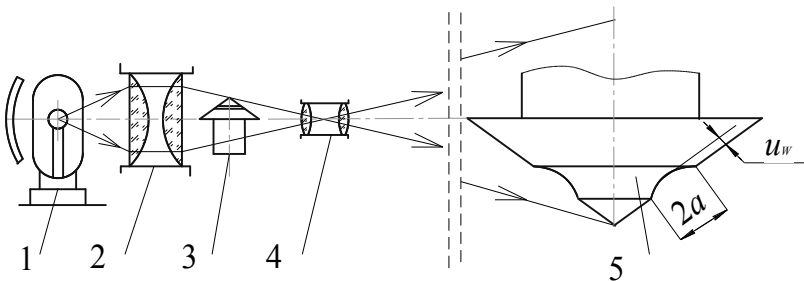


Рис. 3.6. Схема вимірювання форми і глибини зношеної поверхні:
1 – лампа освітлення; 2 – об'єктив; 3 – зразок; 4 – конденсор; 5 – проєкція зразка на екран

Аналіз форми зношеного профілю канавки, збільшеного за допомогою проєктора в 77 разів, підтверджує її максимальну близькість до кругової форми з діаметром, рівним діаметру кульок $D = 12,7$ мм. Таким чином, величина зносу при випробуваннях в залежності від ширини канавки зносу може бути розрахована за наведеною вище формулою (3.6).

Так, наприклад, було проведено випробування зразка з бронзи при навантаженні $Q = 100H$, швидкості ковзання $V = 0,19$ м/с і шляхи тертя $S = 342$ м. В процесі вимірювань глибина канавки зносу на екрані проектора склала 12 мм, або з урахуванням 77-кратного збільшення $12/77 = 0,15$ мм. А ширина канавки відповідно склала $2a = 205/77 = 2,66$ мм. Розрахована за формулою (3.6) величина зносу в залежності від півширини канавки дорівнює $u_w = 0,14$ мм. Тобто похибка між вимірним і розрахунковим значенням не перевищує 7%, що допускає використання розрахункової залежності глибини канавки круглого профілю в залежності від її ширини.

В процесі випробувань для визначення параметрів зносостійкості вимірювання величини зносу проводилися через кожні 10 хв при швидкості ковзання 0,19 м/с і через 5 хв при швидкості ковзання 0,38 хв.

3.1.5. Результати випробувань і розрахунків на знос підшипників ковзання

Для визначення параметрів зносостійкості C_w, n, p моделі зношування підшипника ковзання (3.1) були проведені випробування конічних зразків з бронзи БрОФ10-1. Для статистичної показності кожен цикл випробувань було проведено для 3 однакових зразків. У табл. 3.2 наведені усереднені значення, отримані при вимірюванні ширини канавки зносу. Значення коефіцієнта варіації, що характеризує розкид отриманих результатів вимірювання, знаходилося в межах $v = 0,15 \dots 0,2$, що свідчить про достатню однорідності експериментальної вибірки.

Таблиця 3.2

Результати вимірювання ширини канавки зносу і розрахунку глибини зносу

$S, \text{ м}$	$V_1=0,19 \text{ м/с}$		$V_2=0,38 \text{ м/с}$	
	$a, \text{ мм}$	$u_w, \text{ мм}$	$a, \text{ мм}$	$u_w, \text{ мм}$
115	0,4	0,01	0,45	0,012
231	0,45	0,012	0,475	0,016
346	0,465	0,014	0,55	0,018
462	0,55	0,016	0,6	0,026

577	0,55	0,019	0,625	0,031
693	0,6	0,021	0,675	0,036

Графічна інтерпретація результатів випробувань, тобто залежності півширини площадки зносу і їх степенева апроксимація показані на рис. 3.7. На рис. 3.7 також показані рівняння степеневої апроксимації з параметрами і величина достовірності апроксимації R .

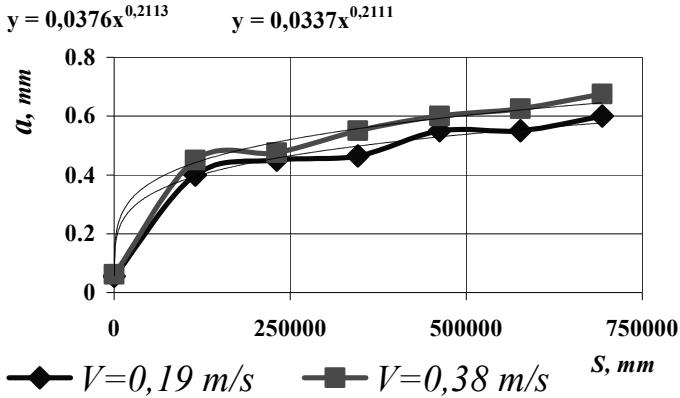


Рис. 3.7. Залежності півширини площадки зносу від шляху тертя і їх степеневі апроксимації

Таким чином, для визначення параметра впливу швидкості ковзання на зносостійкість p отримаємо наступні параметри апроксимуючих функцій виду (3.24): $c_1 = 0,0337$; $c_2 = 0,0376$; $\beta_1 \approx \beta_2 = \beta = 0,21$.

Далі за формулами (3.23), (3.27), (3.28) розраховуємо параметри зносостійкості C_W , n , p .

В результаті розрахунку при випробуваннях стали по бронзі отримуємо параметри зносостійкості: $n = 1,38$; $p = 0,68$; $C_W = 9,625 \cdot 10^{-9}$.

За аналогічною методикою можна визначити параметри зносостійкості для інших підшипникових матеріалів (латуні, алюмінієві сплави) і використовувати ці параметри для розрахункової оцінки зношування підшипників ковзання. При цьому, використовуючи усереднені вихідні дані, характерні для умов роботи підшипників ковзання, ці результати можна використовувати як нормативні параметри зносостійкості. Для отримання значень параметрів зносостійкості максимально наближених

до реальних умов експлуатації необхідно проводити лабораторні випробування за запропонованою схемою при заданих умовах.

Наведемо приклад розрахунку зносу підшипника ковзання при знайдених значеннях параметрів зносостійкості.

Розрахунок будемо проводити для матеріалів пари тертя "сталь - бронза". Радіальне навантаження на підшипник $Q = 500$ Н; твердість бронзи БрОФ10-1 $HB = 90$ МПа; ширина і радіус підшипника: $b = 20$ мм, $R = 20$ мм; радіальний зазор $\Delta = 0,1$ мм. Змазування здійснювалося маслом Magnum 15W-40 (ТНК, Україна) з в'язкістю $\nu = 40$ мм²/с; коефіцієнт тертя $f = 0,08$. Швидкість ковзання приймалася рівною 1 м/с, що відповідало частоті обертання валу підшипника 475 хв⁻¹. Вихідні дані підставлялися в формулу для розрахунку зносу (3.12), результати розрахунку зносу в залежності від шляху тертя представлені в табл. 3.3.

Таблиця 3.3

Результати розрахунку зносу підшипника ковзання u_W в залежності від шляху тертя S і часу роботи t

S , км	10	10^2	10^3	10^4
t , час	1,5	15	150	1500
u_W , мм	4	17	76	338

Крім розрахунку величини зносу по заданому напрацюванню залежність (3.12) дозволяє аналізувати вплив на знос конструктивних і експлуатаційних параметрів підшипників. Це дає можливість підбирати оптимальні параметри підшипників на етапі конструкторської підготовки машини за критерієм максимальної зносостійкості. На рис. 3.8 представлені графіки впливу швидкості ковзання і навантаження на знос підшипника, отримані по залежності (3.12).

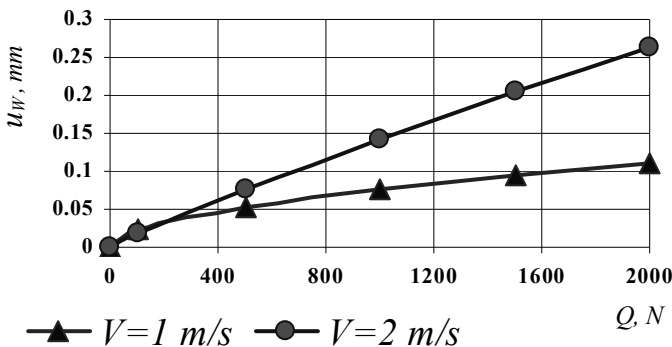


Рис. 3.8. Вплив швидкості ковзання і навантаження на знос підшипника ковзання

Аналіз отриманих результатів показав, що всі отримані залежності для зносу підшипника носять нелінійний характер. Це обумовлено видом отриманої розрахункової залежності (3.12). Такий характер впливу визначальних чинників викликаний особливостями геометрії підшипника ковзання, коли в процесі зношування змінюється площадка контакту (дуга контакту), що призводить до зміни контактних тисків і відповідно інтенсивності зношування. Крім того запропонована модель зношування в нелінійній формі (3.1) з показниками зносостійкості n і p може адекватно враховувати практично всі механізми зношування, включаючи абразивне зношування при $n = 1$. Отримані розрахункові значення зносу узгоджуються з експлуатаційними даними про знос підшипників ковзання.

Отримана розрахункова модель (3.12) для оцінки зношування підшипника ковзання передбачає простий алгоритм отримання значень зносу від шляху тертя при заданих умовах роботи. Це було досягнуто завдяки використанню при вирішенні зносоконтактного завдання деяких припущень. По-перше, приймалося рівномірний розподіл контактного тиску по площадці зносу за середнім значенням. По - друге, складна для інтегро-диференційних перетворень тригонометрична залежність зносу від кута контакту (3.3) була апроксимована простою степеневою залежністю (3.5). Відомі рішення, як правило, вимагають чисельних алгоритмів для подолання математичних труднощів. У той же час, такий підхід дозволив використовувати при вирішенні завдання нелінійну модель зношування від визначальних чинників (3.1), яка досить адекватно описує реальні процеси зношування. Отримати чисельні результати за формулою (3.12) неможливо без значень параметрів зношування C_{μ} , n , p . Тобто модель зношування (3.12) може бути застосована на практиці, якщо відомий алгоритм визначення параметрів цієї закономірності. Саме параметри кількісно дають можливість оцінити вплив визначальних чинників (тиску і швидкості ковзання). Параметри зношування можуть бути встановлені тільки за результатами випробувань, що робить модель наближеною до реальних умов роботи трибосистеми.

Методика визначення параметрів моделей зношування розроблена на основі розв'язання оберненого зносоконтактного завдання. При цьому за прийнятою математичною формою закону зношування (3.1), умови рівноваги (3.16), геометричні умови нерозривності в контакті (3.17) і результатів випробувань на знос отримані залежності для розрахунку параметрів (3.23), (3.27), (3.28). При цьому важливе значення має вибір схеми лабораторних випробувань на знос. Для випробувань приймається та схема, яка по геометричним і технологічним ознаками більше відповідає реальному трибоспряженню. Так, широко використовується на практиці

чотирикулькова схема випробувань підходить для трибоспряжень, в яких контакт здійснюється по лінії або в точках (зубчатих передач, кулачкових механізмів). Для сполучень, у яких розміри площадки контакту порівнянні з розмірами контактуючих тіл (подшипнікі ковзання, кульові опори), краще використовувати запропоновану схему "конус - три кулі", яка більш адекватно відповідають реальному контакту.

Крім цього доцільно використовувати схеми, коли в процесі випробувань змінюється контактний тиск внаслідок зміни площадки зносу, що дозволяє за результатами випробувань одного зразка мати результати для діапазону тисків. До такої схеми випробувань зокрема відноситься запропонована схема "конус-три кулі".

В результаті, на основі отриманої моделі зношування підшипника, можна:

- прогнозувати знос підшипника при різних умовах за контактними номерами тискам і швидкості ковзання на стадії проектувального розрахунку вузла тертя;

- оптимізувати конструктивні і експлуатаційні параметри вузла тертя по критерію зноса.

Запропонований підхід не дає абсолютної відповідності реальному перебігові процесу зношування, але є необхідним етапом на шляху створення розрахункових інженерних методів прогнозування зносостійкості вузлів тертя. Подальші дослідження в цьому напрямку необхідно вести шляхом поширення запропонованої методології на інші вузли тертя машин і відповідні їм схеми лабораторних випробувань на знос.

3.2. Розрахунково-експериментальне моделювання впливу температури і модифікації моторної оливи на зносостійкість сталевих зразків

Для випробувань в трибології широко застосовується схема чотирикулькової піраміди [12]. За цією схемою три кульки встановлюють жорстко (без обертання) у нижньому корпусі, а четверту розміщують зверху на перші три, навантажують і обертають. При цьому випробовується, як правило, мастильний матеріал. За критерій температурної стійкості випробовуваних при терті масел прийнята критична температура руйнування граничних змащувальних шарів. Ця температура визначається по різкому зростанню коефіцієнта тертя. Вказана схема має обмеження щодо випробувань конструкційних матеріалів, оскільки кульки приймаються стандартними з шарикопідшипникової сталі. Виготовлення кулькових зразків для випробувань матеріалів практично недоцільне і складно реалізуєме. В даній роботі для випробувань різних конструкційних матеріалів використовується схема випробувань «конус - три кульки» [13 - 14], яка дає можливість застосовувати в якості досліджуваних конічні зразки з різних матеріалів. При цьому в процесі випробувань змінюється контактний тиск внаслідок зміни площадки контакту, що дає можливість за результатами випробувань одного зразка мати результати для діапазону тиску. Метою роботи є розрахунково-експериментальні дослідження впливу факторів тиску і температури на процес зношування.

Для оцінки зношування досліджуваного конічного зразка за схемою конус-три кульки приймемо модель у вигляді залежності інтенсивності зношування від безрозмірних параметрів контактного тиску і температури у вигляді:

$$\frac{du_w}{dS} = fK_w \left(\frac{\sigma}{HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p, \quad (3.29)$$

де f – коефіцієнт тертя;
 σ – тиск у контакті, МПа;

HV – твердість за Брінелем, МПа;

u_w – лінійне зношення конусної поверхні, м;

S – шлях тертя для конуса, м;

K_w, m, p – параметри закономірності зношування;

T, T^* – відповідно температура випробувань і базова температура, К.

Прийmemo форму зношеної поверхні у вигляді колового жолоба з радіусом профілю \bar{a} . Припустимо що контактний тиск під жорсткою кулькою по зношеній поверхні жолоба конуса розподілений рівномірно. Тоді справедливо співвідношення:

$$\sigma = \frac{Q_1}{\pi \bar{a}^2}, \quad (3.30)$$

де Q_1 – сила, що діє по нормалі до кожної нижньої кульки;

\bar{a} – радіус колової площадки контакту спряжених кульок і конуса.

Сила Q_1 у відповідності до (3.30) виражається через загальну силу

Q , що діє на верхню конус: $Q_1 = \frac{Q}{3 \cos \alpha}$.

Зв'язок максимального зносу u_w і розміру площадки контакту \bar{a} центрі площадки визначається:

$$u_w(S) = \frac{a(S)^2}{2R^*}, \quad (3.31)$$

де $R^* = \frac{Rr}{R+r}$ – приведений радіус в контактi конуса і кульки.

Експериментальна залежність радіусу колового жолобу зносу конуса від шляху тертя представляється у вигляді степеневі апроксимації:

$$\bar{a}(S) = cS^\beta, \quad (3.32)$$

де c, β – параметри апроксимації, які визначаються за наслідками випробувань.

Інтегруючи вираз (3.29), отримаємо інтегральну форму моделі зношування конуса:

$$u_w(S) = fK_w \int_0^S \left(\frac{\sigma(S)}{HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p dS. \quad (3.33)$$

Далі, підставляючи в ліву частину рівняння вираз для зносу через радіус площадки контакту, а в праву – вираз для контактного тиску, після перетворень отримаємо:

$$\frac{c^2 S^{2\beta}}{2R^*} = fK_w \left(\frac{Q_1}{c^2 \pi HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p \frac{S^{1-2\beta m}}{1-2\beta m}. \quad (3.34)$$

З умови виконуваності даного рівняння слідує:

$$m = \frac{1-2\beta}{2\beta}. \quad (3.35)$$

Для знаходження параметра p проводимо випробування при двох значеннях температури T_1 і T_2 . Тоді на основі (3.34) отримаємо систему з двох рівнянь. Розділивши перше рівняння на друге, після перетворень отримаємо:

$$p = (2m+2) \frac{\lg(c_1/c_2)}{\lg(T_1/T_2)}. \quad (3.36)$$

Для знаходження коефіцієнта K_w скористаємось одним з вище вказаних рівнянь:

$$K_w = \frac{\beta c_1^{2m+2}}{fR^*} \left(\frac{3\pi HB \cos \alpha}{Q} \right)^m \left(\frac{T^*}{T} \right)^p. \quad (3.37)$$

Обладнання, технологія і методика випробувань

Випробування залежності зношування конічних зразків від температури моторної оливи проводили на експериментальній установці за відомою схемою тертя «конус – три кульки» [13 - 14]. Конічна поверхня зразка 1 притискалась до кульок 2 силою $Q = 100$ Н і зразок обертався частотою $n = 500$ об/хв. (рис. 3.9). Швидкість ковзання поверхонь тертя кульок і зразка становила 0,19 м/с. Тертя відбувалося у ванні моторної оливи 4. Нагрівання оливи до заданої температури здійснювали спеціально виготовленим нагрівачем 5 з вмонтованим термоелектричним елементом Т

220 – 0.6/13 ELECTRON , встановленим і теплоізолюванім асбестовою набивкою в закритому сталевому кожусі, який одівався на корпус 6 вузла тертя. Температуру моторної оливи вимірювали датчиком з хромель-алюмелієвою термопарою 2.

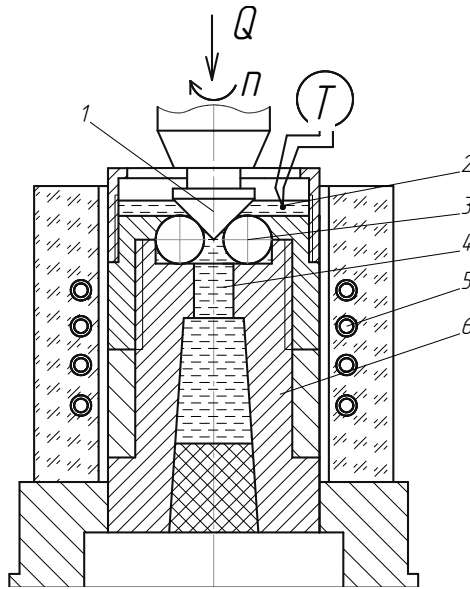


Рис. 3.9. Пристрій нагрівання моторної оливи

Встановлення сталого температурного режиму тертя здійснювали розробленим блоком управління нагрівачем, який містить трансформатор типу ЛАТР 220 В 2 А (рис. 3.10), за допомогою до клем термоелектричного елемента (ТЕН) подавалася напруга 40, 50 і 60 В, що після прогрівання протягом 2-х годин забезпечувало сталу температуру моторної оливи 54, 73 і 96 °С.

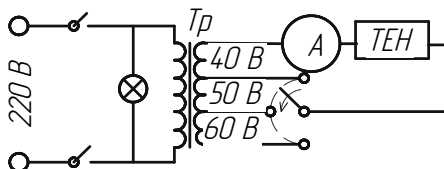


Рис. 3.10. Електрична схема блоку управління нагрівачем

Випробували знос зразків зі сталі 45, загартованих до твердості 40HRC за умови тертя в моторній оливі Magnum 15W-40 без присадки (досліди А) і з присадкою до оливи (досліди Б), яка містила олеїнову кислоту, гліцерин, мідний пудру і мідний купорос відповідно 65, 13, 20 і 2 об. %. Досліди А і Б проводили за нормальної температури (24 °С) оливи і нагрітої до 54 °С і 96 °С. Тривалість безперервного тертя за кожним режимом складала 30 хв, після чого слід зношування поверхні зразка у формі сегментної канавки шириною $2a$ (мм) вимірювали мікроскопом МБС – 10 з точністю 0,05 мм. Випробування кожного зразка проводилось протягом 3-х годин, що відповідало шляху тертя 2052 м.

Результати випробувань наведено в табл. 3.4.

Таблиця 3.4

Розміри сліду зношування $2a$ (мм) конічних зразків зі сталі 45 при змашуванні моторною оливою Magnum 15W – 40 без присадки (досліди А) і з присадкою (досліди Б)

$S, \text{ м}$	$T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$		$T = 54 \text{ }^\circ\text{C}$	
	Досліди А	Досліди Б	Досліди А	Досліди Б
342	0,30	0,15	0,95	0,50
684	0,65	0,25	1,25	0,60
1026	0,90	0,35	1,40	0,70
1368	1,20	0,50	1,40	0,80
1710	1,30	0,55	1,40	0,80
2052	1,30	0,55	1,40	0,80

За отриманим експериментальними даними були побудовані графіки залежності розмірів площадки зношування від шляху тертя, показані на рис. 3.11.

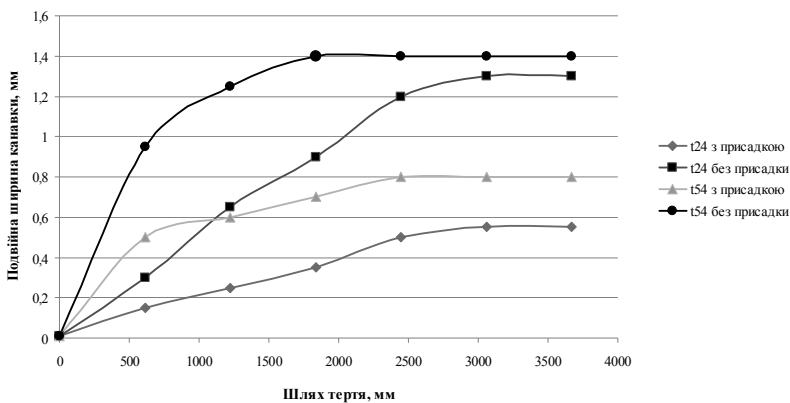


Рис. 3.11. Графіки залежності розмірів площадки зношування від шляху тертя

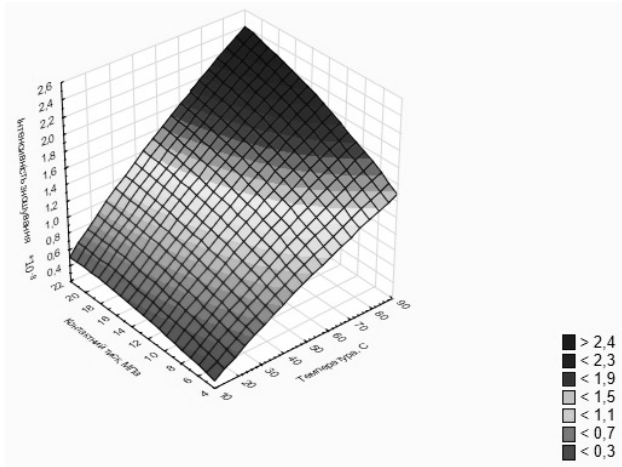
Далі за допомогою програми Excel були визначені параметри степеневі апроксимації (3.32), показані в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5

Параметри степеневі апроксимації (4)

Параметри степеневі апроксимації (4)		c	β
Без присадки	24 °C	0,0514	0,374
	54 °C	0,064	0,398
З присадкою	24 °C	0,037	0,0303
	54 °C	0,0503	0,348

Залежності інтенсивності зношування від контактної тиску і температури оливи, побудовані за моделлю (1), представлені на рис. 4.



а

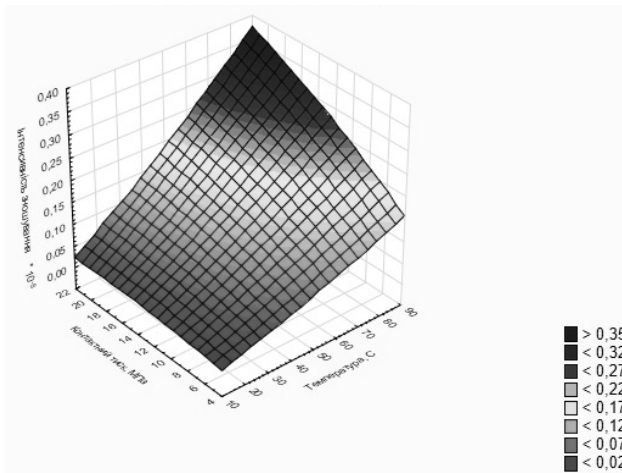


Рис. 3.12. За залежності інтенсивності зношування від контактного тиску і температури оливи: а – без присадки; б – з присадкою

За залежностями (3.35 - 3.37) за допомогою програми MathCad розраховувались параметри зносостійкості m , p , K_W моделі зношування (3.29) при наступних вихідних даних: матеріал конічного зразка Сталь 45, $HV45$; зовнішнє навантаження $Q = 60$ Н; базова температура $T^* = 20$ °C;

кут конусу зразка 110° , коефіцієнт тертя $f = 0,01$. Для досліджуваної оливи (без додавання присадки і без неї) параметри зносостійкості моделі зношування наведені в табл. 3.6.

Таблиця 3.6

Параметри зносостійкості моделі зношування (3.29)

Параметри зносостійкості	m	p	K_w
Без присадки	0,2957	0,7255	0,01
З присадкою	0,5359	1,1632	0,0009552

Результати розрахунково-експериментальних досліджень вказують на збільшення інтенсивності зношування. Разом з цим введення присадки до моторної оливи значно зменшує інтенсивність зношування досліджуваних зразків.

3.3. Методика та результати випробувань на знос конічних зразків зі сталі 45 в моторній оливі

Механізм утворення шарів із зниженим тертям на поверхнях деталей машин за рахунок олів із додатками порошоків металів все більше привертає уваги дослідників.

При цьому модифікований верхній шар сприяє зменшенню тертя та зносу деталей трибосистем. Найчастіше на практиці використовують декілька типів порошоків: Cu, Al, Pb, Fe, латуні та інші.

Незважаючи на цілий ряд наукових робіт, проблема пояснення механізму дії порошоків металів в зоні тертя залишається відкритою. Спочатку за причину зниження опору руху приймали зміну виду тертя з ковзання на кочення. Вважалося, що сферичні частинки металів розділяють поверхні змінюючи ковзне контактування верхівок нерівностей на перекочування за участю третього тіла – сферичних частинок металів. Але ця гіпотеза не знайшла експериментального підтвердження, оскільки частинки металів інших форм також виконували функцію змащувальних додатків.

Останні роботи показують, що механізм зменшення опору переміщенню та зносу із застосуванням олів з додатками порошоків металів, полягає у модифікації верхнього шару в процесі тертя [15-17].

В роботі [15] встановлено, що найбільше зниження коефіцієнту тертя отримано при самому більшому навантаженні і швидкості ковзання. Тобто для ініціалізації механізму зменшення опору руху потрібно підведення енергії в трибосистему. Також встановлено, що із ростом твердості частинок міді зростає ефективність змащування, вантажопідйомність мастильного шару та зменшується знос елементів, що труться. Процес утворення шару низького тертя має динамічний характер та залежить від ходу процесу тертя.

При використанні добавок порошоків металів у змащувальній композиції має місце також ремонтно-відновлювальний ефект. Результати спостережень за допомогою скануючої мікроскопії наведені в роботі [16]. Було встановлено, що зміна морфології порошку міді є наслідком дії високої температури.

Дослідження, представлені в роботі [17] показують механізм збільшення твердості верхнього шару в результаті використання порошку латуні. Аналіз показав, що верхній шар поверхні тертя складається при цьому із сполук Cu, Zn і Fe_2O_3 і має значно більшу твердість ніж основа.

Крім того помітили модифікацію верхнього шару через збагачення киснем, тобто в процесі тертя частинки металу піддаються не тільки деформації, але й окисненню.

Отже результати експериментів підтверджують створення поверхневих шарів із зниженим опором тертю за рахунок використання добавок порошоків металів у змащувальній композиції. При цьому механізмами дії цих добавок є: пластична деформація, температурне зчеплення та окиснення.

В даній роботі досліджується ефективність використання мідьвмісної присадки до моторної оливи за критерієм підвищення протизносних властивостей досліджуваних сталевих зразків.

Випробували знос зразків зі сталі 45, загартованих до твердості 40HRC за умови тертя в моторній оливі Magnum 15W-40 без присадки і з присадкою [5] різної концентрації, яка містила олеїнову кислоту, гліцерин, мідний пудру і мідний купорос відповідно 65, 13, 20 і 2 об. %. Досліди А і Б проводили за нормальної температури (24 °С) оливи і нагрітої до 54 °С. Тривалість безперервного тертя за кожним режимом складала 30 хв, після чого слід зношування поверхні зразка у формі доріжки зношування шириною 2а (мм) вимірювали мікроскопом МБС – 10 з точністю 0,05 мм. Випробування кожного зразка проводилось протягом 3-х годин, що відповідало шляху тертя 2052 м.

За кількісний критерій оцінки впливу факторів температури, концентрації мідьвмісної присадки та навантаження на трибологічні властивості приймався безрозмірний комплекс для розрахунку інтенсивності зношування у вигляді:

$$I = \frac{du_w}{dS} = fK_w \left(\frac{\sigma}{HB} \right)^m \left(\frac{T}{T^*} \right)^p, \quad (3.38)$$

де f – коефіцієнт тертя;

σ – тиск у контакті, МПа;

HB – твердість за Брінелем, МПа;

u_w – лінійне зношування конусної поверхні, м;

S – шлях тертя для конуса, м;

K_w, m, p – параметри закономірності зношування;

T, T^* – відповідно температура випробувань і базова температура, °С.

Параметри закономірності зношування для конкретної серії випробувань розраховувались за отриманими нами формулами в роботі [18].

Результати трибологічних випробувань для заданих умов наведені в табл. 3.7.

Таблиця 3.7

Ширина доріжки зношування 2а (мм) конічних зразків зі сталі 45 при змащуванні моторною оливою Magnum 15W – 40

$S, \text{ м}$	$T = 24 \text{ }^\circ\text{C}$	$T = 54 \text{ }^\circ\text{C}$
----------------	---------------------------------	---------------------------------

	вміст присадки, %							
	б/п	1 %	2 %	3 %	б/п	1 %	2 %	3 %
342	0,30	0,25	0,15	0,4	0,95	0,55	0,50	0,75
684	0,65	0,4	0,25	0,5	1,25	0,65	0,60	0,95
1026	0,90	0,50	0,35	0,55	1,40	0,75	0,70	1,15
1368	1,20	0,66	0,50	0,60	1,40	0,85	0,80	1,15
1710	1,30	0,675	0,55	0,70	1,40	0,95	0,80	1,25
2052	1,30	0,675	0,55	0,70	1,40	1	0,80	1,25

Графічна інтерпретація результатів випробувань представлена на рис. 3.13 - 3.14.

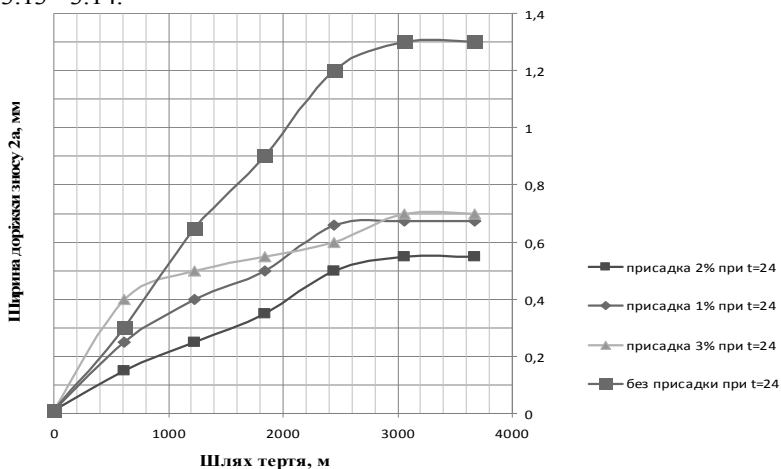


Рис. 3.13. Залежність доріжки зносу кінцічного зразки від шляху тертя при температурі оливи 24 °C

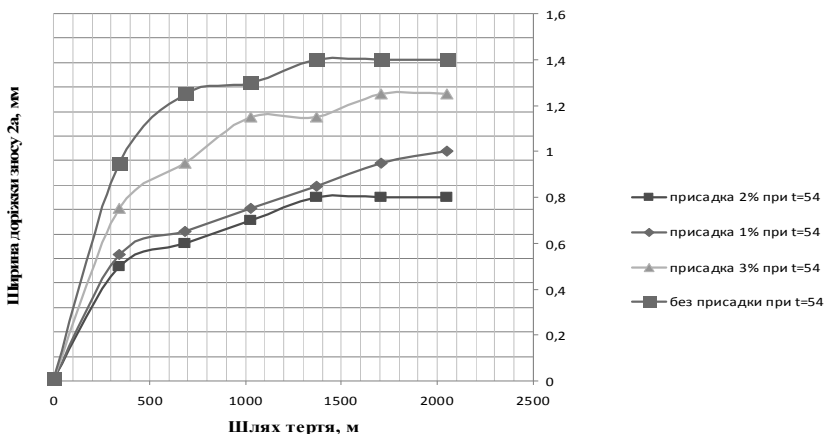


Рис. 3.14. Залежність доріжки зносу кінчного зразки від шляху тертя при температурі оливи 54 °C

Обробка результатів випробувань

Отримані графічні залежності були апроксимовані степеневими функціями за допомогою програми Excel і в подальшому використані для розрахунку параметрів моделі інтенсивності зношування (15). Нижче в табл. 3.8 наведені результати розрахунку параметрів інтенсивності зношування.

Таблиця 3.8

Результати розрахунку параметрів степеневої апроксимації та параметрів інтенсивності зношування

Параметр моделі зношування		c	β	m	p	K_w
Присадка 1%	24 °C	0,043	0,3269	0,42	0,98	$2,9559 \cdot 10^{-3}$
	54 °C	0,057	0,3765			
Присадка 2%	24 °C	0,037	0,3028	0,49	1,43	$1,1455 \cdot 10^{-3}$
	54 °C	0,054	0,3655			
Присадка 3%	24 °C	0,046	0,3326	0,36	1,14	$4,9983 \cdot 10^{-3}$
	54 °C	0,065	0,4027			
Без присадки	24 °C	0,051	0,3741	0,29	0,72	0,01
	54 °C	0,070	0,4162			

Отримані параметри повністю ідентифікують модель зношування (3.38), яка дозволяє розраховувати кількісні значення інтенсивності зношування. В табл. 3 приведені результати розрахунку інтенсивності зношування за допомогою програми MathCad за результатами експериментальних випробувань при вмісті присадки до моторної оливи від 1 до 3 відсотків.

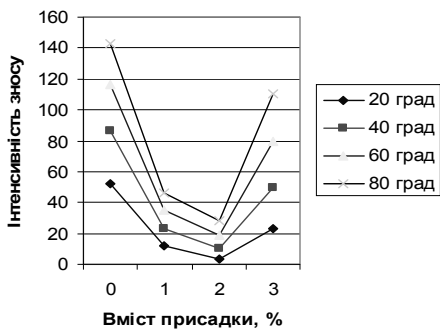
Таблиця 3.9

Результати розрахунку значень інтенсивності зношування (МПа)

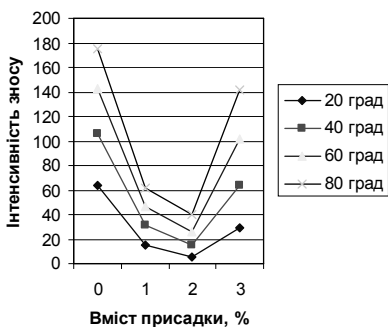
σ , МПа T , °C	Конц. прис.	5	10	15	20
<i>l</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
20	0 %	52,266	64,154	72,325	78,746
	1 %	11,703	15,676	18,599	20,998
	2 %	3,8492	5,4298	6,6403	7,6594
	3 %	22,662	29,085	33,656	37,328
40	0 %	86,418	106,07	119,59	130,2
	1 %	23,217	31,098	36,897	41,655
	2 %	10,415	14,691	17,967	20,724
	3 %	49,976	64,14	74,22	82,318
60	0 %	115,97	142,35	160,48	174,73
	1 %	34,66	46,426	55,082	62,186
	2 %	18,643	26,299	32,161	37,097
	3 %	79,373	101,87	117,88	130,74
80	0 %	142,89	175,39	197,73	215,28
	1 %	46,057	61,692	73,195	82,634
	2 %	28,179	39,751	48,612	56,073
	3 %	110,21	141,45	163,67	181,53

За отриманими в табл. 3.9 значеннями побудовані графічні залежності інтенсивності зношування від вмісту присадки, які показані на рис. 3.15.

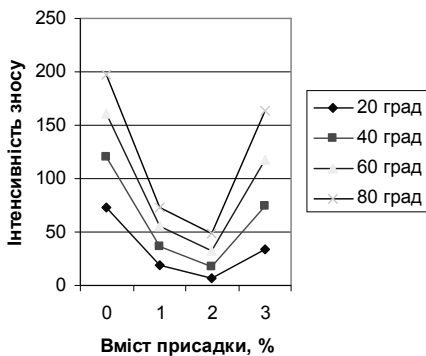
Тиск 5 МПа



Тиск 10 МПа



Тиск 15 МПа



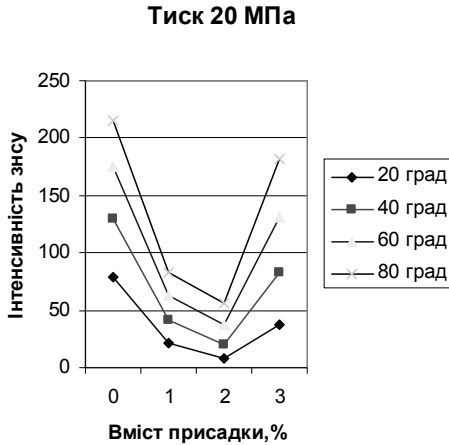


Рис. 3.15. Залежності інтенсивності зношування від вмісту присадки, контактного тиску і температури оливи

Аналіз отриманих залежностей свідчить про наявність оптимального вмісту мідвмісної присадки за критерієм найменшої інтенсивності зношування для всього досліджуваного діапазону контактного тиску. Із збільшенням температури і контактного тиску інтенсивність зношування зростає майже лінійно.

3.4. Наближена зносоконтактна задача для циліндричного підшипника з урахуванням тертя ковзання

3.4.1. Постановка задачі і основні рівняння

Підшипники ковзання є одним з найважливіших структурних елементів машин та приладів та складають основну частку вузлів тертя. Відмови техніки, як правило, відбуваються внаслідок відмов підшипників (наряду з відмовами інших вузлів) і, таким чином, обмежують довговічність машини в цілому. Підшипники ковзання в залежності від виду мащення працюють в умовах граничного та рідинного тертя. При граничному змашуванні поверхні вала та підшипника торкаються повністю або на ділянках великої протяжності. Масляний шар, який розділяє поверхні, відсутній. Мастило знаходиться на металічних поверхнях лише у вигляді адсорбованої плівки. На практиці використовують методику розрахунку таких підшипників при переважному зношуванні підшипникової втулки (пряма пара), переважному зношуванні вала (обернена пара) та при одночасному зношуванні вала та підшипника (змішана пара). При створенні надійних вузлів тертя машин виникає необхідність в розрахунках контактних тисків і напружень в зоні контакту. Розрахунки - це чисельні реалізації математичних моделей, відповідних процесів і станів. Математичні моделі контактної взаємодії складаються з розрахункових схем, рівнянь стану і граничних умов.

Основою розрахункової оцінки зносу підшипників ковзання (ПК) є рішення знососектантних задач [19 - 23]. В даній роботі для визначення контактної тиску в підшипнику ковзання використаний варіаційно-експериментальний підхід.

Варіаційно - експериментальний підхід [19] характеризується введенням в функціонал головної експериментальної залежності. Мінімізуючи функціонал знаходимо рішення відповідне цього експерименту. Контактна задача теорії пружності зводиться до спільного вирішення системи з двох рівнянь: суцільності і рівноваги:

$$\int_a^b \sigma(s)k(x-s)ds = f(x),$$

$$Q = \iint \sigma(x, y)dxdy.$$

Традиційний шлях вирішення в основній частині полягає у вирішенні інтегрального рівняння суцільності, при використанні умови рівноваги як обмеження. При цьому функція $f(x)$ передбачається відомою з геометрії контактуючих тіл. Основа варіаційного підходу полягає в тому, щоб в якості основного рівняння для вирішення контактної задачі взяти не інтегральне рівняння суцільності, а умову рівноваги. По суті, це теж інтегральне рівняння, так як невідома функція знаходиться під знаком інтеграла. Але це інтегральне рівняння особливого типу.

Далі процедура полягає в перетворенні лівої частини рівняння рівноваги з константи в функцію. З цією метою приймається, що з експерименту можна знайти функцію:

$$Q = cu_0^n,$$

де u_0 – максимальні нормальні переміщення в контактї.

Ця функція відображає весь процес навантаження, а не тільки одну точку процесу. Після підстановки:

$$cu_0^n = \iint \sigma(x, y) dx dy,$$

отримують умову рівноваги в будь-який момент навантаження.

В умовах, коли функція тисків $\sigma(x, y)$ невідома і може бути взята наближеною, вираз:

$$\varepsilon = cu_0^n - \iint \sigma(x, y) dx dy,$$

що відображає неузгодженість експерименту і шуканої функції.

В результаті отримують квадратичний функціонал контактної задачі:

$$F = \int_0^{u_0} \left[cu_0^n - \iint \sigma(x, y) dx dy \right]^2 du_0.$$

Традиційна постановка контактної задачі містить два рівняння-суцільності і рівноваги і дві невідомі функції тисків і розмірів площадки контакту $a(Q)$. При наявності експериментальної залежності типу, розміри площадки контакту відомі і умови суцільності задовольняються автоматично.

Процедура мінімізації функціоналу задачі виконується традиційно за допомогою методу Рітца. Шукана функція представляється у вигляді усіченого ряду, взятого з ряду, що володіє властивістю повноти. Для простоти шукану функцію можна представити у вигляді:

$$\sigma(x) = \sum c_i \varphi_i(x).$$

Після підстановки, маємо функцію багатьох змінних c_i :

$$F(c_i) = \int_0^{u_0} \left[cu_0^n - \int_0^{u_0} \sum c_i \varphi_i(x) dx \right]^2 dx.$$

З умови мінімуму функції:

$$\frac{\partial F(c_i)}{\partial c_j} = 0.$$

3.4.2. Розрахунково - експериментальний спосіб оцінки зносу підшипника ковзання

Розглянемо застосування варіаційно-експериментального методу [19] до розрахунку контактних параметрів циліндричного підшипника ковзання.

Розглядається контактна взаємодія суцільного циліндра радіуса R_1 (вала) і полого циліндра (корпусу опори ковзання), радіуса R_2 , що сполучаються з зазором $\Delta = R_2 - R_1$.

Стиснення силою Q призводить до пластичних деформацій в контакті, при цьому з експерименту відома залежність кута контакту $2\varphi_0$ від навантаження у вигляді степеневої функції:

$$Q = c\varphi_0^n, \quad (3.39)$$

де c, n – параметри залежності:

$$Q = \frac{Q_n}{\epsilon}.$$

де Q_n – повне навантаження на вал;

ϵ – розмір валу по твірній.

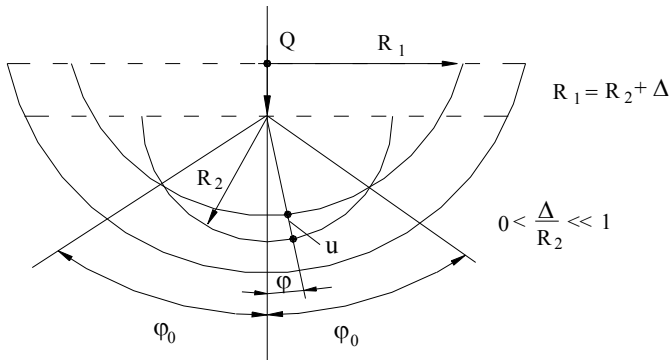


Рис. 3.16. Розрахункова схема підшипника ковзання

Другою основною умовою задачі є умова рівноваги зовнішнього навантаження і контактних тисків $\sigma(\varphi)$ для валу:

$$Q = 2R \int_0^{\varphi_0} \sigma(\sigma) \cos \varphi d\varphi. \quad (3.40)$$

Узагальненням умови рівноваги є вимога виконання умови рівноваги протягом усього процесу навантаження. Ця вимога призводить до квадратичного функціоналу:

$$F = \int_0^{\bar{\varphi}_0} \left[Q(\varphi_0) - 2R \int_0^{\varphi_0} \sigma(\varphi) \cos \varphi d\varphi \right]^2 d\varphi_0. \quad (3.41)$$

Для зручності рішення в якості шуканої візьмемо функцію проекції тиску на напрямок сили Q :

$$\sigma_1(\varphi) = \sigma(\varphi) \cos \varphi, \quad (3.42)$$

Тоді функціонал приймає вигляд:

$$F_1 = \int_0^{\bar{\varphi}_0} \left[Q(\varphi_0) - 2R \int_0^{\varphi_0} \sigma_1(\varphi) d\varphi \right]^2 d\varphi_0, \quad (3.43)$$

або з урахуванням (3.39):

$$F_1 = \int_0^{\bar{\varphi}_0} \left[c\varphi_0^n - 2R \int_0^{\varphi_0} \sigma_1(\varphi) d\varphi \right]^2 d\varphi_0. \quad (3.44)$$

Рішення задачі визначення функції контактного тиску $\sigma(\varphi)$ будемо шукати в формі степеневого ряду виду:

$$\sigma_1(\varphi) = \sum_k \xi_k (\varphi_0^k - \varphi^k), \quad (3.45)$$

де $k = 1, 2, 3, \dots$

Після підстановки (3.45) функціонал (3.44) перетворюється на в функцію багатьох змінних:

$$F_1(\zeta_k) = \int_0^{\bar{\varphi}_0} \left[c\varphi_0^n - 2R \int_0^{\varphi_0} \sum_k \xi_k (\varphi_0^k - \varphi^k) d\varphi \right]^2 d\varphi_0. \quad (3.46)$$

Після взяття внутрішнього інтеграла (3.46) перетворюється до виду:

$$F_1(\zeta_k) = \int_0^{\bar{\varphi}_0} \left[c\varphi_0^n - 2R \sum_k \xi_k \varphi_0^{k+1} \left(\frac{k}{k+1} \right) \right]^2 d\varphi_0. \quad (3.47)$$

Мінімізація функції (3.47) багатьох змінних ξ_k реалізується за допомогою системи рівнянь:

$$\frac{\partial F_1(\xi_k)}{\partial \xi_k} = 0. \quad (3.48)$$

Після зведення (3.47) в квадрат, інтегрування по $d\varphi_0$ і диференціювання приходимо до системи рівнянь:

При малому числі членів ряду система (3.48) щодо коефіцієнтів ξ_k вирішується аналітично, при великій кількості членів ряду – чисельно за допомогою комп'ютера. Після визначення ξ_k функція розподілу тисків $\sigma_1(\varphi)$ визначається по (3.49).

$$\left. \begin{aligned} \sum_k \xi_k \sigma_0^k \frac{k}{(k+1)(k+p+3)} &= \frac{1}{n+p+2}; \\ k, p &= 1, 2, 3; \\ \xi_k &= \bar{\xi}_k, \bar{\sigma}; \bar{\sigma} = \frac{Q}{2R\varphi_0}. \end{aligned} \right\} \quad (3.49)$$

Під час зносу кут контакту φ_0 валу та втулки збільшується. Якщо не враховувати пружне деформування втулки, то залежність між кутом контакту φ_0 та лінійним зносом u_w (з геометрії контакту) має вигляд:

$$\varphi_0 = \arccos\left(\frac{\cos \varphi \cdot \Delta}{u_w + \Delta}\right). \quad (3.50)$$

Знос будемо визначати за відомою алгебраїчною формою:

$$u_w = a\sigma^m(\varphi_0) \cdot t. \quad (3.51)$$

Таким чином, для отримання даних, характеризуючих кінетику зношування підшипника ковзання необхідно використати покрокову процедуру. Ця процедура полягає у наступному. Весь процес зношування розбивають на невеликі відрізки часу $\Delta t = t_0 = t_2 = t_3 \dots t_n$. Далі визначають контактний тиск з системи (3.49) та знос по виразу (3.51) за перший проміжок часу t_0 . Далі визначають нове значення кута контакту φ_0 (3.50) з урахування приросту зносу $u_w + \Delta u_w$. За новим значенням φ_0 визначають контактний тиск $\sigma(\varphi_0)$ (4). Дають приріст часу $(t_0 + t_1)$ і процедуру повторюють. Таким чином, за результатами чисельного розрахунку можна

отримати зміну основних параметрів підшипника ковзання в процесі зношування - $\sigma(t)$, $\varphi_0(t)$, $u_w(t)$.

3.4.3. Приклад застосування методики та аналізу розрахунків

На першому етапі виконані випробування на вдавнення вала у втулку з визначенням експериментальної діаграми вдавлювання [20].

За результатами випробувань були визначені параметри c і n діаграми вдавлювання в формі:

$$\frac{Q}{\delta\Delta} = c\varphi_0^m.$$

Результати визначення параметрів приведені в табл. 3.10.

Таблиця 3.10

Значення параметрів характеристик жорсткості підшипника ковзання

Сполучення матеріалів		Параметри жорсткісної характеристики	
вал	втулка	c , МПа	n
Сталь 45 HRC 38 – 43	Сталь 40X	$2,93 \cdot 10^5$	3,05
	HRC 43 – 47	$3,02 \cdot 10^5$	3,50
	Сталь 20X (Ц)		
	HRC 60	$3,36 \cdot 10^5$	4,35
	СЧ 21 – 40	$2,36 \cdot 10^5$	3,95
	Бр. ОФ10 – 1	$2,26 \cdot 10^5$	3,63
	Бр. АЖ9 – 4	$2,15 \cdot 10^5$	3,74
	Бр. ОЦС5 – 5		

Розрахунки виконувалися при наступних вихідних даних:

$R = 45$ мм, довжина валу по твірній $\delta = 15$ мм;

$\Delta = 0,1$ мм, матеріал вала – сталь 45; матеріал втулки - Бр. ОФ10-1;

$c = 2,36,105$ МПа;

$n = 3,95$.

Результати розрахунків кута контакту і тисків за запропонованою методикою представлені на рис.3.17 і рис. 3.18.

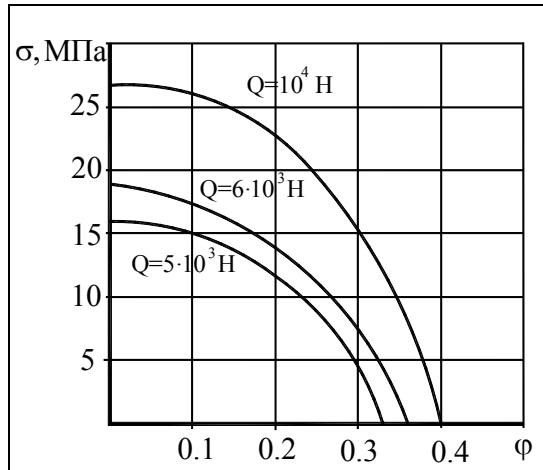


Рис. 3.17. Розподіл контактних тисків по куту контакту при різних значеннях навантаження

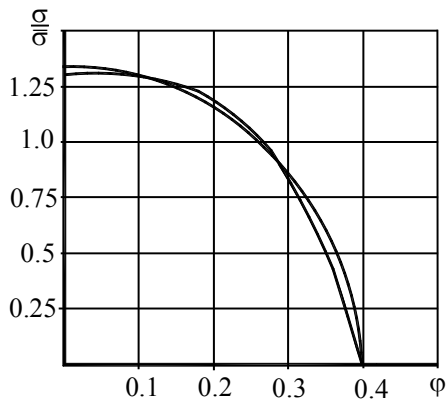


Рис. 3.18. Зіставлення розподілу контактних тисків за запропонованою методикою (1) і за методикою Александрова В. М. (2)

Порівняння результатів цих розрахунків контактних тисків з розрахунками по точній методиці Александрова В. М. [21] (рис. 3.18), показує достатню точність запропонованої методики.

3.4.4. Контакт вала і підшипника з урахуванням сил тертя

Розглядається взаємодія вала і втулки по великій площадці контакту в умовах повного зчеплення без прослизання в кожній точці контакту. Функціонал задачі на основі мінімізації відхилення роботи зовнішньої сили на шляху зближення від робіт нормальних і дотичних напружень на контактних переміщеннях приймався у вигляді [5]:

$$F = \int_0^{\varphi_0} \left[Q(\varphi_0) d\varphi_0 - 2\varepsilon \int_0^{\varphi_0} \int_0^u \sigma(u) du R d\varphi - 2\varepsilon \int_0^{\varphi_0} \int_0^v \tau(v) dv R d\varphi \right]^2 d\varphi_0.$$

З геометрії контакту для нормальних переміщень слідує:

$$u(\varphi) = \Delta \left(\frac{\cos \varphi}{\cos \varphi_0} - 1 \right),$$

або приблизно, розкладаючи в ряд:

$$u(\varphi) = \Delta \left[\left(\frac{\varphi_0^2}{2} - \frac{\varphi^2}{2} \right) + \left(\frac{\varphi_0^4}{24} - \frac{\varphi^4}{24} \right) \right] \left(1 + \frac{\varphi_0^2}{2} \right),$$

для малих першого порядку: $du(\varphi) = -\Delta \varphi d\varphi$.

Для дотичних переміщень відповідно:

$$v = u(\varphi) \operatorname{tg} \varphi,$$

$$v(\varphi) = \Delta \left[\left(\frac{\varphi_0^2}{2} - \frac{\varphi^2}{2} \right) + \left(\frac{\varphi_0^4}{24} - \frac{\varphi^4}{24} \right) \right] \left(1 + \frac{\varphi_0^2}{2} \right) \left(\varphi + \frac{\varphi^3}{3} \right),$$

$$dv(\varphi) = \Delta \left(\frac{\varphi_0^2}{2} - \frac{3}{2} \varphi^2 \right) d\varphi.$$

Рішення задачі будемо шукали у формі рядів:

$$\sigma(\varphi) = \sum \Delta_k (\varphi_0^k - \varphi^k), \quad \tau(\varphi) = \sum \beta_e (\varphi_0^e - \varphi^e) \varphi, \quad k, l = 1, 2, 3.$$

Залежність зовнішнього навантаження Q від кута контакту φ_0 приймалася у формі:

$$\bar{Q} = \varphi_0^n; \quad \bar{Q} = \frac{Q}{(v c \Delta)}.$$

Після підстановки останніх виразів функціонал приводиться до вигляду:

$$F = \int_0^{\varphi_0} \left[\int_0^{\varphi_0} \bar{Q}(\varphi_0) d\varphi_0 - \frac{2R}{c} \int_0^{\varphi_0} \int_0^{\varphi_0} \Sigma \alpha_k (\varphi_0^k - \varphi^k) (-\varphi \Delta) d\varphi - R d\varphi - \frac{2R}{c} \int_0^{\varphi_0} \int_0^{\varphi_0} \Sigma \beta_e (\varphi_0^e - \varphi^e) \left(\frac{\varphi_0^2}{2} - \frac{3}{2} \varphi \right) \right]^2 d\varphi_0.$$

Параметри α_k і β_e знаходились з умови мінімізації функціонала: $\partial F(\alpha_k, \beta_k) / \partial \alpha_k = 0$.

Після інтегрування і диференціювання приходили до системи рівнянь:

$$\sum_k \bar{\alpha}_k \varphi_0^{k+1} \frac{k}{3(k+p+7)k+3} + \sum_l \bar{\beta}_l \varphi_0^{l+1} \frac{l}{4(l+3)} \times \left(\frac{\varphi_0 a_1}{l+p+9} - \frac{a_2}{l+p+8} \right) = \frac{1}{(n+p+5)(n+1)},$$

$$\sum_k \bar{\alpha}_k \varphi_0^{k+1} \frac{k}{(k+3)} \left(\frac{\varphi_0 \vartheta_1}{k+m+9} - \frac{\vartheta_2}{k+m+8} \right) + \sum_l \bar{\beta}_l \varphi_0^{m+2l+1} \frac{l}{3(l+3)} \times \left(\frac{\varphi_0^2 a_1 \vartheta_1}{2m+2l+19} - \frac{\varphi_0 (a_1 \vartheta_2 + a_2 \vartheta_1)}{2(m+l+9)} + \frac{a_2 \vartheta_2}{2m+3l+17} \right) = \frac{\varphi_0 \vartheta_1}{n+m+7} - \frac{\vartheta_2}{n+m+6},$$

де $k, p, l, m = 1, 2, 3, \dots$

$$\alpha_k = \bar{\alpha}_k \bar{\sigma}, \beta_e = \bar{\beta}_e \bar{\sigma}, \bar{\sigma} = \frac{Q}{(2\vartheta R \varphi_0)},$$

$$a_1 = \frac{l+5}{3(l+2)}, a_2 = \frac{l+7}{2(l+4)}, \vartheta_1 = \frac{m+5}{3(m+2)}, \vartheta_2 = \frac{m+7}{2(m+4)}.$$

Отримане рішення потребує складної обчислювальної процедури з використання комп'ютерних програм, зокрема MathCad.

3.5. Визначення характеристик тертя для циліндричних трибосистем ковзання

Коефіцієнт тертя використовують в практиці інженерних розрахунків енергетичних параметрів руху механізмів машин і приладів різного призначення, зносу спряжених поверхонь і температурного режиму в зоні контакту матеріалів тощо [24, 25]. Числові значення коефіцієнтів тертя для різних пар матеріалів зазвичай визначають за довідниковими таблицями [26, 27] без врахування того, яким чином і за яких обставин вони отримані. Якщо для інженерних розрахунків табличні значення є задовільними, то для дослідницьких випробувань, наприклад, впливу характеру руху і форми контактних поверхонь, способу мащення, ефективності мастильних матеріалів та інших чинників на зносостійкість спряжених поверхонь розробляють відповідну методику і спеціальні пристрої (трибometri) для визначення коефіцієнту тертя, максимально наближені до умов експлуатації даної пари матеріалів в реальних конструкціях вузлів тертя.

Коефіцієнт тертя, визначений за формулою $f = \frac{T}{N}$, де T – сила

тертя, а N – сила нормального навантаження в зоні контакту спряжених тіл (закон Амонтона – Кулона) є основною експлуатаційною характеристикою конструкційних матеріалів для деталей рухомих трибосистем. Розрізняють статичний коефіцієнт тертя f_c при відносному спокої тіл і динамічний коефіцієнт тертя f_o при ковзанні під час руху одного тіла відносно іншого [24] і встановлено, що $f_c < f_o$.

Визначення коефіцієнтів тертя зазвичай виконують за відомими методиками, які ґрунтуються на безпосередньому вимірюванні сили T або моменту тертя M_m за відомої нормальної сили N , яка діє в зоні контакту спряжених поверхонь. Для цього використовують силувимірювальні пристрої (динамометри) у вигляді плоских, спіральних, гвинтових та інших попередньо тарованих пружних елементів. Слід відзначити, що як при таруванні пружних елементів, так і при вимірюванні силових факторів T або M_m мають місце неминучі похибки і нестабільність результатів, які особливо проявляються при визначенні динамічного коефіцієнту тертя через не враховані коливання пружних елементів, зумовлені шорсткістю контактних поверхонь тертя.

Щоб звести до мінімуму неминучі похибки вимірювання силових факторів і поліпшити достовірність результатів застосовують складні стенди

та пристрої без пружних елементів, які оснащені датчиками кутових швидкостей і кутових прискорень маятника, прикріпленого до вільно підвішеного радіального підшипника, і датчиками прискорення вертикальних і горизонтальних переміщень підшипника, а силу динамічного тертя обчислюють з урахуванням цих швидкостей і прискорень [28]. Для дослідження тертя спокою відомий пристрій з мікрометричним переміщенням контрзразка, прикріпленого до траверси, з'єднаної з горизонтальною балкою за допомогою двох гнучких зв'язків, а силу тертя обчислюють за величиною переміщення контрзразка [29].

Відома методика і пристрої визначення статичного коефіцієнту тертя f_c за результатами вимірювання кута γ , утвореного реакцією шорсткої поверхні Q з нормальною до поверхні тертя силою N і названого кутом тертя. Таким чином визначають статичний коефіцієнт тертя при стисканні нормальною силою N округлого тіла двома паралельними плоскими контрзразками, встановленими на сферичні поверхні з можливістю їх повороту [30]. Під час стискання тіла 1 (рис. 1, а) силою N під дією реакції шорсткої поверхні Q контрзразки 2 розвертаються на кут γ , що призводить до ковзання тіла 1 у напрямі бісектриси кута 2γ . Коефіцієнт тертя визначають за виміром кута γ в момент початку зміщення тіла 1 в напрямі S .

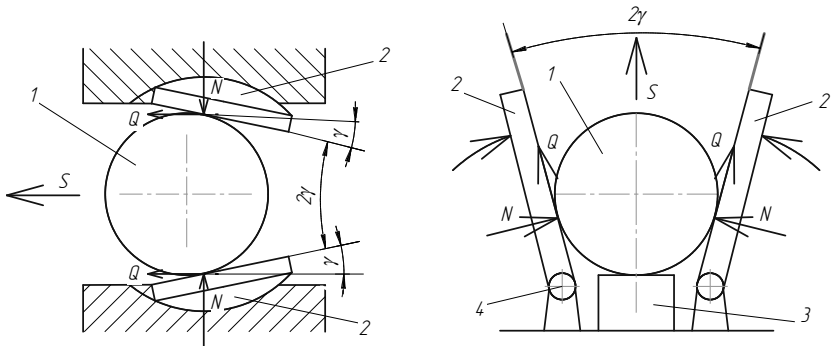


Рис. 3.19. Відомі схеми вимірювання кута тертя спокою:

- 1 – округле тіло;**
- 2 – контрзразок;**
- 3 – опора;**
- 4 – вісь повороту контр зразка**

За іншим способом [31, 32, 33] округле тіло 1 (рис. 3.19, б) вставляють вільно або на опорі 3 між двома нахиленими під кутом плоскими контрзразками 3, встановленими з можливістю їх повороту на осях 4 корпусу спеціального пристрою. Величину нормальних сил N , діючих в точках контакту тіла 1 з контрзразками 3, збільшують до моменту порушення контакту тіла 1 з опорою 3 і фіксують значення кута 2γ , при якому під дією реакцією шорсткої поверхні Q починається ковзання тіла 1 в напрямі S бісектриси кута між контрзразками. Наведені схеми показують, що визначення коефіцієнту тертя за вимірюванням кута тертя значно простіше за безпосереднє вимірювання сили або моменту тертя з використанням пружних динамометрів.

Пропонується спосіб визначення статичного і динамічного коефіцієнтів тертя ковзання за результатами розрахунку відповідних кутів тертя трибосистеми типу «вал – втулка» та пристрій для реалізації такого способу.

Сутність способу полягає в тому, що на вал 1 (рис. 3.20, а), концентрично посаджене з можливістю вільного повороту відносно вала жорстке кільце 2, до якого рівномірно по колу прикріплені контрзразок 3 та центруючі елементи 4 і 5, які дотикаються до циліндричної поверхні вала.

Контрзразок 3 в зоні контакту (точка A) притискається до поверхні вала 1 нормальною силою N_A рівною за величиною і напрямом силі G , прикладеній в шарнірі 6 жорсткого кільця 2 (точка B) так, що при повороті кільця вектор сили G не змінюється.

Визначення статичного кута тертя γ_c здійснюють за умови нерухомого вала. Для цього кільце 2 (рис. 3.20, а) разом з контрзразком 3 і центруючи ми γ_c елементами 4 і 5 та шарніром 6 вручну повертають відносно вала 1 в напрямі годинникової стрілки на кут $\varphi \approx 30^\circ$ і повільно відпускають. Під дією сили G кільце 2 повертається в протилежному напрямі на кут β і шарнір 6 утримується в точці C силою тертя спокою T , яка діє в зоні контакту контрзразка 3 з валом 1 (точка K). За виміром кута $\alpha_c = \varphi - \beta$, що показує відхилення точки C від точки B під дією сили тертя в точці K , визначають кут тертя γ_c виходячи з того, що обертові моменти відносно центру вала (точка O) від дії сили тертя T_K в точці K і зміщеної в точку C сили G рівноважені.

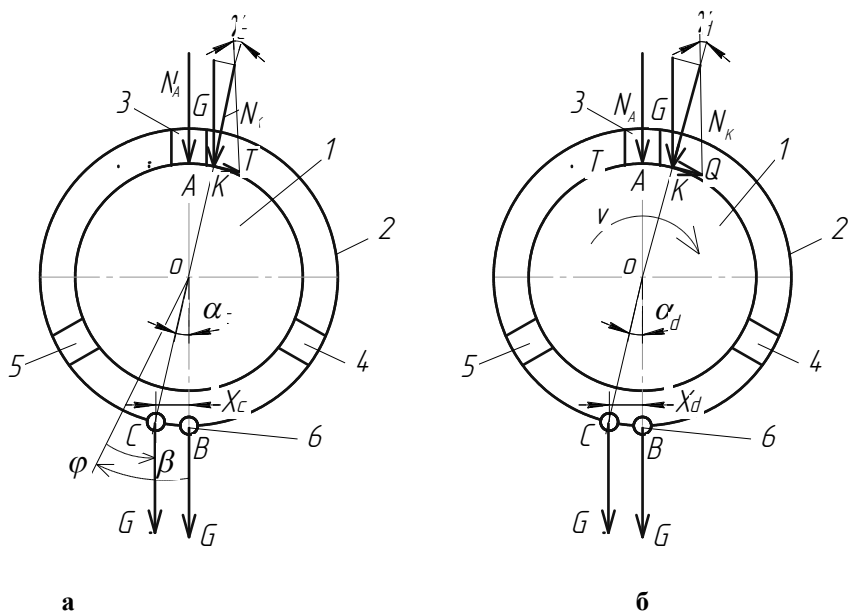


Рис. 3.20. Схеми вимірювання статичного γ_c (а) і динамічного γ_d (б) кутів тертя;

- 1 – вал;
- 2 – жорстке кільце;
- 3 – контрзразок;
- 4, 5 – центруючі елементи;
- 6 – шарнір

З умови рівності обертових моментів отримаємо рівняння:

$$T_R \cdot OK = G \cdot X_c \rightarrow X_c = \frac{T_K \cdot OK}{G}.$$

З прямокутного трикутника COB визначаємо:

$$X_c = OC \cdot \sin \alpha_c.$$

Таким чином показано, що:

$$\frac{T_K \cdot OK}{G} = OC \cdot \sin \alpha_c.$$

Оскільки в точці K сила тертя $T_K = N_A \cdot \cos \alpha_c \cdot \operatorname{tg} \gamma_c$; $N_A = G$, $OK = r$ – радіус вала; $OC = R$ – радіальна відстань точки підвішування сили G , то отримаємо:

$$\frac{G \cdot \cos \alpha_c \cdot \operatorname{tg} \gamma_c \cdot r}{G} = R \cdot \sin \alpha_c \quad \rightarrow \quad \operatorname{tg} \gamma_c = \frac{R}{r} \cdot \operatorname{tg} \alpha_c \quad (3.52)$$

Визначення динамічного кута тертя γ_δ здійснюють за умови рухомого вала. При обертанні вала 1 (рис. 3.20, б) під дією реакції шорсткої поверхні $Q = T$ жорстке кільце 2 разом з котрзразком 3, центруючими елементами 4 і 5 та шарніром 6 повертається в напрямі ν обертання вала на кут α_δ . Шарнір 6 зміщується від положення B до положення C і утримується в цьому положенні під час обертання вала. Кут тертя γ_δ визначаємо так само, але з урахуванням того, що інші обертові моменти відносно центру вала (точка O) від дії сили реакції шорсткої поверхні Q і зміщеної в точку C сили G врівноважені, то аналогічно знаходимо:

$$\operatorname{tg} \gamma_\delta = \frac{R}{r} \cdot \operatorname{tg} \alpha_\delta \quad (3.53)$$

Таким чином показано, що згідно за формулами (3.52) і (3.53) кути тертя γ_c і γ_δ можна визначити за вимірами відповідного кута α , який дорівнює повороту жорсткого кільця при відомому радіусі вала r і даній радіальній відстані підвішування сили G .

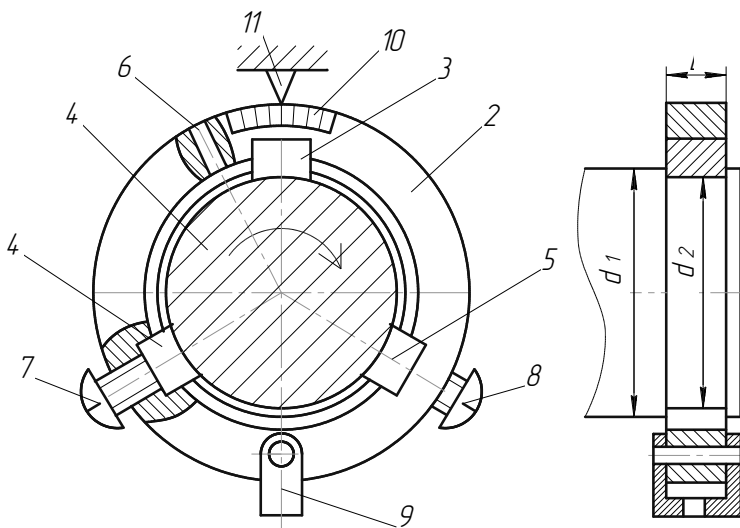


Рис. 3.21. Пристрій для вимірювання кута відхилення кільця

Для вимірювання кута α розроблений пристрій (рис.3.21), що складається з вала 1 діаметром d_1 і жорсткого кільця 2. На внутрішній поверхні кільця є рівномірно розміщені по колу пази для кріплення контрзразка 3 і центруючих елементів 4 і 5, а також передбачений отвір 6 для введення мастила в зону тертя. Контрзразок і центруючі елементи виконані у вигляді тіла призматичної форми з ввігнутою округлою контактною поверхнею радіусом, рівним радіусу контактної поверхні виконаної на валу виточки діаметром d_2 . Контрзразок нерухомо запресований в паз з виступом контактної поверхні за межі отвору в кільці на 1 ... 2 мм. Центруючі елементи 4 і 5 вставлені у відповідні пази з можливістю радіально переміщення за допомогою гвинтів 7 і 8. Довжина L контрзразка і центруючих елементів на 0,2 ... 05 мм менша довжини виточки на валу, що забезпечує фіксацію кільця і запобігає зміщенню його вздовж осі вала. Діаметрально протилежно пазу контрзразка в кільці міститься шарнір 9 підвішування наважки (не показано) для притискання контрзразка до контактної поверхні виточки вала. Для вимірювання кута утримання кільця під дією сили тертя в контакті при нерухомому валу α_c і кута повороту кільця під дією реакції шорсткої поверхні контакту при обертанні вала α_o

до кільця прикріплена градуйована шкала 10. Кути α_c і α_o вимірюють в градусах за відхиленням шкали 10 відносно нерухомого візира 11.

Кільце 2 вільно одівають на вал 1 так, щоб контрзразок 3 ввійшов у виточку вала, а потім гвинтами 7 і 8 зміщують в радіальному напрямі центруючі елементи 4 і 5 так, щоб кільце вільно оберталось навколо вала. Кільце повертають так, щоб «нуль» шкали 10 став проти візира 11. Вимірювання кутів α_c і α_o виконують за наведеними схемами (рис. 3.20).

Можливість вимірювання кутів тертя за допомогою даного пристрою покажемо на прикладі тертя сталевого вала і вкладиша з бабіту Б83, якщо коефіцієнт тертя без змащування складає 0,28, а при змащуванні – 0,05 [4]. Якщо відомі геометричні параметри пристрою, наприклад, $d_1 = 25$ мм; $d_2 = 24$ мм; $D = 30$ мм; $R = 20$ мм, за формулою (3.52) знаходимо:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\alpha_c &= \frac{r \cdot \operatorname{tgy}_c}{R} = \frac{12}{20} \cdot 0,28 = 0,168 \quad \rightarrow \quad \alpha_c = 9^\circ 32'; \\ \operatorname{tg}\alpha_o &= \frac{r \cdot \operatorname{tgy}_o}{R} = \frac{12}{20} \cdot 0,05 = 0,03 \quad \rightarrow \quad \alpha_o = 1^\circ 44'. \end{aligned}$$

Цілочисельне градуювання шкали вимірювання кута α через 1° з достатньою точністю дозволяє визначити кути α_c і α_o , оскільки за тих же розмірів d_2 і R при $\alpha = 1^\circ$ відхилення кільця від врівноваженого початкового стану відповідає:

$$\operatorname{tgy} = \frac{R}{r} \cdot \operatorname{tg}\alpha = \frac{20}{12} \cdot 0,017 = 0,028.$$

3.6. Триботехнічна надійність циліндричних підшипників ковзання

Надійність - це здатність об'єкту зберігати основні характеристики продукції в часі. Показники надійності - це кількісні показники, які характеризують якість виробу. Необхідність в кількісних показниках якості також потрібна, як і необхідність враховувати кількість виробів. В іншому випадку немає чіткого уявлення про рівень продукції, існує тільки якісні

оцінки. Таким чином, надійність - це наука, яка дозволяє кількісно оцінити якість продукції.

Особливість надійності як науки полягає в тому, що величини, з якими вона працює, не детерміновані, а ймовірнісні, статистичні. Це наслідок ймовірнісної природи причин, що призводять до відмов. Немає абсолютно однакових матеріалів, машин і умов їх роботи. Випадкові властивості матеріалів, випадкові розміри деталей, випадкові діючі навантаження та інші умови. Показники надійності це характерні точки розподілу відмов. Це числа, які характеризують здатність виробу зберігати в часі свої властивості. Надійність описує властивості сукупності виробів, а не кожного окремо. При визначенні показників надійності треба враховувати протиріччя між вимогами теорії ймовірностей і математичної статистики до обсягу вибірок, на основі яких робляться судження про надійність, з одного боку, і практичної обмеженості наявних даних - з іншого.

Окремої уваги потребує кількісна оцінка надійності деталей машин внаслідок зносних відмов. За основу розрахунку приймаються математичні моделі зношування, що описують той чи інший фізичний процес зношування. Відомо, що ступінь вивченості або науковий рівень в різних галузях науки і техніки визначається рівнем математичного опису відповідних процесів, наявністю математичних моделей.

Проблеми надійності і зношування пар і вузлів тертя вивчені набагато меншою мірою, ніж проблеми міцнісної надійності [34]. Моделі процесів тут ще тільки створюються і тому розрахунки на знос і надійність носять часто наближений характер. У цій роботі пропонується методика розрахунків на надійність, розроблюються практично потрібні елементи обчислення коефіцієнтів варіації.

Однією з причин недостатньої [35 - 36] надійності автомобіля є недосконалість трибосистем двигуна, які містять безліч вузлів тертя. Взаємодія поверхонь деталей цих вузлів призводить до їх поступового зношування і збільшення зазорів в сполученнях. Представлена тут робота зокрема спрямована на підвищення зносостійкості і надійності підшипникових опор колінчастого валу.

Загальна методика розрахунку надійності

Визначити надійність вузла тертя – це означає розрахувати його основні показники надійності [37] : ймовірність безвідмовної роботи при заданому ресурсі і ресурс роботи вузла при заданій (γ – процентною) ймовірності. Ці показники надійності формують функцію надійності

Таким чином, показники надійності однозначно визначаються функцією надійності. Відшукування цієї функції і є головне завдання розрахунків на надійність. У нашому випадку функція надійності це

залежність ймовірності не появу граничного зносу u_w^* від величини цього зносу :

$$P = P(u_w < u_w^*). \quad (3.54)$$

Прийmemo, що величина поточного зносу і граничного зносу розподілені за нормальним законом. В цьому випадку [38] функція надійності описується за допомогою залежності:

$$u_p = - \frac{n-1}{(n^2 v_{uw}^2 + v_w^2)^{1/2}}. \quad (3.55)$$

де v_{uw}^* , v_{uw} – коефіцієнти варіації граничного та поточного зносу;
 n – умовний коефіцієнт запасу по зносу:

$$n = \frac{u_w^*}{u_w}, \quad (3.56)$$

u_p – квантиль нормального розподілу ймовірності перевищення діючого зносу над граничним.

Таким чином, для побудови функції надійності необхідно знати наступні величини: залежність поточного зносу від шляху тертя ($u_w(s)$); залежність граничного зносу від шляху тертя ($u_w^*(s)$); коефіцієнт варіації граничного зносу (v_{uw}^*); коефіцієнт варіації поточного зносу (v_{uw}).

Величину граничного зносу прийmemo постійною величиною: $u_w^* = const$. Тоді коефіцієнт варіації граничного зносу буде: $v_{uw}^* = 0$.

З урахуванням цього вираз для квантиля (3.55) набуде вигляду:

$$u_p = \frac{n-1}{v_w}. \quad (3.57)$$

Якщо відома величина квантиля, функція надійності може бути визначена за функцією ймовірністю Лапласа:

$$P(u_w < u_w^*) = 0,5 + \Phi\left(\frac{n-1}{v_{uw}}\right), \quad (3.58)$$

де Φ – функція Лапласа визначається по відповідним довідниковим таблицям для нормального закону розподілу [38].

Залежність для визначення γ – ресурсу при заданій γ – ймовірності безвідмовної роботи вузла тертя може бути отримана з виразу (3.57), який з урахуванням (3.56) набуває вигляду:

$$u_p v_w = \frac{u_w^*}{u_w} - 1, \quad (3.59)$$

Звідки маємо:

$$u_w(\gamma) = \frac{u_w^*}{1 + u_p(\gamma)v_w}. \quad (3.60)$$

Квантиль, що відповідає заданій ймовірності γ , визначається за довідниковими таблицями.

Після визначення $u_w(\gamma)$ ресурс (шлях тертя) визначається із залежності:

$$u_w(\gamma) = k_w \left(\frac{\sigma}{HB} \right)^m s(\gamma), \quad (3.61)$$

де u_w, k_w, σ, HB, s – значення поточного зносу, коефіцієнту інтенсивності зносу, твердості, тиску та шляху тертя.

$$s(\gamma) = \frac{u_w(\gamma)}{k_w \left(\frac{\sigma}{HB} \right)^m}. \quad (3.62)$$

Визначення коефіцієнтів варіації

Загальний коефіцієнт варіації величини зносу визначається на основі залежності середнього поточного зносу \bar{u}_w від середніх значень основних факторів у вигляді:

$$\bar{u}_w = \bar{k}_w \left(\frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m \bar{s}, \quad (3.63)$$

де $\bar{u}_w, \bar{k}_w, \bar{\sigma}, \bar{s}$ – середні значення поточного зносу, коефіцієнту інтенсивності зносу, тиску та шляху тертя.

При нормальному законі розподілу випадкових факторів k_w, σ, s функція поточного зносу також буде випадковою функцією розподіленою по нормальному закону.

У відповідності з результатами [38, 39] при наявності коефіцієнтів варіації випадкових величин v_{kw}, v_{σ}, v_s коефіцієнт варіації функції v_{uw} цих випадкових величин:

$$v_{uw} = v_{kw} v_{\sigma} v_s, \quad (3.64)$$

визначається з виразу:

$$v_{uw} = (v_{kw}^2 + m v_{\sigma}^2 + v_s^2)^{1/2}. \quad (3.65)$$

Коефіцієнт варіації коефіцієнту інтенсивності зношування kv_{kw} можна визначити за результатами випробувань за загальними процедурами визначення коефіцієнтів варіації. Спочатку визначається середньоквадратичне відхилення величини зносу:

$$S_{uw} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_{wi} - \bar{u}_w)^2, \quad (3.66)$$

а далі визначається коефіцієнт варіації:

$$v_{kw} = \frac{S_{uw}}{\bar{u}_w}. \quad (3.67)$$

Наближено коефіцієнт варіації може бути визначений через максимальне відхилення випадкової величини:

$$v_{kw} = \frac{2\Delta k_w \max}{6} = \frac{1}{3} \Delta k_w \max. \quad (3.68)$$

Для визначення коефіцієнтів варіації величин діючих тисків та шляхів тертя також необхідно проводити експериментальні випробування. Але для вирішення задач порівняння і оцінки конструкторських і технологічних заходів по підвищенню зносостійкості достатньо наближених оцінок коефіцієнтів варіації факторів тиску і шляху тертя v_{σ}, v_s за формулами типу (3.68):

$$v_{\sigma} = \frac{1}{3} \Delta \sigma \max, \quad (3.69)$$

$$v_s = \frac{1}{3} \Delta s \max. \quad (3.70)$$

Результати розрахунків та їх обговорення

Проведемо розрахункову оцінку надійності підшипників колінчастого валу автомобіля ВАЗ для двох варіантів пар тертя

1) чавун - алюмінієвий сплав Al Pb5 Si4 Sn1;

2) чавун - бронзовий сплав Си Pb24 Sn3.

при наступних вихідних даних:

1) середнє навантаження на підшипник: $Q = 1$ кН;

2) максимальний тиск на підшипник: $\sigma = 3$ МПа;

3) середнє значення шляху тертя за 200 годин роботи двигуна: $s = 1,6 \cdot 10^9$ мм;

4) параметри моделей зношування для відповідних пар тертя [37]:

чавун - алюмінієвий сплав:

$$m = 1,61; k_w = 3,75 \cdot 10^{-11};$$

чавун - бронзовий сплав:

$$m = 1,11; k_w = 4,93 \cdot 10^{-11};$$

5) гранично припустимий знос у підшипнику приймемо рівним:

$$u_w^* = 0,1 \text{ мм};$$

6) виконати порівняльний розрахунок ресурсу підшипника із заданою ймовірністю безвідмовної роботи при $\gamma = 50\%$, $\gamma = 90\%$ тобто за середнім та з ймовірністю $p = 0,9$;

7) виконати порівняльний розрахунок ймовірності безвідмовної роботи при досягненні граничного зносу.

Середній ($\gamma = 50\%$) знос підшипника за наведеними вихідними даними визначається за залежністю (10):

$$\bar{u}_w = \bar{k}_w \left(\frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m \bar{s}.$$

При заданому граничному зносі:

$$\bar{u}_w = u_w^*.$$

Середній шлях тертя (ресурс) визначається за залежністю:

$$\bar{s} = \frac{u_w^*}{k_w \left(\frac{\bar{\sigma}}{HB} \right)^m}. \quad (3.71)$$

Підставляючи в цю формулу вихідні дані отримуємо:

1) алюмінієвий вкладник:

$$\bar{s}_a = \frac{0,1}{3,75 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{250}\right)^{1,61}} = 3,3 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

2) бронзовий вкладник:

$$\bar{s}_b = \frac{0,1}{4,93 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{200}\right)^{1,11}} = 2,1 \cdot 10^{12}.$$

3) відношення середніх ресурсів підшипників з алюмінієвого та бронзового сплаву дорівнює:

$$\frac{\bar{s}_a}{\bar{s}_b} = \frac{3,3 \cdot 10^{12}}{2,1 \cdot 10^{12}} = 1,57,$$

Тобто за середнім алюмінієвий вкладник має ресурс в 1,57 рази більше.

Розрахунки γ % – ресурсу

Оцінку коефіцієнта варіації виконаємо по залежності (3.65):

$$v_{u_w} = (v_{kw}^2 + mv_\sigma^2 + v_s^2)^{1/2},$$

Прийmemo:

- для алюмінієвого підшипника:

$$v_{kw} = 0,3; v_\sigma = 0,4; v_s = 0,4; m = 1,61,$$

тоді:

$$v_{u_w} = (0,3^2 + 1,61 \cdot 0,4^2 + 0,4^2)^{1/2} = 0,712;$$

- для бронзового підшипника:

$$v_{kw} = 0,3; v_\sigma = 0,4; v_s = 0,4; m = 1,11,$$

тоді:

$$v_{u_w} = (0,3^2 + 1,11 \cdot 0,4^2 + 0,4^2)^{1/2} = 0,66.$$

γ % знос визначаємо за (3.60):

$$u_w(\gamma) = \frac{u_w^*}{1 + u_p(\gamma)v_w}.$$

При $\gamma = 90$ % за таблицями функції Лапласа отримуємо квантиль:

$$u_p(\gamma = 0,9) = 1,2.$$

Тоді при $u_w^* = 0,1$ мм:

- для алюмінієвого підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 + 1,2 \cdot 0,712} = 0,054 \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 + 1,2 \cdot 0,66} = 0,056 \text{ мм}.$$

З урахуванням отриманого результату визначаємо шлях тертя (ресурс) для двох типів підшипників:

- для алюмінієвого підшипника:

$$s_a = \frac{0,054}{3,75 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{250}\right)^{1,61}} = 1,78 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$s_b = \frac{0,056}{4,93 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{200}\right)^{1,11}} = 1,18 \cdot 10^{12} \text{ мм}.$$

Аналогічно визначаємо ресурс з ймовірністю безвідмовної роботи $\gamma = 0,1$, для якого:

$$u_p(\gamma = 0,1) = -u_p(\gamma = 0,9) = -1,2 ,$$

тоді по (3.60) маємо:

- для алюмінієвого підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 - 1,2 \cdot 0,712} = 0,68 \text{ мм};$$

- для бронзового підшипника:

$$u_w(0,9) = \frac{0,1}{1 - 1,2 \cdot 0,66} = 0,48 \text{ мм}.$$

Розрахунок 10 % ресурсу виконуємо за наведеними вище залежностями:

для алюмінієвого підшипника:

$$s_a = \frac{0,68}{3,75 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{250}\right)^{1,61}} = 22,4 \cdot 10^{12} \text{ мм};$$

для бронзового підшипника:

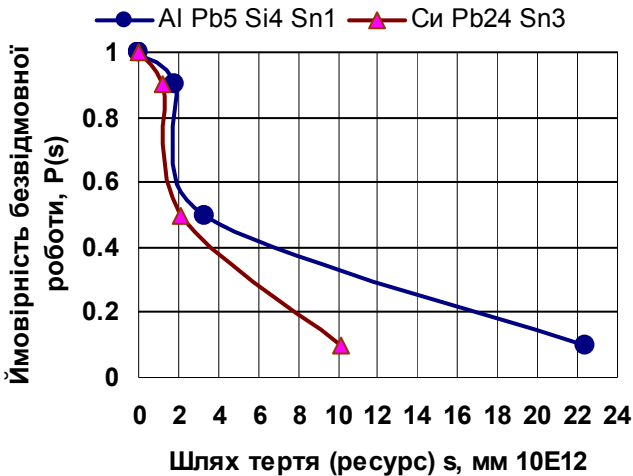
$$s_{\bar{6}} = \frac{0,48}{4,93 \cdot 10^{-11} \cdot \left(\frac{3}{200}\right)^{1,11}} = 10,1 \cdot 10^{12} \text{ мм}.$$

За розрахунковими даними побудовані криві надійності підшипників з алюмінієвого і бронзового сплавів (рис. 3.22), табл. 3.11.

Таблиця 3.11

Залежність надійності підшипників від ресурсу

p	0,9	0,5	0,1
10^{12} мм, s_a	0,78	3,4	
10^{12} мм, $s_{\bar{6}}$	0,18	1,1	



**Рис. 3. 22. Криві надійності підшипників (вкладників)
колінчастого валу**

**3.7. Моделювання трибоконтактних параметрів опор ковзання
двигуна внутрішнього згорання**

Однією з основних характеристик якості транспортно-технологічних машин та їх агрегатів є надійність, яка відображає службові властивості зазначених об'єктів, що закладаються при проектуванні й виробництві машин, реалізуються в експлуатації й відновляються за допомогою ремонту. Проблема підвищення надійності одна з найважливіших у машинобудуванні. Підшипники ковзання є одним з найважливіших структурних елементів машин та складають основну частку вузлів тертя. Відмови техніки, як правило, відбуваються внаслідок відмов підшипників і, таким чином, обмежують довговічність машини в цілому. В теперешній час час традиційна методологія взаємозв'язку теорії та експерименту доповнюється принципами комп'ютерного моделювання живучості трибосистеми ковзання. Ця нова ефективна процедура дає можливість цілісного вивчення поведінки найскладніших систем як природних, так і створюваних для перевірки теоретичних гіпотез.

Технологічний процес в області обчислювальної техніки суттєво змінив погляди на постановку та розв'язання інженерних задач. Останнім часом все більшого поширення набувають чисельні методи розрахунку складних фізичних систем за допомогою програмних комплексів. Особливу популярність як серед науковців, так й інженерів-виробничників отримав SolidWorks [40, 41]. Даний могутній засіб проектування відчутно покращив стандарти інженерних проектів та методологію цього процесу у багатьох сферах і дозволяє побудувати точну модель деталі й методом скінченних елементів (МСЕ) визначити експлуатаційні параметри (додаток SolidWorks Simulation), які виникають у ній за конкретних умов експлуатації. В Solidworks Simulation прикладаються до деталей рівномірні або нерівномірні тиски в будь-якому напрямі, сили із змінним розподілом, гравітаційні та відцентрові навантаження, опорні та дистанційні сили; знаходиться оптимальний розв'язок, який відповідає обмеженням геометрії та поведінки; якщо допущення лінійного статичного аналізу незастосовні, застосовують нелінійний аналіз; будуються епюри результатів.

Розрахункова модель та умови навантажень

Механізм газорозподілу ДВЗ складається з таких основних деталей та вузлів: розподільного вала та його приводу, штовхачів, штанг, коромисел, впускних та випускних клапанів. Підшипникові вузли газорозподільного механізму забезпечують стабільність роботи двигуна [42]. Основним фактором, що впливає на зношування підшипників є умови навантаження і зокрема величина контактної тиску між шийкою валу та корпусом підшипника. Найбільше навантаження підшипників розподільного вала двигуна здійснюється під дією пружин клапанів в момент, коли впускний і випускний клапани відповідних циліндрів повністю відкриті, а пружини максимально стиснуті. Для ГРМ двигуна автомобіля ВАЗ сила максимально стиснутих пружин кожного клапана складає 740 Н [43]. Навантаження підшипників шийок розподільного вала повністю закритих клапанів за наявності теплового зазору між п'яткою рокера і стержнем клапана дорівнює нулю.

Матеріалом для виготовлення корпусу підшипників ковзання є ливарний алюмінієвий сплав АЛ35 ГОСТ 1583-93, для якого границя міцності на розтяг 186 МПа. З бібліотеки SolidWorks вибрано ливарний алюмінієвий сплав АЛ2 з границею міцності на розтяг 175 МПа.

Для моделювання навантажень, які діють на корпус підшипників, була побудована модель розподільного вала (рис. 1) з прикладеними до нього навантаженнями (сили дії двох пружин від двох відкритих клапанів і сили натягу ланцюга у 100 Н). Усі розрахунки проводились при “нульовому” контакті між корпусом і розподільним валом.

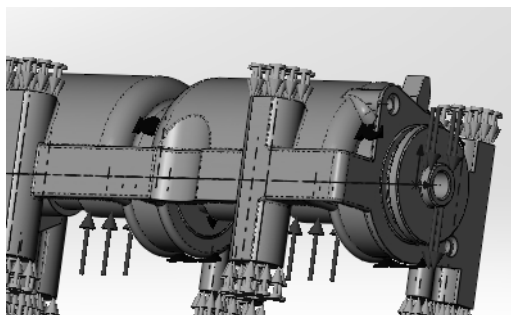


Рис. 3.23. Модель розподільного вала з прикладеними до нього навантаженнями

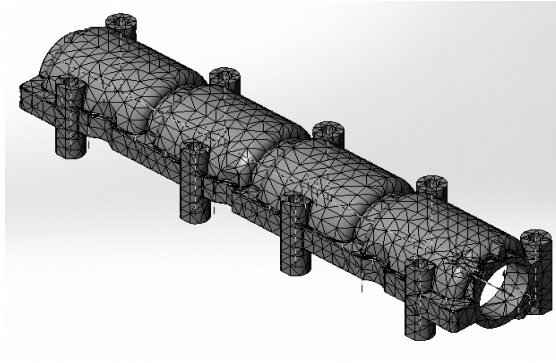


Рис. 3.24. Скінченоелементна сітка на корпусі підшипників

В результаті виконання симуляції отримані наступні результати, які зведено в табл. 3.12. Сітка на корпусі підшипників наведена на рис. 2.

Таблиця 312

Параметри сітки на корпусі підшипників

Тип сітки	Сітка на твердому тілі	Усього вузлів	41018
Використовувана розбивка	Стандартна сітка	Усього елементів	22093
Точки Якобіана	4 Точки	Максимальне співвідношення сторін	31,669
Розмір елемента	9.93425 mm	% елементів з співвідношенням сторін < 3	63,2
Допуск	0.496713 mm	% елементів з співвідношенням сторін > 10	1,99
Якість сітки	Висока	% перекручених елементів (Якобіан)	0

Таким чином, для корпусу підшипників при шкалі деформації 14204,6 розрахунками отримано:- максимальне напруження Von Mises $\sigma = 7,131$ МПа знаходиться у вузлі № 30050 (рис. 3.25).

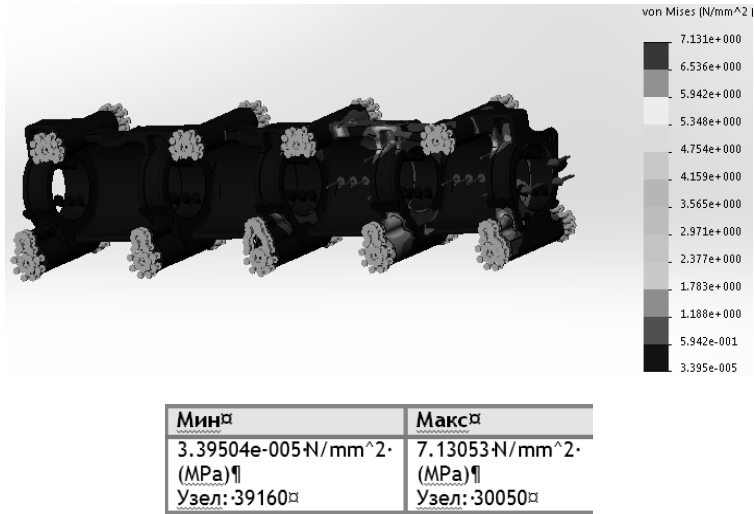


Рис. 3.25. Величини напружень в корпусів підшипників

Максимальне результуюче переміщення URES $h = 2,903$ мкм знаходиться у вузлі № 4669. Максимальна еквівалентна деформація ESTRN $\delta = 6,229 \cdot 10^{-5}$ знаходиться в елементі № 7547. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності FOS $k = 3,86$ знаходиться у вузлі № 29981.

Найбільш відповідальною частиною корпуса є четвертий підшипник, так як він найбільш навантажений при даному положенні розподільного вала. Система SolidWorks Simulation дозволяє детальніше дослідити цей елемент за допомогою зондування (рис. 3.25).

В результаті зондування отримані наступні результати. мінімальний коефіцієнт запасу міцності в підшипнику $k = 14,769$. Максимальне значення еквівалентної деформації $\delta = 2,075 \cdot 10^{-5}$. Максимальне переміщення $h = 1,842$. Максимальне напруження $\sigma = 1,871$. Середнє значення контактного тиску $P = 0,554$.

При “нульовому” зорі визначено максимальне значення прогину корпусу підшипників, яке у підшипнику № 4 становило 1,84 мкм (рис. 3.26).

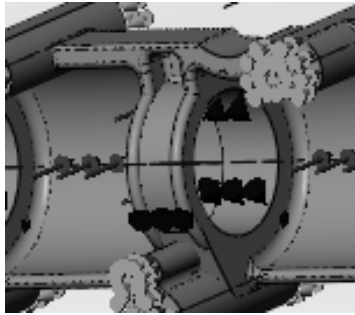


Рис. 3.26. Зондування 4-го підшипника

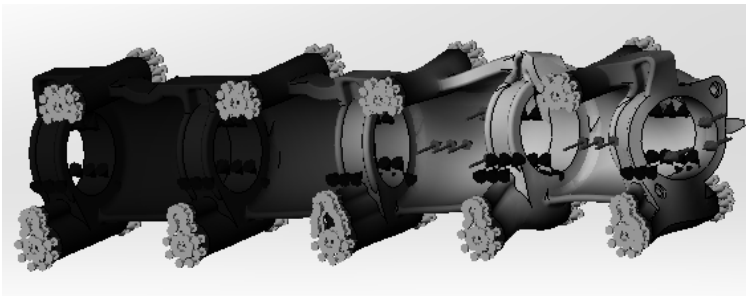


Рис. 3.27. Визначення величини прогину корпусу підшипників

Для розподільного вала при шкалі деформації 12001,7 розрахунками отримано наступні характеристики. Максимальне напруження Von Mises $\sigma = 6,5455$ МПа знаходиться у вузлі № 15222 (рис. 6).

Максимальне результуюче переміщення URES $h = 3,539$ мкм знаходиться у вузлі № 12883. Максимальна еквівалентна деформація ESTRIN $\delta = 5,3269 \cdot 10^{-5}$ в елементі № 10554. При “нульовому” зазорі зондуванням визначена максимальна стріла прогину розподільного вала, яка становить 3,4 мкм.



Мин	Макс
6.05027e-005 N/mm ² · (MPa)¶	6.54554 N/mm ² · (MPa)¶
Узел: -11196	Узел: -15222

Рис. 3.28. Величини напружень в розподільному валу

У системі SolidWorks Simulation проведено аналіз контактної взаємодії корпусу підшипників з розподільним валом (рис. 3.29). Для розрахунку зносу підшипників ковзання важливим є чисельне значення розмірів дуги контакту цапфи (розподільний вал) і втулки (корпус підшипників). При умовному нульовому зазорі розрахований кут контакту склав 176.

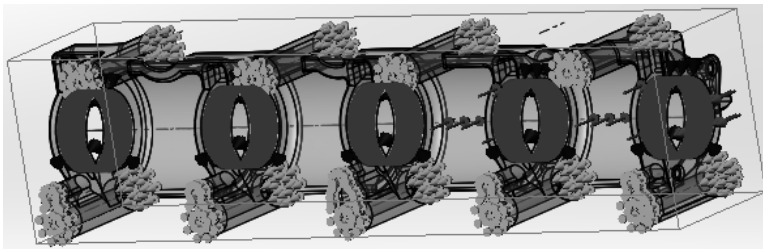


Рис. 3.29. Аналіз контактної взаємодії корпусу з підшипником

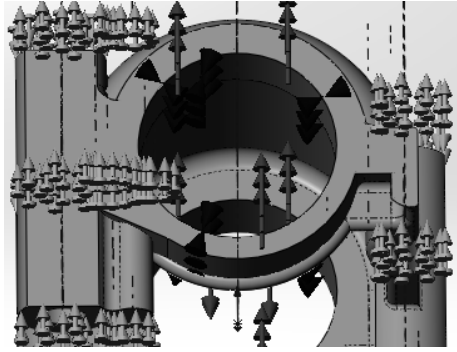


Рис. 3.30. Аналіз підшипника №4

Методом зондування (15 точок) був визначений розподіл контактної тиску у радіальному напрямку підшипника № 4 (зміщення діаграми від центральної осі пояснюється деформацією корпусу підшипників, який виникає внаслідок перекосу розподільного вала, а також несиметричним розташуванням діючих сил – рис. 3.30).

Розподіл тиску у радіальному напрямку підшипника № 4 наведено на рис. 3.31.

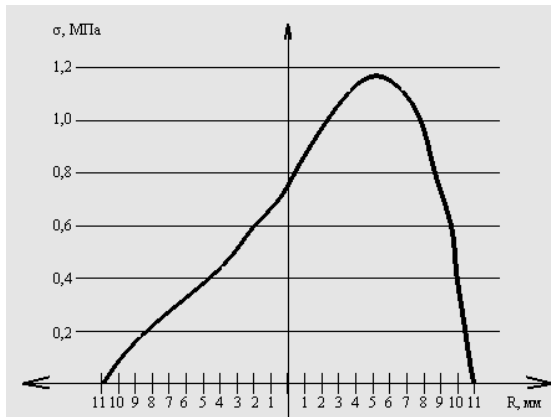


Рис. 3.31. Контактний тиск в підшипнику №4

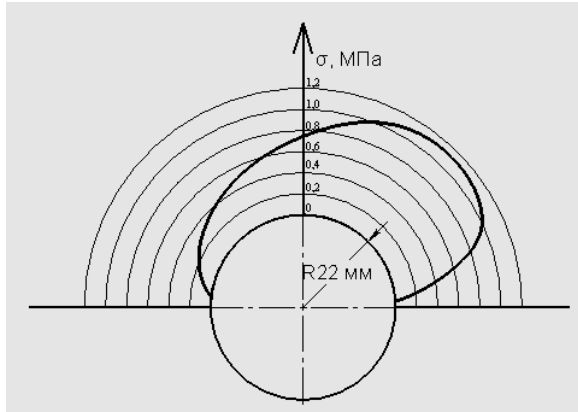


Рис. 3.32. Розподіл контактного тиску по дузі контакту

За допомогою програми SolidWorks побудований також графік тиску в полярних координатах по дузі контакту валу і корпусу підшипника (рис. 3.32). Цей графік дає більш наочне зображення розподілу тиску відносно поверхні підшипника.

Висновки порозділу 3

1. Запропонована модель зношування підшипника ковзання в умовах граничного тертя у вигляді нелінійної залежності інтенсивності зношування від визначальних чинників контактного тиску і швидкості ковзання. Модель зношування представлена у вигляді безрозмірних комплексів з урахуванням геометричних, кінематичних, фрикційних і мастильних характеристик підшипників ковзання.

2. Вирішено зносоконтатне завдання для циліндричного підшипника ковзання. В якості визначальних рівнянь використана залежність для середніх тисків в підшипнику і апроксимуюча функція лінійного зносу від дуги контакту валу і втулки. Рішення отримано в замкненому вигляді як залежність величини зносу від шляху тертя.

3. Розроблено розрахунково-експериментальну методику ідентифікації параметрів зносостійкості для методу лабораторних випробувань на знос за схемою "конус-три кулі" на основі двофакторної моделі зношування. Розрахункові залежності отримані на основі розв'язання оберненої зносоконтатної задачі для циліндричного підшипника ковзання. При цьому за основу прийняті результати випробувань на зношування

бронзових конічних зразків зі змінною площадкою зношування і двох значеннях швидкості

4. Запропонована теорія методу випробувань на знос за схемою «конус-три кульки» для двохфакторної безрозмірної моделі зношування «тиск-температура» з визначенням параметрів зносостійкості.

5. Розроблена конструкція пристрою для випробувань на знос конічних зразків в моторній оливі з підігрівом оливи в діапазоні температур 20 - 100 °С та електронний блок керування нагрівачем. На базі запропонованої моделі зносостійкості встановлений вплив факторів навантаження та температури на інтенсивність зношування сталевих зразків.

6. Проведені лабораторні випробування на знос за схемою «конус-три кульки» з урахуванням впливу температури моторної оливи та навантажень. Результати випробувань використані для визначення кількісних параметрів зносостійкості.

7. Розрахунково-експериментальним підходом визначений оптимальний вміст мідьвмісної присадки до оливи за критерієм найменшої інтенсивності зношування. Для різних температурних і навантажувальних режимів це значення складає біля 2 відсотків.

8. Отримана процедура побудови та ідентифікації запропонованої моделі зношування рекомендується для кількісного порівняння ефективності технологічних та конструкторських способів покращення трибологічних властивостей конструкційних матеріалів та технічних олів.

9. Використаний варіаційно-експериментальний метод для визначення розподілу контактного тиску в циліндричному підшипнику ковзання з урахуванням тертя і без нього. В розв'язку використовується експериментальна залежність розмірів дуги контакту в підшипнику від зовнішнього навантаження. Функціонал задачі отриманий на основі методу найменших квадратів як відхилення експериментальної функції від інтегральної умови рівноваги. Для отримання розрахункових значень кінетики зносу і контактних параметрів запропонована ітераційна процедура.

10. Запропонований спосіб визначення статичного коефіцієнту тертя в контакті циліндричного зразка і контрзразка, прикріпленого до вільно посадженого на зразок жорсткого кільця. Визначення проводили за виміром кута відхилення кільця від врівноваженого стану, який встановлюється і утримується під дією сили тертя в зоні нерухомого контакту після припинення руху попередньо зміщеного кільця в напрямі врівноваженого стану.

11. Запропонований спосіб визначення динамічного коефіцієнту тертя за вимірюванням відповідного кута тертя рухомих циліндричних спряжень. Динамічний кут тертя γ_{∂} в контакті циліндричної поверхні зразка, який обертається, і контрзразка, прикріпленого до вільно посадженого на зразок жорсткого кільця розраховували за виміром кута відхилення кільця від

врівноваженого стану, який встановлювався і утримувався під дією сили реакції шорсткої поверхні силі тертя в зоні рухомого контакту.

12. Розроблена розрахункова методика визначення трибологічної надійності підшипників колінчастого валу автомобіля. 2. Запропонована методика розрахункового визначення коефіцієнту варіації зносу за коефіцієнтами варіації контактного тиску, шляху тертя та коефіцієнту інтенсивності зношування.

13. Побудовані функції надійності підшипникових вузлів. Встановлено, що надійність вкладників з алюмінієвого сплаву в 1, 57 разів вища за надійність вкладників з бронзового сплаву.

14. Запропонована методика моделювання трибоконтактних параметрів підшипників ковзання розподільного валу двигуна внутрішнього зорання за допомогою програми Solid Works. Побудована скінчено-елементна модель досліджуваного вузла тертя. Визначені діючі напруження у спряжених елементах корпусу і валу. Розраховані значення дуги контакту в підшипнику, побудований розподіл контактного тиску в опорі ковзання двигуна.

Література до розділу 3

1. Chernets, M. V. Prediction of the life of a sliding bearing based on a cumulative wear model taking into account the lobing of the shaft contour [Text] / M. V. Chernets // *Journal of Friction and Wear*. – 2015. – №2(3.36). – P. 163–169. doi:10.3103/S1068366615020038
2. Soldatenkov, I. A. Evolution of contact pressure during wear of the coating in a thrust sliding bearing [Text] / I. A. Soldatenkov // *Journal of Friction and Wear*. – 2010. – Vol. 31, Issue 2. – P. 102–106. doi:10.3103/S1068366610020029
3. Mezrin, A. M. Determining local wear equation based on friction and wear testing using a pin-on-disk scheme [Text] / A. M. Mezrin // *Journal of Friction and Wear*. – 2009. – Vol. 30, Issue 4. – P. 242–245. doi:10.3103/S1068366609040035
4. Dykha, A. V. Distribution of friction tangential stresses in the Courtney-Pratt experiment under Bowden's theory [Text] / A. V. Dykha, A. G. Kuzmenko // *Journal of Friction and Wear*. – 2016. – Vol. 37, Issue 4. – P. 315–319. doi: 10.3103/s1068366616040061
5. Bulgarevich, S. B. Kinetics of sample wear on four-ball friction-testing machine using lubricants of different consistencies [Text] / S. B. Bulgarevich, M. V. Boiko, K. S. Lebedinskii, D. Yu. Marchenko // *Journal of Friction and Wear*. – 2014. – №6(3.35). – P. 531–537. doi:10.3103/S106836661406004X
6. Dykha, A. V. Solution to the problem of contact wear for four-ball wear-testing scheme [Text] / A. V. Dykha, A. G. Kuzmenko // *Journal of Friction and Wear*. – 2015. – Vol. 36, Issue 2. – P. 138–143. doi: 10.3103/S1068366615020051
7. Rezaei, A. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings [Text] / A. Rezaei, W. V. Paepegem, P. D. Baets, W. Ost, J. Degrieck // *Wear*. – 2012. – Vol. 296, Issue 1-2. – P. 660–671. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.08.013>
8. Dykha, A., Aulin, V., Makovkin, O., Posonskiy, S. (3.2017). Determining the characteristics of viscous friction in the sliding supports using the method of pendulum. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 87 (3.7), 4-10. doi: 10.15587/1729-4061.2017.99823
9. Vynar, V. A. Influence of the stress-strain state on the wear resistance of the surface of 40Kh Steel after discrete electromechanical treatment [Text] / V. A. Vynar, M. O. Dykha // *Materials Science*. – Vol. 49, Issue 3. – P. 375–381. <https://doi.org/10.1007/s11003-013-9625-z>
10. Kryshtopa, S. Examining the effect of triboelectric phenomena on wear-friction properties of metal-polymeric frictional couples [Text] / S. Kryshtopa, L. Kryshtopa, I. Bogatchuk, I. Prunko, V. Melnyk // *Eastern-European Journal of*

Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 1, Issue 5(3.85). – P. 40–45. doi: 10.15587/1729-4061.2017.91615

11. Kindrachuk, M. The friction mechanism between surfaces with regular micro grooves under boundary lubrication [Text] / M. Kindrachuk, O. Radionenko, A. Kryzhanovskiy, V. Marchuk // Aviation. – 2014. – Vol. 18, Issue 2. – P. 64–71. <http://dx.doi.org/10.3846/16487788.2014.926642>

12. ГОСТ 9490–75. Материалы смазочные жидкие и пластичные. Метод определения трибологических свойств на четырехшариковой машине. – М.: Изд-во стандартов, 1980.

13. Dykha O.V. Rated and experimental modeling of tribological properties of constructional and lubricating materials / O.V.Dykha, T.V. Gedzук // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2014. – № 1. – С. 84-87.

14. Диха О. В., Результати випробувань на знос конічних зразків зі сталі 45 в моторній оливі / О. В. Диха., В. П. Вельбой, Т. В. Гедзук // Проблеми трибології. – 2014. - №2. – С. 111 - 115

15. Study of friction reduction by nanocopper additives to motor oil / S. Tarasov, A. Kolubaev, S. Belyaev, M. Lerner, F. Tepper // Wear. 2002, vol. 252. – S. 63-69.

16. Investigation of the mending effect and mechanism of copper nanoparticles on a tribologically stressed surface / G. Liu, X. Li, B. Qin, D. Xing, Y. Guo, R. Fan // Tribology Letters. 2004, vol. 17, nr 4. – S. 961–966.

3. Tarasov S. Alloying contact zones by metallic nanopowders in sliding wear / S. Tarasov, S. Belyaev // Wear. 2004, vol. 257. – S. 523-530.

17. Диха О. В. Розрахунково-експериментальне моделювання впливу температури і модифікації моторної оливи на зносостійкість сталевих зразків / О. В. Диха, Т. В. Гедзук // Проблеми трибології. – 2015. – № 2. – С. 95-100.

18. Пат. 95055 Україна, МПК (2014.01) С 10М 163/00. Присадка до мастильних матеріалів / О. В. Диха, Т. В. Гедзук, В. П. Вельбой; заявник і патентовласник Хмельницький нац. ун-т. – u201406804; заявл. 16.06.2014; опубл. 10.12.2014, Бюл. № 23. – 3 с.

19. Кузьменко А.Г. Пластический контакт. Вариационно - экспериментальный метод. – Хмельницкий: ХНУ, 2009.

20. Kuzmenko, A.G., Kuzmenko, G.A., Sorokatyi, R.V., Dykha, A.V. (1992). Calculating and experimental method for solving contact problems. *Trenie i iznos*, 13(2), 257–264.

21. Справочник по триботехнике / под общ. Ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. В 3-х т. Т.1. Теоретические основы. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с.

22. Диха О.В. Зносоконтатна задача для циліндричної опори ковзання при граничному терті / О.В. Диха // Проблеми трибології (Problems of Tribology). – 2016. – № 2. – С. 83-88.

23. Кузьменко А.Г. Подшипники скольжения: прочность, износ, надежность, методы расчетов и испытаний: монография / А.Г. Кузьменко // Хмельницкий : ХНУ, 2014. – 251 с.
24. Теорія механізмів і машин / А. С. Кореняко; Під ред. М. К. Афанасьєва. – К. : Вища школа. Головне вид-во, 1987. – 206 с.
25. Кіндрачук М. В., Лабунець В. Ф., Пашечко М. І., Корбут Є. В. Трибологія: підручник / МОН. – К. : НАУ-друк, 2009. – 392 с.
26. Решетов Д.Н. (ред.) Детали и механизмы металлорежущих станков. Том 1 М.: Машиностроение, 1972. – 664с.
274. Машиностроительные материалы: Краткий справочник / В. М. Раскатов, В. С. Чуенков и др. – М.: Машиностроение, 1980. – 511 с.
28. А. С. № 775670. Способ определения силы трения / К. К. Глухарев, И. О. Гончаревич и др. // Б.И. – 1980. – № 40.
29. Патент UA № 106912. Пристрій для визначення коефіцієнта тертя спокою / М. Й. Бурда, А. О. Криль та ін. // Бюл. – 2014. – № 20.
30. А.с. № 145379. Устройство для определения коэффициента трения скольжения шаровидных и цилиндрических тел / К. В. Семенов // Бюл. – 1962. – № 5.
31. Патент UA № 48263. Спосіб вимірювання коефіцієнта тертя округлих тіл /Л. О. Губачева, В. В. Гладушин та ін. // Бюл. – 2010. – № 5.
32. Патент UA № 4591. Пристрій для визначення коефіцієнту тертя ковзання / Г. І. Нечаєв, Л. О. Губачева та ін. // Бюл. – 2005. – № 1.
33. А. с. SU № 1326956. Способ определения коэффициента трения скольжения шаровидных и цилиндрических тел / Н. Е. Усольцев // Бюл. – 1987. – № 28.
34. Кузьменко А.Г. Надежность узлов трения по прочности и износу. – Хмельницкий: ХНУ, 2011. – 391 с.
35. Лудченко О. А. Технічна експлуатація і обслуговування автомобілів: Технологія: підручник / О.А.Лудченко. – К. : Вища школа, 2007. – 527 с.
36. Канарчук В.С. Надійність машин : підручник / С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К. : Либідь, 2003. – 424 с.
37. Диха О.В. Розрахунки та випробування на надійність машин і конструкцій : навч. посібник / О. В. Диха, Р. В. Сорокатиї, О. П. Бабак. – Хмельницький : ХНУ, 2011. –151 с.
38. Хастингс Н., Пикок Дж. Справочник по статистическим распределениям. – М.: Статистика, 1980. – 95 с.
39. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся в вузах. – М.: Наука, 1967. – 607 с.
40. 3D CAD Design Software SOLIDWORKS [Електронний ресурс]. – Режим доступу : <http://www.solidworks.com>.
41. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи / А.А. Алямовский. – БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.

42. Диха, О.В. До методики розрахунку режиму тертя у змащених циліндричних опорах ковзання / О. В. Диха // Проблеми трибології. – 2010. – №4. – С. 117-121.

43. Вельбой В.П. Аналіз умов навантаження та мащення підшипникових систем ковзання механізмів газорозподілу ДВЗ / В.П. Вельбой, К.О. Диха, Бабак О.П. // Проблемы трибологии. – 2016. – №.2 – С. 97 - 103.

ЗМІСТ

Вступ.....

РОЗДІЛ 1. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ МАСТИЛЬНОЇ ДІЇ ПРИ ГРАНИЧНОМУ ЗМАЩУВАННІ ТЕХНІЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ

1.1. Мастильний матеріал у трибологічних системах машин і механізмів.....

1.2. Вплив структурної будови поверхневого шару на змочуваність поверхонь та адгезію мастильного матеріалу.....

1.3. Утворення граничного мастильного шару при обмеженому доступі мастильного матеріалу і його молекулярне моделювання.....

1.4. Загальна класифікація методів дослідження мастильної дії.....

1.5. Тертя та зношування при граничному змащуванні трибосистем.....

1.6. Металовмісні присадки у мастильних матеріалах.....

Висновки до розділу 1.....

Література до розділу 1.....

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ЗМАЩУВАННЯ ТА ЗНОШУВАННЯ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ МАШИН

2.1. Розрахунково-експериментальні підходи до аналізу процесів тертя та зношування напрямних ковзання.....

2.2. Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними прямими канавками круглої форми.....

- 2.3. Розрахунок зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними прямими канавками трикутної форми.....
- 2.4. Розрахунок зносоконттактних параметрів та моделювання зносу напрямних ковзання з маслоутримувальними канавками змінної глибини круглого і трикутного профілю.....
- 2.4.1. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини круглого профілю.....
- 2.4.2. Створення маслоутримувального круглого профілю змінної глибини.....
- 2.4.3. Геометричні параметри та розрахунок зносу напрямної ковзання з канавками змінної глибини трикутного профілю.....
- 2.5. Дослідження впливу тертя на навантаженість напрямних ковзання.....
- Висновки до розділу 2.....
- Література до розділу 2.....

РОЗДІЛ 3. РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ МЕТОДИ КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСАМИ ЗНОШУВАННЯ ЦИЛІНДРИЧНИХ ТРИБОСИСТЕМ ПРИ ГРАНИЧНОМУ ЗМАЩУВАННІ

- 3.1. Розрахунково-експериментальне моделювання зношування циліндричних підшипників ковзання.....
- 3.1.1. Проблема моделювання зношування підшипників ковзання.....
- 3.1.2. Рішення зносоконтактної задачі для циліндричного підшипника ковзання.....
- 3.1.3. Ідентифікація параметрів зносостійкості для методу випробувань на зношування за схемою "конус - три кулі".....
- 3.1.4. Експериментальна установка і методика випробувань.....
- 3.2. Розрахунково-експериментальне моделювання впливу температури і модифікації моторної оливи на зносостійкість сталевих зразків.....
- 3.3. Методика та результати випробувань на знос конічних зразків зі сталі 45 в моторній оливі.....
- 3.4. Наближена зносоконтактна задача для циліндричного підшипника з урахуванням тертя ковзання.....
- 3.4.1. Постановка задачі і основні рівняння.....
- 3.4.2. Розрахунково - експериментальний спосіб оцінки зносу підшипника ковзання.....
- 3.4.3. Приклад застосування методики та аналізу розрахунків.....
- 3.4.4. Контакт вала і підшипника з урахуванням сил тертя.....
- 3.5. Визначення характеристик тертя для циліндричних трибосистем ковзання.....
- 3.6. Триботехнічна надійність циліндричних підшипників

ковзання.....	
3.6.1. Загальна методика розрахунку надійності.....	
3.6.2. Визначення коефіцієнтів варіації.....	
3.6.3. Результати розрахунків надійності підшипників ковзання...	
3.7. Моделювання трибоконтактних параметрів опор ковзання двигуна внутрішнього згорання.....	
Висновки до розділу 3.....	
Література до розділу 3.....	

Наукове видання

Диха Олександр Володимирович

Розрахунково-експериментальні методи керування процесами граничного змащування технічних трибосистем

Відповідальний за випуск: Яремчук В.С.

Художнє оформлення обкладинки: О.В. Гуцуляк

Комп'ютерна верстка: О.В. Чопенко

Підписано до друку 30.05.2018 р. Формат. 30×42/4.

Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman. .

Друк різнографією. Ум. друк. арк. – 11,0. Обл.-вид. арк. -10,0

Тираж 100. Зам. № 20/5

Віддруковано в редакційно-видавничому центрі ХНУ

29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1

Свідоцтво про внесення в Державний реєстр,

серія ДК № 4489 від 18.02.2013 р.