

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет “Запорізька політехніка”

В.В. Солоха

ТЕКСТИ (конспект) лекцій з дисципліни

“Надійність технологічних систем”
для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за
освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи”

2025

Тексти (конспект) лекцій з дисципліни “Надійність технологічних систем” для студентів спеціальності 133 “Галузеве машинобудування” за освітньою програмою “Металорізальні верстати та системи” /Укл. В.В. Солоха. - Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2025. - с. 164

Укладачі: В.В. Солоха, доцент, к.т.н.

Рецензенти: професор, д.т.н. Павленко Д.В.

Відповідальний

за випуск: доцент, к.т.н. Фролов М.В.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Металорізальних верстатів та
інструментів”

Протокол № _____
від “__” _____ 2025

Рекомендовано до видання НМК
Машинобудівного факультету
Протокол № _ _ _ _
від “_ _” _____ 2025.

ЗМІСТ

С.

Лекція 1. Проблеми якості та надійності машин.	4
Лекція 2. Основні поняття. Показники безвідмовності	11
Лекція 3. Вибір показників безвідмовності. Показники для оцінки довговічності виробу	20
Лекція 4. Класифікація відмов	27
Лекція 5. Характеристика явищ, що зумовлюють відмови	34
Лекція 6. Забезпечення надійності напрямних ковзання	43
Лекція 7. Напрямні кочення верстатів	55
Лекція 8. Довговічність кулькових гвинтових передач	66
Лекція 9. Роль технології в забезпеченні надійності машин	77
Лекція 10. Технологічне забезпечення надійності прецизійних вузлів	89
Лекція 11. Статистичне опрацювання результатів випробувань і визначення показників надійності	100
Лекція 12. Закони розподілу термінів служби	108
Лекція 13. Імовірісно-фізичні моделі відмов	117
Лекція 14. Вплив зносу на вихідні параметри машин	121
Лекція 15. Прогнозування надійності машин	137
Лекція 16. Забезпечення надійності під час експлуатації машин	150
Рекомендована література	163

ЛЕКЦІЯ 1. ПРОБЛЕМИ ЯКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ МАШИН

Для ефективного використання машин необхідно, щоб вони мали високі показники якості та надійності.

Під якістю технічного пристрою розуміють зазвичай сукупність властивостей, що визначають його придатність до використання за призначенням. Стандарт ISO дає таке визначення: “Якість - це сукупність властивостей та характеристик продукції чи послуги, які надають їм здатність задовольняти обумовлені або передбачувані потреби”.

Оскільки використання будь-якого виробу здійснюється протягом визначеного, зазвичай тривалого періоду часу, то під впливом різних чинників відбувається зміна властивостей, які визначають його якість.

Зміни технічних характеристик в часі є закономірним проявом найважливішої та невіддільної властивості усіх матеріальних об’єктів – руху у його філософському трактуванні, оскільки нічого незмінного у природі не існує.

Можна уповільнити небажані процеси, зробити так, щоб відхилення якісних показників машини знаходилися протягом необхідного часу в допустимих межах, але усунути їх повністю не можливо.

Будь-яка машина, виконуючи визначені функції, знаходиться у взаємодії з навколишнім середовищем, з людиною, що керує машиною, з об’єктом для якого вона призначена. В цьому процесі виникають різноманітні причинно-наслідкові зв’язки. Накопичення кількості різних впливів на машину призводить до еволюції її якісних показників і, відповідно, до можливості переходу в інший якісний стан.

Зміни показників якості машини в часі можуть бути абсолютними і відносними.

Абсолютна зміна якості пов’язана з різними процесами, що діють на машину, які змінюють властивості та стан матеріалів, з яких вона виготовлена, за рахунок чого змінюються характеристики машини і відбувається її фізичне старіння.

Відносна зміна якості машини пов’язана з появою нових машин з більш досконалішими характеристиками. Тому показники даної машини

стають більш низькими в порівнянні з середнім рівнем, хоч їх абсолютні значення можуть і не змінюватися.

Зниження показників машини відносно вимог сьогодишнього дня призводить до її морального зносу. Наука про надійність вивчає зміну показників якості машини під впливом тих причин, що призводять до абсолютних змін властивостей машини.

Економічний аспект надійності

Прийняття рішення про необхідність підвищення досягнутого рівня надійності машини повинно опиратися на економічний аналіз. Сучасний рівень розвитку техніки дає можливість досягти практично будь-яких показників якості і надійності виробу. Вся річ полягає у витратах для досягнення поставленої мети.

Зроблені витрати на ці заходи можуть бути настільки високі, що ефект від підвищеної надійності об'єкта не відшкодує їх, і сумарний результат від проведених заходів буде негативним.

Порівняння різних варіантів досягнення раціонального рівня надійності повинне виходити з умови одержання найбільшого сумарного (абсолютного) економічного ефекту з урахуванням витрат у сферах виробництва й експлуатації машини й того позитивного ефекту, що дає використання машини за призначенням. У загальному випадку, зміна в часі сумарного економічного ефекту під час експлуатації машини відбувається під впливом ряду основних факторів (рис. 1.1). З одного боку, необхідно враховувати *витрати на виготовлення* нової машини Q_B , включаючи її проектування, виготовлення, випробування, налагодження, транспортування до місця роботи й інші витрати, а також *витрати на експлуатацію* Q_e , включаючи технічне обслуговування, ремонт, профілактичні заходи, все те, що пов'язане з підтримкою й відновленням працездатності машини. Ці витрати $Q_e + Q_B$ є від'ємними в балансі економічної ефективності.

З іншого боку, робота машини дає *позитивний економічний ефект* Q_n (прибуток) залежно від її цільового призначення, наприклад, для технологічного устаткування - у результаті випуску продукції, для транспортних машин - під час перевезення вантажів, для двигунів - як наслідок перетворення енергії тощо.

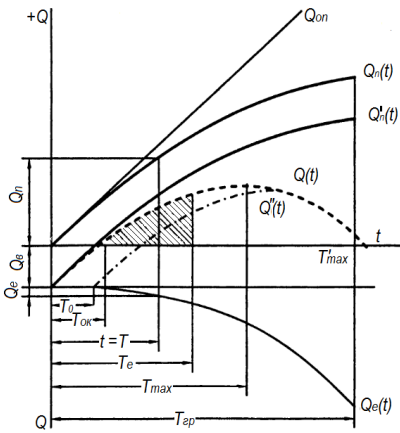


Рисунок 1.1 – Зміна економічної ефективності машини в часі

ефективності $Q(t)$ має максимум і двічі перетинає вісь абсцис t :

$$Q(t) = Q_n(t) - [Q_B + Q_e(t)] \quad (1.1)$$

Ординати цієї кривої показують, який економічний ефект із урахуванням витрат на придбання й експлуатацію машини отриманий у кожен даний період часу під час її використання за призначенням.

Перший період роботи машини до перетинання кривої $Q(t)$ з віссю абсцис, коли $Q_n = Q_e + Q_B$, буде строком окупності $t = T_{ок}$, коли машина під час експлуатації повернула витрати, вкладені в неї при виготовленні. Починаючи із цього моменту, за $t > T_{ок}$ робота машини починає давати дохід. Однак приріст отриманого ефекту поступово знижується через зростання експлуатаційних витрат і зупинок машини для ремонту й технічного обслуговування.

Коли $t \geq T_{max}$ машину експлуатувати недоцільно, оскільки приріст витрат на її ремонт і технічне обслуговування перевершують приріст того прибутку, що одержують від її використання.

Тривалість економічно доцільної експлуатації машини – $T_e < T_{max}$ визначається прийнятим значенням гранично припустимої інтенсивності приросту ефективності dQ/dt .

Якби машина була абсолютно надійна й не вимагала витрат часу й засобів на відновлення втрачених властивостей або на їхнє збереження, то тривалість використання машини обмежувалася б

Зміна витрат на експлуатацію Q_e має тенденцію до зростання у функції часу, тому що старіння окремих елементів машини й погіршення її технічних характеристик приводить до необхідності вкладати все більші засоби для відновлення властивостей, що втрачаються.

Одержання прибутку Q_n від роботи машини має тенденцію до зменшенню в часі, оскільки більш часті простої машини в ремонті та для технічного обслуговування знижують її продуктивність. Тому крива сумарної економічної

тільки її моральним зношуванням. Реально лінійна залежність економічної ефективності від часу (крива Q_{on}) спостерігається лише в перший період експлуатації машини, поки не виявилися процеси старіння.

Для багатьох машин можна проводити ремонт і технічне обслуговування в перервах між періодами використання машини за призначенням. Наприклад, можна здійснювати ці заходи для технологічного устаткування в нічну зміну, для транспортних машин - між рейсами, тощо.

У цьому випадку функція $Q_n(t)$ стає лінійною або близької до неї, тому що робота машини не переривається для проведення технічного обслуговування, а крива сумарної економічної ефективності $Q'(t)$ відбиває більш високі показники, ніж для $Q(t)$. Однак таке рішення можливо лише для деяких типів машин і методів їхньої експлуатації.

Залежність $Q'(t)$ також має максимум T'_{max} але за більших, ніж для $Q(t)$ значеннях t .

Використання машини в разі $t > T_{max}$ можливе в тому випадку, якщо її робота необхідна для виконання певного завдання або для одержання сумарного економічного ефекту від складної системи, елементом якої вона є, а можливостей для її заміни на більш ефективну машину немає.

Після другого перетинання осі абсцис кривою $Q(t)$ за $t = T_{cp}$ настає граничний з економічних позицій стан машини, коли весь прибуток, отриманий від експлуатації, витрачається на підтримку її працездатності.

Крива сумарного економічного ефекту, як функція часу $Q(t)$, є основною характеристикою для оцінки доцільності використання даної машини за призначенням.

За інших однакових умов бажано знаходити рішення, що забезпечують найбільші значення $Q(t)$ за заданої тривалості експлуатації машини $t = T_e$.

З позиції надійності, створюючи нову машину, необхідно вирішити такі економічні питання:

- про раціональний розподіл витрат між проектуванням і виробництвом нової машини та її експлуатацією;
- про співвідношення засобів, що йдуть на підвищення технічних характеристик машини та на підвищення її надійності;
- про встановлення періоду освоєння нового зразка машини.

Більше висока надійність досягається, зазвичай, за рахунок додаткових витрат.

Показником «ціни надійності» може служити сума витрат, пов'язаних з виготовленням й експлуатацією машини, віднесена до тривалості доцільної її експлуатації

$$K_{nm} = \frac{Q_B + Q_e}{T_e}, \quad (1.2)$$

де K_{nm} - показник ціни надійності (питомі сумарні витрати), грн./год.; Q_B - вартість виготовлення нової машини, грн.; Q_e - сумарні витрати на експлуатацію, ремонт й обслуговування машини, грн.; T_e - тривалість доцільної експлуатації машини, год.

Варто прагнути до мінімального значення цього показника за рахунок раціонального розподілу капіталовкладень між сферою виробництва й сферою експлуатації.

Співвідношення між витратами на виготовлення й експлуатацію машини характеризується коефіцієнтом експлуатаційних витрат:

$$K_{em} = \frac{Q_B}{Q_B + Q_e} < 1 \quad (1.3)$$

У більшості випадків більш вигідно вкладати кошти в підвищення надійності під час створенні нової машини й скорочувати витрати на ремонт і технічне обслуговування.

Збільшуючи витрати на виготовлення нової машини треба вирішити питання, яку частку цих засобів варто використати для підвищення технічних характеристик і яку - на підвищення надійності.

Якщо всі додаткові засоби направити на підвищення технічних характеристик машини, то її потенційні можливості з одержання високого прибутку зростуть (кут нахилу прямої Q_{on} збільшиться - див. рис. 1.1), однак, через низьку надійність, оскільки інтенсивність роботи машини зросла, сумарний економічний ефект від її використання буде, як правило, низький.

Якщо додаткові засоби вкласти тільки на підвищення якості й надійності машини, ефективність її використання підвищиться в порівнянні із прототипом, але можливості одержання високого прибутку будуть обмежені, тому що технічні характеристики не змінилися.

Тому, при створенні нової машини вкладення засобів повинне йти одночасно на підвищення й технічних характеристик, і надійності. У цьому випадку буде отриманий найбільший сумарний економічний ефект (крива $Q'(t)$, для якої $T'_{max} > T_{max}$).

Чим вище технічні характеристики машини, тим актуальніше проблема підвищення її надійності.

Істотне значення для одержання максимального прибутку від експлуатації машини має також тривалість циклу створення нової моделі. Якщо за тієї самої економічної характеристики $Q(t)$ аналогічна машина почала використовуватися пізніше на час T_0 , то на рис. 1.1 це означає зсув кривої $Q(t)$ на величину T_0 по осі t - крива $Q''(t)$. Через проміжок часу $t = T$ виробник, що скоротив час на проектування й запуск у виробництво нової машини, буде гарантувати споживачеві значно більший прибуток. Крім того, будуть накопичуватися дані про фактичну надійність машини в реальних умовах її використання. Тому виробник зможе раніше приступитися до розробки нової моделі або модернізації існуючої, випереджаючи конкурентів у боротьбі за ринок збуту.

Час створення й освоєння нових моделей значною мірою пов'язаний з розвитком методів прогнозування надійності на стадії проектування й випробування на надійність дослідних зразків машини.

Таким чином, економіка й надійність тісно пов'язані на всіх стадіях життєвого циклу машини.

Області станів виробу

У машинобудуванні об'єкт розгляду називають виробом. Залежно від поставленого завдання виробом може бути окрема деталь, кінематична пара, механізм, вузол, агрегат, машина або система машин.

Основні поняття й показники надійності виробу пов'язані з оцінкою зміни в часі його працездатності.

Працездатність - це стан виробу, в якому він здатний виконувати визначені функції, зберігаючи значення заданих параметрів у межах, установлених нормативно-технічною документацією.

Таким чином, працездатність виробу пов'язана не тільки зі «здатністю працювати», тобто виконувати необхідні функції, але й з тим, щоб при цьому його параметри перебували в припустимих межах.

Подія, що полягає в порушенні працездатності виробу, називається *відмовою*.

Різні відмови мають і різні наслідки: від незначних відхилень у роботі машини до аварійних ситуацій.

Розглянемо в загальному вигляді модель зміни працездатності виробу в часі внаслідок трансформації його параметрів за рахунок процесів старіння. Стан виробу характеризується деяким набором установлених параметрів $X_1; X_2; \dots X_n$, які змінюються із плином часу і є випадковими функціями часу $X_i(t)$.

Всі параметри виробу можна розглядати як складові загального вектору $X(t)$, що змінюється в процесі функціонування виробу в n -вимірному, так званому фазовому просторі. Тому зміну стану виробу можна характеризувати деякою траєкторією випадкового процесу $X(t)$ у фазовому просторі.

Причини зміни стану виробу пов'язані із впливом на машину різних видів енергії, що приводять до виникнення процесів, які змінюють (як правило, погіршують) початкові параметри виробу. На характер реалізації випадкових функцій, що описують у фазовому просторі траєкторію зміни стану машини, вирішальний вплив чинить фізика процесів старіння й конструктивні особливості виробу.

В n -вимірному фазовому просторі можна виділити дві області. *Область станів E* , у якій із заданою ймовірністю перебувають вихідні параметри виробу в період часу, що розглядається, тобто область, у якій перебувають реалізації випадкового процесу $X(t)$. *Область працездатності G* , що обмежує припустимі значення вихідних параметрів $X_{1max}; X_{2max} \dots X_{nmax}$.

Область станів виробу змінюється із часом, а область працездатності задана відповідно до встановлених вимог до виробу. Якщо область станів перебуває усередині області працездатності, тобто є її підмножиною $E \subset G$, то виріб функціонує нормально й всі його параметри перебувають у припустимих межах. Вихід області станів за межі області працездатності означає зростання ймовірності переходу виробу в такий стан, коли його окремі параметри набудуть неприпустимих значень, тобто відбудеться відмова.

На рис. 1.2 умовно (у двовимірному фазовому просторі) показані границі області станів E , що із часом змінюється від E_0 (для $t = 0$) до E_k (для $t = t_k$), тобто $E(t)$ є функцією часу тривалості експлуатації виробу. На рисунку наведені також дві реалізації процесу зміни параметрів $X_1(t)$ і $X_2(t)$, математичне сподівання цього процесу $M[X(t)]$

і границі областей працездатності G_1 і G_2 для різних вимог до точності функціонування виробу (G_2 - більш жорсткі вимоги).

Зі схеми видно, що через проміжок часу $t = t_k$ область станів E_k набула таких розмірів, що її частина F вийшла за межі області G_1 , і, отже, є ймовірність порушення умови знаходження всіх параметрів у припустимих межах. До порушення працездатності виробу привело, наприклад, його функціонування, описане реалізацією $X_1(t)$.

Якщо область працездатності обмежена більш жорсткими умовами G_2 , то період можливого виходу параметрів за встановлені межі настане раніше.

Розглядаючи область працездатності виробів, варто розрізняти дійсну область (G_0), що визначає необхідну працездатність виробу, і призначену - (G_1), що диктується вимогами технічних умов до окремих параметрів.

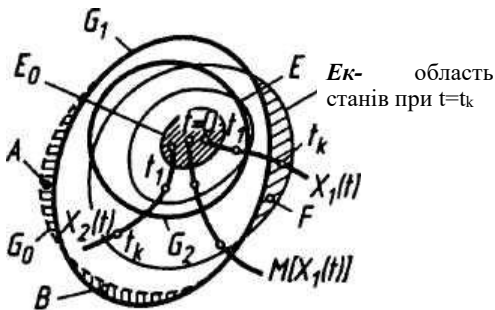


Рисунок 1.2 - Области працездатності й станів для вихідних параметрів машини

Між цими областями, зазвичай, є більше або менше розходження, тому що в силу складності процесів зміни стану важко точно призначити граничне значення окремих параметрів, що визначають його працездатність.

Область A як різниця між областями G_0 й G_1 є областю невикористаних можливостей, коли за технічними умовами (ТУ) виріб вважається таким, що втратив працездатність, хоча він ще може правильно функціонувати, а область B є областю неврахованих параметрів, коли згідно ТУ виріб можна експлуатувати, хоча він в дійсності вже став непрацездатним.

ЛЕКЦІЯ 2. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ. ПОКАЗНИКИ БЕЗВІДМОВНОСТІ

При вивченні надійності технічних пристроїв розглядаються найрізноманітніші об'єкти - машини, споруди, апаратура тощо. В машинобудуванні об'єкт розгляду називають *виробом*. Розв'язання

завдання з підвищення чи оцінки надійності складної машини зазвичай включає розгляд її елементів, окремих вузлів і агрегатів.

Кожен виріб характеризується визначеними вихідними параметрами – величинами, що визначають показники якості даного виробу. *Вихідні параметри* можуть характеризувати найрізноманітніші властивості даного виробу в залежності від його призначення і тих вимог, що до нього висуваються. Це можуть бути показники точності функціонування, механічні характеристики і характеристики міцності, кінематичні і динамічні параметри, економічні показники й інше.

Зазвичай кожен виріб характеризується низкою вихідних параметрів і їхнє припустиме значення обумовлюється в нормативних документах (стандартах, технічних умовах).

Значення кожного вихідного параметра залежить від вихідних параметрів вузлів і окремих частин, що складають даний виріб.

Основні терміни і визначення по надійності

Будь-яка відмова виникає чи може виникнути через деякий період часу, що є випадковою величиною. У залежності від причин відмови варто по-різному оцінювати і час роботи виробу. Тут можуть бути два основних випадки (табл. 2.1). Перший — коли час оцінюється календарною тривалістю роботи виробу. Це характерно для таких причин порушення працездатності виробу як корозія, дія зовнішніх температурних факторів чи опромінення, тощо. Час роботи до відмови у цьому випадку називається *терміном служби до відмови*.

Таблиця 2.1 - Оцінка тривалості експлуатації виробу

Обчислення часу роботи	Час роботи до відмови (випадкова величина)	Регламентований час роботи (детермінована величина)
У відпрацьованих годинах (напрацювання)	T – напрацювання на відмову	T _p – ресурс
У календарних годинах (час роботи)	T – термін служби до відмови	T _{сл} – термін служби

Однак для більшості машин і їхніх механізмів основне значення для оцінки втрати працездатності має не календарний час, а тривалість роботи виробу чи відповідний їй обсяг виконаної роботи (число циклів, шлях, продуктивність та інше). Час роботи виробу до відмови,

виражений у годинах, називається в цьому випадку *напрацювання на відмову*.

Виріб чи його елемент характеризуються, як правило, не одним, а декількома вихідними параметрами. *Термін служби чи напрацювання виробу до відмови* — це час досягнення граничного значення кожним з його вихідних параметрів. Тривалість роботи виробу з тих чи інших причин (необхідність ремонту, зростання небезпеки подальшої експлуатації) може бути регламентована.

Напрацювання чи термін служби до граничного регламентованого стану називається відповідно *ресурсом* чи *припустимим терміном служби*.

Ресурсом називають сумарне напрацювання об'єкту від початку його експлуатації або її відновлення до настання граничного стану. Для різних об'єктів міра визначення ресурсу може бути різною.

Для авіадвигунів мірою ресурсу є напрацювання в годинах роботи, для автомобілів — пробіг в кілометрах. Одиниці для вимірювання ресурсу вибирають стосовно кожної галузі і кожного класу машин, агрегатів і конструкцій окремо. З погляду загальної методології найкращою і універсальною одиницею є одиниця часу.

Ресурс тісно пов'язаний зі строком служби, що визначається як календарна тривалість експлуатації об'єкта до його переходу до граничного стану і вимірюється в одиницях часу. Обчислення ресурсу в одиницях часу дає можливість подати задачі прогнозування в найбільш загальній формі.

На стадії проектування, коли об'єкт лише створюється, оцінка ресурсу виконується на основі розрахункових схем, в яких використані статистичні дані про матеріали, компоненти і елементи, про навантаження, впливи і умови експлуатації аналогічних об'єктів. В разі недостатньої кількості статистичних даних можуть бути використані експертні оцінки. Нормативний ресурс задають визначеним числом, що відповідає деякій імовірності, з якою ресурс має бути реалізований в об'єкті, що проектується. Зазвичай використовують поняття *гамма-процентного ресурсу* — значення ресурсу забезпечується з заданою імовірністю γ . Часто вживають також поняття середнього ресурсу і середнього строку служби. На стадії проектування ці поняття означають математичне сподівання відповідного ресурсу і строку служби.

Слід зазначити, що час роботи виробу до відмови — випадкова величина, у той час, як ресурс чи припустимий термін служби — не випадкові величини. Перерахування календарних годин у число годин роботи виробу не представляє труднощів, якщо відомий коефіцієнт завантаження машини і частка участі даного механізму в циклі роботи.

Надійність — це властивість виробу зберігати в часі свою працездатність.

Надійність виробів зумовлюється їхньою безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю і збереженістю. Таким чином, надійність характеризується властивостями, що виявляються в експлуатації і дозволяють судити про те, наскільки виріб виправдає надію його виробників і споживачів.

Поділ надійності на безвідмовність і довговічність залежить від того, який проміжок часу розглядається і чи враховуються заходи, пов'язані з відновленням утраченої працездатності.

Безвідмовність — це властивість виробу безупинно зберігати працездатність протягом деякого періоду часу чи деякого напруження. Безвідмовність розглядає самостійну безупинну роботу виробу без будь-якого втручання для підтримання працездатності.

Довговічність - це властивість виробу зберігати працездатність до настання граничного стану, тобто протягом усього періоду експлуатації, за встановленої системи технічного обслуговування і ремонтів. Довговічність виробу розглядає його роботу за весь період експлуатації і враховує, що тривала робота виробу неможлива без ремонтних і профілактичних заходів, які відновлюють працездатність, що втрачається в процесі експлуатації.

Ремонтпридатність — пристосованість виробу до попередження і виявлення причин виникнення відмов, пошкоджень і підтримання та відновлення працездатності шляхом технічного обслуговування й ремонтів. З ускладненням систем усе складніше стає знаходити причини відмов і елементи, що відмовили. Так, у складних електрогідравлічних системах верстатів пошук причин відмови може займати понад 50% загального часу відновлення працездатності. Тому полегшення пошуку елементів, що відмовили, закладається в конструкцію нових складних автоматичних систем. Важливість ремонтпридатності машин визначається величезними витратами на ремонт машин у виробництві.

Збереженість - властивість об'єкту зберігати значення показників безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності після зберігання і транспортування. Практична роль цієї властивості особливо велика для приладів.

Основні причини, що визначають надійність виробу, пов'язані зазвичай з випадковими явищами, для опису яких застосовується математичний апарат теорії ймовірностей.

Так, відмова — це випадкова подія, термін служби чи напрацювання до відмови — випадкова величина і процес, що приводить до втрати працездатності (наприклад, знос) — випадкова функція. Тому і показники, що застосовуються для оцінки надійності виробу, мають імовірнісну природу.

Показники для оцінки безвідмовності виробу

Основним показником безвідмовності виробу є *імовірність безвідмовної роботи* $P(t)$ (коефіцієнт надійності) — це імовірність того, що в заданому інтервалі часу $t = T$ (чи в межах заданого напрацювання) не виникне відмова виробу. Значення $P(t)$, як будь-якої ймовірності, може знаходитися в межах $0 \leq P(t) \leq 1$.

Наприклад, якщо імовірність безвідмовної роботи машини протягом $T = 1000$ год. дорівнює 0,95, то це означає, що з великої кількості машин даної моделі в середньому близько 5 відсотків машин утратять свою працездатність раніш ніж через 1000 год. роботи.

Показник $P(t)$ може застосовуватися і для оцінки безвідмовності одного виробу. У цьому випадку він визначає шанси виробу пропрацювати без відмов заданий період часу.

Розглянемо проведені для оцінки надійності випробування або експлуатацію значного числа N елементів протягом часу t (або напрацювання в інших одиницях). Нехай до кінця випробування або терміну експлуатації залишаться N_n працездатних (що не відмовили) елементів і n , що відмовили.

Тоді відносна кількість відмов $F(t) = n/N$.

Якщо випробування проводиться як вибіркове, то $F(t)$ можна розглядати як статистичну оцінку ймовірності відмови або, якщо N досить велике, як імовірність відмови.

Імовірність безвідмовної роботи оцінюється відносною кількістю працездатних елементів

$$P(t) = \frac{N_n}{N} = 1 - \frac{n}{N}$$

Безвідмовна робота й відмова - взаємно протилежні події, тому сума їхніх ймовірностей дорівнює 1:

$$P(t) + F(t) = 1$$

Розподіл відмов за часом характеризується функцією г у с т и н и р о з п о д і л у $f(t)$ напрацювання до відмови.

У статистичному трактуванні $f(t) = \frac{\Delta n}{N \Delta t} = \frac{\Delta F(t)}{\Delta t}$, в

імовірнісному трактуванні $f(t) = \frac{dF(t)}{dt}$. Тут Δn й ΔF збільшення числа

об'єктів, що відмовили, і відповідно ймовірності відмов за час t .

Ймовірності відмов і безвідмовної роботи у функції густини $f(t)$ виражаються залежностями

$$F(t) = \int_0^t f(t) dt ; \text{ для } t = \infty \quad F(t) = \int_0^{\infty} f(t) dt = 1 ;$$

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt = \int_t^{\infty} f(t) dt .$$

І н т е н с и в н і с т ь в і д м о в $\lambda(t)$ на відміну від густини розподілу відноситься до числа об'єктів N_n , що залишилися працездатними, а не до загального числа об'єктів. Відповідно в статистичному трактуванні

$$\lambda(t) = \frac{\Delta n}{N_n \Delta t}$$

і в імовірнісному трактуванні, з огляду на те що $N_n/N = P(t)$,

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} .$$

Одержимо вираз для ймовірності безвідмовної роботи залежно від інтенсивності відмов. Для цього в попередній вираз підставимо

$$f(t) = -\frac{dP(t)}{dt} \text{ розділимо змінні й проведемо інтегрування:}$$

$$\frac{dP(t)}{P(t)} = -\lambda(t)dt; \quad \ln P(t) = -\int_0^t \lambda(t)dt;$$

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t)dt}$$

Це співвідношення є одним з основних рівнянь теорії надійності.

До числа найважливіших загальних залежностей надійності відноситься залежність надійності систем від надійності елементів.

Оцінка надійності складних систем, що включають сотні і тисячі деталей є серйозною проблемою. Для розгляду надійності складних систем їх розбивають на елементи. В залежності від ступеню деталізації під елементами можна розуміти як окремі машини, так і вузли чи навіть деталі машин. Для такого випадку розглядаються спочатку параметри і характеристики окремих елементів, за якими виконується оцінка системи в цілому.

Вихідні параметри різних елементів по різному впливають на працездатність системи. Зміна параметрів окремих елементів веде до відмови самого елемента, що безпосередньо веде до відмови системи. Параметри інших елементів беруть участь у формуванні вихідних параметрів системи, але за відхиленнями одного такого параметра не можна судити про відмову системи. Параметри деяких елементів можуть впливати на працездатність інших елементів.

Якщо система (рис. 2.1) складається лише з елементів, відмова яких веде до відмови системи, то для забезпечення надійності системи необхідно забезпечити безвідмовність кожного окремого елемента. Це має місце в послідовному з'єднанні елементів. Імовірність безвідмовної роботи такої системи дорівнює добутку ймовірностей безвідмовної роботи окремих елементів (за теоремою множення ймовірностей незалежних подій):

$$P_{\text{ст}}(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t)$$

Якщо елементи мають однакову надійність тоді надійність системи матиме вигляд

$$P_{\text{ст}}(t) = P_i^n(t).$$

Отже надійність такої системи буде тим нижчою, чим з більшого числа елементів вона складається. Так, якщо вузол містить 40 деталей, а ймовірність безвідмовної роботи за визначений інтервал часу кожної

з них складає $P_i(t) = 0,99$, то ймовірність безвідмовної роботи вузла складе $P_{\text{ст}}(t) = 0,67$, якщо ж $P_i(t) = 0,9$ (як для підшипників кочення), то $P_{\text{ст}}(t) = 0,015$, що робить машину практично не працездатною. Зі зміною періоду часу $t=T_p$ (ресурсу) протягом якого розглядається робота системи, змінюється і значення $P_i(t)$ для кожного елемента.

Зазвичай ймовірність безвідмовної роботи елементів досить висока, тому, виразивши $P_1(t)$, $P_2(t)$, ..., $P_n(t)$ через імовірності відмов і користуючись теорією наближених обчислень одержуємо

$$P_{\text{cm}}(t) = [1-F_1(t)][1-F_2(t)] \dots [1-F_n(t)] \approx 1 - [F_1(t) + F_2(t) + \dots + F_n(t)],$$

тому що добутками двох малих величин можна знехтувати. При $F_1(t)=F_2(t)=\dots=F_n(t)$ одержуємо $P_{\text{cm}}(t)=1-nF_1(t)$. Нехай у системі із шести однакових послідовних елементів $P_1(t) = 0,99$. Тоді $F_1(t)=0,01$ і $P_{\text{cm}}(t)=0,94$.

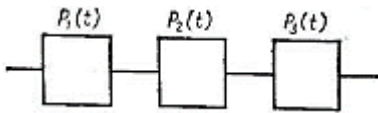


Рисунок 2.1 - Послідовна система

Для підвищення надійності складних систем можна застосовувати метод резервування тобто створювати дублювання для ненадійних елементів. Це може суттєво підвищити надійність системи.

Безвідмовність системи з резервуванням (рис. 2.2) може бути підрахована виходячи з таких міркувань. Відмова системи відбудеться за умови відмови всіх елементів резервування. Імовірність спільного прояву всіх відмов $F(t)$ (за теорією множення) складе

$$F(t) = F_1(t) \cdot F_2(t) \cdot \dots \cdot F_m(t) = \prod_{i=1}^m F_i(t)$$

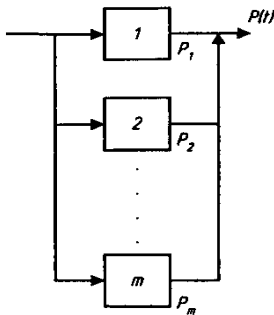


Рисунок 2.2 – Система з резервуванням

Отже безвідмовність системи з паралельним резервуванням визначиться

$$P(t) = 1 - F(t) = 1 - \prod_{i=1}^m [1 - P_i(t)]$$

Так, якщо імовірність безвідмовної роботи кожного елемента $P_i(t) = 0,9$, а кількість резервних елементів $m = 2$, тоді $P(t) = 1 - (0,1)^2 = 0,99$. Отже резервування дає можливість значно підвищити надійність системи навіть за умови використання елементів з невисокою надійністю.

Імовірність безвідмовної роботи потрібно вміти визначати для будь-якого проміжку часу. За теоремою множення ймовірностей

$$P(T + t) = P(T) \cdot P(t) \text{ або } P(t) = \frac{P(T + t)}{P(T)},$$

де $P(T)$ і $P(T + t)$ — імовірності безвідмовної роботи за час T і $T + t$ відповідно; $P(t)$ — умовна ймовірність безвідмовної роботи за час t (термін «умовна» тут уведений, оскільки ймовірність визначається в припущенні, що вироби не мали відмови до початку інтервалу часу або напрацювання).

Припустимо значення $P(t)$ вибирається в залежності від ступеня небезпеки відмови. Наприклад, для відповідальних виробів авіаційної техніки припустимі значення коефіцієнта надійності доходять до $P(t) = 0,9999$ і вище, тобто, практично дорівнюють одиниці,

Якщо наслідки відмови пов'язані з незначними економічними втратами, припустимо значення $P(t)$ може бути істотно нижче.

Варто мати на увазі, що застосування $P(t)$ без зазначення періоду часу $t = T$, протягом якого розглядається робота виробу, не має сенсу. На рис. 2.3 приведений приклад функцій безвідмовної роботи виробу $P(t)$. Пунктиром показана крива імовірності відмов $F_1(t)$, що симетрична по відношенню до $P_1(t)$ і обидві криві, перетинаються в точці, що відповідає середньому (медіанному) терміну служби (напрацюванню) виробу $t = T_{\text{сер}}$, коли $P(t) = F(t) = 0,5$.

З графіка видно, що для даного виробу при його роботі протягом $t = T_1$ безвідмовність роботи дуже висока, тому що $P_1(t) \approx 1$, а при $t = T_2$

значення $P_1(t) = 0,8$. Кожному виробу в залежності від його працездатності відповідає своя крива $P(t)$. Так, на рис. 2.3 зображена крива $P_2(t)$ для більш надійного виробу, для якого область безвідмовної роботи значно більша і, наприклад, при $t = T_2$ значення $P_2(t) \approx 1$.

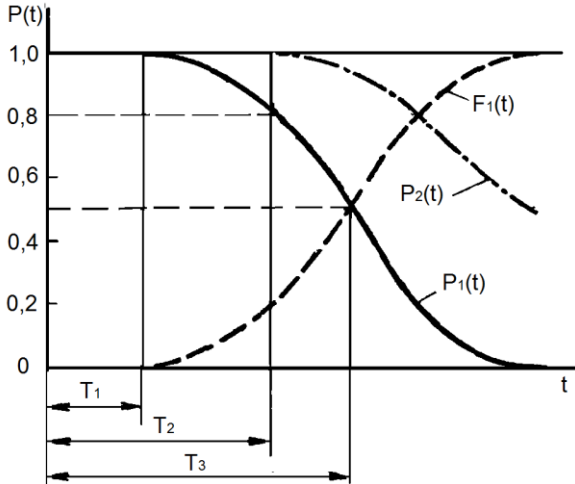


Рисунок 2.3 - Залежність ймовірності безвідмовної роботи $P(t)$ виробу від часу його експлуатації

Вибираючи значення T можна для будь-якого виробу забезпечити необхідне $P(t)$, тому що вони пов'язані функціональною залежністю

$$P(t) = \int_{t=T}^{\infty} f(t) dt,$$

де $f(t)$ — густина ймовірності для терміну служби (напрацювання) виробу за даним вихідним параметром (див. рис. 3.1).

ЛЕКЦІЯ 3. ВИБІР ПОКАЗНИКІВ БЕЗВІДМОВНОСТІ. ПОКАЗНИКИ ДЛЯ ОЦІНКИ ДОВГОВІЧНОСТІ ВИРОБУ

Може застосовуватися два способу вибору показників.

1. Коли високі вимоги до надійності виробу задаються припустимим значенням $P(t) = \gamma\%$ і визначають час роботи виробу $t=T_\gamma$, що відповідає даній регламентованій ймовірності безвідмовної роботи.

Значення T_γ називається *гама-процентним ресурсом* і за його значенням судять про більшу чи меншу безвідмовність виробів.

2. За звичайних вимог до надійності (де відмова не приводить до катастрофічних наслідків) можна задаватися ресурсом виробу $t = T_p$ (чи терміном служби $t = T_{сл}$), наприклад, з умови необхідності проведення планового ремонту всієї машини. У цьому випадку про безвідмовність виробу судять безпосередньо за значенням $P(t)$.

Хоча значення $P(t)$ за відповідний період часу $t = T$ є основним показником безвідмовності, можуть бути випадки коли воно перестає бути наочним і потрібні додаткові показники.

Перший випадок пов'язаний з таким періодом $t = T$, протягом якого, зазвичай, можуть виникати відмови даного виробу і, отже, $P(t) \rightarrow 0$. Це характерно для таких відмов, що легко усуваються і не приводять до яких-небудь значних наслідків (наприклад, заміна різального інструмента під час роботи на верстаті, необхідність поправляти в транспортному лотку деталі, що заклинилися, тощо).

У цьому випадку характеристикою безвідмовності може служити *провідна функція* $\Omega(t)$ — середнє число відмов (математичне сподівання числа відмов), за час t чи *параметр потоку* ω :

$$\omega(t) = \frac{d\Omega(t)}{dt} = \frac{1}{T_{сер}}$$

де $T_{сер}$, — напрацювання на відмову - відношення сумарної тривалості роботи (напрацювання) виробу до числа відмов, що виникли за цей період (тобто середня тривалість безвідмовної роботи виробу).

Параметр потоку відмов — це середнє число відмов виробу в одиницю часу.

Інший крайній випадок, коли важко безпосередньо застосовувати $P(t)$, виникає при оцінці безвідмовності високонадійних виробів, коли значення $P(t)$ близьке до одиниці чи дорівнює їй. Створення високонадійних виробів з $P(t) = 1$ можливе за рахунок великої надмірності, тобто за наявності запасу надійності. Цей запас може бути визначений, якщо оцінюються фізичні процеси, що приводять до відмови виробу, і для даних умов експлуатації визначається максимально можлива швидкість даного процесу.

Нехай відомо, що за даний період часу $t = T_0$ параметр виробу X може отримувати різні значення (тому що є випадковою величиною), але його екстремальна величина за даний період часу $t = T_0$ буде $X_{екс}$

(рис. 3.1). Це значення визначене, наприклад, з оцінки швидкості зносу сполучення для найбільш несприятливих умов експлуатації (максимальні режими, відсутність змащення, тощо). Тоді, якщо значення параметра, за яким наступить відмова виробу, буде $X_{\max} > X_{\text{екс}}$, запас надійності K_n можна підрахувати як

$$K_n = \frac{X_{\max}}{X_{\text{екс}}} > 1$$

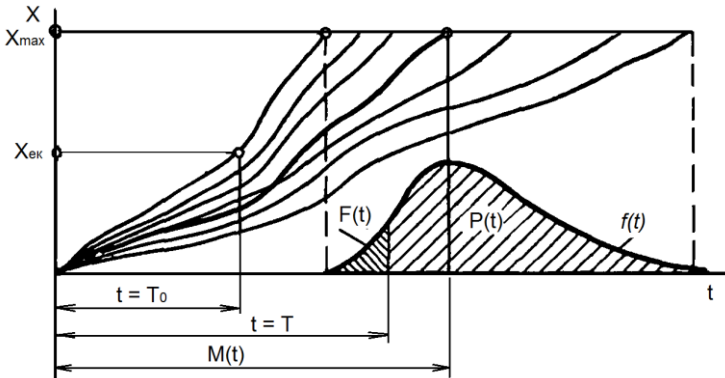


Рисунок 3.1 - Формування закону розподілу часу безвідмовної роботи

Запас надійності може підраховуватися і як відношення $X_{\max}$ до такого значення параметра X_γ , за якого з імовірністю γ параметр не вийде за дані межі, тобто

$$K_n = \frac{X_{\max}}{X_\gamma}.$$

Під час роботи виробу відбувається зміна його працездатності і тому запас надійності є функцією часу $K_n(t)$ і, зазвичай, зменшується в процесі експлуатації машини. Показником надійності може служити також швидкість зміни запасу надійності

$$\gamma_n = \frac{dK_n}{dt}$$

Для оцінки безвідмовності машини важливий сам факт припинення нормального функціонування машини, а не час чи засоби, необхідні для відновлення втраченої працездатності.

Показники безвідмовності можуть відноситися як до елемента виробу, так і до виробу в цілому. В останньому випадку відмови можуть бути різними за характеристикою відповідно до тих вихідних параметрів, що визначають працездатність виробу. У залежності від поставленої задачі можна класифікувати відмови за ступенем тих наслідків, до яких вони приводять, і по ній призначати припустимі значення показників безвідмовності. Треба мати на увазі, що за період часу, що розглядається, машина може піддаватися ремонту чи технічному обслуговуванню і з причин не пов'язаних зі зміною даних вихідних параметрів.

Показники довговічності оцінюють втрату працездатності виробу за весь період його експлуатації.

Варто розрізняти показники для довговічності елемента виробу і для виробу чи машини в цілому.

Основним показником довговічності елемента виробу є його термін служби (напрацювання) до відмови T .

Значення T визначається граничнодопустимою величиною вихідного параметра $X = X_{\max}$ і деяким випадковим процесом втрати працездатності $X(t)$ — наприклад зносом виробу, його корозією, тощо. Термін служби (напрацювання) до відмови $t = T$ є випадковою величиною і характеризується деяким законом розподілу, наприклад густиною імовірності $f(t)$ (рис. 3.1) і числовими характеристиками - математичним сподіванням $M(t)$, дисперсією $D = \sigma^2$ та іншим.

Якщо є регламентоване значення імовірності безвідмовної роботи $P(t)$, то відповідне йому значення T перетворюється в не випадкову величину — гама-процентний ресурс. Термін служби (ресурс) T_p є не випадковою величиною і тоді, коли його значення задане виходячи з тих чи інших умов, наприклад з вимог системи ремонту і технічного обслуговування.

Після періоду роботи елемента $t = T_p$ деталь чи виріб повинні ремонтуватися чи замінятися. Помилкою є вважати, що виріб, як правило, працює до відмови. Це відноситься до дуже обмеженого числа деталей і вузлів, зазвичай до тих, що не чинять істотного впливу на працездатність машини. Типовим для виробів машинобудування є випадок, коли термін служби чи ресурс регламентовані і заміняє деталь чи деталь, що ремонтується ще має потенційну працездатність, тому що не досягла свого граничного стану.

Деталь має, зазвичай, не один, а кілька термінів служби відповідно до тих причин, що обумовлюють відмову, і тих вихідних параметрів, що оцінюють якість деталі. Наприклад, вал машини може вийти з ладу в результаті зносу шийки, змінання шліців, деформації тіла валу і його втомного руйнування.

Відповідно і методи відновлення втраченої працездатності будуть різними: - шліфування шийки під підшипник ковзання, відновлення шліців, виправлення валу, його заміна в разі поломки. Довговічність складного виробу повинна оцінюватися з урахуванням термінів служби (напрацювання) окремих його елементів. При цьому необхідно установити причини, що визначають граничний стан і тривалість експлуатації виробу.

Граничний стан усієї машини, тобто припинення її експлуатації, визначається економічними факторами — її моральним зносом чи витратами, пов'язаними з фізичним зносом машини.

Моральний знос машини зумовлюється тим, що її споживча вартість стає нижчою припустимого для даної галузі промисловості рівня. Заміна застарілих машин новими здійснюється з урахуванням економічних факторів і перспектив розвитку даної галузі.

Фізичний знос машини веде до зростання витрат, пов'язаних з ненадійністю вище припустимих значень, і зумовлює доцільну тривалість експлуатації машини.

Для деяких машин може мати місце *критична тривалість експлуатації*, починаючи з якої при експлуатації виробу будуть різко зростати витрати на ремонт через знос найбільш дорогих вузлів машини чи небезпеки її подальшої експлуатації.

Для оцінки довговічності складного виробу застосовують дві категорії показників. По-перше, це показники, що характеризують вихід за припустимі межі основних технічних характеристик (вихідних параметрів) виробу в цілому. Це відноситься насамперед до показників, що характеризують точність функціонування, потужність, швидкість, ККД, тощо, усього виробу. *В цьому випадку основним показником довговічності буде ресурс (чи термін служби), пов'язаний з виходом за припустимі межі основних технічних характеристик виробу і настанням граничного стану виробу, коли подальша його експлуатація повинна бути припинена.*

По-друге, довговічність усієї машини повинна характеризувати її здатність виконувати свої робочі функції з мінімальними витратами на

заміну деталей, що зносилися, налагодження, ремонт і обслуговування. Чим менше сумарні витрати часу і засобів, що йдуть на відновлення працездатності машини протягом усього періоду її експлуатації, тим вона довговічніша.

Показником, що визначає довговічність машини, може служити коефіцієнт технічного використання $K_{те}$, який дорівнює

$$K_{те} = \frac{T_{роб}}{T_{роб} + \sum_{i=1}^n T_{рем i}} \quad (3.1)$$

де $T_{роб}$ — час роботи машини за деякий період експлуатації; $\sum T_{рем}$ — сумарна тривалість ремонтів машини за цей же період експлуатації. Коефіцієнт технічного використання є безрозмірною величиною ($0 < K_{те} < 1$). Він численно дорівнює імовірності того, що в даний, довільно узятий момент часу машина працює, а не ремонтується.

Коефіцієнт технічного використання, узятий за період між плановими ремонтами і технічним обслуговуванням, називається коефіцієнтом готовності $K_г$.

Коефіцієнт готовності $K_г$ оцінює непередбачені зупинки машини, наявність яких свідчить про те, що планові ремонти і заходи щодо технічного обслуговування не цілком виконують свою роль. $K_г$ численно дорівнює імовірності того, що виріб буде працездатним в довільно узятий момент часу в проміжках між плановими ремонтно-профілактичними заходами.

Варто підкреслити, що коефіцієнт технічного використання $K_{те}$ часто не є повноцінною характеристикою, якщо розглядається обмежений проміжок часу, тому що малі витрати на ремонт за цей час ще не означають малих сумарних витрат за весь період експлуатації. Можливий варіант коли недостатня увага до профілактичних ремонтів і технічного обслуговування в процесі експлуатації машини (тобто незначні витрати на ремонт за період, що розглядається) приведуть до підвищених витрат часу і засобів під час наступних ремонтів, тому що буде мати місце більш інтенсивний знос машини.

Тому більш доцільно брати весь період експлуатації машини чи як мінімум до її капітального ремонту. Тому, як основний показник довговічності виробу варто застосовувати *коефіцієнт довговічності - K_d* , який дорівнює коефіцієнту технічного використання, узятому за весь період експлуатації.

Час, що затрачається на ремонт і технічне обслуговування, залежить не тільки від методів експлуатації і технології ремонту, але і від конструкції виробу, його придатності для ремонту й обслуговування.

Для визначення коефіцієнта довговічності K_d необхідно установити його залежність від термінів служби елементів виробу.

Час простою через ремонт даної i -ої деталі чи вузла машини буде

$$T_{\text{рем } i} = \frac{T_{\text{роб}}}{T_i} \tau_i \quad (3.2)$$

де T_i - термін служби (напрацювання) до відмови i -ої деталі (вузла) машини; τ_i - тривалість (трудомісткість) ремонту i -ої деталі машини (вузла) включаючи розбирання, складання та вивірку.

Відношення $T_{\text{роб}}/T_i$ показує, скільки разів протягом періоду, що дорівнює $T_{\text{роб}}$, ремонтувалася дана деталь. Для визначення K_d необхідно брати той період часу $T_{\text{рем}}$, коли мають місце усі види відмов, тобто більше, ніж термін служби T_i будь-якої деталі машини,

Підставляючи значення $T_{\text{рем } i}$ у формулу (3.1), одержимо коефіцієнт довговічності, виражений через терміни служби і трудомісткість ремонту деталей машини:

$$K_d = \frac{1}{1 + \sum_1^n \frac{\tau_i}{T_i}} \quad (3.3)$$

При періодичних ремонтах, коли одночасно ремонтується група деталей, під T_i розуміється час до чергового ремонту і під τ_i — його трудомісткість.

З формули (3.3) випливає, що основним методом підвищення довговічності машини є скорочення часу, що затрачується на ремонт, і підвищення терміну служби її деталей.

Як видно з формули (3.2), коефіцієнт K_d залежить від суми, що називається *відносними ремонтними витратами*:

$$z = \frac{\tau_1}{T_1} + \frac{\tau_2}{T_2} + \dots + \frac{\tau_n}{T_n} = \sum_1^n \frac{\tau_i}{T_i} \quad (3.4)$$

Відносні ремонтні витрати z можуть застосовуватися як самостійний критерій, що заміняє K_d при оцінці довговічності виробу.

З формул (3.3) і (3.4) видно, що підрахунок цих характеристик за середнім значенням усіх термінів служби $T_{сер} = \frac{\sum T_i}{n}$ і трудомісткості

ремонтів $\tau_{сер} = \frac{\sum \tau_i}{n}$, як це часто роблять, дає невірний результат, тому

$$\text{що } \frac{\tau_{сер}}{T_{сер}} \neq \sum \frac{\tau_i}{T_i}.$$

Значення самих ремонтних витрат (показники K_d чи z) не свідчать про достатню безвідмовність виробу. Цим критерієм може служити імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ чи коефіцієнт готовності K_z після відповідного планового ремонту.

Ресурс чи термін служби складного виробу повинний призначатися як з умови його безвідмовності так і з огляду на витрати часу і засобів, необхідні для відновлення втраченої працездатності.

ЛЕКЦІЯ 4. КЛАСИФІКАЦІЯ ВІДМОВ

П р и ч и н и в і д м о в поділяються на *випадкові* й *систематичні*.

Випадкові причини — це непередбачувані перевантаження, дефекти матеріалу й погіршеності виготовлення, не виявлені контролем, помилки обслуговуючого персоналу або збої системи керування. Приклади: тверді включення в оброблюване середовище, великі нерівності дороги, наїзди на перешкоди, неприпустимі відхилення розмірів заготовок або їхній неправильний затиск, раковини, гартівні тріщини. Випадкові фактори переважно викликають відмови від дії у несприятливих поєднаннях.

Систематичні причини — це закономірні явища, що викликають поступове нагромадження ушкоджень: вплив середовища, часу, температури, опромінення, корозія, старіння; навантаження й робота тертя — втома, повзучість, зношування; функціональні впливи — засмічення, злипання, витоки. Слід зазначити, що не дивлячись на те, що зазначені процеси протікають систематично, їх характер і прояв зумовлюється випадковими факторами.

Відповідно до цих причин і характеру розвитку й прояву відмови поділяють (рис. 4.1) на *раптові* (поломки від перевантажень, заїдання),

поступові за розвитком й раптові за проявом (утомне руйнування, перегорання ламп, короткі замикання через старіння ізоляції) і *поступові* (зношування, старіння, корозія, злипання). Раптові відмови внаслідок своєї несподіванки більш небезпечні, чим поступові. Поступові відмови являють собою виходи параметрів за межі допуску в процесі експлуатації або зберігання.

За причинами виникнення відмови можна також поділити на *конструкційні*, зумовлені недоліками конструкції, *технологічні*, зумовлені недосконалістю або порушенням технології, і *експлуатаційні*, зумовлені неправильною експлуатацією.

Поступові (зносіві) і раптові відмови

Основною ознакою, що визначає різні види відмов, служить характер виникнення і протікання процесів, що приводять до відмов.

Поступові (зносіві) відмови (рис. 4.1, а) виникають у результаті протікання того чи іншого процесу старіння, що погіршує початкові параметри виробу.

Основною ознакою поступової відмови є те, що імовірність її виникнення $F(t)$ протягом заданого періоду часу від t_1 до t_2 залежить від тривалості попередньої роботи виробу t_1 . Чим більше експлуатувався виріб, тим вище імовірність виникнення відмови, тобто $F_2(\Delta t) > F_1(\Delta t)$, якщо $t_2 > t_1$ де $F_i(\Delta t)$ — імовірність відмови за період часу від t_i до $(t_i + \Delta t)$.

До цього виду відноситься більшість відмов машини. Вони пов'язані з процесами зносу, корозії, втоми і повзучості матеріалів.

Раптові відмови (рис. 4.1, б) виникають у результаті поєднання несприятливих факторів і випадкових зовнішніх впливів, що перевищують можливості виробу до їхнього сприйняття. Відмова виникає через деякий проміжок часу T_v , що є випадковою величиною.

Основною ознакою раптової відмови є незалежність імовірності її виникнення $F(t)$ протягом заданого періоду часу від t_1 до t_2 від тривалості попередньої роботи виробу t_1 .

Прикладами таких відмов можуть служити теплові тріщини, що виникли в деталі внаслідок припинення подачі змащення, поломки деталі через неправильну експлуатацію машини чи виникнення перевантажень, деформація чи поломка деталей, що потрапили в такі умови роботи, коли кожен параметр набуває екстремального значення (найбільші навантаження, мінімальна твердість матеріалу, підвищена температура тощо).

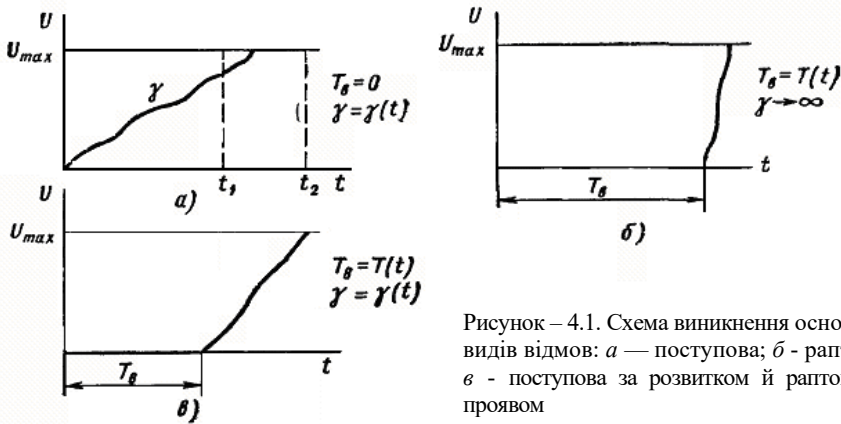


Рисунок – 4.1. Схема виникнення основних видів відмов: а — поступова; б - раптова; в - поступова за розвитком й раптова за проявом

Вихід з ладу в цьому випадку відбувається, як правило, раптово, без попередніх симптомів руйнування.

Наприклад, причиною відмови автомобільної покришки може бути як її знос у результаті тривалої експлуатації, так і прокол.

Імовірність відмови покришки через знос протектора в старій покришки в багато разів більше, ніж у новій. На противагу цьому прокол - раптова відмова - не пов'язана з тривалістю роботи покришки до даної події. Імовірність його виникнення залежить від стану дороги й однакова як для нових покришок, так і для таких, що знаходяться в експлуатації.

Розподіл на поступові і раптові відмови визначається природою їхнього виникнення. Раптовість відмов при експлуатації машини в результаті прихованості процесу руйнування ще не означає, що відмова відноситься до категорії раптових,

Критерієм тут буде служити наявність чи відсутність залежності $F(t)$ від часу попередньої роботи виробу.

Як приклад на рис. 4.2 показана пара тертя 1-2, де порушення працездатності сполучення відбувається в результаті задирки поверхонь тертя, що є наслідком двох причин.

По-перше, ушкодження поверхні може відбутися через попадання ззовні абразивної частки 3 і, по-друге, — через прояв схованого дефекту відливка — раковини 4, що може виявитися на поверхні тертя в міру зносу напрямної.

Обидві відмови проявляються приблизно однаково, однак їхня природа, і відповідно методи підвищення надійності, зовсім різні.

У першому випадку буде мати місце раптова відмова, тому що імовірність попадання абразивної частки залежить від зовнішніх факторів, а не від тривалості роботи машини. Підвищення безвідмовності в цьому випадку пов'язано з поліпшенням методів експлуатації і захисту поверхні тертя від забруднення.

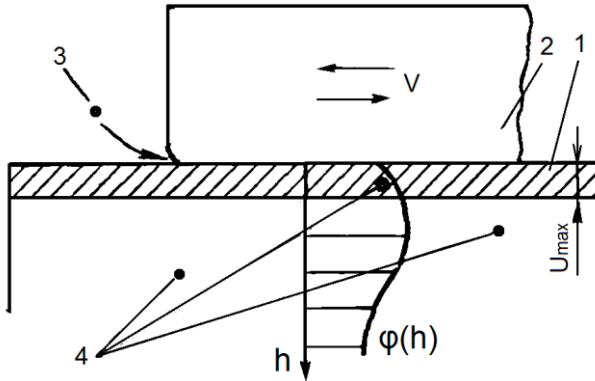


Рисунок 4.2. - Виникнення задирок на тертьових поверхнях 1 і 2: через попадання абразиву 3 чи прояв дефекту виливка 4

В другому випадку матиме місце поступова відмова, тому що її поява пов'язана з процесом зносу поверхні і з якістю самого матеріалу. Чим довше працює сполучення і більше зношується напрямна, тим вища імовірність появи на поверхні прихованого дефекту.

В разі виникнення даної відмови вона також сприймається при експлуатації виробу як раптова, тому що ніяких попередніх симптомів виходу виробу з ладу не було. Насправді це відмова уже визначена технологією, що допускає імовірність (нехай невелику) появи дефекту в деталі. На імовірність виникнення цієї відмови не впливає поліпшення методів експлуатації виробу. Для запобігання задирок від дефектів виробу потрібно поліпшити технологію литва, яким виконані деталі 1 і 2.

Настання будь-якої відмови залежить від швидкості процесу ушкодження $\gamma = \frac{dU}{dt}$, де U — ступінь ушкодження, і від часу початку виникнення цього процесу T_6 (рис. 4.1).

Для поступової відмови $T_e = 0$, тобто в експлуатації виробу, процес починається відразу, навіть якщо він спочатку практично не проявляється, а швидкість процесу є функцією часу $\gamma(t)$.

Для раптової відмови час її виникнення T_e є випадковою величиною і підлягає деякому закону розподілу $f(T_e)$, що не залежить від стану виробу. Процес протікає дуже швидко ($\gamma \rightarrow \infty$) і тому функція $f(T_e)$ визначає імовірність безвідмовної роботи. Може бути і третій вид відмов, що включає особливості двох попередніх (див. рис. 4.1, в), який будемо називати *поступові за розвитком й раптові за проявом* відмови. Тут час виникнення відмови — випадкова величина, що не залежить від стану виробу, а швидкість процесу втрати працездатності виробу $\gamma(t)$ залежить від його опірності.

Наприклад, зовнішні неприпустимі ударні впливи на машину (рідка випадкова подія) можуть виявитися джерелом виникнення утомної тріщини через концентрацію напружень. Поступовий розвиток тріщини буде відбуватися в міру подальшої експлуатації машини.

Відмови функціонування і параметричні відмови.

Наслідки відмов дуже різноманітні. Їх можна розділити на параметричні і відмови функціонування.

Відмови функціонування приводить до того, що виріб не може виконувати своїх функцій. Наприклад, у результаті відмови редуктор не обертається і не передає руху, двигун внутрішнього згоряння не запускається, насос не подає масло, тощо. Часто відмови функціонування пов'язані з поломками чи заклинюванням окремих елементів виробу.

Параметрична відмова приводить до виходу параметрів (характеристик) виробу за припустимі межі. Такі відмови, як порушення точності обробки на верстаті, падіння ККД передачі, зниження максимальної швидкості руху автомобіля нижче норми й інші не обмежують можливість подальшого функціонування виробу. Однак воно стає непрацездатним з погляду вимог, установлених технічними нормативами.

Для сучасних машин і виробів найбільш характерні параметричні відмови. Це пов'язано з високими вимогами до вихідних параметрів сучасних машин. Експлуатація виробу, що має параметричну відмову, може привести до дуже важких економічних і інших наслідків. Наприклад, до випуску неякісної продукції, що може бути причиною відмов у сфері її

експлуатації, до невиконання виробом покладених функцій, до великих додаткових витрат часу і коштів.

У складних машинах і системах параметричні відмови елементів можуть привести до відмов функціонування. Наприклад, у багатоланковому механізмі, остання ланка якого здійснює невелике переміщення, у результаті зносу кінематичних пар можливий випадок, коли наявність зазорів приведе до того, що ведена ланка взагалі не буде переміщуватися.

Утрата потужності авіаційного двигуна може привести до неможливості польоту літака, зростання витоків в елементах гідросистеми керування веде до падіння тиску, що може викликати неспрацьовування золотника, що дає команду на вмикання агрегату тощо.

Відмови функціонування і параметричні відмови можуть бути як поступовими, так і раптовими.

Наприклад, раптова відмова вимірювального приладу через неприпустимі зовнішні впливи буде параметричною — якщо втрачена його точність через нагрівання від зовнішніх джерел тепла і відмовою функціонування — якщо відбулося заклинювання його механізмів через запилення атмосфери.

Фактичні і потенційні відмови.

В процесі експлуатації будь-якого виробу може наступити його перша, а потім і наступні відмови. Якщо ці відмови запобігають завчасним виконанням ремонту і регулювань, то критерієм близькості відмови є ступінь ушкодження виробу, а відмова сприймається як потенційно можлива подія. Такі відмови будемо називати ***потенційними***.

В інструкціях зі збору й обробки інформації про надійність різних машин в їх експлуатації, зазвичай, зазначається, що відновлення працездатності окремих деталей, сполучень і вузлів, яке виконується у відповідності до правил технічного обслуговування і ремонту, не є *відмовами*. Лише та втрата працездатності виробу, при якій потрібно позачергове втручання ремонтної служби, кваліфікується як відмова.

Такий підхід веде до невірної уявлення про надійність машини, тому що не враховуються потенційні відмови.

Для виробників і експлуатаційників характерне постійне прагнення до недопущення відмов в роботі машини. Це досягається вірною організацією системи ремонту і технічного обслуговування, застосуванням обґрунтованої системи керування якістю і надійністю при виробництві

виробів та чітким виконанням правил експлуатації і ремонту. У результаті виріб може взагалі не мати відмов протягом експлуатації, проте рівень його надійності не буде задовольняти розробників і споживачів.

Тому, коли мова йде про відмову виробу, як основну категорію теорії надійності, то мають на увазі в основному потенційно можливі, а не тільки фактичні відмови.

Припустимі і неприпустимі відмови.

Припустимі відмови пов'язані з процесами старіння, що приводять до поступового погіршення вихідних параметрів виробу. Сюди ж варто віднести раптові відмови, що викликані несприятливим поєднанням факторів, якщо останні знаходяться в межах, зазначених в ТУ на експлуатацію. Іноді конструктор свідомо допускає якусь (як правило, невелику) імовірність виникнення відмови, щоб полегшити й здешевити конструкцію. Це, зазвичай, припустимо лише в тих випадках, коли відмова не викликає катастрофічних наслідків. Наприклад, навіть у конструкціях літака допускається розвиток утомних тріщин у деяких елементах і панелях крил.

Неприпустимі відмови пов'язані з порушенням таких умов виробництва й експлуатації:

- порушення технічних умов при виготовленні і складанні виробів;
- порушення правил і умов експлуатації і ремонту — перевищення режимів роботи машини вище припустимих, порушення правил ремонту, помилки людей що керують машиною, тощо — приховані причини, невраховані в технічних умовах і нормативах параметри. Виріб може бути виконано у відповідності до технічних умов (ТУ), однак самі ТУ не враховують усіх тих об'єктивно існуючих факторів, що впливають на надійність і виявляються в процесі експлуатації.

Прагнення до недопущення відмов в процесі експлуатації машини пов'язано з страхом наслідків відмов, що можуть бути найрізноманітнішими — від незначного матеріального збитку до катастрофічних. Ці наслідки пов'язані з характером самої відмови і з такими факторами як час, необхідний для усунення відмови, можливість ремонту, тривалість існування відмови (можливість самовідновлення працездатності виробу), вплив даної відмови на імовірність виникнення інших більш небезпечних відмов та інше.

Всі особливості відмов і її наслідків достатньо характеризувати припустимою імовірністю безвідмовної роботи, що акумулює в собі і численно

оцінює небезпеку наслідків відмови. Так, якщо відмова існує нетривалий час і самовідновлюється і за цей час не відбудеться незворотних порушень роботи машини, то буде допускатися більш низька імовірність безвідмовної роботи, ніж при «повній» відмові і більш небезпечних наслідках. Для оцінки надійності складних виробів не тільки машина в цілому, але й окремі її вузли і деталі повинні характеризуватися припустимою імовірністю безвідмовної роботи. Для різних машин і виробів застосовуються категорії відмов, що відбивають їхню специфіку й оцінюють небезпеку відмов.

Для кожної категорії встановлюється своє значення припустимої імовірності безвідмовної роботи $P(t)$.

ЛЕКЦІЯ 5. ХАРАКТЕРИСТИКА ЯВИЩ, ЩО ЗУМОВЛЮЮТЬ ВІДМОВИ

Зміна початкових властивостей і стану матеріалів, з яких виконаний виріб, є основною причиною втрати ним працездатності, оскільки ці зміни можуть привести до пошкодження виробу і небезпеки виникнення відмови.

В основі втрати машиною працездатності лежать фізичні закономірності, але виходячи з умов різноманітності і мінливості діючих факторів, ці закономірності набувають імовірнісного характеру.

На функціонування виробу впливають умови експлуатації такі як навантаження, швидкість, температура, вологість, забруднення поверхонь, тощо, а також фактори, що впливають на протікання пошкодження матеріалу. До того ж самі деталі можуть бути виконані з різними допусками на технологічні параметри.

Для оцінки надійності зазвичай використовують імовірнісні характеристики.

Для вирішення інженерних задач надійності необхідно знати закономірності зміни вихідних параметрів машин і її елементів в часі. Так, необхідно оцінити деформацію деталей, знос їх поверхонь, зміну несучої властивості внаслідок релаксації напружень або процесів втоми, пошкодження поверхонь через корозію, тощо, тобто розглянути макрокартину явищ, що відбуваються в процесі експлуатації виробу.

Але для вирішення питань надійності необхідно враховувати також явища, що відбуваються на субмікроскопічному і мікроскопічному рівнях.

На субмікроскопічному рівні на основі розгляду будови атомів і молекул та утворення із них кристалічних ґраток твердих тіл або інших структур виявляються закономірності для пояснення властивостей і поведінки матеріалів в різних умовах. Ці закономірності, зазвичай, є підґрунтям для подальших досліджень і розробки окремих залежностей.

Цей рівень досліджень дозволяє розвивати фундаментальні уявлення про недосконалість в кристалах, особливо в дислокаціях, їх взаємодіях і русі, про сили пружності з погляду квантової механіки, про дифузію атомів в твердих тілах, тощо, які є фізичним підґрунтям для вирішення основних задач міцності і довговічності матеріалів.

Мікроскопічний рівень розгляду властивостей матеріалів виходить з аналізу процесів, що відбуваються в невеликій області. Отримані закономірності в подальшому поширюються на весь об'єм тіла.

Прикладом може служити теорія напружень і деформацій в ідеальному однорідному тілі, коли в точці тіла виділяється нескінченно малий елемент у вигляді паралелепіпеда і розглядається його напружений стан. Зв'язок між деформаціями і напруженнями описується законом Гука. Розвиток цього підходу, з урахуванням виникнення пластичних деформацій, дозволяє знайти залежності між напруженнями і деформаціями і за межами пружності.

Макроскопічний рівень розглядає зміни початкових властивостей або стану матеріалу усього тіла (деталі). Так теорія пружності на основі закону Гука розглядає деформації і напруження в системах і деталях різної конфігурації, що працюють на розтяг, крутіння, вигин та інші види деформації.

Різноманітні закономірності і методи розрахунків, що застосовуються в конструюванні і виробництві машин, загальні фізичні закони і окремі залежності можуть використовуватись і для вирішення питань надійності. Тут, оскільки головною задачею є оцінка зміни властивостей і стану матеріалу в функції часу, слід з'ясувати, які фізичні закономірності можуть бути використані і як проявляється фактор часу в оцінці працездатності виробу.

Процеси старіння

Основне значення для оцінки втрати працездатності має вивчення процесів старіння, які розкривають фізичну сутність незворотних змін, що відбуваються в матеріалі виробів. Хоча процеси старіння завжди пов'язані з фактором часу, в деяких з них час безпосередньо не фігурує та все ж в отриманих залежностях проявляється зв'язок з іншими факторами, які в свою чергу функціонують в часі.

Закони, що описують процеси старіння, оцінюють ступінь пошкодження матеріалу в функції часу і є основою для вирішення задач надійності. Вони дозволяють прогнозувати хід процесу старіння, оцінювати можливі його реалізації і виявляти найбільш суттєві фактори, що впливають на інтенсивність процесу.

Типовим прикладом таких залежностей є закони зносу матеріалів, які дають методи для розрахунку процесу зношування або величини зносу в функції часу і оцінюють параметри, що впливають на хід процесу.

Будь-який процес старіння виникає і розвивається лише за визначених зовнішніх умов. Для виникнення процесу зазвичай повинен бути перевищений визначений рівень навантажень, швидкостей, температур або інших параметрів, що визначають його протікання. Цей початковий рівень особливо важливо знати для швидкоплинних процесів старіння, коли після виникнення процесу іде його інтенсивний лавиноподібний розвиток. Часто поріг чутливості пов'язують з деяким енергетичним рівнем, який визначає початок даного процесу.

Типовим процесом наявності енергетичного бар'єру, починаючи з якого іде процес, є захоплення металів і розвиток тріщин при крихкому руйнуванні.

В процесі захоплення двох контактуючих поверхонь відбувається утворення металевих зв'язків і об'єднання кристалічних ґраток як наслідок спільного пластичного деформування матеріалів. Під час тертя деталей машин цей процес практично миттєво призводить до різкої зміни умов тертя, що може зумовлювати заїдання і відмову даної пари.

Енергетична концепція лежить також в основі теорії виникнення тріщин в металевих конструкціях в умовах середніх напружень, що залишаються нижчими межі текучості. Ця теорія ґрунтується на умові

Гріффіта, яка твердить, що існуюча тріщина буде лавиноподібно розвиватися, якщо швидкість звільнення енергії пружної деформації перевищить приріст поверхневої енергії тріщини.

Для процесів, розвиток яких відбувається монотонно, необхідно визначати область їх існування і екстремальні значення зовнішніх умов, за яких зберігається даний механізм процесу.

Наприклад, в процесі зносу поверхонь в залежності від змащування і швидкості відносного ковзання, а також тиску, навколишнього середовища та інших факторів виникатимуть різні види зносу.

На рис 5.1 наведена принципова схема зміни виду зносу металів і сплавів від швидкості відносного ковзання v за Б.І. Костецьким.

На схемі виділяються три ділянки, що характеризують різні механізми процесу зношування.

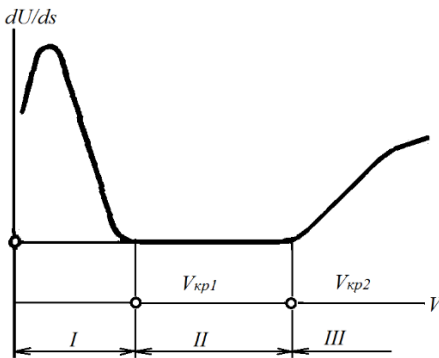


Рисунок 5.1 – Характер процесу зношування в функції швидкості відносного ковзання (за Б.І. Костецьким)

На ділянці II інтенсивність зношування за даних умов не змінюється і має мінімальне значення. Ця ділянка відповідає допустимій формі зносу, коли деформування поверхонь контакту та їх руйнування в мікрооб'ємах супроводжується окисними процесами (окисний знос). В разі вірно вибраних умов його інтенсивність може бути досить незначною.

На малих швидкостях ковзання (ділянка I) та на великих (ділянка III) в умовах сухого тертя виникають недопустимі види зносу з високою інтенсивністю і суттєвою зміною якості поверхневого шару.

Це пов'язане з процесами схоплювання, коли на малих швидкостях ковзання полегшується взаємодія кристалічних ґраток, а на великих – виникають теплові явища, що інтенсифікують процеси взаємної дифузії металів та їх термічне схоплювання. Поверхні ковзання внаслідок схоплювання набувають неприпустимий вид пошкодження.

Тіло деталі може піддаватися руйнуванню, яке є найбільш небезпечним проявом процесів старіння, деформуватись, або змінювати властивості матеріалу – його пластичність, електропровідність, магнітні властивості, тощо.

Найчастіше процеси старіння протікають в поверхневих шарах. При цьому поверхня деталі може піддаватися температурним, хімічним, механічним та іншим впливам оточення. Як наслідок можуть відбуватися явища, пов'язані з втратою матеріалу поверхні в наслідок корозії, ерозії, кавітації та інших процесів, які об'єднані одним терміном – роз'їдання поверхні. На поверхнях можуть протікати процеси пов'язані з приєднанням інших матеріалів, такі як адгезія, абсорбція, нагар та інші

Руйнування матеріалу деталі відноситься до неприпустимих видів пошкодження. Це пов'язане з тим, що поломки деталей внаслідок руйнування часто носять лавиноподібний характер і протікають з великою швидкістю.

Руйнування матеріалу деталі може відбуватися як внаслідок виникнення неприпустимих статичних і динамічних навантажень, так і від тривалої дії змінних навантажень, що ведуть до втомного руйнування.

В першому випадку будуть мати місце раптові відмови, оскільки перевищення зовнішніми навантаженнями припустимих значень не пов'язане з тривалістю попередньої експлуатації виробу. Втомні руйнування відносяться до поступових відмов, оскільки в роботі деталі відбувається зміна несучої здатності матеріалу, і час попередньої експлуатації впливає на імовірність виникнення відмови – втомної поломки деталі.

Втомне руйнування металу не обов'язково має привести до поломки деталі. Можливе виникнення втомних тріщин, які до визначеного розміру несуттєво знижують працездатність виробу, і безпеку представляє зазвичай можливість їх швидкого зростання, що веде до зниження несучої здатності виробу.

Характерним проявом процесу старіння матеріалу є незворотна деформація деталі. Ріст деформації в часі веде до поступової зміни початкових параметрів виробу, і за високих вимог до точності, що властиве для сучасних машин, відмова настає значно раніше, ніж буде вичерпана несуча здатність деталі.

Зміни деформації деталі в часі пов'язані, зазвичай, з виникненням на окремих ділянках пластичних деформацій. Після зняття зовнішніх навантажень пружні деформації зникають, а в областях, де виникли пластичні деформації, процес перегрупування внутрішніх сил протікає більш складно, внаслідок чого виникають залишкові деформації.

Деформації деталей можуть відбуватися і за напружень, що знаходяться в межах пружності за рахунок перерозподілу внутрішніх напружень. Ці напруження можуть виникати в процесі відливання деталі або внаслідок структурних перетворень. Так жолоблення станин та інших корпусних деталей верстатів може впливати на точність верстата, якщо не застосувати спеціальні методи обробки.

Якщо станина має загартовані напрямні, то процеси деформації зумовлюються також структурними перетвореннями в загартованому шарі і релаксацією залишкових напружень, що виникли в ході гарту. Загартовані поверхні становляться ввігнутими, до того ж основна частина деформації (70 – 80%) відбувається в перші 2 – 3 місяці.

Знос поверхонь

Зношуються напрямні елементи (підшипники і напрямні ковзання і кочення), поверхні тертя фрикційних муфт і гальм, зубчасті, гвинтові, черв'ячні та інші передачі, циліндри і поршневі кільця, кулачкові і кулісні механізми та багато інших деталей.

Знос – це результат процесу поступової зміни розмірів деталі по її поверхні внаслідок тертя.

Знос включає не лише зтирання поверхонь, пов'язане з виділенням матеріалу зі всієї поверхні тертя, але і зминання – коли відбувається переміщення матеріалу під дією сил тертя, і втому поверхневих шарів, коли під дією контактних напружень виникають центри руйнувань поверхні. Основні види зносу пов'язані головним чином з характером контакту поверхонь і їх відносного руху.

Якщо відсутнє відносне переміщення поверхонь, то це зазвичай, зумовлює їх зминання. Цей вид руйнування характерний для

шпонкових, зубчастих (шліцевих) з'єднань, упорів і штифтів та інших деталей машин.

Відносне ковзання поверхонь зумовлює їх знос.

На малих швидкостях відносного переміщення виникає особливий вид зносу – фреттинг-корозія.

Кочення без ковзання двох тіл, зазвичай, зумовлює втому поверхневих шарів, що проявляється у вигляді відшарування дрібних часток металу з поверхні контакту. Це відноситься до підшипників і напрямних кочення, роликів кулачкових механізмів, тощо.

При коченні з відносним ковзанням, як наприклад, в зубчастих передачах, спостерігається знос і втома, а інколи і зминання. Зона втоми розміщується там, де відносне ковзання мінімальне або дорівнює нулю (в зоні початкового кола зуба). Зона більш інтенсивного зносу розташована в місцях більшого відносного ковзання (головка і ніжка зуба).

Зовнішнім проявом будь-якого процесу старіння є пошкодження усієї деталі або її поверхні. Для того, щоб оцінити запас надійності деталі, слід чисельно визначити ступінь пошкодження. Чисельна оцінка величини пошкодження матеріалу деталі є достатньо складною задачею через рад причин: спостерігається велика різноманітність видів пошкодження; пошкодження можуть відноситись як до об'єму матеріалу так і до його поверхневих шарів; пошкодження можуть поширюватися на весь об'єм матеріалу або на всю поверхню деталі та може носити локальний характер.

Закономірності протікання процесів старіння в часі

Оцінка швидкості протікання процесів пошкодження деталі в часі $\gamma = \frac{dU}{dt}$ має важливе значення для вирішення задач надійності. Знаючи часову характеристику $\gamma(t)$ можна визначити ступінь пошкодження як функцію часу

$$U(t) = \int_0^t \gamma(t) dt,$$

яка, в свою чергу, буде визначати зміни в часі вихідного параметру виробу. В процесі старіння розглядаються необоротні процеси пошкодження, тому залежність, зазвичай буде являти монотонно неспадну функцію. Всі процеси старіння є випадковими і закономірності їх протікання, що розглядаються – це математичні сподівання даної випадкової функції або її реалізації.

Усі функціональні залежності, що визначають протікання процесу старіння, проявляються в експлуатації як випадкові процеси. Це пов'язане з двома основними причинами. По-перше, початкові властивості матеріалів і геометричні параметри виробу мають розсіювання, оскільки вони є продуктом технологічного процесу, який може функціонувати лише з визначеною точністю і стабільністю.

По-друге, стохастична природа процесів старіння пов'язана з широкою варіацією режимів роботи і умов експлуатації виробу. Як наслідок, залежності, що описують процеси старіння, стають функціями випадкових аргументів – навантажень, швидкостей, температур, тощо.

Як приклад можна розглянути результати статистичних досліджень з використання значень потужності (рис. 5.2, а) і частот обертання (рис. 5.2, б) для універсальних токарних верстатів.

Як видно з графіків, діапазон режимів, що використовуються на верстаті достатньо широкий, що безпосередньо відбивається на інтенсивності процесів пошкодження в усіх ланках верстата.

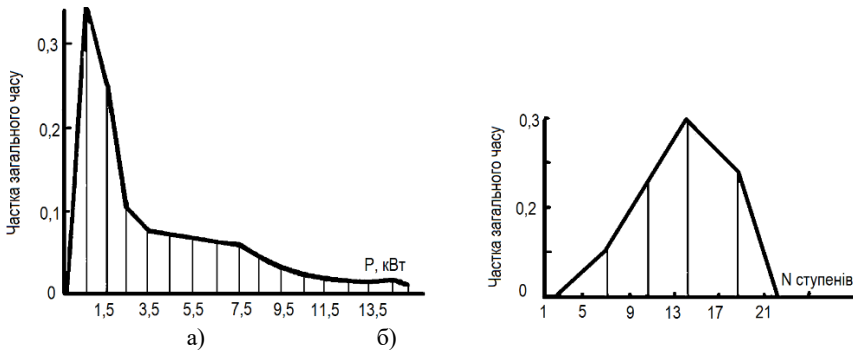


Рисунок 5.2 – Розсіювання параметрів експлуатації

Зазначені причини, а також те, що сама природа процесів старіння, зазвичай, досить складна і аналітичні залежності відбивають явище лише з визначеним ступенем наближення, зумовлює необхідність застосовувати для оцінки даних процесів методи і характеристики випадкових функцій.

Апарат теорії випадкових функцій можна застосовувати як до диференціальної функції, яка виражає швидкість процесу $\gamma(t)$, так і до інтегральної функції, що описує зміни ступеню пошкодження $U(t)$.

Оскільки функція $\gamma(t)$ на порядок нижча, та саме швидкість процесу визначається фізикою явищ, часто зручніше знаходити для неї аналітичний вираз через випадкові функції. Залежність $\gamma(t)$ як випадкова функція може бути виражена в різних формах.

В деяких випадках процес старіння може бути описаний у вигляді елементарної випадкової функції

$$\gamma(t) = A\varphi(t)$$

де A – випадкова величина; $\varphi(t)$ – не випадкова функція (матиматичне сподівання процесу).

Це найпростіший тип випадкової функції, оскільки тут випадкова природа явища проявляється лише в коефіцієнті A .

Всі реалізації процесу будуть відрізнятися лише масштабом ординат.

Більш повний опис таких процесів можна подати, виділивши стаціонарний випадковий процес $A(t)$:

$$\gamma(t) = A(t) \varphi(t).$$

Дана залежність описує широке коло процесів і вона зручна тим, що теорія стаціонарних випадкових процесів розроблена достатньо повно. Важливо зазначити, що оскільки дисперсія випадкового стаціонарного процесу постійна $D\{A(t)\} = \text{const}$, то дисперсія даного процесу старіння $D\{\gamma(t)\}$ при зростанні функції $\gamma(t)$ буде зростати (рис. 5.3, а), а при спаданні – убувати (рис. 5.3, б).

В більш загальному випадку залежність швидкості процесу може бути записана у вигляді

$$\gamma(t) = \varphi_0(t) + A(t) \cdot \varphi(t),$$

де $\varphi_0(t)$ і $\varphi(t)$ – деякі детерміновані функції

Подання процесів у вигляді випадкових необхідно тому, що в розрахунках надійності виробу необхідно виявляти область працездатності, а для цього слід знати не лише математичне сподівання, але і інші імовірнісні характеристики процесу, зокрема його дисперсію, кореляційну функцію, тощо.

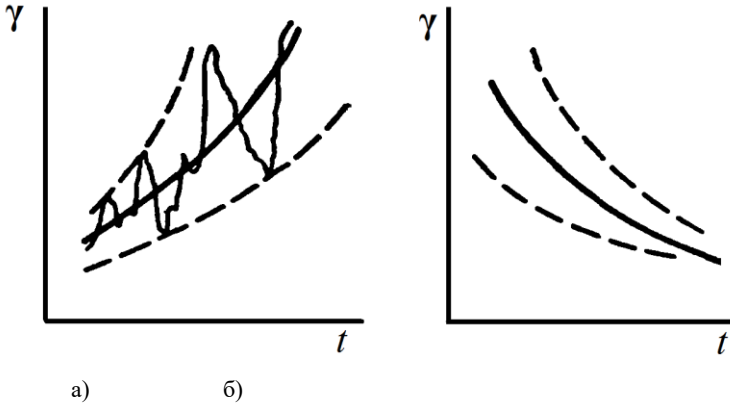


Рисунок 5.3 – Процес старіння як випадкова функція

Процеси старіння завжди є випадковими і їх характеристики можуть бути отримані аналітично, методами статистичного моделювання або на підставі статистичних досліджень.

Знання залежностей $U(t)$ або $\gamma(t)$ необхідна, але недостатня умова для оцінки надійності виробу, оскільки ступінь пошкодження пов'язаний деякою функціональною залежністю з вихідним параметром виробу.

ЛЕКЦІЯ 6. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ НАПРЯМНИХ КОВЗАННЯ

Напрявні ковзання верстатів використовуються в приводах подач та головного руху. Умови роботи напрямних дуже різноманітні, вони відрізняються характером тертя, режимом роботи (швидкістю відносних переміщень рухомого вузла по нерухомій деталі, навантаженням на стикове сполучення, розподілом тиску між напрямними та по довжині напрямних), ступенем захисту напрямних від забруднення, характером забруднення, що попадає на напрямні (стружка, абразивні матеріали, мастильно-охолоджуючі середовища тощо), характером мащення напрямних, умовами експлуатації та рівнем технічного обслуговування верстата.

Швидкість руху напрямними ковзання в приводі подачі дуже суттєво різняться навіть у верстаті однієї моделі. Швидкість робочої подачі в універсальних верстатах традиційної конструкції (токарних,

фрезерних) може змінюватися в межах від 0,001м/хв. до 2,5 м/хв., в верстатах з ЧПУ до 4-6 м/хв., урізна подача в шліфувальних верстатах знаходиться в межах 0,01-4,5 мм/хв. Швидкість прискореного переміщення в верстатах з ручним керування, як правило не перевищує 3-3,5 м/хв., в верстатах з ЧПУ – до 6-15 м/хв. Швидкості робочих подач замалі для виникнення гідродинамічної підйомної сили та утворення гідродинамічного несучого шару, тому напрямні ковзання працюють в режимі змішаного, а частіше, граничного тертя, інколи напівсухого. Внаслідок недосконалого мащення та режиму тертя напрямні ковзання інтенсивно зношуються, на них можуть утворюватися задирки, забоїни.

Знос напрямних відбувається внаслідок пошкодження плівки мащення, яке спостерігається в разі недостатньої кількості мастила, зростання тиску на поверхнях тертя, попадання на поверхні твердих часток (тверді складові матеріалів пар тертя, стружка, абразивні зерна, окалина тощо). В умовах граничного тертя, що є найбільш характерним для напрямних подачі, коли шар змащення не перевищує 0,1 –0,2 мкм, на тертя та зношування впливають як характеристики сполучених матеріалів так і властивості мастильного шару. Крім зношування від місцевих розривів мастильної плівки істотний вплив на процес руйнування поверхневих шарів чинить ефект адсорбційного пластифікування, тобто полегшення пластичних деформацій унаслідок дії поверхнево-активних речовин. Взаємодія поверхнево-активних речовин шару граничного змащення з поверхневим шаром металу може призвести до зниження міцності й виникнення крихкого руйнування в умовах малої інтенсивності напруженого стану.

Недостатність мащення може спостерігатися на вертикальних напрямних, на горизонтальних напрямних, особливо на вертикальних та похилих гранях при проточному змащенні, особливо в разі подачі мастила без примусового тиску, на планках, куди мастило надходить самопливом. На напрямних забруднених відходами обробки тверді дисперговані елементи, маючи розвинуту поверхню, утримують значні кількості масла і, у випадку бідного змащення, тертьові поверхні можуть оголюватися, що не лише сприяє інтенсифікації зношування, а і призводить до скріплювання (*схоплювання*) та утворення задирок.

Забруднення металевою стружкою, піском, абразивом, окалиною багаторазово збільшує знос напрямних і в умовах змішаного тертя підвищує втрати на тертя.

Напрямні токарних верстатів, зайнятих тільки на чистовій обробці деталей, зношуються в 1,3-1,6 разів менше ніж напрямні верстатів, що одночасно виконують чистову обробку і обдирку. На таких режимах перехід від сталевих деталей до обробки сталевих (80%) та чавунних (20%) деталей зумовлює збільшення зносу напрямних в 1,5-2 рази.

Наявність щитка для захисту передньої напрямної на токарних верстатах збільшує довговічність напрямних в середньому в 1,5 рази.

Напрямні полозків токарних верстатів зношуються значно більше ніж напрямні станини. Максимальне значення зносу напрямних полозків вище відповідного значення зносу напрямних станини в середньому в 2 –2,5 рази.

Навантаження на напрямних у більшості верстатів змінне. У токарних, консольно-фрезерних та деяких інших верстатах, де навантаження від сил різання складає значну частку загального навантаження, значна частина шляху тертя здійснюється на зниженому тиску, який створюється від дії маси переміщуваних вузлів; ця частина шляху тертя здійснюється, зазвичай, на більш високих швидкостях (прискорені переміщення).

Збільшенню зношування, особливо посиленню скріплювання (схоплювання) й утворенню задирок, сприяють такі фактори:

високі місцеві тиски в зонах контакту внаслідок порушення початкової точності контакту в напрямних в експлуатації (деформації станин і столів (полозка), нерівномірне зношування сполучених напрямних прямолінійного руху, особливо в поздовжньому перетині);

забруднення напрямних відходами обробки. Наявність твердих часток металу й абразиву в масляному шарі між поверхнями тертя різко підсилює схоплювання;

відсутність або недостатність змащення. У багатьох випадках причиною збільшення зношування й утворення задирок на напрямних є відсутність змащення (ушкодження системи змащення, несвоєчасне заливання мастила, тощо).

Причиною задирок (за справної системи змащення) на напрямних головного руху з парою тертя чавун - чавун є втрата змашувальної здатності мастила в умовах високої температури, яка утворюється при роботі одночасно з високими тисками й швидкостями ковзання, що характерно для кругових напрямних карусельних верстатів, і в разі значної деформації столів або станин для напрямних стола поздовжньо-стругальних верстатів.

Розрахунок напрямних ковзання за видом тертя

Розрахунок ведеться за критерієм максимального використання гідродинамічної підйомної сили в умовах змішаного тертя. Режим роботи напрямних може характеризуватися параметром

$$\lambda = \frac{\mu \cdot v}{\sigma} = 1175 \cdot 10^2 \frac{1 + \left(\frac{L}{B}\right)^2}{L \cdot c_p} \cdot h_1^2, \quad (6.1)$$

де μ – динамічна в'язкість мастила, МПа·с;

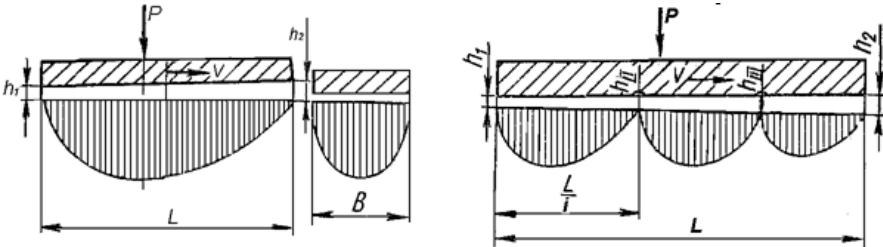
v – швидкість відносного руху (ковзання) м/с;

σ – тиск на поверхнях ковзання, кг/см²;

L, B – довжина і ширина, відповідно, напрямної, мм;

h_1 – мінімальна товщина масляної плівки в зазорі, мм;

c_p – коефіцієнт, що залежить від відношення h_2/h_1 (рис. 6.1).



а – без поперечних канавок;

б – з поперечними канавками

Рисунок 6.1 – Епюри гідродинамічного тиску в мастильному шарі напрямних

Максимум значення c_p , а отже і сили P , що підтримує, відповідає оптимальному значенню нахилу каретки $h_2/h_1 = 2,2$. Тоді $c_p = 0,16$.

За критичного значення швидкості $v = v_{кр}$ (або $\lambda = \lambda_{кр}$), коли найменша товщина масляного шару $h_1 = h_{кр}$ достатня для забезпечення умов рідинного тертя, нахил каретки також буде оптимальним.

Критична швидкість, за якої виникає гідравлічна підйомна сила

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

Підставивши з формули 6.1 значення $\lambda_{кр}$ одержимо значення критичної швидкості для вибраних параметрів напрямних. Збільшення довжини L та зменшення ширини B напрямних визначає зростання критичної швидкості і навпаки зменшення довжини L та збільшення ширини B напрямних знижує величину критичної швидкості за

однакових інших умов. Для зменшення довжини напрямної L доцільно виконувати на напрямній поперечні канавки (рис. 6.1, б), що сприятиме виникненню гідродинамічної підйомної сили на менших швидкостях ковзання.

Коефіцієнт змішаного тертя

$$f_v = f_{v\min} \left[1 - K_v \sqrt[3]{\frac{\lambda}{\lambda_{kp}}} \right], \quad (6.2)$$

де $K_v = 1 - \frac{f_p}{f_{v\min}};$

f_p - коефіцієнт рідинного тертя; $f_{v\min}$ - коефіцієнт тертя на достатньо малій швидкості (близько $v = 0,5 - 1$ мм/хв.), залежить головним чином від матеріалів поверхонь тертя та незначною мірою від μ та σ .

Знос жорстко зв'язаних сполучень

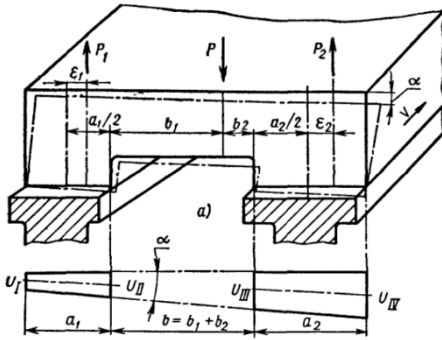
Спільний знос плоских напрямних. Для оцінки зносу жорстко зв'язаних сполучень у багатьох випадках необхідно визначити не тільки величину реакції, але і точку її прикладення, що впливає на характер епюри тисків і зміну положення сполучених тіл при зносі. Розглянемо знос у поперечному перерізі плоских поступальних напрямних для випадку, коли каретка (стіл), що переміщається має високу жорсткість, а зовнішня сила прикладена ексцентрично (рис. 6.2, а). Напрямні, що не допускають бічного зсуву каретки, на схемі не показані. При розгляді діючих сил невідомими є не тільки реакції в напрямних P_1 і P_2 , але і точки їхнього прикладення — ексцентриситет стосовно середини напрямних ε_1 і ε_2 . Статика дає всього два рівняння, що включають ці невідомі:

$$P = P_1 + P_2 \quad (6.3)$$

$$P_1 \left(b_1 + \frac{a_1}{2} - \varepsilon_1 \right) = P_2 \left(b_2 + \frac{a_2}{2} + \varepsilon_2 \right) \quad (6.4)$$

Для одержання двох додаткових рівнянь необхідно розглянути спільний знос цих двох жорстко зв'язаних сполучень. В процесі зносу каретки вона опускається і повертається на деякий кут α . Області взаємного проникнення, що визначають залежність між зносом

сполучень, складаються з двох трапецій з однаковим кутом α (рис. 6.2, б).



Два додаткових рівняння можна одержати з геометричних співвідношень (з подоби трикутників), наприклад, у виді

Рисунок 6.2 - Спільний знос плоских напрямних

$$\frac{U_{II} - U_I}{U_{III} - U_{II}} = \frac{\gamma_{II} - \gamma_I}{\gamma_{III} - \gamma_{II}} = \frac{a_1}{b} \quad (6.5)$$

$$\frac{U_{III} - U_{II}}{U_{IV} - U_{III}} = \frac{\gamma_{III} - \gamma_{II}}{\gamma_{IV} - \gamma_{III}} = \frac{b}{a_2} \quad (6.6)$$

Ці два рівняння і будуть тими додатковими умовами, що дозволять вирішити дану статично невизначену задачу. З огляду на те, що в залежностях (6.5) і (6.6) можна знос сполучення замінити на швидкість зношування (оскільки береться їхнє відношення), одержимо:

$$\gamma_{II} - \gamma_I = \frac{P_1 v (k_1 + k_2) \epsilon_1}{12 a_1 H} \quad (6.7)$$

$$\gamma_{IV} - \gamma_{III} = \frac{P_2 v (k_1 + k_2) \epsilon_2}{12 a_2 H} \quad (6.8)$$

$$\gamma_{III} - \gamma_{II} = \frac{v (k_1 + k_2)}{H} \left[\frac{P_2}{a_2} \left(1 - 6 \frac{\epsilon_2}{a_2} \right) - \frac{P_1}{a_1} \left(1 - 6 \frac{\epsilon_1}{a_1} \right) \right] \quad (6.9)$$

де H — довжина каретки; v — середня швидкість її руху. Підставляючи значення γ з (6.7), (6.8) і (6.9) у залежності (6.5) і (6.6), одержимо два додаткових рівняння, що містять ті ж невідомі P_1 , P_2 , ϵ_1 і ϵ_2 , що й у рівняннях статики. Рішення даної системи дозволить визначити всі

необхідні дані для виявлення силової картини і для оцінки параметрів зносу. Аналогічний метод можна застосувати і при врахуванні контактних деформацій.

Забезпечення працездатності напрямних

Працездатність напрямних повинна забезпечуватися розпочинаючи з етапу проектування та підтримуватися на етапах виготовлення і експлуатації.

Напрявні мають забезпечувати необхідні параметри руху: швидкість руху, закон руху робочого органу, дотримання траєкторії руху, що забезпечує точність роботи верстата.

Конструктивні розміри напрямних впливають на характер тертя в напрямних, коефіцієнт тертя, швидкість зносу напрямних. Як випливає з формули (6.2), зниження критичної швидкості $v_{кр}$ і коефіцієнту тертя f залежить від ширини граней напрямних. Збільшення ширини грані сприяє зниженню критичної швидкості для переходу до режиму гідродинамічного тертя. До того ж збільшення ширини грані позитивно впливає на зменшення швидкості зносу поверхонь тертя. Ці особливості напрямних широко використовують в конструкціях сучасних верстатів, включно з верстатами з ЧПУ, багатоцільовими, багатофункціональними верстатами. Набули широкого застосування напрямні коробчастої форми (Box Way), які забезпечують роботу приводів подач в широкому діапазоні швидкостей. Максимальні швидкості робочих рухів та прискорених переміщень, які забезпечуються такими напрямними досягають 20 – 30 м/хв. Використання напрямних ковзання взагалі і коробчастих напрямних зокрема доцільно в тих випадках, коли на напрямні діють значні навантаження, крім того напрямні ковзання забезпечують значно краще демпфування у порівнянні з напрямними кочення (рис.6.3, 6.4), що покращує динамічну жорсткість верстата та підвищує точність обробки і якість обробленої поверхні.

Для забезпечення довговічності напрямних, як зазначалося вище, необхідно забезпечити на поверхнях тертя мінімальну величину коефіцієнту тертя. Умови роботи напрямних подачі не сприятливі для одержання рідинного тертя, якщо не брати до уваги гідростатичне навантаження.

З метою зниження зносу поверхонь тертя напрямних, забезпечення рівномірного руху робочих органів напрямними,

уникнення стрибкоподібного руху на малих швидкостях подач необхідно застосовувати в парах тертя матеріали, що забезпечують зниження коефіцієнту тертя та зменшення співвідношення між статичним та кінематичним коефіцієнтами тертя. Для цього використовують антифрикційні сплави, полімерні та композиційні матеріали, спеціальні мастильні матеріали з антистрибковими властивостями. Важливе значення для забезпечення довговічності має надійний захист напрямних від забруднення та забезпечення оптимального режиму мащення напрямних.

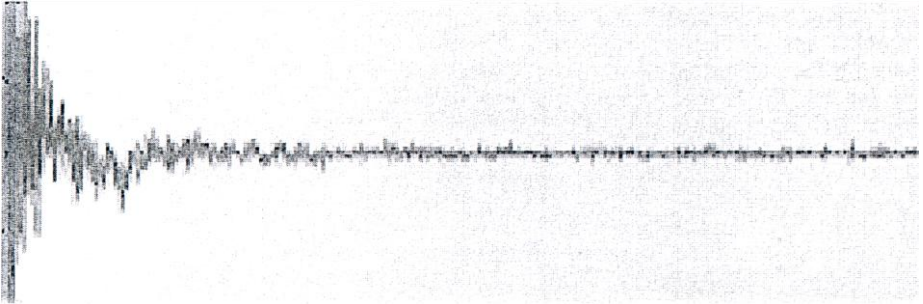


Рисунок 6.3 - Вібрації коробчастих напрямних (Box Way) з накладками Turcite універсальних токарних верстатів TC300.



Рисунок 6.4 - Вібрації лінійних напрямних кочення універсальних токарних верстатів TC300

Матеріали напрямних

Основним матеріалом для напрямних ковзання є чавун. Чавунні напрямні виготовляють як одне ціле разом з базовою чи корпусною деталлю. З метою підвищення зносостійкості і довговічності

напрямних їх гартують з подальшим шліфуванням. Більш доцільним є шліфування напрямних нерухомих корпусних деталей периферією шліфувального круга, оскільки такий вид шліфування у порівнянні зі шліфуванням торцем круга забезпечує більшу продуктивність, підвищену точність та кращу якість поверхні.

В деяких випадках застосовують шабрування не гартованих чавунних напрямних: якщо неможливо забезпечити за допомогою механічної обробки необхідну точність; для обробки важкодоступних граней напрямних та для напрямних значної довжини. Для високоточних верстатів часто застосовують шабрування "на себе". Шабрування забезпечує високі показники прямолінійності та площинності. Деякі верстатобудівні фірми з успіхом застосовують в конструкціях верстатів чавунні шабровані напрямні ковзання. Компанія "KITAMURA" в обробних центрах серії "Muscenr F" використовує за усіма лінійними осями напрямні ковзання оброблені ручним шабруванням, які забезпечують підвищену зносостійкість, поглинання вібрацій та високі швидкості подачі (до 50 м/хв.).

Для зниження тертя на напрямних ковзання використовують антифрикційні сплави на основі цинку та бронзи. Напрямна нерухома деталь, наприклад станини, виконується з чавуну або накладною зі сталі, а на напрямній рухомого вузла (стола, супорта, каретки) закріплюється пластина з антифрикційного сплаву ЦАМ 10-5. В таких напрямних у порівнянні з парою тертя чавун – чавун спостерігається зниження коефіцієнту тертя спокою до 50%, з 0,25 до 0,17 (рис. 6.5) та відповідне зниження коефіцієнту тертя руху.

Більш суттєвого зниження коефіцієнту тертя та збільшення довговічності напрямних ковзання можна досягти використанням полімерних композиційних матеріалів "Turcite B", "Rulon 143", наповнених фторопластів Ф4, Ф4К15, які наклеюються у вигляді смуги на напрямних рухомого вузла. В парі з напрямною з сірого чавуну зазначені матеріали забезпечують низьке тертя. Коефіцієнт тертя спокою для напрямних з використання полімерних матеріалів знаходиться в межах 0,03 – 0,05 і мало змінюється з тривалістю нерухомого контакту. Коефіцієнт тертя таких напрямних в умовах належного мащення мало залежить від швидкості відносного ковзання. Важливою особливістю полімерних матеріалів є їх можливість працювати за умови відсутності мастила без суттєвого зростання коефіцієнту тертя, що надзвичайно важливо для напрямних подачі

верстатів. Так для пари тертя, один з елементів якої виконано з сірого чавуну G.S. 55 з твердістю HB 264 і $Ra=0,47$, а інший з матеріалу Turcite В коефіцієнт тертя в умовах сухого контакту починає суттєво зростати тільки на швидкості відносного руху понад 1000 мм/хв. Застосування полімерних матеріалів забезпечує високу довговічність напрямних, після початкової фази роботи напрямних, коли відбувається припрацювання поверхонь тертя, знос стабілізується і мало зростає протягом тривалої роботи напрямних (рис. 6.6).

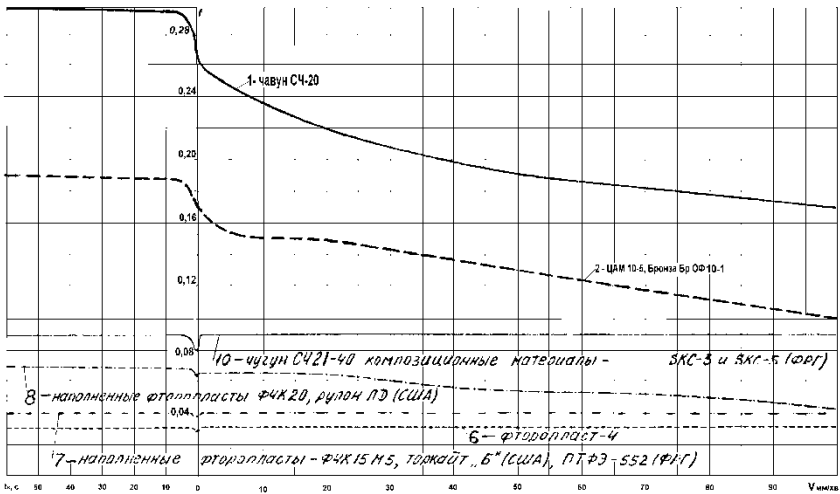


Рисунок 6.5 – Залежність коефіцієнту тертя від тривалості нерухомого контакту t_k та швидкості відносного ковзання v .

Тертя по чавуну СЧ 20, HB180, тиск 0,2 МПа, мащення маслом: 1-5 індустріальне И-20А; 6 – антифриккове ИНСП -40. Матеріали 1 - чавун СЧ 20; 2 – сплав ЦАМ 10-5; 8 - фторопласт Ф4К20; 7 – фторопласт Ф4К15М5, Turcite В; 6 – фторопласт – 4; 10 – чавун СЧ 20.

Режим роботи напрямних сучасних верстатів з високими швидкостями прискорених переміщень і великими прискореннями (до $1g$) та одночасно з малими швидкостями робочих подач вимагає застосування досконалих систем змащування. Використання періодичного змащування та проточних систем не може забезпечити надійного режиму змащування напрямних. Доцільним є використання централізованих систем, які забезпечують подачу мастила у визначені точки змащення в визначених обсягах і з визначеним тиском.

Змащування напрямних

Масило для напрямних вибирають у залежності від умов роботи, навантаження, ступеню забруднення поверхонь напрямних. В'язкість мастила для горизонтальних напрямних вибирають меншою ніж для вертикальних; зі зростанням навантаження на гранях напрямних доцільно вибирати мастила з більшою в'язкістю. Якщо напрямні працюють в умовах

забруднення, то в'язкість мастила необхідно вибирати меншою з тим, щоб забезпечити змивання забруднюючих часток та знизити інтенсивність зношування. В умовах рясного змащення знос поверхонь мало залежить від в'язкості мастила (в межах $\nu_{40} =$

12 – 50 сСт). Значний ефект досягається використанням мастил з антистрибковими присадками. Антистрибкові мастила призначені для застосування в напрямних ковзання високоточних верстатів, верстатів з ЧПУ та інших верстатів, де потрібна рівномірність повільних переміщень, точність і чутливість установлювальних переміщень столів, супортів, повзунів, бабок та інших вузлів, а також необхідно знизити рівень коефіцієнтів тертя статичного та кінематичного.

Мастила з поверхнево-активними присадками, в тому числі антистрибкові мастила для напрямних в умовах роботи з забрудненими поверхнями тертя підвищують знос поверхонь у порівнянні з індустріальними маслами тієї самої в'язкості.

Причинами підвищеного зносу пар тертя в умовах роботи з маслами, що містять поверхнево-активні присадки є:

- “пластифікуюча”, пом'якшуюча дія адсорбованих поверхнево-активних речовин на найтонші поверхневі шари металу під впливом високих дотичних напружень, що виникають під час пластичного деформування та різання металу твердими частками відходів обробки. Поверхнево активні присадки у вузлах тертя в умовах

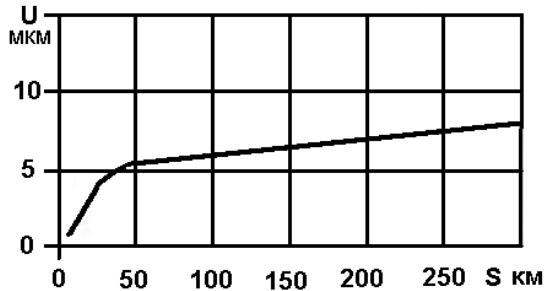


Рисунок 6.6 – Залежність зносу поверхонь тертя сірий чавун – Turcite B змащених від шляху

малих навантажень та добре припрацьованих поверхнях розділяють поверхні та знижують знос металу, в умовах великих навантажень та високих місцевих тисках виникають значні дотичні напруження в поверхневих шарах м'якшого металу і поверхнево-активне середовище, полегшуючи деформації, збільшує інтенсивність зносу.

- хімічна (поліруюча) дія присадок – це утворення плівок металевого мила, що видаляються і безперервно відновлюються в процесі тертя.

- налипання твердих елементів забруднення на поверхні тертя внаслідок поверхневого натягу тонкого шару масла.

Мастила ИНСп містять протистрибкову, протизадирну, адгезійну, солюбілізуючу й антипінну присадки. Застосовують для змащення напрямних ковзання й кочення металорізальних верстатів, передач ходовий гвинт-гайка верстатів особливо високої точності, із програмним керуванням, важких й інших, де потрібні рівномірність повільних переміщень, точність і чутливість установчих переміщень столів, супортів, повзунів, бабок, стояків й інших вузлів, а також де необхідно знизити рівень коефіцієнтів тертя в статичних і кінетичних умовах.

Масло ИНСп-40 застосовують для змащування легко- і середньо навантажених горизонтальних напрямних.

Масло ИНСп-65 використовують для змащування середньо- і важко навантажених горизонтальних напрямних, а також вертикальних напрямних або вертикальних і горизонтальних напрямних при загальній системі змащування.

Масло ИНСп-110 використовують для вертикальних напрямних, а також горизонтальних напрямних з вертикальними гранями великої площі.

Масла серії Mobil Vactra Oil рекомендуються для змащення горизонтальних напрямних, малих і середніх верстатів, де питоме навантаження не перевищує 0,5 МПа для плоских або 0,27 МПа для V-подібних напрямних, особливо в тих випадках, коли потрібна висока точність обробки в умовах великих навантажень і малих швидкостей переміщення вузлів верстатів.

ЛЕКЦІЯ 7. ДОВГОВІЧНІСТЬ НАПРЯМНИХ КОЧЕННЯ ВЕРСТАТІВ

Напрямні кочення знаходять широке застосування у верстатобудуванні для лінійного переміщення виконавчих органів верстатів. Їх використовують у верстатах з ЧПК та багатоцільових верстатах для переміщення супортів, столів, полозків; у шліфувальних верстатах для переміщення шліфувальних бабок; у координатно-розточувальних та інших верстатах де потрібне поєднання переміщення робочого органу з високою точністю на малих швидкостях в процесі обробки та переміщення з високою швидкістю під час встановлювальних переміщень.

Напрямні кочення мають такі достоїнства:

- Практична незалежність коефіцієнту тертя від швидкості переміщення робочого органу (відсутні стрибки);
- висока точність встановлювальних переміщень;
- малий коефіцієнт тертя;
- незначний знос тіл кочення та напрямних елементів;
- мале тепловиділення в приводі та малі габарити приводу для переміщення вузла напрямними;
- висока довговічність за точністю.

До недоліків напрямних кочення в порівнянні з напрямними ковзання відносяться: знижене демпфування вздовж напрямних в умовах відсутності руху напрямними та в умовах руху з малими швидкостями, підвищена чутливість до забруднення.

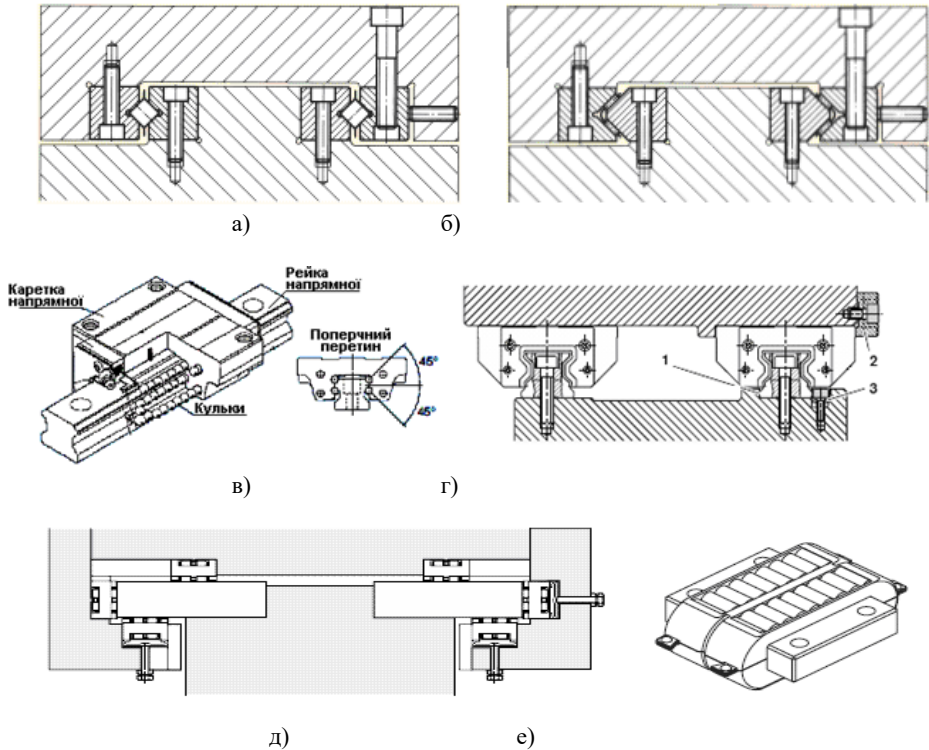
Напрямні кочення з попереднім натягом забезпечують відсутність зазорів у сполученні, достатньо високу жорсткість та дещо більші, ніж в напрямних без натягу, демпфувальні властивості. На реальних величинах попереднього натягу втрати на тертя в напрямних досить малі і точність встановлювальних переміщень так само висока, як і в напрямних без натягу.

Довговічність напрямних кочення

Знос напрямних кочення відбувається внаслідок втоми елементів сполучення (напрямної та тіл кочення) та внаслідок тертя в елементах.

В процесі кочення лінійної опори під навантаженням напрямна та тіла кочення (кульки чи ролики) перебувають під постійним

циклічним навантаженням. Внаслідок втоми матеріалу відбувається втомне руйнування поверхонь – частки поверхонь відшаровуються.



а – роликові хрестові напрямні; б – роликові напрямні з паралельними осями; в – кулькові рейкові напрямні; г – роликові рейкові напрямні з циркуляцією роликів; д – напрямні з роликовими опорами; е – роликова опора.

Рисунок 7.1 – Типи напрямних кочення, що застосовуються в металорізальних верстатах

Довговічність напрямної кочення (лінійної опори) визначається загальною відстанню переміщення від часу запуску до часу, коли на поверхні напрямної або елемента кочення з'являться перші пластівці відшарування. Довговічність опор може суттєво відрізнятись навіть тоді, коли вони виготовлені і експлуатуються в однакових умовах.

Номінальна довговічність опори це загальна сума максимальної відстані переміщення без викришування (відшарування) 90% опор від

групи деякого типу, що випробовувалися в однакових умовах переміщення. Якщо потрібна більша ймовірність безвідмовної роботи то ресурс повинен бути скорочений з врахуванням коефіцієнту a , який наведений в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Залежність ресурсу опори від ймовірності безвідмовної роботи.

Імовірність безвідмовності	90	95	96	97	98	99
a	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Ресурс лінійної опори, що рухається під навантаженням визначається через динамічну вантажопідйомність C . Динамічна вантажопідйомність за визначенням ISO, це навантаження стале за напрямком та величиною, за якого номінальний ресурс складає 100 км, для групи однакових опор. Деякі виробники, зокрема компанія ТНК для кулькових опор, використовують, з різних причин, вантажопідйомність з номінальним ресурсом 50 км. Динамічна вантажопідйомність опор кочення для ресурсу 50 км може бути перерахована таким чином

$C_{50} = C \cdot 1,23$ для роликових опор;

$C_{50} = C \cdot 1,26$ для кулькових опор.

Статична вантажопідйомність – це статичне навантаження в напрямку дії сили навантаження, що відповідає розрахунковому напруженню в центрі найбільш навантаженої точки контакту між тілами кочення і доріжками кочення каретки і напрямної. Таке напруження зумовлює загальну деформацію тіла і доріжки кочення, що дорівнює приблизно 0,0001 діаметра тіла кочення

Довговічність L лінійних опор можна розрахувати, виходячи з динамічної вантажопідйомності C та з прикладеного до опори навантаження F

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^3 \cdot 100, \text{ км.} \quad (7.1)$$

Ресурс опори в годинах роботи

$$L_h = \frac{L}{2,5 \cdot n \cdot 60}, \text{ год.}$$

Якщо опора працює зі змінною швидкістю, її ресурс визначається

$$L_n = \frac{L}{60v_m}, \text{ год.}$$

де L номінальна довговічність опори, м;

s – довжина ходу каретки, м;

n – частота ходів (число подвійних ходів) за хвилину;

v_m – середня швидкість руху, м/хв.

$$v_m = \frac{t_1 v_1 + t_2 v_2 + \dots + t_n v_n}{100},$$

$v_1, v_2, \dots, v_n$ – швидкість переміщення, м/хв.

$t_1, t_2, \dots, t_n$ – періоди часу пропорційні $v_1, v_2, \dots, v_n$, %.

Прикладене до опори навантаження може суттєво відрізнятись від розрахункового, оскільки не завжди вдається отримати достовірний розподіл навантаження на конкретну опору, особливо коли робота опор супроводжується вібраціями та ударами. Номінальний ресурс також залежить від твердості напрямної та температури опори.

Виходячи з цього, рівняння (7.1) для кулькових напрямних з ресурсом 50 км можна подати у вигляді

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{F_C} \right)^3 \cdot 50, \text{ км}; \quad (7.2)$$

для роликкових напрямних, враховуючи номінальний ресурс 100 км, у вигляді

$$L = \left(\frac{f_H \cdot f_T \cdot f_C}{f_W} \cdot \frac{C}{F_C} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 100, \text{ км} \quad (7.3)$$

де F_C – розрахункове навантаження, Н;

C – динамічна вантажопідйомність, Н;

f_H – коефіцієнт твердості, що враховує твердість доріжок та тіл кочення опори;

f_T – температурний коефіцієнт, що враховує температуру опори. Якщо температура опори перевищує 100°C, довговічність опори знижується;

f_C – контактний коефіцієнт, що враховує кількість опор, установлених на робочому органі;

f_W – коефіцієнт навантаження, що враховує характер навантаження на опору: швидкість руху, вібрації, удари тощо.

Для забезпечення оптимальної вантажопідйомності та працездатності лінійних опор напрямна та тіла кочення (кульки чи ролики) повинні мати твердість поверхні еквівалентну HRC 58-64 на необхідній глибині. Якщо твердість елементів напрямної знижена то довговічність скорочується і допустимі навантаження знижуються, що повинно враховуватися введенням коефіцієнту f_H (рис. 7.2,а).

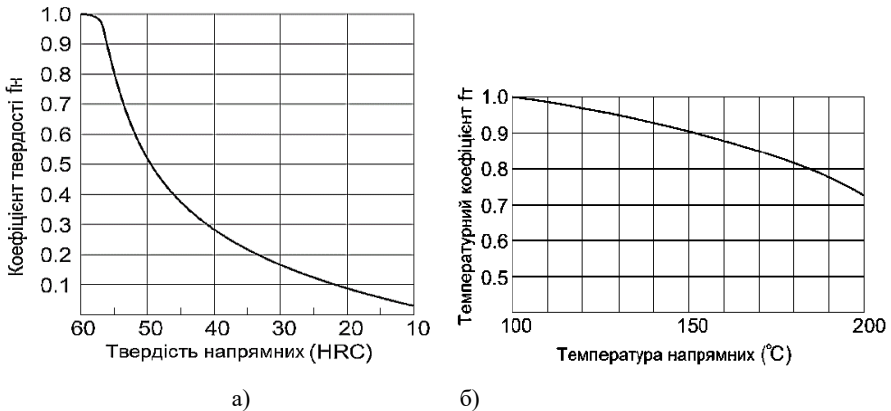


Рисунок 7.2 - Графіки для визначення коефіцієнтів твердості f_H – а і температурного f_T – б

Коли кілька лінійних опор (карок) використовуються в закритому контакті одночасно, то важко досягти одноманітного розподілу навантаження зумовленого моментом навантаження та точністю монтажу опор. Розсіювання навантаження на опорні блоки впливає на точність обробки та довговічність самих опор і повинно враховуватися введенням коефіцієнта f_C (табл. 7.2).

Робота металорізальних верстатів супроводжується вібраціями та ударами, особливо в процесі високошвидкісної обробки та під час пусків і гальмування. Визначити величину та характер вібрацій надзвичайно важко, тому вплив швидкості та вібрацій повинен враховуватися в розрахунках довговічності введенням експериментально визначеного коефіцієнту f_W , значення якого може змінюватися від 1 для слабких вібрацій і низької швидкості руху до 3,5 для сильних вібрацій і високої швидкості.

Таблиця 7.2 - Значення коефіцієнтів f_c і f_w в формулі 7.2

Число блоків в закритому контакті	Контактний коефіцієнт f_c	Вібрації, удари	Швидкість руху (V), м/с	Коефіцієнт навантаження f_w
2	0,81	Відсутні	Дуже низька $V \leq 0.25$	1 – 1,2
3	0,72			
4	0,66	Слабкі	Повільна $0,25 < V \leq 1$	1,2 – 1,5
5	0,61			
6 і більше	0,6	Середні	Середня $1 < V \leq 2$	1,5 - 2
Нормальне використання	1			
		Сильні	Висока $V > 2$	2 – 3,5

Навантаження, прикладене до лінійної опори, суттєво залежить від характеру роботи обладнання. Так в металорізальному верстаті робочий орган (стіл, супорт, шпиндельна бабка) переміщується на швидкому ході до зони обробки, а потім рухається зі швидкістю робочої подачі, але до вузла буде прикладене зусилля різання; промисловий робот встановлює заготовку на верстат та знімає оброблену деталь, що вже має іншу вагу. Тому, розраховуючи дійсну довговічність опор, необхідно враховувати змінність їх умов роботи, для чого необхідно визначити постійне середнє навантаження прикладене до опори.

1. Коли навантаження на опору змінюється ступінчасто (рис. 7.3), то постійне середнє навантаження F_m може бути одержане з рівняння

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L}(F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + \dots + F_n^3 L_n)}, \quad (7.4)$$

F_n – змінне навантаження;

L – загальний шлях переміщення;

L_n – шлях переміщення під навантаженням F_n .

2. Коли навантаження змінюється за кривою, показаною на рис. 7.4, то постійне середнє навантаження F_m може бути одержане з рівняння

$$F_m = \frac{1}{3}(F_{\min} + 2F_{\max}), \quad (7.5)$$

$F_{\min}$ – мінімальне навантаження,

$F_{\max}$ – максимальне навантаження.

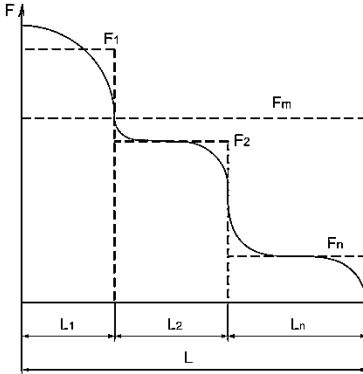


Рисунок 7.3 – Ступінчаста зміна навантаження

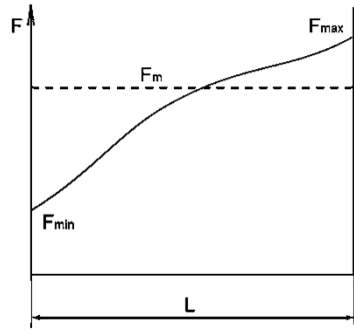
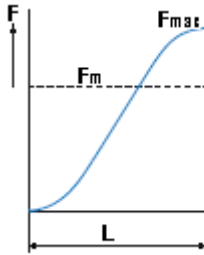
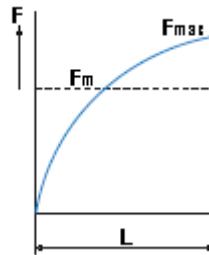


Рисунок 7.4 – Монотонна зміна навантаження

3. Коли навантаження має характер синусоїди, як показано на рис. 7.5, а і 7.5, б, то постійне середнє навантаження F_m може бути одержане з рівняння



а)



б)

Рисунок 7.5 – Зміна навантаження за синусоїдою

для рис. 7.5, а

$$F_m = 0,65 F_{max}, \quad (7.6)$$

для рис. 7.5, б

$$F_m = 0,75 F_{max}. \quad (7.7)$$

До каретки прямої кочення можуть прикладатися сили і моменти, що діють в різних напрямках (рис. 7.6,а), включаючи радіальну силу F_z , зворотну радіальну силу F_z , бічну силу F_y , які діють одночасно.

Коли дві чи більше сили (наприклад радіальна сила та бічна сила) прикладені до каретки напрямної кочення одночасно, довговічність та статичний коефіцієнт безпеки розраховують з використанням еквівалентного динамічного навантаження, значення якого одержують перетворенням усіх сил в радіальне, бічне чи інше навантаження

$$F = |F_Z| + |F_Y|. \quad (7.8)$$

В разі комбінованого навантаження на опору в поєднанні з перекидним моментом (рис. 7.6, б) еквівалентне навантаження визначається за формулою

$$F = |F_Z| + |F_Y| + C \left(\frac{M_{Adin}}{M_A} + \frac{M_{Bdin}}{M_B} + \frac{M_{Cdin}}{M_C} \right),$$

де M_{Adin} , M_{Bdin} , M_{Cdin} – еквівалентний динамічний момент для відповідних координат;

C – динамічна вантажопідйомність;

M_A , M_B , M_C – допустимий динамічний перекидний момент.

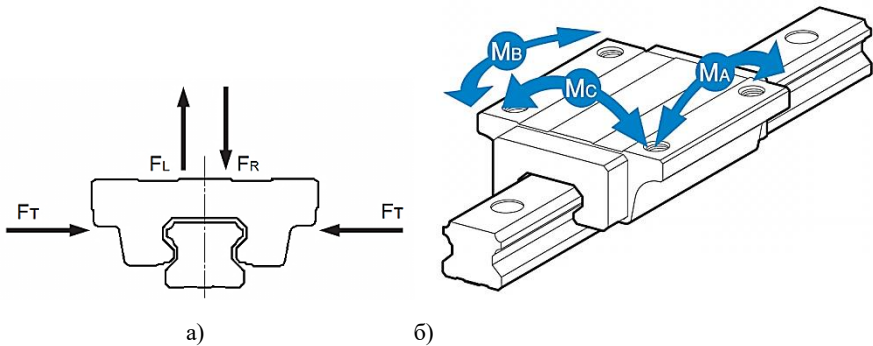


Рисунок 7.6 – Схема навантаження каретки.

Тертя в напрямних кочення

В лінійних опорах кочення різниця між статичним та динамічним тертям не суттєва. Для вузлів металорізальних верстатів, в яких часто змінюється напрямок руху, з частими пусками та зупинками це забезпечує зниження потужності, що споживається, можливе зниження ваги вузлів. Рух вузла відбувається плавно без стрибків, які можуть спостерігатися в напрямних ковзання на малих швидкостях руху.

Тертя в елементах напрямних кочення характеризується:

- тертям тіл кочення по сепаратору;
- в'язким тертям в мастилi;
- ковзанням кульок по бігових доріжках внаслідок різниці довжин зовнішнього (діаметр d_2) та внутрішнього (діаметр d_1) кіл плями контакту (рис. 7.7) (диференціальне ковзання). Зниження диференціального ковзання можна досягнути за рахунок переходу від конструкції з двома напрямними в моделях з арковим профілем (рис. 7.7, б) до конструкції з однією прямою, як це виконано в лінійних напрямних моделі HSR компанії THK (рис. 7.67, а).

Величина сили тертя в лінійній опорі може бути визначена за рівнянням

$$F = \mu \cdot P + f \quad (7.9)$$

де P – навантаження на опору, Н,

μ - коефіцієнт тертя,

f – опір тертя ущільнення, Н.

Опір тертя в опорах кочення залежить від типу опори, в'язкості мастила, накладеного навантаження та швидкості руху.

Для легко навантажених опор, коли навантаження не перевищує 10% від статичної вантажопідйомності, домінуючим є опір тертя, зумовлений в'язкістю мастила та опір тертя в контактi між кульками.

Опір ущільнень не залежить від накладеного навантаження на опору, але змінюється в залежності від ефективності захисту, типу та характеру ущільнення.

Коефіцієнт тертя для лінійних опор $f=0,002 - 0,004$, в залежності від типу опори.

Напрямні кочення можуть змащуватися пластичним мастилом з малою кількістю мастильного матеріалу, що робить процес мащення легко керованим та економічним. Для тривалої надійної роботи напрямних кочення необхідно забезпечувати надійний захист напрямних від забруднення стружкою, окалиною, абразивом тощо.

Попередній натяг в напрямних кочення

Попередній натяг – це навантаження попередньо прикладене до елементів кочення для усунення зазору в системі напрямних кочення з метою підвищення жорсткості. Лінійні опори кочення можуть бути без попереднього натягу та з попереднім натягом. В залежності від величини накладеного навантаження попередній натяг може бути легкий, середній та важкий.

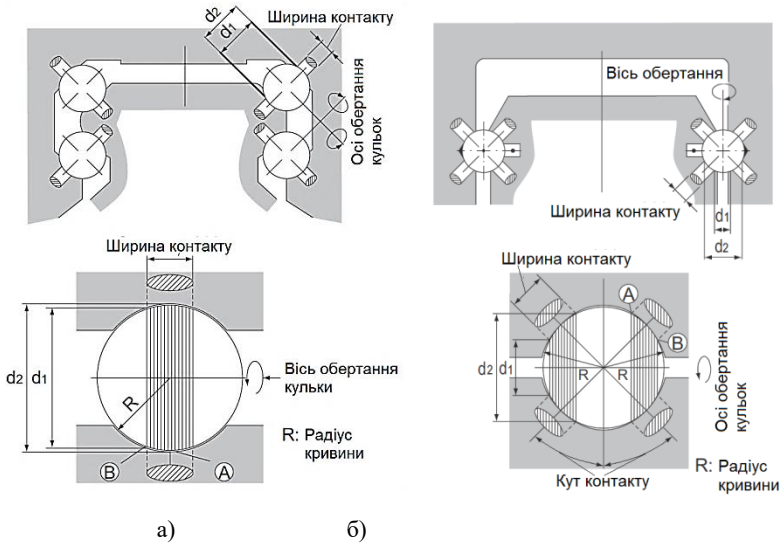


Рисунок 7.7– Схема контакту в кульковій лінійній опорі

Напрявні без попереднього натягу застосовуються у вузлах з мінімальним впливом зовнішніх факторів, для систем з малим тертям. В таких напрямних зазор між кареткою та рейкою (напрямною) складає від 1 до 10 мкм. Якщо використовуються дві напрямних (рейки) та більш як одна каретка на одну напрямну то такий зазор може компенсуватися допусками на паралельність.

Сила попереднього натягу ґрунтується на динамічній вантажопідйомності C відповідної каретки. Компанія Bosch Rexroth AG рекомендує таку систему попереднього натягу для лінійних опор:

- легкий попередній натяг ($C1$) – $0,02 C$,
- середній попередній натяг ($C2$) – $0,08 C$,
- важкий попередній натяг ($C3$) – $0,13 C$.

Для запобігання зниженню ресурсу напрямної кочення величина попереднього натягу не повинна перевищувати $1/3$ навантаження на опору.

Рекомендації до застосування різних величин попереднього натягу наведені в таблиці 7.3.

Надмірний попередній натяг може бути причиною пошкодження, скорочення терміну служби та інших проблем.

Таблиця 7.3 - Типи й застосування попереднього натягу.

Характер попереднього натягу	Легкий	Середній	Важкий
Умови застосування	Навантаження діє в визначеному напрямку, удари та вібрації мінімальні, дві напрямні встановлені паралельно. Висока точність не потрібна, а опір руху повинен бути мінімальним.	Несиметричне прикладення навантаження чи моменту, невисоке навантаження та висока точність позиціонування.	Вимоги високої жорсткості в умовах ударів та вібрацій.
Область застосування	Лазерне зварювання, осі X та Y загального машинобудування, пристрої заміни інструмента, тощо.	Столи шліфувальних верстатів, промислові роботи, свердлильні верстати з ЧПК, вимірювальні машини, прецизійні горизонтальні столи, тощо.	Багатоцільові верстати, токарні, фрезерні, горизонтальні та вертикальні розточувальні верстати з ЧПК, шліфувальні верстати, тощо.

В разі, якщо в каретці застосовується попередній натяг, середній чи важкий, може виникнути потреба враховувати силу попереднього натягу для розрахунку довговічності лінійної опори.

Коли зовнішнє навантаження досягає величини $2,8 \cdot F_{pr}$ – внутрішнього попереднього натягу, один ряд тіл кочення стає вільним від попереднього натягу (рис. 7.8).

В разі високого динамічного навантаження, комбіноване еквівалентне навантаження на опору повинне бути $F_{ek} < 2,8 F_{pr}$, для уникнення пошкодження опори кочення внаслідок ковзання.

Варто розглядати 2 різні випадки:

1. $F_{комб} > 2,8 F_{pr}$

В цьому випадку внутрішній натяг силою F_{pr} не впливає на довговічність.

$$2. F_{\text{комб}} \leq 2,8F_{pr}$$

В такому випадку сила F_{pr} попереднього натягу повинна бути фактором, що враховується в розрахунку ефективного еквівалентного навантаження на опору

$$F_{ек} = \left(\frac{F_{\text{комб}}}{2,8 \cdot F_{pr}} + 1 \right)^{\frac{3}{2}} \cdot F_{pr}. \quad (7.10)$$

Комбіноване еквівалентне навантаження на опору в конкретному випадку навантаження може включати всі види навантаження (рис. 7.9).

$$F_{\text{комб}} = |F_y| + |F_z| + C \cdot \frac{|M_x|}{M_t} + C \cdot \frac{|M_y|}{M_L} + C \cdot \frac{|M_z|}{M_L}, \quad (7.11)$$

де F_y , F_z – зовнішнє навантаження від дії результуючої сили в напрямках Y і Z відповідно;

C – динамічна вантажопідйомність;

M_t – динамічний крутний момент вантажопідйомності;

M_L – динамічний подовжній момент вантажопідйомності;

M_x , M_y , M_z – навантаження, зумовлені моментами навантаження відносно осей X , Y і Z відповідно.

Формула (7.11) справедлива в разі застосування однієї прямої рейки.

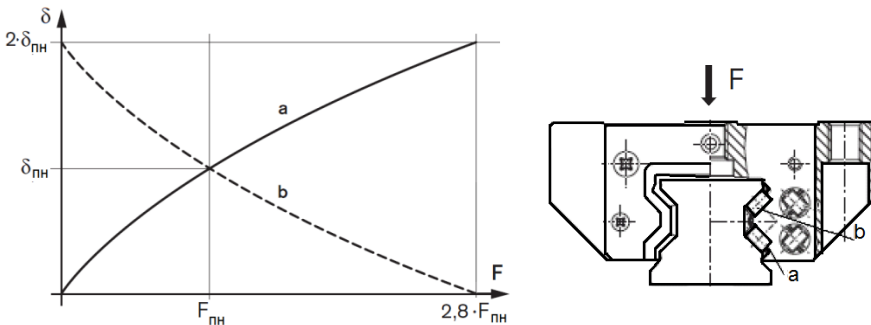


Рисунок 7.8 – Залежність зсуву в лінійній опорі з попереднім натягом від навантажень

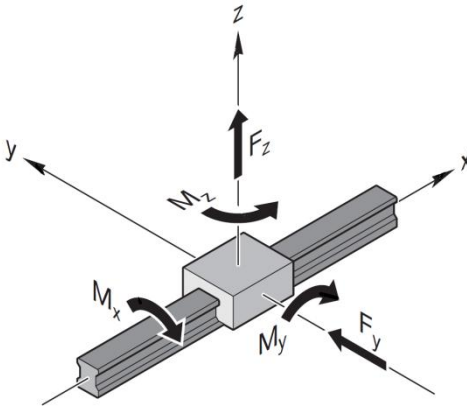


Рисунок 7.9 – Координатна система лінійної опори напрямної кочення.

ЛЕКЦІЯ 8. ДОВГОВІЧНІСТЬ КУЛЬКОВИХ ГВИНТОВИХ ПЕРЕДАЧ

За номінальний термін служби чи ресурс береться кількість обертів (або годин роботи з постійною частотою обертання), якої досягають або перевищують 90% однакових кулькових приводів до появи перших ознак втоми матеріалу.

Ресурс в кількості обертів L визначається за формулою

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w \cdot F} \right)^3 10^6, \text{ об.} \quad (8.1)$$

де C_a - динамічна вантажопідйомність, Н,

f_w - коефіцієнт, що враховує умови роботи гвинтової передачі, його значення наведені в таблиці 8.1.

F - прикладене осьове навантаження, Н.

Динамічна вантажопідйомність C_a - це осьове навантаження, що діє по центру, стало за величиною і напрямком під яким номінальна довговічність складе один мільйон обертів.

Застосування коротких ходів робочого органу веде до того, що циркулююче навантаження діє на точки контакту в зоні навантаження, це веде до зниження вантажопідйомності передачі. Короткими

вважаються такі ходи, коли їх величина не перевищує чотирьох кроків гвинта ($s \leq 4 p$) [8]. Крім того в разі коротких ходів кульки в процесі циркуляції не здійснюють повний оберт, внаслідок чого не формується належна масляна плівка на поверхнях, що зумовлює передчасне зношування.

Таблиця 8.1 – Значення навантажувального коефіцієнта f_w [7]

Вібрації/удари	Швидкість (V)	f_w
Незначні	Дуже низька $V \leq 0,25$ м/с	1 – 1,2
Слабкі	Низька $0,25 < V \leq 1$ м/с	1,2 – 1,5
Середні	Середня $1 < V \leq 2$ м/с	1,5 – 2
Сильні	Висока $V > 2$ м/с	2 – 3,5

Ресурс роботи передачі в годинах L_h визначається за формулою

$$L_h = \frac{L}{n_m \cdot 60}, \text{ год.} \quad (8.2)$$

де n_m - середня частота обертання в передачі, хв^{-1} .

Середні значення навантаження F_m та частоти обертання n_m використовуються в тому випадку, коли робота передачі здійснюється зі змінними режимами F_m, n_m .

В разі використання кулькової гвинтової передачі з попереднім натягом (середній попередній натяг), необхідно враховувати величину попереднього натягу в розрахунку ресурсу, оскільки гайка кульового гвинта отримує внутрішнє навантаження.

Якщо змінюється частота обертання, розрахунок середнього значення n_m виконується за виразом

$$n_m = \frac{q_1}{100} \cdot n_1 + \frac{q_2}{100} \cdot n_2 + \dots + \frac{q_n}{100} \cdot n_n. \quad (8.3)$$

Якщо змінюється навантаження, а частота обертання залишається сталою, розрахунок середнього значення навантаження F_m виконується за виразом

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \frac{q_1}{100} + F_2^3 \frac{q_2}{100} + \dots + F_n^3 \frac{q_n}{100}} \quad (8.4)$$

Якщо ж змінюється і частота обертання і навантаження, розрахунок середнього значення навантаження F_m виконується за виразом

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_m} \cdot \frac{q_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_m} \cdot \frac{q_2}{100} + \dots + F_n^3 \cdot \frac{n_n}{n_m} \cdot \frac{q_n}{100}}, \quad (8.5)$$

де q_i – частка часу роботи передачі на i -му режимі, у відсотках,
 n_i – частота обертання на i -му режимі,
 F_i – значення навантаження на i -му режимі.

Статична вантажопідйомність

Кульковий ходовий гвинт повинен вибиратися на основі статичної вантажопідйомності.

Статична вантажопідйомність – це чисто осьове центрально-прикладене навантаження, яке зумовлює загальні (тіла кочення та поверхні профілю різі) місцеві деформації, що дорівнюють 0,0001 від діаметра тіла кочення.

Статична вантажопідйомність (C_{0a}) зазвичай дорівнює допустимому осьовому навантаженню кулькового гвинта.

Залежно від умов, необхідно враховувати статичний коефіцієнт безпеки для розрахункового навантаження. Коли кульковий гвинт нерухомий або рухливий, непередбачена зовнішня сила може бути прикладена внаслідок інерції, зумовленої ударом, а також початком руху і зупинкою

$$F_{a \max} = \frac{C_{0a}}{f_s},$$

$F_{a \max}$ – допустиме осьове навантаження (кН),

C_{0a} – статична вантажопідйомність (кН),

f_s – статичний коефіцієнт безпеки (табл. 8.2).

Ходовий гвинт повинен вибиратися з граничного статичного навантаження, яке визначається як добуток максимального прикладеного осьового навантаження та коефіцієнта безпеки, що вибирається з досвіду попередньої роботи, умов плавності руху та рівня шуму.

Граничне статичне навантаження визначається такими факторами:

Таблиця 8.2 – Статичний коефіцієнт безпеки кулькової передачі [7].

Види обладнання	Умови роботи	Коефіцієнт f_s
Загальні промислові машини	Без вібрацій і ударів	1 – 1,3
	З вібраціями і ударами	2 - 3
Металообробні верстати	Без вібрацій і ударів	1 – 1,5
	З вібраціями і ударами	2,5 - 7

- подовжньою стійкістю (вигином) кулькового ходового гвинта;
- деформаціями гвинта від напружень розтягу-стискання;
- місцевими деформаціями в точці контакту кульок.

Граничне осьове навантаження з погляду подовжньої сталості визначається за формулою

$$F = \alpha \cdot \frac{N \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2} = m \cdot \frac{d_2^4}{l^2} \cdot 10^4, \text{ Н} \quad (8.6)$$

де $\alpha = 0,5$ коефіцієнт безпеки;

E – модуль пружності ($E = 2,06 \cdot 10^5$ МПа);

I – момент інерції перетину гвинта, мм^4 ($I = \pi \cdot d^4 / 64$);

d_2 – діаметр западини профілю ходового гвинта, мм;

l – вільна довжина (довжина гвинта, що піддається розтягу – стисканню), мм;

m, N – коефіцієнти, що залежать від способу установалення та закріплення ходового гвинта (табл. 8.3).

Таблиця 8.3 – Значення коефіцієнтів в формулі 8.6.

Спосіб закріплення ходового гвинта (рис.23)	№ схеми (рис.7.1)	m	N
Осьова і радіальна опора – осьова і радіальна опора	I	19,9	4
Осьова і радіальна опора – радіальна опора	II	10,0	2
Радіальна опора – радіальна опора	III	5,0	1
Осьова і радіальна опора – вільний кінець	IV	1,2	0,25

В ходових гвинтах з малою вільною довжиною подовжні коливання не виникають, але може бути необхідно перевірити напруження розтягу-стискання від навантаження, що діє в осьовому напрямку, яке визначається за формулою

$$F = \sigma \cdot A = 1,15 \cdot d_2^2 \cdot 10^2, \text{ Н} \quad (8.7)$$

де σ – допустиме напруження ($\sigma = 147$ МПа);

A – площа поперечного перетину ходового гвинта (по западині профілю).

Прикладання надмірно великих осьових навантажень зумовлює деформації кульок та пошкодження поверхонь кочення. Ці пошкодження не усуваються повністю до початкової форми після видалення навантаження. Граничні осьові навантаження, що лімітуються такими деформаціями визначаються за формулою

$$F_0 = \frac{C_{0a}}{f_s}, \text{ Н} \quad (8.8)$$

де C_{0a} – статична вантажопідйомність;

f_s – коефіцієнт статично допустимого навантаження: $f_s = 1-2$ в умовах нормальної роботи, $f_s = 1,5-3$ в умовах роботи з ударами та вібраціями.

Допустима частота обертання ходового гвинта.

Допустима частота обертання ходового гвинта визначається за двома факторами:

- критичною частотою обертання, яка обмежується резонансом вібрацій ходового гвинта;
- граничним значенням $d \cdot n$, яке спричиняє пошкодження елементів пристрою циркуляції кульок. Тут d – діаметр ходового гвинта, мм; n – частота обертання гвинта, хв.⁻¹.

Критична швидкість ходового гвинта.

Критичну частоту визначають з узгодження частоти обертання ходового гвинта та його власної частоти коливаль.

Виходячи з цього допустима частота обертання ходового гвинта визначається

$$n_k = \alpha \cdot \frac{60\lambda^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{\rho \cdot A}} = f \frac{d_2}{l_k^2} \cdot 10^7, \text{ хв.}^{-1} \quad (8.9)$$

де α – фактор безпеки ($\alpha=0,8$);

E – модуль пружності, МПа;

I – момент інерції площі поперечного перетину гвинта, мм⁴;

d_2 – діаметр западини гвинта, мм;

g – прискорення вільного падіння, мм/с²;

ρ – густина матеріалу гвинта, кг/мм³;

A – площа поперечного перетину гвинта по діаметру западини профілю, мм²;

l_k – вільна довжина гвинта, або відстань між двома підтримуючими опорами. Компанії виробники кулькових гвинтових передач ТНК, NSK та деякі інші рекомендують довжину l_k , брати як вказано на рис. 8.1, компанія SKF не рекомендує враховувати вплив гайки, а пропонує за довжину l_k брати відстань між опорами ходового гвинта. Виходячи з того, що в металорізальних верстатах використовуються кулькові гвинтові передачі з попереднім натягом врахування положення гайки можна вважати оправданим;

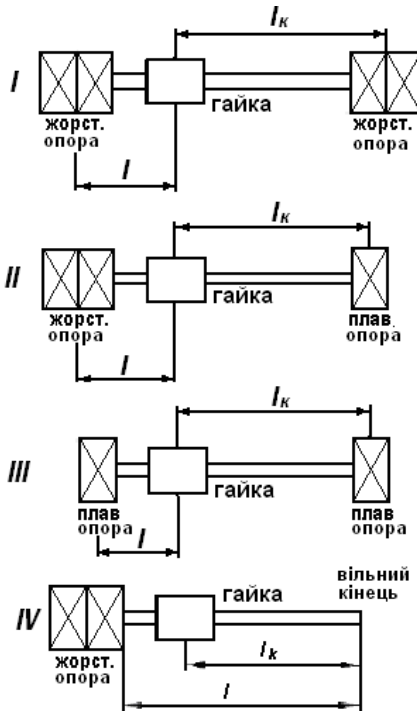


Рисунок 8.1 – Схеми установлення і закріплення ходового гвинта

f, λ – коефіцієнти, що визначаються з умов встановлення ходового гвинта (табл. 8.4).

Як видно з формули критична частота гвинта залежить від положення гайки. Якщо необхідно одержати частоту обертання, що перевищує критичну, необхідно підвищувати власну частоту коливань гвинта, вводити додаткову опору тощо.

Таблиця 8.4 – Значення коефіцієнтів f, λ в формулі 8.9

Схема встановлення опор	№ схеми (рис.8.1)	f	λ
Фіксована опора – фіксована опора	I	21,9	4,73
Фіксована опора – плаваюча опора	II	15,1	3,927
Фіксована опора – вільний кінець	IV	3,4	1,875

Значення параметру $d \cdot n$.

Допустима частота обертання ходового гвинта також обмежується значенням $d \cdot n$, яке характеризує колову швидкість кульки. Значення $d \cdot n$ залежить від конструкції каналу повернення (циркуляції) кульок. Для катаних ходових гвинтів параметр $d \cdot n \leq 5 \cdot 10^4$ мм·хв⁻¹, для прецизійних шліфованих гвинтів та катаних гвинтів з великим кроком параметр $d \cdot n \leq 7 \cdot 10^4$ мм·хв⁻¹, для кулькових гвинтових передач, в яких кульки встановлюються в сепараторі параметр $d \cdot n \leq (13 - 16) \cdot 10^4$ мм·хв⁻¹.

Приклад 1. В приводі поздовжньої подачі супорта токарного верстата встановлена кулькова гвинтова передача з ходовим гвинтом діаметром $d = 40$ мм, кроком $p = 10$ мм; встановлення гвинта виконано за схемою II, рис. 8.1,

діаметр западини профілю ходового гвинта, $d_2 = 34,4$ мм,
динамічна вантажопідйомність $C_a = 52,7$ КН,
статична вантажопідйомність $C_{0a} = 141,1$ КН,
попередній натяг 2650 Н.

Визначити критичну частоту обертання та максимальну швидкість руху супорта.

Критичну частоту обертання гвинта, виходячи з частоти власних коливань визначимо за формулою 35,

$$n_k = f \frac{d_2}{l_k^2} \cdot 10^7 = 15,1 \cdot \frac{34,4}{1600^2} \cdot 10^7 = 2026 \text{ хв}^{-1}$$

Частота обертання гвинта, виходячи з параметру $d \cdot n$

$$n = \frac{70000}{40} = 1750 \text{ хв}^{-1}.$$

Отже, максимальна частота обертання ходового гвинта обмежується параметром $d \cdot n$ і не залежить від схеми встановлення та положення гайки. Максимальну швидкість руху супорта для вибраного ходового гвинта визначимо $V_{\max} = n \cdot p = 1750 \cdot 10 = 17500$ мм/хв. В разі необхідності одержання більшої швидкості руху супорта, можна вибрати два шляхи:

- використати кулькову гвинтову передачу, в якій кульки встановлюються в сепараторі, що забезпечить вищий параметр $d \cdot n$;
- використати кулькову гвинтову передачу з більшим кроком ходового гвинта.

Температурні деформації ходового гвинта

Внаслідок тепла, що виділяється в гвинтовій передачі та опорах, температура гвинта буде зростати і гвинт буде видовжуватися, що впливатиме на точність положення робочого органу в процесі позиціонування чи обробки. Лінійне видовження гвинта можна визначити за формулою

$$\Delta l = \beta \cdot \Delta t \cdot l, \text{ мм} \quad (8.10)$$

де β – коефіцієнт теплового розширення, ($\beta = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$),

Δt – зміна температури ходового гвинта, $^\circ\text{C}$,

l – ефективна довжина різі, мм.

Отже, якщо температура ходового гвинта зросте на 1°C , то він отримає видовження на 12 мкм на 1 м довжини гвинта. Тепловиділення в гвинтовій передачі і опорах зростає зі зростанням частоти обертання гвинта, що призведе до зниження точності положення робочого органу і, відповідно, зниження точності обробки на верстаті. Тому, в разі високих вимог до точності, необхідно вживати заходи, спрямовані на усунення впливу температурних деформацій ходового гвинта.

Основні заходи повинні бути спрямовані на зниження тепловиділення в елементах передачі: в гайці і опорах. Слід враховувати, що створення попереднього натягу в кульковій передачі та опорах збільшує тепловиділення, тому необхідно застосовувати мінімально необхідну величину попереднього натягу.

Виходячи з формули коефіцієнту корисної дії кулькової гвинтової передачі, який визначається $\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi d_0}{p} \cdot \mu}$, збільшення

кроку та зменшення діаметра ходового гвинта збільшує ефективність передачі, тобто знижує тепловиділення, що може бути використано для зменшення температурних деформацій гвинта. Але необхідно враховувати, що збільшення кроку гвинта знижує його чутливість, а зменшення діаметра гвинта може позначитися на його подовжній стійкості та критичні частоті обертання.

На тепловиділення в опорах та гайці суттєво впливає режим їх мащення, тому система мащення повинна забезпечувати надійне змащення елементів тертя та не викликати додаткового тепловиділення.

В разі потреби може бути рекомендоване охолодження периметру гайки та опор мастильною рідиною або повітрям.

Точність позиціювання кулькової гвинтової передачі

Точність обробки на металорізальних верстатах значною мірою залежить від точності позиціювання приводів подач, в яких суттєву роль відіграють кулькові гвинтові передачі. Точність позиціювання кулькової гвинтової передачі визначається точністю кроку (допустимим відхиленням ходу), осьовим зазором в передачі, осьовою жорсткістю ходового гвинта та тепловими зсувами від нагріву гвинта.

Точність кроку визначається класом точності гвинтової передачі. Європейські виробники кулькових гвинтових передач користуються стандартом на класи точності ISO 3408 та DIN 65051, японські – стандартом JIS B 1191 та JIS B 1192. Стандарт ISO передбачає 5 класів точності КГП: 3 класи для прецизійних передач – IT1, IT3, IT5, та 2 класи для передач транспортної групи – T5 та T7. Японський стандарт передбачає 5 класів прецизійних передач – C0, C1, C2, C3, C5 та 3 класи транспортних передач – C7, C8, C10. Допуски кроку на класи C3 та C5 за стандартом JIS відповідають допускам на класи IT3 та IT5 відповідно за стандартом ISO.

Наявність осьового зазору в гвинтовій передачі безпосередньо не впливає на точність позиціювання, але в разі зміни напрямку руху чи зміни напрямку дії сили різання, буде мати місце "мертвий" хід, точність встановлення робочого органу в визначену позицію буде знижуватися.

Осьова жорсткість приводу подачі визначається осьовою жорсткістю ходового гвинта, осьовою жорсткістю гайки, осьовою жорсткістю опорних підшипників та осьовою жорсткістю контакту кульок з поверхнями гвинта та гайки. Осьова жорсткість ходового гвинта залежить від положення гайки і зміна жорсткості впливає на точність позиціювання (рис. 8.2).

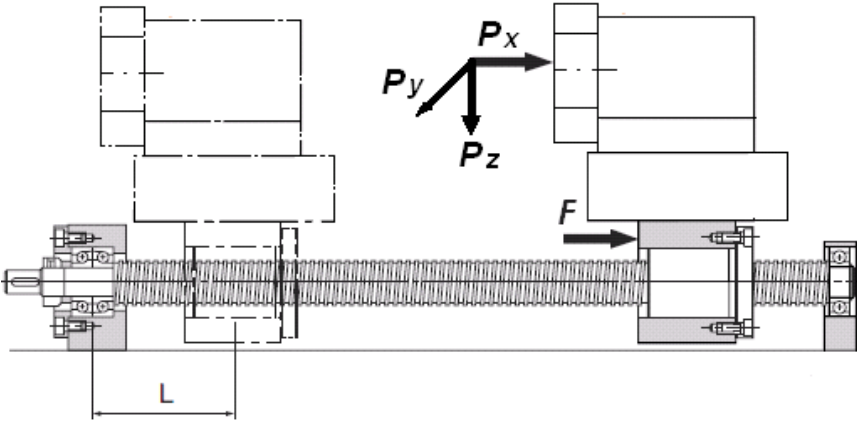


Рисунок 8.2 – Схема приводу подачі верстата для розрахунку жорсткості гвинта

Приклад 2. На супорт токарного верстата діє складова сили різання $F_x = 1000$ Н. Обробка заготовки ведеться в центрах передньої та задньої бабок. Зміна жорсткості ходового гвинта під час точіння біля задньої бабки ($L = 1800$ мм) та біля передньої бабки ($L = 200$ мм) буде впливати на осові зсуви і, відповідно, на точність позиціонування. Жорсткість ходового гвинта визначиться за формулою

$$j_s = \frac{A \cdot E}{1000 \cdot L} = \frac{3,14 \cdot 37,2^2 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{4 \cdot 1000 \cdot L} = \frac{2237,8 \cdot 10^2}{L}$$

де E – модуль пружності, МПа,

A – площа поперечного перетину гвинта по діаметру ($d=40$ мм) западини профілю, мм².

Біля задньої бабки $j_{s1} = 106,4$ Н/мкм, біля передньої бабки $j_{s2} = 957,3$ Н/мкм.

Осові зсуви інструмента внаслідок піддатливості ходового гвинта

$$\delta = \frac{F_x}{j_s}.$$

Біля задньої бабки $\delta_1 = \frac{1000}{106,4} = 9,4$ мкм, біля передньої бабки

$$\delta_2 = \frac{1000}{957,3} = 1,05 \text{ мкм.}$$

Отже похибка позиціювання внаслідок піддатливості ходового гвинта складе $\delta = \delta_2 - \delta_1 = 9,4 - 1,05 = 8,35$ мкм.

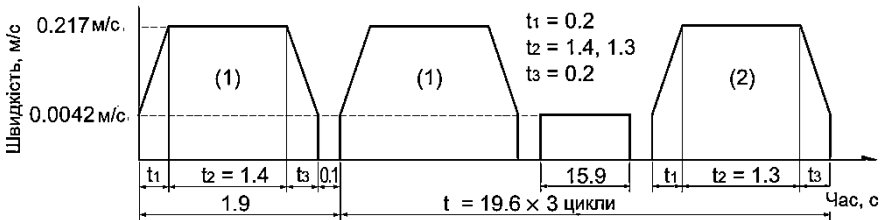
Температурні зсуви робочого органу верстата внаслідок нагріву ходового гвинта визначаються за формулою (8.10).

Якщо температура гвинта протягом першої години роботи (рис. 8.3) зросте на 4°C , то зсуви внаслідок теплових деформацій складуть:

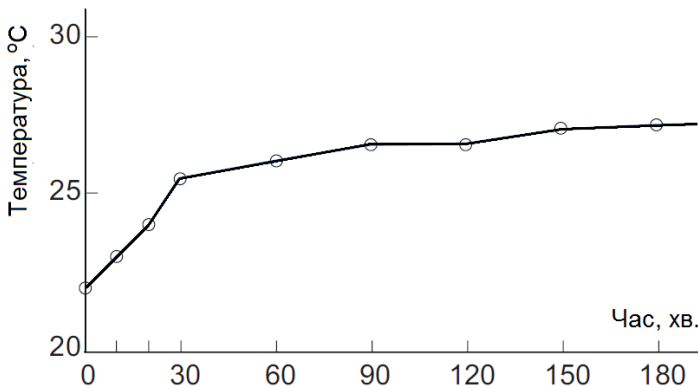
біля передньої бабки $\Delta l_2 = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 200 = 9,6$ мкм;

біля задньої бабки $\Delta l_1 = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 4 \cdot 1800 = 86$ мкм.

Якщо ліва опора фіксована, а права плаваюча, то напрямок похибок внаслідок розтягу гвинта та теплових деформацій буде той самий, тому похибка позиціювання визначатиметься як сума похибок: біля передньої бабки $\delta_{\Sigma 2} = 9,6 + 1,045 = 10,65$ мкм; біля задньої бабки $\delta_{\Sigma 1} = 86 + 9,4 = 95,4$ мкм. І на довжині обточування похибка складає $\delta_{\Sigma} = 95,4 - 10,65 = 84,75$ мкм.



а – режим роботи



б – нагрівання ходового гвинта

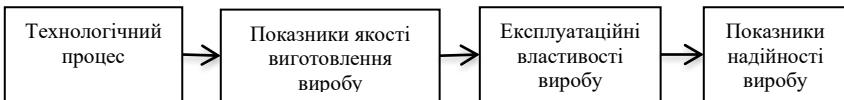
Рисунок 7.3 – Зміна температури ходового гвинта протягом роботи. Дані отримані для ходового гвинта 40×10 з попереднім натягом 2700 Н, максимальна частота обертання гвинта – 1300 хв.^{-1} , мінімальна – 25 хв.^{-1} (ТНК, К11)

ЛЕКЦІЯ 9. РОЛЬ ТЕХНОЛОГІЇ В ЗАБЕЗПЕЧЕННІ НАДІЙНОСТІ МАШИН

Зв'язок параметрів технологічного процесу з показниками надійності виробів

Технологічний процес виготовлення, складання й контролю виробу повинен з найменшими витратами часу й засобів забезпечити необхідний рівень якості продукції, включаючи й вимоги надійності. Технологія чинить досить істотний вплив на показники надійності виробу. Однак зв'язок параметрів технологічного процесу з надійністю готового виробу досить складний і, як правило, не проявляється в явному вигляді.

Крім того, технологів зазвичай важко надати вагоме обґрунтування для того або іншого заходу, пов'язаного з підвищенням надійності виробу, тому що його результати проявляються лише через тривалий проміжок часу й не в сфері діяльності даного підприємства. Разом з тим вся організація виробництва даного виробу, технологічні процеси, що застосовуються, методи контролю й нагляд за якістю впливають на показники надійності продукції, що випускається. Залежність показників надійності від характеристик технологічного процесу можна представити наступною схемою:



Всі характеристики технологічного процесу - метод обробки і устаткування, що застосовується, послідовність операцій, режими обробки, рівень автоматизації, методи контролю - визначають його вихідні параметри і, у першу чергу, показники якості виготовленого виробу.

Вивченню зв'язків між характеристиками технологічного процесу й показниками якості виробу (точністю, якістю поверхні, механічними властивостями й ін.) присвячена наукова дисципліна «Технологія машинобудування». Однак для вирішення питань надійності розкриття цих взаємозв'язків недостатньо. Показники надійності безпосередньо пов'язані не з показниками якості технологічного процесу, а з експлуатаційними властивостями виробу.

Разом з тим параметри технологічного процесу безпосередньо впливають на такі експлуатаційні властивості виробу, як його зносостійкість, міцність, корозійна стійкість, теплостійкість, стабільність механічних і фізичних характеристик й інше.

Зв'язки між технологічними й експлуатаційними параметрами (наприклад, зношуванням) мають стохастичну природу через розсіювання складу матеріалу, різне положення деталі під час обробки, коливання жорсткості технологічної системи й інших причин, що визначають точність і стабільність процесу обробки.

На рис. 9.1 наведена схема впливу розсіювання деякого параметра X як результату технологічного процесу на швидкість руйнування (зношування) γ , що пов'язана з даним параметром функціональною залежністю (функція випадкового аргументу) $\gamma = f(X)$.

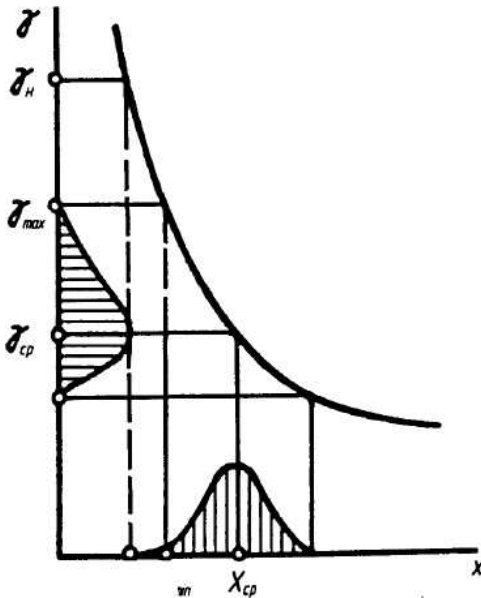


Рисунок 9.1 - Залежність швидкості руйнування (зношування) γ від параметра технологічного процесу X

Наприклад, для багатьох видів зношування на швидкість зношування γ впливає твердість матеріалу

$$X = H_V, \quad \gamma = K/H_V,$$

де K - коефіцієнт, що залежить від матеріалу виробу й умов зношування.

Значення твердості, у свою чергу, є результатом застосовуваного технологічного процесу виготовлення даної деталі.

Розсіювання значень твердості матеріалу приводить до відповідного розсіювання швидкостей зношування, і при низькому значенні твердості $H_a < H_{\min}$ виріб буде мати неприпустимо високу швидкість зношування γ_a , що може привести до передчасної відмови.

Природно, що підвищення стабільності технологічного процесу й контроль за неприпустимістю виготовлення виробів з параметрами нижче $H_{\min}$ забезпечать випуск надійних виробів. Однак це питання не є таким простим, як здається на перший погляд.

По-перше, часто невідома функціональна залежність (або вона є стохастичною) між параметром X і швидкістю процесу руйнування, тому допуск на даний параметр встановлюється досить умовно, зазвичай на основі досвіду експлуатації виробів даного типу.

По-друге, на величину γ , як правило, впливає не один, а декілька технологічних параметрів, причому не всі вони піддаються контролю.

Наприклад, на швидкість (інтенсивність) зношування не змащених шорстких поверхонь, крім твердості матеріалу H_v , впливає також характеристика шорсткості поверхні $(v + 1)tg \alpha$, де v - показник опорної поверхні (для різної шорсткості перебуває зазвичай в межах від 1,2 до 2) і α - кут нахилу нерівностей. У цьому випадку швидкість зношування γ залежить від трьох технологічних факторів – H_v , v й α :

$$\gamma = \frac{K}{H_v(v+1)tg \alpha}.$$

Дисперсія γ значна, тому що залежить від дисперсії трьох випадкових аргументів, і в результаті ймовірність виготовлення деталей з неприпустимим значенням γ_a зростає. Крім того, при виготовленні деталей значення $tg \alpha$, як правило, не контролюється. Реальна ситуація, що має місце при виготовленні складних виробів, полягає в тім, що число контрольованих параметрів менше, ніж число параметрів, що впливають на експлуатаційні властивості виробу, а допуски на технологічні параметри досить умовні й лише приблизно відбивають їхній зв'язок з надійністю. Тому для забезпечення надійності машин необхідно вивчати вплив параметрів технологічного

процесу на експлуатаційні характеристики виробу. У цьому напрямку проведені численні дослідження, які дозволяють виявити основні технологічні фактори, що визначають зносостійкість, втомну міцність, корозійну стійкість й інші характеристики.

Так, *зносостійкість* обробленої поверхні, що у машині буде служити елементом пари тертя, залежить від хімічного складу й структури матеріалу, його механічних характеристик - твердості, меж утоми й міцності, пов'язаними з металургійним процесом одержання металу, з термічними й термохімічними процесами його обробки. На зносостійкість впливають також геометричні й фізико-механічні параметри поверхневого шару - рельєф поверхні, залишкові напруження, які є результатом застосовуваних методів і режимів механічної обробки поверхні.

Так, при обробці металів різанням виникнення в поверхневому шарі нових утворень відбувається в результаті дії двох протилежних процесів: зміцнення (наклепу) - у результаті впливу на поверхню зусиль різання й знеміцнення (зняття наклепу) - у результаті впливу температури різання. У різних умовах превалює вплив то одного, то іншого фактору.

На *втомну міцність* впливають як характеристики матеріалу, так і стан його поверхневих шарів і наявність технологічних дефектів. Виникаючі в поверхневому шарі при механічній обробці залишкові напруження, що розтягують, зазвичай знижують границю витривалості. Стискаючі напруження, навпаки, можуть поліпшити характеристики міцності виробу. Цей вплив особливо відчутний, коли деталі працюють в умовах знакозмінних навантажень і високих температур. Тому для таких деталей особливо необхідно вибирати технологічний процес обробки, що забезпечує оптимальні фізичні параметри поверхневого шару.

Для прикладу можна вказати лопатки газотурбінних двигунів, які працюють в умовах значних напружень, високих температур і піддаються впливу агресивних середовищ.

Як показали дослідження, на працездатність лопаток великий вплив чинять характеристики поверхневого шару, у першу чергу, ступінь наклепу, величина й характер залишкових напружень, які залежать від обраного технологічного процесу механічної обробки й властивостей матеріалу лопатки.

Корозійна стійкість пов'язана з такими показниками, як суцільність, однорідність покриття, стабільність за товщиною. Наприклад, в процесі електролітичного хромування на показники якості покриття впливають щільність струму, склад електроліту, температура ванни й інші технологічні параметри.

Для захисних покриттів, що перебувають під впливом агресивних середовищ, корозійна стійкість залежить не тільки від виду й складу покриттів, але й від режимів їхнього нанесення, умов, у яких здійснюється технологічний процес, можливостей регулювати й контролювати його параметри.

Таким чином, параметри технологічного процесу і якість виготовлення виробу безпосередньо впливають на його експлуатаційні властивості, які, у свою чергу, визначають надійність виробу. Однак знаходження залежностей, що виявляють ці зв'язки, являє собою досить складне завдання з низки причин.

По-перше, ці залежності досить складні й проявляються зазвичай як імовірнісні.

По-друге, експлуатаційні характеристики виробу залежать від режимів й умов роботи машини й можуть змінюватися в широких межах, як правило, невідомих технологіві.

По-третє, через складність фізики самого технологічного процесу й виникнення побічних явищ важко виявити всі ті параметри виробу, які дійсно впливають на його експлуатаційні властивості.

І, нарешті, між експлуатаційними характеристиками й показниками надійності також є складні функціональні й імовірнісні залежності.

Тому технологіві необхідно мати методи й засоби для виявлення тих параметрів технологічного процесу й тих показників якості виготовленого виробу, які впливають на його надійність.

Для розв'язання цих завдань, у першу чергу, варто проаналізувати причини відмов виробів, пов'язаних з недосконалістю технологічного процесу, з його невідповідністю необхідному рівню надійності. Причини, що викликають неприпустимі відмови з вини технології, можна поділити на три групи.

Перша група причин пов'язана з недостатньою обґрунтованістю прийнятих технічних умов (ТУ) на параметри виробу й на допуски його елементів, з недосконалістю прийнятої технологічної документації, з

недоліками методів випробування на надійність готового виробу і його механізмів.

Технічні умови на виготовлення виробу повинні відбивати основні вимоги надійності. Часто можна спостерігати, як вироби, виконані в точній відповідності з технічними умовами на них, мають неоднакові показники надійності, якщо вони виготовлені різними технологічними методами. Прикладом може служити виготовлення турбінних лопаток, прецизійних шпинделів, складних корпусів й інших відповідальних деталей.

Чим вище вимоги до надійності виробу, тим більша кількість параметрів повинна бути обумовлена технічними умовами й тим достовірніше повинні бути визначені основні взаємозв'язки між експлуатаційними й технологічними параметрами виробу. Необхідно також, щоб методи випробувань виробів давали об'єктивну оцінку й рівню їхньої надійності, оскільки випробування є завершальним етапом технологічного процесу виготовлення машини.

Друга група причин, що приводить до неприпустимих відмов з вини технології, пов'язана з недостатньою надійністю самого технологічного процесу. Технологічний процес є складною динамічною системою з великою кількістю взаємозв'язків, він характеризується багатьма вихідними параметрами.

Щоб забезпечити випуск якісної й надійної продукції, ця система сама повинна мати високу надійність, що пов'язане зі ступенем досконалості технологічного процесу, його стабільністю, методами контролю й іншими факторами.

Третя група причин виникнення неприпустимих відмов з вини технології пов'язана із залишковими й побічними явищами, що породжуються самим технологічним процесом.

До них відносяться виникнення технологічних дефектів (тріщин, раковин), зміна властивостей матеріалів (наприклад, структурні перетворення в окремих зонах поверхні), а також дефекти, пов'язані з технологічною спадковістю.

Таким чином, зв'язки між параметрами технологічного процесу виготовлення виробу й показниками його надійності складні й багатоваріантні. Вони не можуть, як правило, бути виявлені у вигляді системи залежностей з відомими коефіцієнтами й параметрами. Тому при розробці технологій, що відповідають вимогам надійності, використовують наступні основні принципи й положення.

Технологічний процес не повинен супроводжуватися такими неконтрольованими побічними й залишковими процесами, які можуть вплинути на експлуатаційні характеристики виробу.

Технологічне устаткування, на якому здійснюється даний технологічний процес, повинне зберігати в часі всі характеристики, що визначають якість виготовленої продукції, тобто саме устаткування повинне мати високу параметричну надійність.

Вимога надійності висувається й до всього технологічного процесу, включаючи контроль якості матеріалів і заготовок, виготовлення деталей, складання, контроль і випробування готового виробу. Ця складна технологічна система повинна мати високий рівень параметричної надійності.

Всі заходи, пов'язані з оцінкою технологічного фактору в забезпеченні надійності виробу, будуть мати успіх у тому випадку, якщо вони опираються на загальну методологічну основу, використовують результати досліджень і випробувань конкретних зразків, застосовують програми автоматизованих розрахунків технологічних параметрів і постійно поповнюють базу відповідних даних.

Залишкові й побічні явища технологічних процесів

Сучасні технологічні процеси виготовлення виробів, починаючи від обробки заготовок і закінчуючи фінішними операціями, супроводжуються, як правило, значними силовими й температурними впливами на деталь в умовах високих вимог до точності й продуктивності процесу.

Витрати енергії, необхідні для здійснення даного технологічного процесу, ведуть до цілого ряду побічних явищ, які змінюють властивості виробів, утворюють у них залишкові напруження, спотворюють структуру матеріалу, ведуть до появи технологічних дефектів найрізноманітнішого характеру.

До дефектів відносяться як відхилення властивостей і стану матеріалу, так і порушення заданої точності форми й розмірів, які розглядають зазвичай окремо як погіршність обробки.

Варто підкреслити, що виникнення дефектів є наслідком технологічного процесу виготовлення виробу, у той час як ушкодження - це результат його експлуатації.

Для кожного технологічного процесу є, як правило, типові види дефектів, пов'язані з тими чи іншими порушеннями ходу процесу або несприятливим поєднанням факторів.

Наприклад, при відливанні деталей через нерівномірне остигання, окислювання, попадання в метал різних включень і газу можуть з'явитися дефекти у вигляді тріщин, раковин, пор, ліквациї (неоднорідності хімічного складу) і неоднорідності структури. Крім того, виникають внутрішні напруження, які приводять до жолоблення деталі й до наступної повільної зміни її конфігурації в процесі експлуатації.

Аналогічні дефекти можуть виникнути й при зварюванні, причому для цього технологічного процесу специфічний локальний характер дефектів, що захоплюють ті зони деталі, які піддаються нагріванню. Додаткові дефекти виникають внаслідок взаємодії металу виробу й наплавленого металу.

При термічній і хіміко-термічній обробці металів і сплавів відбуваються складні фізико-хімічні процеси, у результаті яких виникають як явні дефекти (гартівні тріщини, окислювання), так і відхилення від необхідних параметрів (структури, твердості). Крім того, у кристалічних ґратах виникають специфічні дефекти (дислокації, вакансії), які знижують характеристики міцності металу й значною мірою залежать від режиму обробки.

Особливий вплив на працездатність виробів чинить механічна обробка, що надає остаточні властивості й форму робочим поверхням деталей. Обробка металів різанням супроводжується складними фізичними процесами, що викликають пластичні деформації, наклеп і нагрівання поверхневого шару. У результаті утвориться поверхневий шар із властивостями, які є наслідком даного методу обробки і його режимів.

У кожному технологічному процесі, залежно від його фізичної природи, закладені передумови для виникнення або, навпаки, локалізації тих або інших відхилень від ідеального або регламентованого стану матеріалу.

Часто різні варіанти технологічного процесу, що приводять до однакових, з погляду вимог якості, результатів, при більш глибокому вивченні виявляють різні схильності до утворення дефектів.

Часто вважають, що виникнення дефектів у процесі обробки є наслідком порушення встановлених технологічних вимог, наявності

недосконалого технологічного устаткування, порушення ритмічності роботи підприємства, поганої організації праці тощо. Такий погляд односторонньо й примітивно розглядає причини виникнення дефектів, фіксуючи лише грубі порушення в ході здійснення технологічного процесу.

У дійсності фізико-хімічні явища, які супроводжують будь-який технологічний процес, породжують у матеріалі виробу відхилення від ідеальної будови й бажаних властивостей. Вихід цих відхилень (які завжди існують) за встановлені межі й приводить до виникнення дефектів.

Тому технологічний процес, бездефектний за одних вимог до виробу, буде дефектним за підвищених нормативів на вихідні параметри. Вивчення взаємозв'язків між параметрами технологічного процесу й процесом зародження й виникнення дефектів - один з важливих розділів технології.

Помітну роль у виникненні дефектів у ряді випадків грає так звана технологічна спадковість.

Хоча для формування показників якості виробів, що випускаються, основне значення мають останні (фінішні) операції технологічного процесу, частина властивостей передається й від проміжних операцій. Тому для оцінки результатів процесу необхідно розглядати всі етапи, що беруть участь в одержанні заданих властивостей виробу, і виявляти ті операції, які впливають на вихідні параметри готового виробу.

Носіями спадкоємної інформації є матеріал деталі, її геометрична форма, а також характеристики заготовки.

У ряді випадків «успадковуються» окремі конструктивні елементи виробу, які впливають на результати технологічного процесу. На рис. 9.2 наведені приклади прояву технологічної спадковості при механічній обробці прецизійних деталей.

Під час обробки деталей, що мають нерівномірну жорсткість (плит, втулок з ребрами тощо), проявляється спадковість конструктивних елементів. Форма обробленої поверхні відбиває різну деформацію деталі під дією сил різання в різних зонах обробки. Це видно з порівняння кривих піддатливості деталі 1 і форми обробленої методом фрезерування поверхні 2, отриманих дослідним шляхом для виробу, що має ребра жорсткості (рис. 9.2, а).

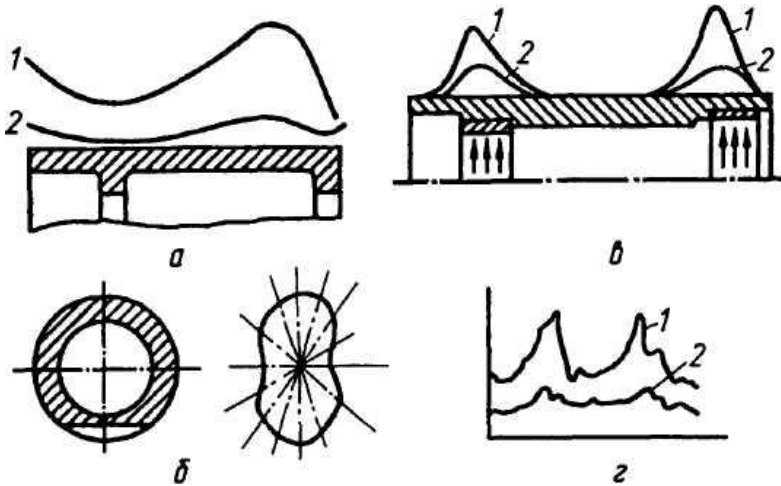


Рисунок 8.2 - Приклади прояву технологічної спадковості при обробці прецизійних деталей

Аналогічно, в процесі механічної обробки гільзи, що має несиметричний перетин (на її поверхні нарізується зубчаста рейка), круглограма показує викривлення зовнішньої поверхні через змінну жорсткість виробу (рис. 9.2, б). Це викривлення форми (але в зменшеному масштабі) збережеться аж до фінішних операцій. Досить характерним для багатьох операцій є технологічне спадкування погрішностей установчих баз, які часто переносяться на оброблювану поверхню деталі. На рис 9.2, в наведені графіки деформації 1 у зоні затискача високоточної гільзи й погрішності її форми 2 після шліфування. При обробці різанням, особливо при шліфуванні, у ряді випадків виникають процеси виникнення коливань при різанні «по сліду» (по вже наявній хвилястості) і процеси копіювання форми інструмента. Так, наприклад, хвилястість шліфувального круга 1 може переноситися на оброблену поверхню 2, відбиваючи погрішності круга (рис. 9.2, з).

Оскільки технологічна спадковість у більшості випадків впливає на показники якості і є побічним процесом, при обробці виробу прагнуть виключити передачу погрішностей обробки з операції на операцію, зробити їх наче б незалежними в технологічному відношенні.

Таким чином, кожен технологічний процес приводить до виникнення тих або інших залишкових і побічних явищ, які можуть вплинути на рівень надійності машини.

Тому всяка зміна технологічного процесу виготовлення виробу змінює, як правило, і його технічні характеристики.

Це положення підтверджується численними прикладами із практики. Так, застосування при складанні клейових з'єднань замість різьбового кріплення деталей, з одного боку, підвищує здатність, до демпфування виробу, з іншого боку - зменшує його статичну жорсткість. Застосування для корпусних виробів полімербетону замість чавуну надає нові властивості виробу, але підвищується небезпека їхньої зміни в процесі тривалої експлуатації.

Особливу небезпеку представляють ті нові технологічні процеси, які забезпечують більшу продуктивність за рахунок інтенсифікації впливів різних видів енергії (механічної, теплової) на оброблюваний матеріал.

Це приводить до виникнення нових побічних процесів, які не вивчені і їхні наслідки невідомі. У результаті в готовому виробі можуть виявитися технологічні дефекти, які відносяться до неприпустимих, але вони або пропущені через недосконалість методів контролю, або взагалі не регламентовані. Це може привести до важких наслідків у сфері експлуатації машини аж до виникнення аварійних ситуацій.

Для запобігання важких наслідків відмов, пов'язаних з технологічними дефектами, треба, по-перше, виключити застосування деяких технологічних процесів, незважаючи на їхню ефективність, по-друге, не допускати виникнення дефектів певних видів, і, по-третє, мати засоби для їхнього виявлення й контролю.

Регламентація гранично припустимих розмірів і числа дефектів у виробі повинна враховувати імовірнісну природу їхнього виникнення й вплив на вихідні параметри виробу.

Для виявлення дефектів застосовується широкий діапазон методів і засобів. Найбільш ефективні *неруйнівні методи*.

Однак варто прагнути до мінімуму контрольних операцій для відпрацьованих технологічних процесів, коли основна роль у забезпеченні якості належить технологічному устаткуванню.

ЛЕКЦІЯ 10. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРЕЦИЗІЙНИХ ВУЗЛІВ

Технологічне забезпечення надійності при складанні високоточних вузлів (с. 142)

Похибки зібраного вузла, що виникли з різних причин, можуть зберігатися в процесі експлуатації високоточного вузла або зазнавати змін. Однак як у тому, так і в іншому випадках складальні похибки мають спадковий характер. Аналіз процесів складання високоточних вузлів свідчить, що якщо складання відбувається з деталей, які мають певні похибки (наприклад, розміру, форми), то вони переносяться на вузол, що складається. Такий процес є природним. Однак якщо виконувати складання з деталей, що мають мінімально можливі похибки або навіть «ідеальні», то зібраний вузол також буде характеризуватись певними, іноді суттєвими похибками. Це пояснюється деформаціями деталей в ході складання. Втрата точності деталей на складанні є закономірною.

Наприклад, шпindel одного з прецизійних зуборізних верстатів мод. 5308А до складання биття практично не мав, биття ж шпинделя після складання становило 10 мкм. Аналогічно виявляється викривлення твірних отворів на високоточних втулках, коли останні закріплюються на корпусних деталях. Траєкторії руху столів прецизійних верстатів суттєво спотворюються після закріплення на них інших вузлів. Природа складальних похибок – двояка. Одні з них визначаються різними відхиленнями параметрів, які виникли ще в процесі виготовлення деталей, що складаються, інші - безпосередньо на складанні. Однак як ті так і інші похибки постійно зберігаються в процесі експлуатації, значною мірою визначаючи надійність високоточного вузла.

У процесі складання деталей на високоточних валах можливі зміни форми осей валів через те, що деталі мають певну непаралельність торців. Вигин валів на складанні таких деталей погіршується в разі стягуванні деталей гайками, які мають неперпендикулярність торців до осі різі. Це типовий випадок, що призводить не тільки до виникнення биття валів при обертанні, але і до спотворень форми доріжок кочення підшипникових кілець, встановлених на валах.

Очевидно, що складальні помилки вирішальним чином впливають на надійність високоточного вузла. На рис. 10.1, а показаний типовий вузол, що складаються з валу, підшипника і стакана, встановленого в корпусі. Стакан має спадкову похибку форми, отриману ще на операції токарної обробки або шліфування у зв'язку із закріпленням його в трикулачковому патроні. Відхилення форми поперечного перерізу стакана показане на рис. 10.1, б штриховою лінією. Жорсткість зібраного вузла коливається більш ніж у двічі, залежно від того, як сила F припадає щодо опуклих і увігнутих ділянок установлювальної поверхні стакана. Простий поворот стакана на 90° навколо своєї осі збільшує жорсткість вузла з 50 до 110 кгс/мм. Очевидно, що з іншого боку отвір корпусу також має похибки, отримані під час механічної обробки. Вихідні параметри вузла будуть визначатися поєднанням похибок стакана та корпусу.

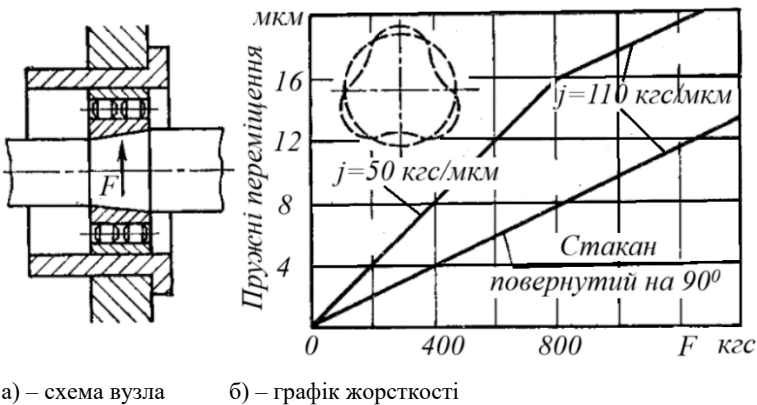


Рисунок 10.1 – Зміна жорсткості вузла в залежності від положення стакана

Викривлення осей валів і, зокрема, шпинделів виникають в ході складання у зв'язку з похибками деталей, також отриманими на операціях механічної обробки. Форма осі валу на рис. 10.2 (показана умовно штрих-пунктирно) залежить від сили затягування гайки і величин похибок Δ , які визначаються положенням деталей, що складаються (кутом їх повороту на валу). Викривлення осі порушує правильність роботи вузла, що призводить до спотворення форми доріжок кочення підшипників, порушення динамічних характеристик руху. Такий випадок складання є типовим тому, що зазначені похибки

завжди виникають у вигляді непаралельності торців або неперпендикулярності торця гайки до осі різі. Останнє в балансі порушень грає, зазвичай, вирішальну роль. Для зменшення (усунення) таких викривлень компанія SKF рекомендує використовувати в прецизійних шпиндельних вузлах прецизійні гайки для закріплення підшипників, биття торців яких стосовно різі знаходиться в межах 0,005мм.

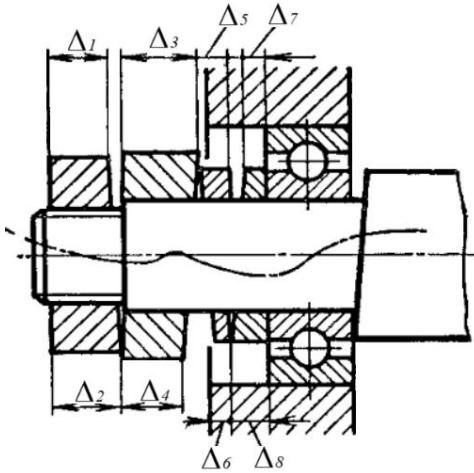


Рисунок 10.2 - Викривлення осі валу при складанні на ньому деталей з ненаралельними торцями

Керувати спадковими похибками на складанні можна кількома шляхами. При цьому конструктивні та технологічні заходи повинні використовуватися однаково. Це положення ілюструється графіками (рис. 10.3) пружних переміщень вузла упорного кулькового підшипника під дією осьової сили F . На жорсткість вузла вирішальний вплив чинить якість поверхонь сполучених деталей і конструкція вузла. З графіків випливає, що величина відтискань визначається станом опорних поверхонь у середнього і нижнього вузлів однакової конструкції, але разом з тим пружне відтискання верхнього вузла з прошліфованими опорними поверхнями виявляється найбільшим через велику кількість сполучень.

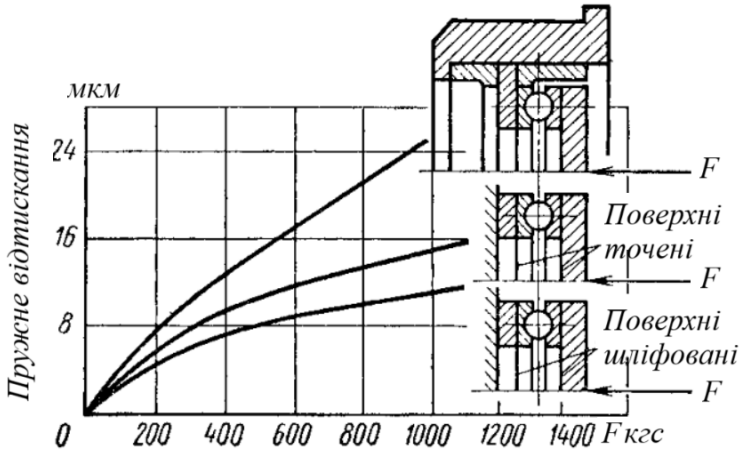


Рисунок 10.3 - Вплив конструктивних і технологічних чинників на пружні зсуви вузла

Вплив технологічного процесу на зміну вихідних параметрів деталей

Виготовлення високоточних деталей, геометричні параметри яких оцінюються кількома мікрометрами або частками мікрометра, пов'язане з подоланням великих технологічних труднощів. Одночасно це пов'язане з істотними матеріальними витратами. Проте в практиці використання високоточних деталей не завжди можна дати гарантію, що в процесі експлуатації їх вихідні параметри і, зокрема, геометричні параметри залишаться на колишньому рівні. Залишаючи осторонь питання зношування високоточних деталей, можна стверджувати, що з часом у самому їхньому матеріалі відбувається поступова зміна характеристик вихідної структури. Процес зміни форми і взаємного розташування поверхонь може протікати з різною швидкістю, що зумовлене особливостями технологічного процесу виготовлення деталей. Це явище слід розглядати з позицій технологічної спадковості. Дійсно, дві високоточні деталі, які мають однакові геометричні параметри, з часом у процесі експлуатації за однакових умов можуть отримати абсолютно різні за своїм характером зміни. Причини цих явищ пов'язуються з перерозподілом напружень, повзучістю матеріалів, фазовими перетвореннями.

У процесі старіння під дією залишкового напруження, що змінюються в часі, деталі набувають іншої форми та положення у вузлах. Тому в результаті довільної деформації у з'єднаннях деталей може змінюватися місце контакту та величина контактних напружень, що призводить, наприклад, до підвищеного зношування та погіршення параметрів надійності машин. Таке явище має першочергове значення для високоточних вузлів та машин. Але тут важливо відзначити не тільки сам факт зміни відхилень форми і взаємного розташування поверхонь, тобто основних геометричних параметрів, а й оцінити величину цих параметрів. Таке завдання можна розв'язувати експериментальним шляхом.

Довготривалі дослідження проводилися з шпинделями координатно-розточувальних верстатів мод. 2A450 та різьбошліфувальних мод. 5822.

Шпиндель верстата 2A450 за перші 2 місяці випробування деформації вигину не мав. Не виявлено також радіальних переміщень. В подальшому ці деформації повільно наростали, а по завершенню 6 місяців затухали. Такий характер графіку знаходиться в повній відповідності з теоретичними положеннями про дії кінетичного ефекту. Деформація кручення за цей же період часу спочатку наростала інтенсивно, а потім отримала тенденцію до затухання. Слід вважати істотним зменшення діаметра шпинделя і виникнення стріли вигину: перше може суттєво змінити натяг в опорах, друге - викликати биття.

Деформації трьох видів піддається азотований шпиндель верстата мод. 5822. За 5 місяців випробувань виникає відчутна за величиною стріла вигину шпинделя і кут закручування. Особливо сильно в порівнянні з попередніми вимірами збільшуються шейки шпинделя. Такий результат добре узгоджується з явищами заклинювання вже оброблених і змащених шпиндельних вузлів через деякий період консервації.

Порядок величин погрішностей, що виникають на шпинделях в результаті старіння, виявляється настільки відчутним, що напрошується висновок про необхідність боротьби зі спадковими явищами, які зумовлюють вигини, кручення і зміни діаметрів. На практиці виготовлення шпинделів за рахунок механічної обробки досягаються точності порядку 1-2 мкм, в той час як зазначені деформації зумовлюють переміщення в десятки мікрометрів. Тому необхідно точно визначити, перш за все для азотованих шпинделів,

величини вигинів і причини, що їх зумовлюють. Внаслідок різниці в окремих обсягах азотованого шару і серцевини в шпинделях виникають значні напруження: стискаючі в азотованому шарі і розтягуючі в серцевині. Ця обставина є однією з основних причин виникнення деформацій азотованих деталей. Якщо прийняти, що на шпинделі азотований шар рівномірно розподіляється по всій поверхні, то, очевидно, деформація шпинделя не може проявитися. Наявність же виявлених деформацій свідчить про суттєву нерівномірність азотованого шару. Це припущення підтвердилося при розгляді явищ технологічної спадковості в партії шпинделів на операціях від азотування до суперфінішування.

На рис. 10.4 показаний графік вигину одного з шпинделів за його довжиною (сотий день випробувань) для певного осьового перетину.

Величини прогинів дуже відчутні. Разом з тим не можна вважати, що саме такі деформації були б у шпинделя, встановленого безпосередньо на експлуатованому верстаті, оскільки в даному випробуванні були відсутні радіальні навантаження, обертальний рух, нагрів. Вимірювання і розрахунки дають лише загальне уявлення про характер і величини деформацій, що виникають.

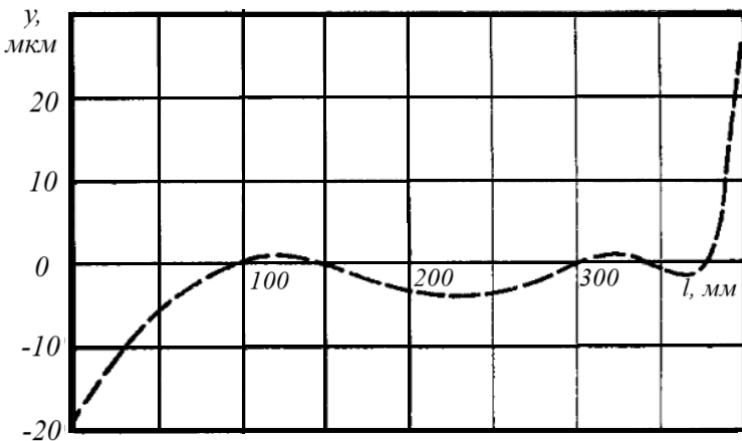


Рисунок 10.4 – Графік вигину шпинделя через сто днів випробування

Інтерес представляє розгляд впливу особливостей обробки різанням на величину подальшої деформації шпинделів. Повна обробка даних досліджень дозволяє побудувати зведений графік (рис. 10.5), на

якому можна, наприклад, на 100-й день старіння шпинделів порівняти осьові деформації ε_z , кривизну осей $1/\rho$, кут повороту перерізу шпинделів θ і вигини осей y для двох шпинделів, що мають різну нерівномірність припуску. Таку роботу можна провести для будь-якого дня випробувань. Шпиндель №2, який має більшу нерівномірність припуску для шліфування має у всіх випадках більші деформації, ніж шпиндель №1.

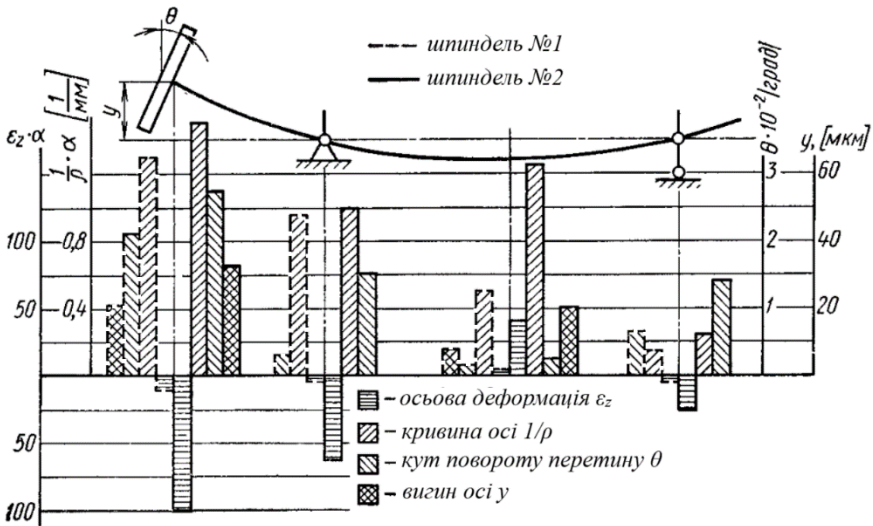


Рисунок 10.5 - Діаграми порівняння деформацій при старінні двох високоточних шпинделів залежно від нерівномірності припуску

Це властиве для всіх чотирьох перерізів, показаних на рис. 10.5. Особливо несприятливий випадок виникає, коли нерівномірність припуску спостерігається не тільки на шийці шпинделя, але і по всій його довжині. Відповідно до такої нерівномірності у шпинделя №2 максимальна кривизна осі більше в 1,6 рази, ніж у шпинделя №1. Залежно від зазначених особливостей обробки високоточні шпинделі можуть мати за однакових діаметрів і класів чистоти поверхні різні експлуатаційні параметри. В даному випадку технологічна спадковість розкриває резерви підвищення показників надійності прецизійних шпинделів на операціях механічної та термічної обробки. Якщо причини деформацій встановлені, то заходами боротьби з ними повинні бути такі заходи, як зменшення радіального биття шийок шпинделів

перед азотуванням, рівномірність азотованого шару, відпуск після азотування для стабілізації розмірів та ін.

Механізм старіння, описаний вище, характерний і для інших високоточних деталей, наприклад кілець підшипників кочення. Так, в експерименті визначали деформації на великій партії деталей. Експеримент продовжувався 3 міс. В результаті встановлено, що у 80% виміряних кілець зміна овальності отвору з часом пов'язана з нерівномірністю припуску для шліфування. Природа змін форми у часі лежить у створенні у матеріалі кілець нерівномірних напружень, що виникають у процесі шліфування. У тих місцях, де абразивний інструмент знімає великий припуск, виникає більш інтенсивне теплове поле, що призводить до створення в цій зоні місцевих напружень. Останні, релаксуючи, зумовлюють пружні переміщення - форма кілець порушується. Аналогічне явище зазначено в іншій роботі стосовно шліфування тонкостінних загартованих кілець з підвищеною вихідною овальністю. Круглі після шліфування підшипникові кільця через деякий час знову стають овальними. Причини цього явища також пояснюються нерівномірним тепловиділенням при зрізанні різного розміру припуску.

Відхилення форми значною мірою усуваються введенням перед остаточним шліфуванням додаткового відпустки для зменшення залишкових напружень після попереднього шліфування. Може бути необхідним також відпрацювання режимів шліфування та облік особливостей цього процесу.

Зносостійкість поверхонь деталей та її формування в ході технологічного процесу (стор.191)

Зносостійкість високоточних деталей залежить від великої кількості факторів. У першу чергу до них відноситься вибір конструктивних параметрів і технологічне забезпечення роботи поверхонь тертя. Під останнім розуміється формування зносостійкості під час механічної обробки та складання. Створення необхідного мікропрофілю і топографії поверхонь, що труться, забезпечується раціональною послідовністю операцій і методами обробки. У той же час стосовно високоточних деталей не можна питання про зносостійкість вирішувати у відриві від характеристик відхилень форми поверхонь.

Рівняння епюри тисків сполучених деталей безпосередньо пов'язане з формою контактуючих поверхонь.

Зношування в точці x від дії елемента епюр тисків pdl складе

$$dU = k_1 \cdot S \cdot \varphi(x-l) \cdot f(l)dl,$$

де k_1 – характеристика зносу матеріалу; S - шлях тертя, який проходить кожна точка напрямних супорта за розглянутий проміжок часу; $\varphi(x-l)$ - рівняння кривої розподілу, що характеризує переміщення точки супорта з координатою l ; $S \varphi(x-l)$ - частка шляху тертя, що приходить на точку з координатою x .

Ця формула є загальною для різних випадків. У ній відображено вплив основних факторів на форму зношеної поверхні. Вплив технології виготовлення тертьових поверхонь можна бачити у формі епюри $f(l)$, а також у значенні k_1 . У зв'язку з цим при виготовленні високоточних деталей особливу увагу звертають на забезпечення малих відхилень форми поверхонь, що труться.

Найбільш поширеним методом фінішної обробки циліндричних поверхонь деталей є суперфінішування. Фінішна обробка внутрішніх циліндричних поверхонь проводиться, як правило, шліфуванням, хонінгуванням або притиранням. З погляду досягнення найменших відхилень форми поверхонь та створення сприятливих епюр тиску найкращим методом є притирання. Але разом з тим у процесі притирання абразивні частинки шаржуються в поверхню, що обробляється.

Складальні операції у багатьох випадках знижують точність механічної обробки деталей. У процесі доопрацювання і пригінних робіт може виникнути велика кількість додаткових похибок, які знижують точність виробів. Деформації від власної ваги деталей, що складаються, температурних впливів, релаксації напружень, складальних зусиль змінюють епюри тиску деталей і безпосередньо впливають на зносостійкість. Цей процес посилюється деформаціями, що виникають під час транспортування машин.

Для забезпечення необхідної зносостійкості недостатньо оцінювати поверхні лише класом чистоти (шорсткістю). В численних дослідженнях встановлено, що зносостійкість (особливо на початковій стадії роботи) тісно пов'язана з рядом особливостей будови поверхні, хоча в усіх випадках ці поверхні мають однакову шорсткість. Реальні поверхні високоточних деталей, шорсткість яких визначена на деякій

базовій довжині, можуть мати різні дефекти, зокрема шліфувальні ризики. Наявність дефектів не може зменшити загальну оцінку шорсткості, але суттєво впливає на зносостійкість, особливо на межу втомної міцності. Поява дефектів на робочих поверхнях має спадкову природу. Величина шару, необхідного для видалення таких дефектів, як шліфувальні ризики, складає близько 25 мкм на діаметр. Шорсткість поверхонь в зв'язку з питаннями зносостійкості має найбільш важливе значення.

Для високоточних пар вал-втулка вирішальне значення має процес припрацювання. Від умов, в яких протікає припрацювання, і від її результатів залежить розвиток зносу в період експлуатації і час настання посиленого або аварійного зносу. Незалежно від того, яким був вихідний мікрорельєф поверхонь, що труться, через певний період часу він стає цілком визначеним. Це пояснюється тим, що за певних умов тертя протікають фізико-хіміко-механічні процеси, які зумовлюють характер мікрорельєфу. Таким чином, з геометричної та мікрогеометричної точок зору процес припрацювання полягає в переході від початкового рельєфу поверхні до оптимального. Однак не менш важливим є перехід у процесі припрацювання від початкових структур та властивостей поверхневих шарів до характерних структур та властивостей для даних умов тертя.

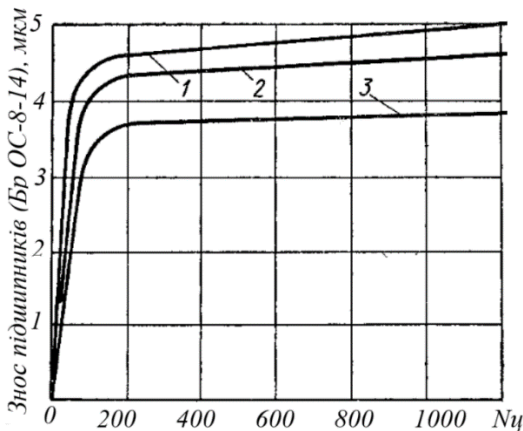
У процесі припрацювання, який має бути операцією технологічного процесу, в поверхневих шарах утворюються своєрідні вторинні структури, походження яких пов'язане з дуже складними процесами пластичної деформації, а також насиченням поверхонь тертя киснем повітря і вуглецем мастила. Ці вторинні структури, зазвичай, мають високу зносостійкість, хорошу здатність адсорбувати мастило, ізолюючи властивості, що перешкоджають контакту чистих металів. Вони постійно відновлюються у процесі тертя.

Характер зносу підшипника ковзання, що працює в парі зі шпинделем, шийки якого отримані різними методами фінішної обробки, наведені на рис. 10.7. Найкращі результати показала пара зі шпинделем (крива 3), шийки якого піддавалися суперфінішній обробці. Ця пара характеризується найменшою інтенсивністю зносу як під час припрацювання, так і в період усталеної роботи. Інші два процеси фінішної обробки шийок шпинделя: алмазне вигладжування (крива 1) і шліфування (крива 2) дають гірші результати по величині зносу підшипника як в періоді припрацювання, так і під час усталеного зносу.

Слід зазначити, що геометрія і шорсткість поверхонь шийок для усіх варіантів фінішної обробки були однаковими.

Очевидно, суперфінішовані шпинделі мають більш сприятливий порівняно з алмазно вигладженими та шліфованими, мікропрофіль, що забезпечує найменший знос.

Особливості технологічних процесів обробки поверхонь сильно проявляються при сухому і граничному терті. Це перш за все виявляється у змінах коефіцієнту тертя. У загальному вигляді залежність коефіцієнту тертя від висоти мікронерівностей має екстремальний характер. Параметри поверхневого шару постійно змінюються в процесі зношування. Хоча їх вплив особливо сильно проявляється в період припрацювання, є випадки, коли параметри вихідної поверхні впливають на процес зношування і після припрацювання, в чому проявляється технологічна спадковість властивостей поверхневих шарів. Певний метод обробки різанням поверхонь тертя характеризується не тільки величиною мікронерівностей, але і їх напрямом (при регулярному розташуванні рисок). Найбільш зносостійкою виявляється така поверхня, яка оцінюється приблизно однаковою мікрогеометрією у всіх напрямках. Тому такі методи обробки, як гідрополірування та суперфінішування, дають найменші зношування поверхонь у порівнянні з іншими методами.



1 – вигладжування; 2 – шліфування; 3 – суперфініш

Рисунок 10.7 – Криві зносу підшипників, що працюють в парі зі шпинделем

Дослідження показали, що на зносостійкість поверхонь впливає характер попередньої обробки, яка формує поряд з іншими операціями фізичний стан поверхневого шару. Зносостійкість може бути підвищена, якщо для остаточної обробки буде обраний такий метод, який здатний зменшити структурну неоднорідність поверхневого шару і створити рівномірні напруження по всій поверхні.

ЛЕКЦІЯ 11. СТАТИСТИЧНЕ ОПРАЦЮВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИПРОБУВАНЬ І ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ

За результатами випробувань N невідновлюваних однакових об'єктів отримано статистичну вибірку – масив напрацювання до відмови кожного з N об'єктів, які підлягали випробуванню. Вибірка характеризує випадкову величину напрацювання $T = \{t\}$ до відмови об'єкта. Необхідно вибрати закон розподілу випадкової величини T і перевірити вірність вибору за відповідним критерієм.

Закон розподілу підбирають на основі апроксимації (згладжування) експериментальних даних про напрацювання до відмови, які можуть бути подані у компактному графічному вигляді. Вибір тієї або іншої функції для апроксимації має характер гіпотези, яку висуває дослідник. Експериментальні дані можуть із більшою або меншою правдоподібністю підтверджувати або не підтверджувати справедливості тієї або іншої гіпотези, тому дослідник має отримати відповідь на питання: чи узгоджуються результати експерименту з гіпотезою про те, що випадкова величина напрацювання підпорядкована обраному ним закону розподілу? Для отримання відповіді на це питання необхідні розрахунки спеціальних критеріїв адекватності математичної моделі.

Алгоритм опрацювання результатів і розрахунку показників надійності

Формування статистичного ряду. Для великої кількості об'єктів, що піддаються випробуванню найбільш наочною і компактною є подання вибірки $\{..., t_i, ...\}$ у графічному зображенні статистичного ряду - гістограмі напрацювання до відмови. Для цього необхідно:

- встановити інтервал напрацювання $[t_{min}, t_{max}]$ та його довжину

$$\zeta_t = t_{max} - t_{min},$$

де $t_{min} \leq MIN\{..., t_i, ...\}$, $t_{max} \geq MAX\{..., t_i, ...\}$;

- інтервал напрацювання $[t_{min}, t_{max}]$ розбивають на k інтервалів однакової довжини $\Delta t = \frac{\zeta_t}{k}$, $\Delta t = t_{i+1} - t_i = t_i - t_{i-1}$, де Δt – крок гістограми (вибір k або Δt залежить від умов досліджу, необхідної точності апроксимації тощо);

- у кожному i -му інтервалі підраховують частоту появи відмов (для всіх k інтервалів):

$$\widehat{Q}_i = \frac{\Delta n(t_{i-1}, t_{i-1} + \Delta t)}{N} = \frac{\Delta n(t_{i-1}, t_i)}{N},$$

де $\Delta n(t_{i-1}, t_{i-1} + \Delta t)$ - кількість об'єктів, що відмовили в інтервалі $[t_{i-1}, t_{i-1} + \Delta t]$.

Вочевидь, що $\sum_1^k Q_i = 1$;

- отриманий статистичний ряд наводиться у вигляді гістограми, яка будується так. По осі абсцис (t) відкладаються інтервали Δt , на кожному з яких, як на основі, будується прямокутник, висота якого пропорційна (у вибраному масштабі) відповідній частоті $\widehat{Q}_i$ (прикладі гістограм наведені на рис.11.1).

Розрахунок емпіричних функцій.

Використовуючи дані сформованого статистичного ряду, визначаються статистичні оцінки показників надійності, тобто емпіричні функції:

- *функція розподілу відмов (оцінки ймовірності відмов)*

$$\widehat{Q}(t_{min}) = \frac{n(t_{min})}{N} = 0;$$

$$\widehat{Q}(t_1) = \frac{n(t_1)}{N} = \frac{\Delta n(t_{min}, t_1)}{N} = \widehat{Q}_1;$$

$$\widehat{Q}(t_2) = \frac{n(t_2)}{N} = \frac{\Delta n(t_{min}, t_1) + \Delta n(t_1, t_2)}{N} = \widehat{Q}_1 + \widehat{Q}_2;$$

.....

$$\widehat{Q}(t_{max}) = \frac{n(t_{max})}{N} = \sum_1^k \widehat{Q}_i = 1.$$

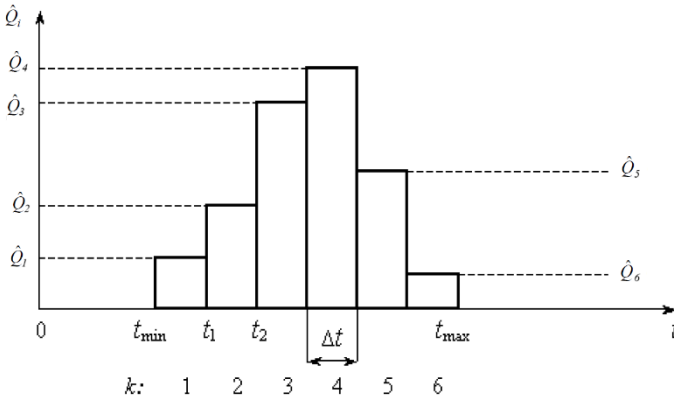


Рисунок 11.1 - Гістограма напрацювання до відмови об'єкта

- *функція надійності* (оцінки ймовірності безвідмовної роботи)

$$\hat{P}(t_{min}) = 1 - \hat{Q}(t_{min}) = 1;$$

.....

$$\hat{P}(t_{max}) = 1 - \hat{Q}(t_{max}) = 0;$$

- *щільність розподілу відмов* (оцінка щільності розподілу відмов)

$$\hat{f}(t_i) = \frac{\Delta n(t_{i-1}, t_i)}{N \cdot \Delta t};$$

- *інтенсивність відмов* (оцінка інтенсивності відмов)

$$\hat{\lambda}(t_i) = \frac{\Delta n(t_{i-1}, t_i)}{N(t_i) \cdot \Delta t} = \frac{\Delta n(t_{i-1}, t_i)}{[N - n(t_i)] \cdot \Delta t}.$$

На рис. 11.2, 11.3, 11.4 наведені відповідно графіки статистичних оцінок $\hat{Q}(t)$, $\hat{P}(t)$, $\hat{f}(t)$, $\hat{\lambda}(t)$, відповідно. Побудова графіків впливає з наведених вище розрахункових формул. Кожний із графіків має свій масштаб.

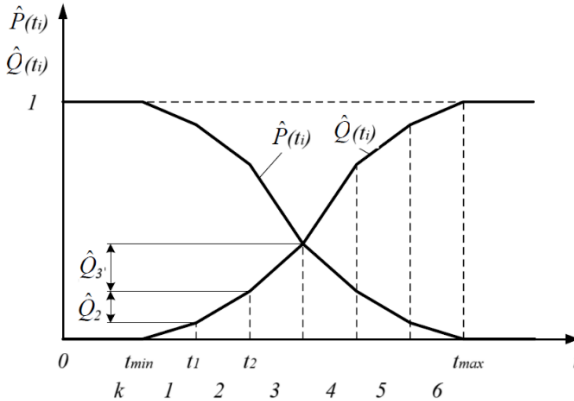


Рисунок 11.2 - Графіки статистичних оцінок імовірності безвідмовної роботи $P(t_i)$ та імовірності відмови $Q(t_i)$

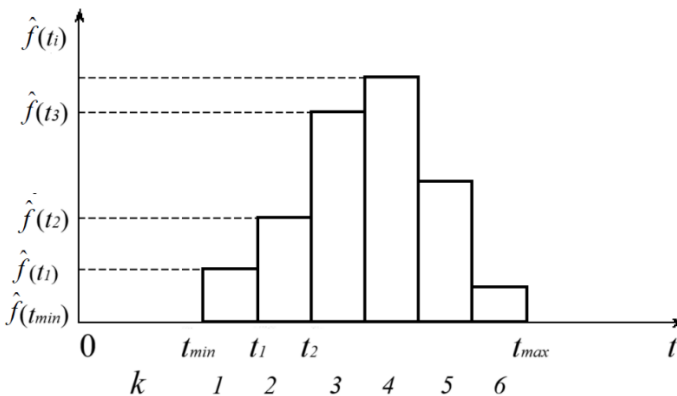


Рисунок 11.3 - Гістограма щільності розподілу відмов об'єкта

Розрахунок статистичних оцінок числових характеристик.

Для розрахунку статистичних оцінок числових характеристик можна використати дані сформованого статистичного ряду.

Використовують такі статистичні оцінки числових характеристик:

- оцінка середнього напрацювання до відмови (статистичне середнє напрацювання):

$$\widehat{T}_0 = \sum_1^K t_i^* \cdot \widehat{P}_i;$$

де $t_i^* = t_i + \Delta t/2 = t_{i+1} - \Delta t/2$ - середина i -го інтервалу напрацювання, тобто середнє значення напрацювання в інтервалі;

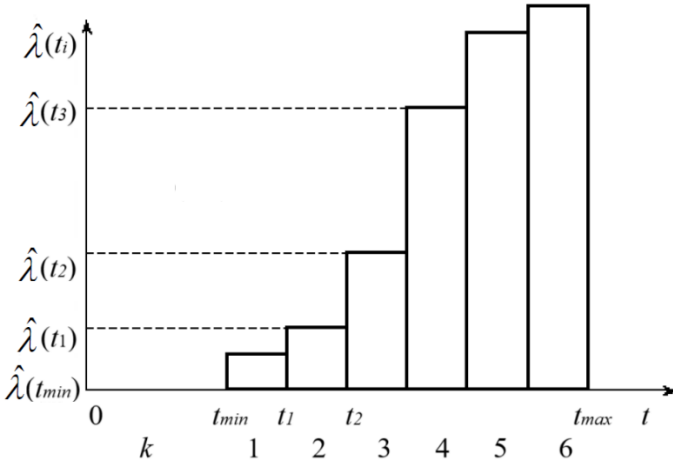


Рисунок 11.4 - Гістограма інтенсивності відмов об'єкта

- оцінка дисперсії напрацювання до відмови (емпірична дисперсія напрацювання):

$$\widehat{D} = \sum_1^K (t_i^* - \widehat{T}_0)^2 \cdot \widehat{P}_i,$$

- оцінка середнього квадратичного відхилення: $\widehat{\sigma} = \sqrt{\widehat{D}}$.

Часто доцільним буває визначення оцінки деяких допоміжних характеристик розсіювання випадкової величини T , які використовують для вибору функції під час апроксимації:

- вибірковий **коефіцієнт асиметрії** напрацювання до відмови:

$$A = \sum_1^k \frac{(t_i^* - \widehat{T}_0)^3 \cdot \widehat{P}_i}{\widehat{\sigma}^3};$$

- вибірковий **ексцес** наробітку до відмови:

$$E = \left(\sum_1^k \frac{(t_i^* - \widehat{T}_0)^4 \cdot \widehat{P}_i}{\widehat{\sigma}^4} \right) - 3.$$

Коефіцієнт асиметрії є характеристикою «скошеності» розподілу, наприклад, якщо розподіл симетричний відносно математичного сподівання, то $A=0$. Розподіл $f_2(t)$ на рис. 11.5, а має додатну асиметрію $A > 0$, а $f_3(t)$ – від’ємну $A < 0$.

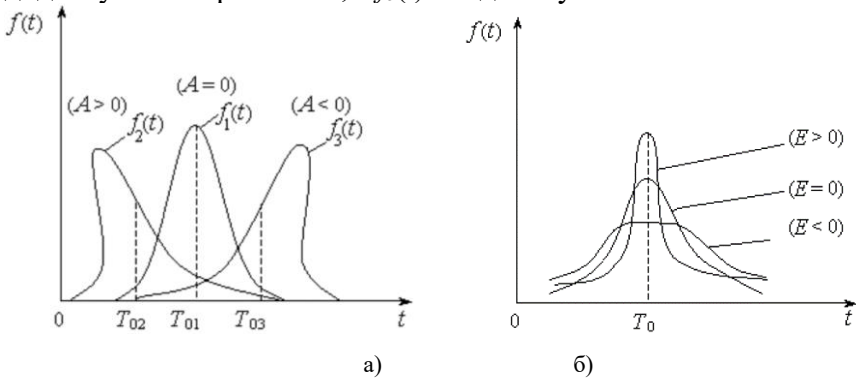


Рисунок 11.5 – Графічне пояснення асиметрії а) та ексцесу б)

Ексцес характеризує крутизну (гостро- або плосковершинність) розподілу. Для нормального розподілу $E=0$. Більш гостровершинні порівняно з кривою нормального розподілу криві $f(t)$ мають $E > 0$ і навпаки – криві з більш плоскими вершинами мають $E < 0$ (рис. 11.5, б).

Вибір закону розподілу

Вибір закону розподілу полягає у підбиранні аналітичної функції, яка якнайкраще апроксимує емпіричні функції безвідмовності, і

визначенні адекватності обраної математичної моделі експериментальним даним.

Вибір – це процедура невизначена й багато в чому суб'єктивна: залежить від досвіду дослідника, апіорних знань про об'єкт, його властивості та умови роботи, а також від вигляду графіків $\hat{P}(t)$, $\hat{f}(t)$, $\hat{\lambda}(t)$.

Вибір закону розподілу буде залежати перш за все від виду експериментальної функції щільності розподілу відмов $\hat{f}(t)$. Отже, вибір закону розподілу має характер прийняття тієї або іншої гіпотези.

Припустимо, що з якихось міркувань обрано гіпотетичний закон розподілу, заданий теоретичною щільністю розподілу відмов $f(t) = \Psi(t, a, b, c, \dots)$ де a, b, c – невідомі параметри розподілу.

Потрібно підібрати ці параметри так, щоб функція $f(t)$ якнайкраще згладжувала ступінчастий графік $\hat{f}(t)$ і була якомога більше наближена до статистичних даних. Для цього використовують такий прийом: параметри $a, b, c, \dots$ обирають з таким розрахунком, щоб кілька найважливіших числових характеристик теоретичного розподілу, які називають критеріями апроксимації, дорівнювали відповідним статистичним оцінкам.

На графіку разом з $\hat{f}(t)$ будують теоретичну щільність розподілу відмов $f(t)$, що дає можливість візуально оцінити результати апроксимації (розбіжності між $\hat{f}(t)$ та $f(t)$). Оскільки ці розбіжності неминучі, то виникає питання: чи пояснюються вони випадковими обставинами, пов'язаними з тим, що теоретичний розподіл обраний помилково? Відповідь на це питання дає розрахунок критерію згоди (узгодженості, погодження).

Розрахунок критерію згоди.

Критерій згоди – це критерій перевірки гіпотези про те, що випадкова величина T , яка має свою вибірку, має розподіл передбачуваного типу, тобто критерій адекватності обраної математичної моделі експериментальним даним.

Перевірка полягає у розрахунку критерію як деякої міри розбіжності теоретичного та емпіричного розподілів, причому ця міра – випадкова величина.

Чим більша міра розбіжності, тим гірша узгодженість емпіричного розподілу з теоретичним, тобто гіпотезу про вибір закону розподілу варто відкинути як неправдоподібну.

У іншому випадку – експериментальні дані не суперечать прийнятому розподілу.

З відомих критеріїв у теорії надійності найчастіше застосовують критерій згоди χ^2 (хі-квадрат) Пірсона.

Узгодженість розподілів за критерієм χ^2 виконується таким чином:

- розраховується критерій «міра розбіжності»:

$$\chi^2 = N \sum_i^k \frac{(\hat{P}_i - P_i)^2}{P_i},$$

де $P_i = f(t_s^*)\Delta t$ теоретична частота (ймовірність) потрапляння випадкової величини в інтервал $[t_i, t_i + \Delta t]$;

- визначається кількість ступенів вільності $R = k - L$, де L - кількість незалежних умов збігу, накладених на частоти $\hat{P}_i$, наприклад,

$$\sum \hat{P}_i = 1, \sum t_i^* \hat{P}_i = T_0, \sum (t_i^* - T_0)^2 \cdot \hat{P}_i = D \text{ і т.д.}$$

Найчастіше $L = 3$. Чим більша кількість ступенів вільності, тим більше випадкова величина χ^2 підпорядковується розподілу Пірсона;

За розрахованими χ^2 та R знаходять ймовірність P того, що величина, яка має розподіл Пірсона з R ступенями вільності, перевищить розраховане значення χ^2 .

Зазвичай складно дати відповідь на питання, наскільки малою має бути ймовірність P , щоб відкинути гіпотезу про вибір того або іншого закону розподілу. На практиці, якщо $P < 0,1$, то рекомендується відкинути прийняту гіпотезу і підшукати інший закон розподілу.

За допомогою критерію згоди можна спростувати обрану гіпотезу, але якщо ймовірність P досить велика, то це не може бути доказом вірності гіпотези, а вказує лише на те, що гіпотеза не суперечить даним експерименту.

Для апроксимації реальних розподілів наробітку до відмови на ділянках приробітку, нормальної експлуатації і старіння

використовують стандартні розподіли випадкових величин, які досліджуються в теорії ймовірності.

ЛЕКЦІЯ 12. ЗАКОНИ РОЗПОДІЛУ ТЕРМІНІВ СЛУЖБИ

Роботу виробу протягом усього часу його експлуатації можна розділити на три періоди (рис. 12.1): період припрацювання, період нормальної роботи і період поступових відмов.

Перший період роботи супроводжується відмовами припрацювання, коли проявляються дефекти, не виявлені і не усунені в процесі виготовлення та випробування. Ці відмови можуть бути усунуті під час обкатки та припрацювання виробу. Якщо період припрацювання переноситься на стадію експлуатації, то приховані дефекти і наслідки відмов припрацювання усуваються в рамках гарантійного обслуговування.

В період нормальної роботи поступові відмови ще не проявляються і надійність виробу визначається раптовими відмовами, зумовленими несприятливими збігами обставин, які мають сталу інтенсивність і не залежать від часу роботи.



Рисунок 12.1 – Періоди експлуатації виробу

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const},$$

де $\lambda = 1/m_i$; m_i – середнє напрацювання до відмови.

Тоді λ визначається числом відмов за годину і, зазвичай, є малим дробом.

Імовірність безвідмовної роботи

$$P(t) = e^{-\int_0^t \lambda dt} = e^{-\lambda t}.$$

Вона підлягає експоненціальному закону розподілу часу безвідмовної роботи і однакова за будь-який проміжок часу в період нормальної експлуатації.

Експоненціальним законом розподілу

Експоненціальним законом розподілу можна апроксимувати час безвідмовної роботи деяких виробів, зокрема особливо відповідальних машин в період експлуатації після припрацювання і до проявів поступових відмов, елементів радіоелектронної апаратури, складних об'єктів, що складаються з багатьох елементів. Цей закон користується популярністю в теорії надійності, оскільки він є однопараметричним і дає можливість достатньо легко порахувати імовірність безвідмовної роботи.

Якщо $\lambda t \leq 0,1$, то формула імовірності безвідмовної роботи спрощується в результаті розкладу в ряд і відкидання малих членів:

$$P(t) \approx 1 - \lambda t.$$

Густина розподілу (в загальному випадку)

$$f(t) = -\frac{dP(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t}.$$

З рис. 12.2 витікає що для забезпечення імовірності безвідмовної роботи 0,99 або 0,999 можна використати лише малу частку середнього терміну служби.

Зі збільшенням термінів експлуатації виробу починають проявлятися втома елементів, зношування та інші явища, що зумовлюють виникнення поступових відмов. Визначення показників надійності в цей період за експоненціальним розподілом не оправдано. Для характеристики працездатності потрібні закони розподілу, які дають спочатку низьку густину розподілу, потім максимум і знову падіння, пов'язане зі зменшенням числа працездатних елементів.

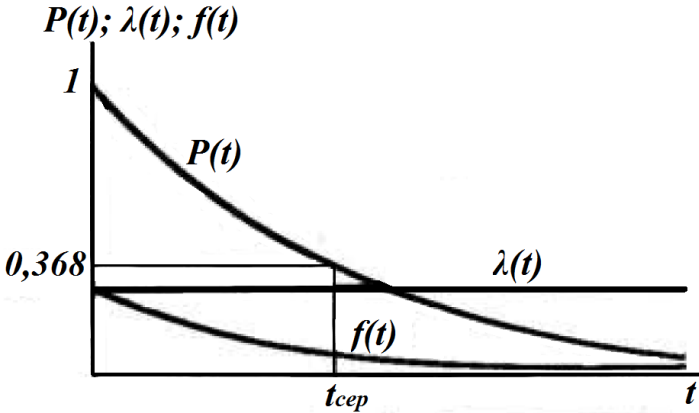


Рисунок 12.2 – Функція імовірності $P(t)$ безвідмовної роботи, густини імовірності $f(t)$ і інтенсивності $\lambda(t)$ відмов експоненціального розподілу

В зв'язку з різноманітністю причин і умов виникнення відмов в цей період для характеристики надійності виробу застосовують декілька законів розподілу, які вибирають шляхом апроксимації результатів випробувань або спостережень в процесі експлуатації.

Для побудови моделей відмов на основі статистичної інформації дані про закон надійності можуть бути почерпнуті з таких джерел.

1. На основі тривалих стендових або експлуатаційних випробувань одержують обсяг статистичних даних, достатній для оцінки емпіричної функції розподілу термінів служби до відмови. Це можливо лише для обмеженого числа виробів, які виготовляються великими партіями, як наприклад, підшипники кочення.

2. З експерименту отримують лише дані про ті відмови, що відбулися за період випробувань. В цьому випадку оцінки надійності виробу за межами даного періоду або не припустимі, або потребують залучення додаткової інформації.

3. В результаті стендових випробувань отримують інформацію про параметричні відмови в умовах більш жорстких допусків до вихідних параметрів. Її може бути достатньо для встановлення закону надійності, але необхідно здійснювати перерахунок на нормальні умови експлуатації.

4. Статистична інформація отримана під час експлуатаційних випробуваннях доповнюється інформацією отриманою зі сфери

ремонту. Для отримання закону надійності необхідно застосовувати процедуру прогнозування для оцінки процесу втрати виробом працездатності.

При застосуванні законів розподілу для оцінки надійності виробів випадковою величиною є час напрацювання до відмови $t = T$, який може змінюватися в межах $0 \leq T < \infty$, тобто мати тільки додатне значення.

Нормальний закон розподілу

Нормальний розподіл широко використовується для різноманітних технічних задач і зокрема для вирішення задач надійності. Нормальному розподілу підлягає напрацювання до відмови багатьох відновлюваних і не відновлюваних виробів, розміри і помилки вимірювання деталей, тощо. Нормальний розподіл є двопараметричним симетричним розподілом, числовими характеристиками якого є T_m – математичне сподівання і $\sigma = \sqrt{D}$ – середнє квадратичне відхилення даної величини.

Густина розподілу для нормального розподілу має вигляд

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-T_m)^2}{2\sigma^2}}.$$

Максимальна ордината кривої розподілу (рис. 12.3) дорівнює $\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}$, вона відповідає точці $t = T_m$; по мірі віддалення від даної точки густина розподілу зменшується і для $t \rightarrow \pm \infty$ крива асимптотично наближається до осі абсцис. Ширина петлі кривої визначається середнім квадратичним відхиленням σ . Зі збільшенням σ крива розподілу стає більш пласкою, розтягуючись вздовж осі абсцис, і навпаки, зі зменшенням σ крива розподілу витягується догори, стискаючись з боків. Площа кривої розподілу повинна завжди дорівнювати одиниці.

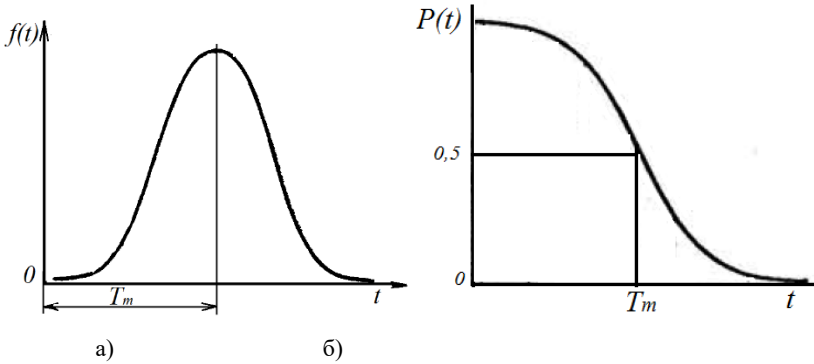


Рисунок 12.3 – Функція густини імовірності (а) і інтегральна функція імовірності (б) нормального розподілу

Значення параметрів T_m і σ оцінюють за результатами випробувань за формулами

$$T_m = \frac{\sum T_i}{N};$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (T_i - T_m)^2},$$

де T_m і σ – оцінки математичного сподівання і середнього квадратичного відхилення.

Зближення параметрів і їх оцінок зростає зі збільшенням числа випробувань.

Інтегральна функція розподілу

$$F(t) = \int_{-\infty}^t f(t) dt.$$

Імовірність відмови $Q(t)$ і імовірність безвідмовної роботи $P(t)$ відповідно $Q(t) = F(t)$; $P(t) = 1 - F(t)$.

Інтеграл $F(t)$ не виражається через елементарні функції, тому для визначення імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ використовують табульовану функцію нормального розподілу (функцію Лапласа) у вигляді

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{x^2}{2}},$$

$$\text{де } x = \frac{(t-T_m)}{\sigma}.$$

Імовірність відмови і імовірність безвідмовної роботи, виражені через функції Лапласа, що відрізняються межами інтегруванні, матимуть вигляд:

$$Q(t) = 0,5 + \Phi\left(\frac{t-T_m}{\sigma}\right); \quad P(t) = 0,5 - \Phi\left(\frac{t-T_m}{\sigma}\right).$$

Якщо імовірність безвідмовної роботи задана і потрібно визначити час $t = T$, протягом якого забезпечується дане значення $P(t)$, то користуються таблицями квантилів нормального розподілу u_p .

$$t = T_m + u_p \sigma.$$

Значення квантилів даються в таблицях в залежності від потрібної імовірності безвідмовної роботи. Наприклад

$P(t)$	0,5	0,90	0,95	0,99	0,999	0,9999
u_p	-0	-1,282	-1,645	-2,326	-3,090	-3,719

Використовуючи закон нормального розподілу слід враховувати, що аргумент змінюється від $-\infty$ до $+\infty$, а час t – лише додатній. Тому для точного рішення в формулу густини імовірності необхідно вводити нормуючий множник, який забезпечить рівність одиниці площі під кривою $f(t)$ в області додатних значень t .

Нормальний закон розподілу рекомендується застосовувати в ряді випадків при зношуванні і інших поступових відмовах, особливо тоді, коли початкове значення параметра має велику дисперсію, а його зміни в часі протікають досить стабільно.

В багатьох випадках для визначення закону надійності більш придатні асиметричні розподіли з аргументом, що може набувати лише додатнього значення.

Зрізаний нормальний розподіл

Коректність використання класичного нормального розподілу напруження досягається за $T_0 \geq 3\sigma$. Для малих значеннях T_0 і

великому σ (середнє квадратичне відхилення) може виникати ситуація, коли $f(t)$ «покриває» своєю лівою гілкою область від'ємних напрацювань (рис.12.4).

У таких випадках нормальний розподіл, який є загальним випадком розподілу випадкової величини в діапазоні $(-\infty; \infty)$, лише частково може бути використаний для моделей надійності.

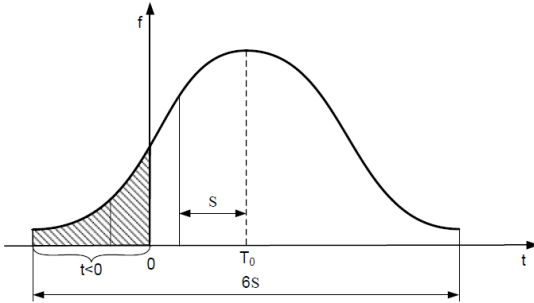


Рисунок 12.4 – Характер функції щільності розподілу за $T_0 \leq 3 \sigma$

Зрізаним нормальним розподілом (ЗНР) називається розподіл, що отримується з класичного нормального при обмеженні інтервалу можливих значень напрацювання до відмови.

Для випадку двостороннього зрізання $t \in [t_1, t_2]$, $t_1 > 0$.

Щільність ЗНР пов'язана із щільністю нормального розподілу нормуючим множником c :

$$\bar{f}(t) = c \cdot f(t),$$

де c визначається з умови, що площа під кривою $\bar{f}(t)$ дорівнює 1.

Нормуючий множник c визначається:

$$c = \frac{1}{\Phi(x_2) - \Phi(x_1)},$$

де $x_1 = (t_1 - T_0)/\sigma$; $x_2 = (t_2 - T_0)/\sigma$,

Оскільки $\Phi(x_2) - \Phi(x_1) < 1$, то $c > 1$, тому $\bar{f}(t) > f(t)$. Крива $\bar{f}(t)$ вища, ніж $f(t)$, оскільки площі під кривими $\bar{f}(t)$ і $f(t)$ однакові і дорівнюють 1 (рис. 12.5).

На практиці зрізаний нормальний розподіл використовується для визначення показників надійності виробів, при поступових відмовах у

період старіння, а також для розрахунків відхилень параметрів за допустимі межі.

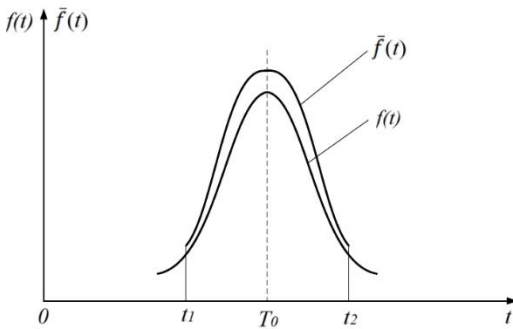


Рисунок 12.5 – Щільність нормального $f(t)$ і унормованого зрізаного нормального розподілів $\tilde{f}(t)$

Логарифмічно нормальний розподіл

Логарифмічно нормальний розподіл. Цьому закону підлягає випадкова величина, логарифм якої розподілений нормально. Як розподіл додатних величин він дещо точніше, ніж нормальний, описує напрацювання до відмови деталей, зокрема, за втомою. Його успішно застосовують для опису напрацювання підшипників кочення та інших виробів. Логарифмічно нормальний розподіл є асиметричним і визначається двома параметрами T_0 і σ_0 .

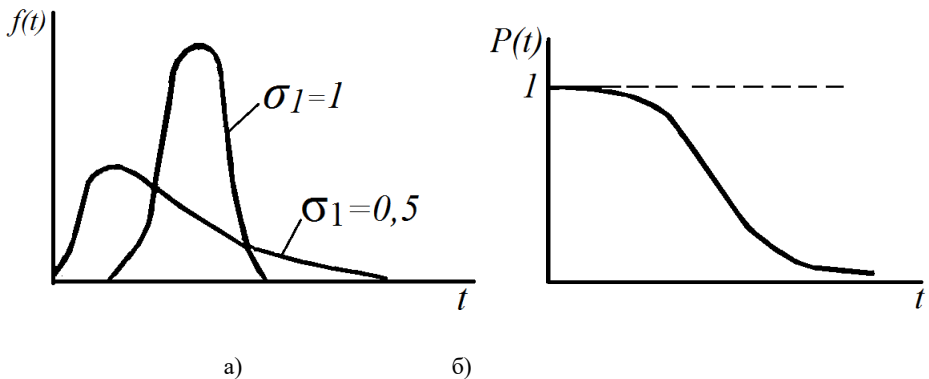


Рисунок 12.6 – Функція густини імовірності (а) і інтегральна функція імовірності (б) логарифмічно нормального розподілу

Густина розподілу і імовірність безвідмовної роботи (рис. 12.6) визначаються за виразами

$$f(t) = \frac{1}{t\sigma_1\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\ln t - \ln T_1)^2}{2\sigma_1^2}}, \quad P(t) = 0,5 - \Phi\left(\frac{\ln t - \ln T_1}{\sigma_1}\right).$$

Параметри T_1 і σ_1 не є математичним сподіванням і середнім квадратичним відхиленням як в нормальному розподілі, вони оцінюються за результатами випробувань.

Так при випробуваннях N виробів до відмови

$$T_1 \approx T^* = \frac{\sum \ln T_i}{N}; \quad \sigma_1 \approx \sigma^* = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum (\ln T_i - T^*)^2},$$

де T^* і σ^* - оцінки параметрів T_1 і σ_1 .

Розподіл Вейбула

Розподіл Вейбула (рис. 12.7) охоплює, шляхом варіювання, широкий діапазон випадків зміни ймовірностей. Він визначається двома параметрами (T_0 - параметр масштабу і m - параметр форми), задовільно описує напрацювання деталей за втомним руйнуванням, напрацювання до відмови підшипників тощо.

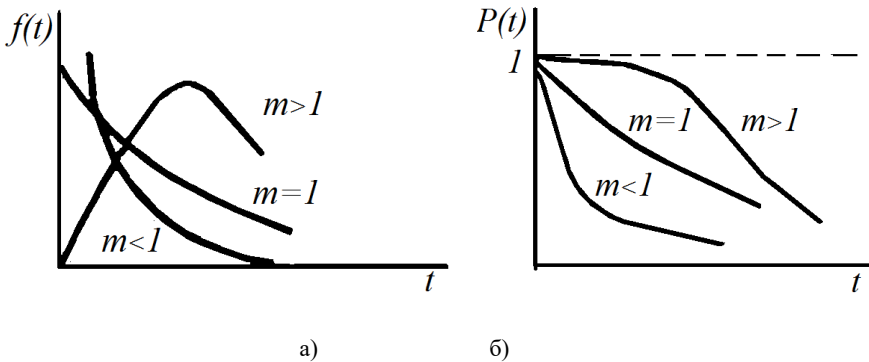


Рисунок 12.7 – Функція густини імовірності (а) і інтегральна функція імовірності (б) розподілу Вейбула

Основні залежності розподілу

$$f(t) = \frac{m}{T_0} t^{m-1} e^{-t^m/T_0}; \quad P(t) = e^{-t^m/T_0}.$$

Якщо $m = 1$ то розподіл Вейбула перетворюється в експоненційний; $m > 1$ - він змінює свою форму від близької до нормального розподілу до асиметричного; $m < 1$ - крива густини імовірності близька до гіперболи.

ЛЕКЦІЯ 13. ІМОВІРНІСНО-ФІЗИЧНІ МОДЕЛІ ВІДМОВ

Дифузійний монотонний розподіл (DM)

Оцінювання фізичної природи деградації. Суто імовірнісні моделі (розподіли експоненціальний, логарифмічно нормальний, нормальний, Вейбулла) не пов'язані з фізичними явищами, які спричиняють формування розподілу відмов, тобто ці моделі не мають фізичного обґрунтування. Це витікає також із самої їх назви.

Імовірнісно-фізичні моделі (DM-, DN-, α -розподіли) спеціально побудовані для опису відмов об'єктів на підставі аналізу фізичних процесів деградації, які спричиняють відмови і, на відміну від імовірнісних моделей, є фізично обґрунтованими моделями, які враховують фізичну природу відмов та дають можливість використовувати характеристики фізичних явищ, які відбуваються в об'єкті, для оцінювання надійності.

Імовірнісно-фізичні моделі відмов отримують на підставі аналізу фізичних процесів деградації, які відбуваються в об'єкті і спричиняють виникнення відмов. Типові (найпоширеніші) моделі випадкових фізичних процесів деградації з реалізаціями визначальних параметрів (найбільш слабких параметрів об'єкта) для сукупності однотипних об'єктів зображено на рис. 13.1. Під об'єктом можна розуміти як елемент, так і будь-яку ненадлишкову систему, які подано єдиними реалізаціями визначальних параметрів своїх найбільш слабких складових. У цьому випадку схема формалізації закону розподілу відмов елементів і систем однакова.

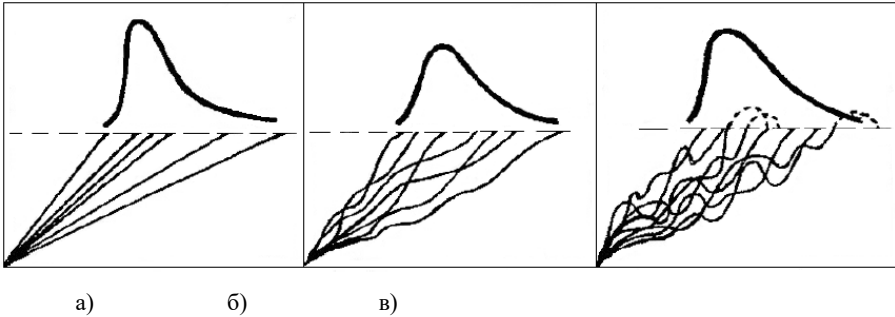


Рисунок 13.1. - Моделі випадкових процесів деградації і схеми формування розподілу наробітку до відмови: *а* – віяловий процес (α -розподіл); *б* – марковський монотонний процес (DM-розподіл); *в* – марковський немонотонний процес (DN-розподіл)

Розглянуті моделі відповідають широкому класу фізичних процесів деградації (втоми, зношування, корозії, старіння тощо). Усі зовнішні чинники, які визначають надійність та пов'язані з конструкцією, властивостями використовуваних матеріалів, технологією виготовлення, рівнем виробництва й експлуатації, у кінцевому підсумку впливають на нахил (середню швидкість процесів деградації) і розсіяння реалізацій, не змінюючи схеми формалізації і типу розподілу. Тип розподілу у схемі формалізації, яка розглядається, залежить від характеру фізичного процесу деградації, зокрема, детермінованим, монотонним чи немонотонним виглядом його реалізацій.

Переважаючими процесами руйнування, що призводять до відмов (граничному стану) механічного, електромеханічного, тепломеханічного устаткування являються невідомні деградаційні процеси типу об'ємна і контактна втома, механічний знос, корозія і старіння. На підставі рекомендацій стандартів ДСТУ 3433, ГОСТ 27.005 і ДСТУ 3004 в якості теоретичної моделі відмов вищезгаданого устаткування приймають дифузійний монотонний розподіл (DM-розподіл).

Приймається гіпотеза, що розподіл ресурсу (довговічності) деталей машин описується *DM* - розподілом.

Виділяють процеси руйнувань (втома при згині та крутінні, контактна втома, втома внаслідок зношування), які призводять до

відмови чи граничного стану деталі, вибирають одну з можливих схем навантаження для кожного визначального параметра.

Основні характеристики DM- розподілу:

Щільність ймовірності

$$f(t) = \frac{t+\mu}{2vt\sqrt{2\pi\mu t}} \exp \left[-\frac{(t-\mu)^2}{2v^2\mu t} \right] \quad (13.1)$$

Функція розподілу (модель відмов):

$$F(t) = DM(t; \mu; v) = \Phi \left(\frac{t-\mu}{v\sqrt{\mu t}} \right). \quad (13.2)$$

Імовірність безвідмовної роботи (модель надійності):

$$P(t) = \Phi \left(\frac{\mu-t}{v\sqrt{\mu t}} \right). \quad (13.3)$$

Середнє напрацювання до відмови (середній ресурс):

$$T_{сер} = \mu(1+v^2/2). \quad (13.4)$$

Гама-процентне напрацювання до відмови (гама-процентний ресурс):

$$T_\gamma = \mu \left(1 + \frac{v^2 U_\gamma^2}{2} - v U_\gamma \sqrt{1 + \frac{v^2 U_\gamma^2}{4}} \right). \quad (13.5)$$

Імовірність безвідмовної роботи в заданому інтервалі ($t, t+t_{зад}$):

$$P(t, t_{зад}) = \frac{P(t+t_{зад})}{P(t)} = \frac{\Phi \left(\frac{\mu-t-t_{зад}}{v\sqrt{\mu(t+t_{зад})}} \right)}{\Phi \left(\frac{\mu-t}{v\sqrt{\mu t}} \right)}, \quad (13.6)$$

де t - напрацювання з початку експлуатації для невідновних об'єктів або напрацювання після чергового відновлення для відновлюваних об'єктів; $t_{зад}$ - заданий інтервал безвідмовного напрацювання.

μ - параметр масштабу, дорівнює величині, зворотній середній швидкості змінювання визначального параметру (ВП) (нормованого на граничне значення);

ν – параметр форми дорівнює коефіцієнту варіації швидкості змінювання визначального параметру.

Властивості DM-розподілу:

1) DM-розподіл має додатну асиметрію. Незважаючи на помітно асиметричний вигляд (якщо значення параметра форми чи коефіцієнта варіації розподілу більші за 0,3), DM-розподіл асимптотично (за $\nu^2 \rightarrow 0$) збігається з нормальним розподілом. Це засвідчує універсальність характеру цього розподілу;

2) DM-розподіл має медіану розподілу за $t = \mu$;

3) інтенсивність відмов DM-розподілу має немонотонний характер, в асимптотиці (за $t \rightarrow \infty$) прямує до константи, яка дорівнює $(2\nu^2\mu)^{-1}$;

4) параметри DM-розподілу можуть бути оцінені як на підставі статистики відмов, так і на підставі аналізу фізичних процесів деградації, які спричиняють відмови, а також на підставі сумісного використання статистичної інформації обох згаданих типів;

5) параметр форми DM-розподілу майже збігається з коефіцієнтом варіації розподілу відмов.

Переважаючими процесами руйнування, що призводять до відмов (граничному стану) електронного і електротехнічного устаткування, є невідомні деградаційні процеси типу об'ємна і контактна втома, старіння, а також електричні процеси. На підставі рекомендацій стандартів ДСТУ 3433, ГОСТ 27.005 і ДСТУ 3004 в якості теоретичної моделі відмов електронного і електротехнічного устаткування приймають дифузійний немонотонний розподіл (DN-розподіл) (рис. 13.1, в).

Основні характеристики DN-розподілу.

Щільність ймовірності

$$f(t) = \frac{\sqrt{\mu}}{\nu t \sqrt{2t\pi}} \exp \left[-\frac{(t-\mu)^2}{2\nu^2 \mu t} \right]. \quad (13.7)$$

Модель відмов (функція розподілу):

$$F(t) = DN(t, \mu, \nu) = \Phi \left(\frac{t-\mu}{\nu \sqrt{\mu t}} \right) + e^{2\nu^{-2}} \Phi \left(-\frac{t+\mu}{\nu \sqrt{\mu t}} \right). \quad (13.8)$$

Імовірність безвідмовної роботи (модель надійності):

$$P(t) = \Phi\left(\frac{\mu-t}{v\sqrt{\mu t}}\right) - e^{2v^{-2}} \Phi\left(-\frac{t+\mu}{v\sqrt{\mu t}}\right) \quad (13.9)$$

Середнє напрацювання до відмови (середній ресурс, математичне сподівання):

$$T_{сер} = M(t) = \mu.$$

Коефіцієнт варіації $V(t) = v$.

DN - розподіл має додатну асиметрію. Незважаючи на помітно асиметричний вигляд (якщо значення параметра форми чи коефіцієнта варіації розподілу більші за 0,3), DN-розподіл асимптотично (за $v^2 \rightarrow 0$) збігається з нормальним розподілом. Це свідчить про універсальний характер цього розподілу. Інтенсивність відмов DN-розподілу має немонотонний характер, в асимптотиці (за $t \rightarrow \infty$) прямує до кінцевої межі (константи), яка дорівнює $(2v^2\mu)^{-1}$.

Параметри DN-розподілу можуть бути оцінені як на підставі статистики відмов, так і на підставі аналізу фізичних процесів деградації, які спричиняють відмови, а також на підставі сумісного використання статистичної інформації обох згаданих типів.

Максимально правдоподібні оцінки параметрів DN-розподілу у випадку *повної вибірки* розраховують за формулами $\bar{\mu} = S$; $\bar{v} = \left(\frac{S}{G-1}\right)^{1/2}$.

Моментні оцінки параметрів розраховують за формулами $\bar{\mu} = S$; $\bar{v} = \frac{\sqrt{D}}{S}$.

ЛЕКЦІЯ 14. ВПЛИВ ЗНОСУ НА ВИХІДНІ ПАРАМЕТРИ МАШИН

Зношування сполучень безпосередньо впливає на технічні характеристики машини, знижуючи її працездатність і визначаючи рівень надійності.

Наслідки зношування машини пов'язані з її призначенням, конструкцією, умовами використання та цілою низкою інших факторів, які зазвичай, ретельно вивчаються в процесі створення нових моделей.

Зношування технологічного обладнання призводить в першу чергу до погіршення якості продукції, що випускається, та до зниження продуктивності праці. В цьому основну роль грають цільові механізми, призначені для зміни форми і властивостей об'єкту праці. Наприклад зношування опор шпинделя і механізмів затиску заготовки в металорізальному верстаті, зношування валків і їх опор в прокатних станах веде до зниження якості продукції, що випускається.

Зношування привідних механізмів, зазвичай, меншою мірою впливає на вихідні параметри точності технологічного обладнання і визначає переважно надійність функціонування і такі характеристики як шум, тепловиділення, тощо. Зношування технологічних машин впливає також на їх продуктивність, оскільки налаштування і ремонти для відновлення втрачених показників якості зумовлюють додаткові простой і, окрім того, внаслідок зношування механізмів знижуються допустимі режими роботи машини.

Специфічним для багатьох технологічних машин є вплив на інтенсивність зношування відходів технологічного процесу. Наприклад, в металорізальних верстатах на процес зношування впливає попадання у вузли тертя часток оброблюваного матеріалу (наприклад чавунного пилу) або продуктів правки і руйнування шліфувального круга.

В багатьох складних машинах можна виділити окремі системи і агрегати, знос яких суттєво впливає на працездатність машини. Наприклад, знос елементів гідросистеми (насосів, золотникових і плунжерних пар, ущільнень, силових циліндрів, поршнів) безпосередньо впливає на вихідні параметри системи – точності передачі руху або керуючих команд, ККД, навантажень, що передаються тощо.

За всієї різноманітності логіка рішення задач чисельної оцінки впливу зносу сполучень на вихідні параметри машини є загальною, в якій відповідні розрахунки складаються з двох етапів:

- 1) визначення характеристик сполучень машин, що зношуються;
- 2) розрахунок впливу зносу сполучень на зміну вихідних параметрів машини – $X_i = F(U_1, U_2, \dots, U_k)$.

Методи розрахунку на знос різних сполучень машин є основою для відшукування залежності $X_i = F(U_1, U_2, \dots, U_k)$, оскільки характеристики зношеного сполучення є по суті вихідними параметрами даної пари тертя.

Гранично допустимий знос сполучень і механізмів

Пара тертя є елементом складної механічної системи – машини, агрегата, механізму. Тому вплив характеристик зношеного сполучення на працездатність усієї машини і відповідно призначення гранично допустимого зносу для кожної пари пов'язане з трьома основними властивостями вихідних параметрів елемента (рис. 14.1).

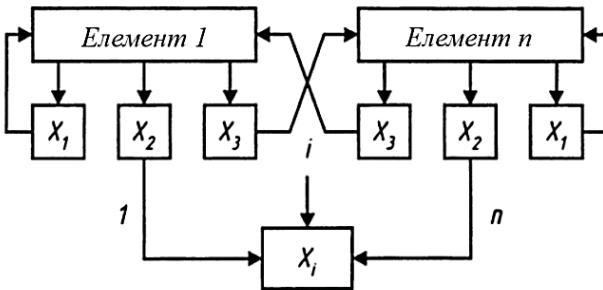


Рисунок 14.1 - Вихідні параметри елементів складної системи

Вихідні параметри елемента в ході їх зміни в процесі експлуатації повинні задовільняють вимогам, що висуваються до надійності усієї системи.

Такими характеристиками є: знос сполучення U_{1-2} або швидкість його зношування γ_{1-2} , форма зношених сполучених поверхонь $U(x, y)$, епіюра тиску на поверхні тертя $p(x, y)$, а також те граничне допустиме значення зносу U_{max} , вище якого пара становиться не працездатною.

Вихідні параметри кожного елемента можуть по різному впливати на надійність системи. Можна виділити три основні властивості цих параметрів:

X_1 – зміна параметра впливає на працездатність лише самого елемента. Відмова даного елемента спричиняє зазвичай і відмову виробу;

X_2 – параметр бере участь у формуванні одного чи декількох вихідних параметрів усього виробу. Його зміни мають враховуватися в сукупності зі зміною параметрів даної категорії для інших елементів.

За відхиленням від номіналу лише даного параметру неможна говорити про відмову елемента;

X_3 – параметр впливає на працездатність інших елементів. Його зміни для деяких елементів виробу подібні до зміни зовнішніх умов роботи (наприклад, підвищення температури, вібрації, запиленість тощо).

Кожен параметр може мати один або декілька з перерахованих властивостей.

В залежності від того, які властивості вихідних параметрів переважають, будуть формуватися і основні риси складних виробів. Якщо у системи усі елементи мають параметри лише типу $I(X_i)$, тобто впливають на роботу самого елемента, то надійність кожного елемента може бути визначена незалежно від інших частин системи.

Стосовно пари тертя це означає, що граничний знос сполучення визначається на основі таких положень:

1. Знос сполучення може призвести до втрати працездатності самої кінематичної пари.
2. Знос сполучення обмежується впливом наслідків зношування на працездатність інших систем і механізмів.
3. Знос сполучення впливає на зміни вихідних параметрів машини.

Ці три умови є критеріями для вибору гранично допустимого зносу сполучення U_{max} . На рис. 14.2 наведені приклади застосування зазначених критеріїв.

Внаслідок зносу напрямних штовхача кулачкового механізму та профілю кулачка (рис. 14.2,а) можливе заклинювання механізму внаслідок перекосу штовхача, зміни кута тиску та зростання реакції в опорах. Внаслідок зносу механізм припиняє функціонувати і навіть можлива його поломка. Гранично допустимий знос визначається в даному випадку з умови надійного функціонування самого механізму.

Попадання механізмів в зону інтенсивного зростання навантажень внаслідок зносу одного сполучення показане на рис. 14.2,б. Внаслідок зношування зубів реверсивної пари шестірня-рейка, рід час кожної зміни напрямку руху виникає удар, сила якого зростає по мірі зношування зубів. Допустимий рівень динамічних навантажень в механізмі чи машині визначить величину гранично допустимого зносу пари.

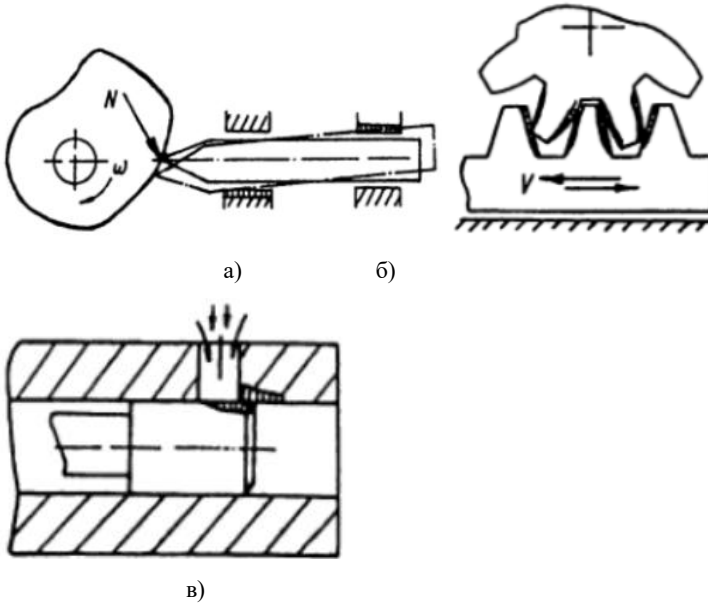


Рисунок 14.2 - Приклади застосування різних критеріїв для оцінки граничного зносу

В ряді механізмів, особливо там, де допускаються порівняно великі зноси, критерієм граничного стану може бути зменшення міцності деталі внаслідок її зносу. Найпростішим випадком впливу на міцність буде зменшення розміру деталі внаслідок її зносу. Наприклад, якщо товщина зуба a тиххідного зубчастого колеса внаслідок зносу U зменшилася біля основи і стала дорівнювати $a_1 = a - U$, то максимально допустиме значення зносу U_{max} можна підрахувати з умови втрати зубом запасу міцності.

При проектуванні шестірні було забезпечено запас міцності на вигин $n > 1$, оскільки допустимі напруження $\sigma_{доп}$ визначалися по відношенню до границі міцності σ_B як $\sigma_{доп} = \sigma_B/n$. Оскільки момент опору біля основи зуба при його вигині дорівнює $W = \frac{a^2 \cdot b}{6}$, де b – ширина зуба, можна написати, що

$$\frac{\sigma_B}{\sigma_{доп}} = \frac{a^2}{(a - U_{max})^2} = n. \quad (14.1)$$

Ця умова означає, що в разі досягнення зносом значення $U = U_{max}$ наявний запас міцності $n > 1$ буде витрачений. Із рівняння отримаємо:

$$U_{max} = a \left(1 - \frac{1}{\sqrt{n}} \right) \quad (14.2)$$

Наприклад, для $a = 10$ мм і $n = 1,3$ гранично допустимий знос біля основи зуба складе $U_{max} = 0,125a = 1,25$ мм. Якщо зубчасте колесо реверсивне і знос буде з двох боків, то його допустиме значення буде в двічі меншим. Для швидкохідних передач, визначаючи U_{max} з умови міцності слід також враховувати зростання динамічних навантажень зі збільшенням внаслідок зносу зазору в зачепленні. Тоді залежність (14.1) слід подати у вигляді:

$$\frac{a^2}{(a - U_{max})^2} \cdot \frac{P_0 + P_d(U)}{P_0} = n, \quad (14.3)$$

де P_0 – розрахункове навантаження; $P_d(U)$ – динамічна складова навантаження як функція зносу.

Для визначення $P_d(U)$ необхідно вирішити задачу про знаходження сили удару в передачі як функції бічного зазору Δ . В процесі зносу початковий зазор Δ_0 збільшується і становиться рівним $\Delta = \Delta_0 + U$, де $U = \sum U_i$ – знос тих поверхонь зубів, які визначають бічний зазор. Для реверсивних передач величину зазору буде визначати знос чотирьох поверхонь зубів.

Вплив на вихідні параметри машини зносу плунжерної пари паливної апаратури дизельного двигуна показаний на рис. 14.2, в. Витоки палива внаслідок зношування гільзи і плунжера чинять безпосередній вплив на процес подачі палива, змінюючи тривалість його впорскування і погіршуючи експлуатаційні показники двигуна.

Якщо для даного сполучення гранично допустимий знос розраховується одночасно за двома або трьома критеріями, то за допустиме значення U_{max} слід брати найменше із отриманих. Зазвичай для машин, до вихідних параметрів яких не висувають високих вимог, основну роль в призначенні граничного зносу сполучень грають критерії першої групи.

Для прецизійних і енергетично напружених машин основним критерієм для установлення граничних зносів сполучень є ступінь сумарного впливу їх зносу на вихідні параметри машини.

Регламентация в технічних умовах значення U_{max} для основних сполучень машини дає можливість побудувати раціональну схему її технічного обслуговування. Якщо значення U_{max} невідомі, то ремонт або регулювання сполучення буде здійснюватися або в разі зносу $U < U_{max}$, і термін служби вузла тертя використовується не повністю, або для $U > U_{max}$, внаслідок чого зростає обсяг не передбачених (аварійних) ремонтів. Тому незнання допустимих граничних зносів деталей завжди зумовлює збільшення простоїв машини і затрат ні її ремонт, а в окремих випадках може привести до небажаних наслідків.

Розглянемо деякі приклади оцінки граничного стану по зносу різних сполучень і механізмів.

Оцінка граничного зносу пари тертя з умови збереження її працездатності.

Критеріями для оцінки граничного стану і розрахунку U_{max} при розгляді зносу пари тертя, незалежно від роботи всієї машини або механізму, можуть бути:

- втрата міцності внаслідок зносу деталі і можливість її поломки;
- зміна виду тертя, що відбулася внаслідок збільшення зазору при зносі пари (наприклад, порушення рідинного тертя в гідродинамічному підшипнику ковзання);
- знос ущільненого (наприклад, цементованого) поверхневого шару, після чого суттєво зростає інтенсивність зношування;
- зміна системи сил, що діють на механізм, внаслідок чого він не зможе виконувати свої функції або взагалі вийде з ладу.

Найпростішим прикладом втрати міцності деталі внаслідок її зносу може бути зменшення товщини зуба зубчастого колеса на величину зносу U біля основи зуба. Максимальне допустиме значення зносу U_{max} може бути підраховане з умови, що встановлений запас міцності $n > 1$ буде повністю вичерпане.

Оцінка граничного зносу пари тертя з умови збереження працездатності усієї системи.

В деяких випадках критерієм для установлення граничного зносу даного сполучення може бути оцінка того впливу, який чинить його знос на працездатність інших сполучень і механізмів. Наприклад, знос пари, до параметрів якої не висувають високих вимог, може призвести до перерозподілу навантажень в механізмі і до погіршення умов роботи відповідальної пари, яка визначає вихідні параметри виробу. В такому

випадку гранично допустимий знос першої пари повинен встановлюватися із умов забезпечення нормального функціонування основного сполучення механізму.

Характерним є також вплив таких процесів, як тепловиділення, вібрації, шум, які зростають особливо при зносі мало відповідальних сполучень.

Для основних пар тертя, що визначають параметричну надійність машини, ці впливи проявляються як збурення навколишнього середовища і повинні обмежуватися шляхом встановлення гранично допустимих значень зносу тих пар, які є генератором шкідливих збурень.

Оцінка граничного стану пар тертя по впливу їх зносу на вихідні параметри виробу.

Для відповідальних пар тертя найбільш характерним є встановлення гранично допустимих зносів з умови того впливу, який чинить кожна пара на вихідні параметри виробу.

При цьому відоме (встановлене ТУ) гранично допустиме значення кожного вихідного параметра X_{max} , що обмежує границю області працездатності. Значення X_{max} може бути пов'язане зі зносом окремих сполучень механізму або усієї машини таким чином:

1. Значення X_{max} залежить в основному від зносу одного із сполучень машини

$$X_{max} = i \cdot U_{k \max},$$

де i – передавальне відношення, що залежить від конструктивної схеми відповідного механізму.

2. Значення X_{max} є результатом зносів окремих сполучень з врахуванням відповідних передавальних відношень.

3. Значення X_{max} пов'язане зі зносом окремих сполучень нелінійною функціональною залежністю:

$$X_{max} = \Phi(U_1, U_2, \dots, U_n).$$

Якщо в наведених залежностях вихідний параметр X має розмірність, що відрізняється від розмірності зносу, то вводиться відповідний коефіцієнт.

Як приклад, розглянемо випадок, коли граничний знос залежить від точності функціонування однієї пари. На рис. 14.3 наведена схема механізму «ходовий гвинт – гайка», який призначений для

переміщення повзуна на визначену величину l . Основна вимога до механізму – забезпечення визначеної точності позиціювання Δl в усьому діапазоні можливих переміщень повзуна. Тому вихідним параметром системи буде $X = \Delta l$, а його гранично допустиме значення $X_{max} = \Delta l_{max}$ задається технічними умовами. В механізмі відсутній зворотний зв'язок для корекції положення повзуна, тому ходовий гвинт виконує як функцію механізму переміщення, так і функцію механізму відліку. За визначеної частоти обертання гвинта n повзун має переміщуватися на величину $l = t \cdot n$, де t – крок гвинта.

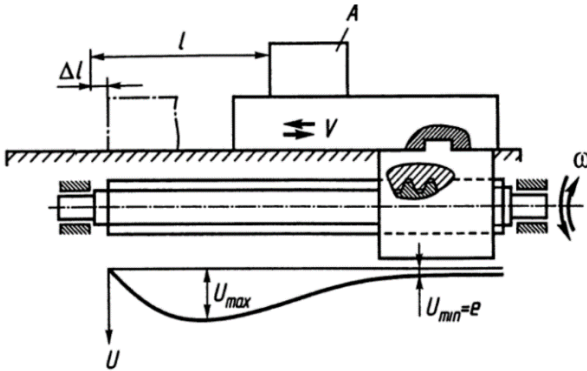


Рисунок 14.3 - Вплив зносу ходового гвинта на точність позиціювання

Похибка переміщення Δl залежить від геометричної точності гвинта (точність кроку Δt), яка змінюється в процесі його зносу. Якщо в ході хоботи машини повзун переміщується на різну довжину, то виникає нерівномірний знос ходового гвинта за довжиною (рис. 14.3). Помилка позиціювання повзуна залежить від зносу ходового гвинта і дорівнює $\Delta l = U + \Delta_0 - e$. Для визначеного значення $X_{max} = \Delta l_{max}$ гранично допустимий знос гвинта складе:

$$U_{max} = \Delta l_{max} - \Delta_0 + e,$$

де Δ_0 – початкова (геометрична) похибка кроку гвинта; e – величина компенсації зносу, передбачена конструкцією пари тертя. В даному механізмі компенсація пов'язана з можливістю змінювати (регулювати) початкове положення виконавчого органу A , а також з усуненням зазорів в парі тертя, що виникають внаслідок зносу.

Внаслідок нерівномірності зносу компенсація обмежується значенням $e = U_{min}$. Усунення зазорів в передачі «гвинт-гайка» можливе в разі виконання гайки з двох половинок за рахунок зсуву гайки на величину $e = U_{min}$.

Вплив зносу на динамічні характеристики верстатів

Вихідні параметри і технічні характеристики багатьох типів машин пов'язані з коливальними процесами, що протікають в механічній системі машини.

В процесі зношування машини її вихідні параметри, пов'язані з динамічною якістю системи змінюються, що може привести до параметричної відмови.

Основними причинами, що визначають зміни динамічних характеристик механічної системи в процесі зносу її сполучень, є:

1. В процесі зносу змінюється система сил, що діють в машині, тому динамічні характеристики машини, які залежать від напрямку, точок прикладення і величини сил, також змінюються. Це положення є основним для механічних систем.

2. Динамічні (ударні) навантаження в механізмах залежать, головним чином, від величини зазорів в сполученнях. В результаті зношування зазори в ланках збільшуються, а їх компенсація не завжди можлива або здійснюється періодично. Тому ударні навантаження (сила удару) є функцією величини зносу.

3. Характеристики демпфування системи також змінюються в процесі зносу, наприклад, через зміну умов контакту сполучених поверхонь (можливий як більш «щільний» контакт внаслідок притирання поверхонь, так і не повне дотикання сполучених поверхонь в процесі їх взаємного переміщення).

4. В процесі зносу напрямних поверхонь відбувається зміна траєкторії руху сполученого тіла і, як наслідок, зміна його закону руху (в тому числі і прискорення), що може привести до зростання сил інерції.

5. При зносі машин можуть змінюватися чисельні значення сил корисного опору і рушійних сил. Наприклад, знос різального інструмента веде до зростання робочих навантажень. Знос опор електродвигуна змінює зазор між ротором і статором, що впливає на магнітний потік збудження.

В багатьох машинах і агрегатах вплив зносу на їх динамічні характеристики має складний характер. Через зростання зазорів в процесі зношування сполучень машина може виявитися в резонансній зоні з різким зростанням навантажень, а в умовах великих значень зносу – знову вийти з цієї зони.

Методи забезпечення необхідного рівня зносостійкості машин

Створення виробів, що мають високу зносостійкість потребує зазвичай значних додаткових затрат. Тому виникає питання про встановлення вимог до зносостійкості усіх основних пар тертя машини, до обмеження швидкості їх зношування та забезпечення цих показників конструкторсько-технологічними методами.

Критерієм для вирішення цих задач є вимоги до надійності машини. Знос має проявитися лише в тих межах, які гарантують, що задані показники надійності (ресурс, імовірність безвідмовної роботи тощо) будуть забезпечені.

Керування вимогами до зносостійкості машини за заданими показниками надійності здійснюється на стадії проектування в два етапи.

Перший етап полягає в визначенні допустимої зміни вихідних параметрів виробу, на основі тієї фізико-імовірнісної моделі відмови, яка була обрана для розрахунків показників надійності.

Так, для лінійної моделі параметричної відмови за заданих імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ і ресурсі $t = T_p$, або за установленого гарантійного періоду безвідмовної роботи $t = T_c$, можуть бути визначені середня швидкість зміни вихідного параметра $\gamma_{x \text{ сер}}$, її дисперсія σ_x^2 , найбільша швидкість зміни вихідного параметра $\gamma_{x n}$.

В ході зношування сполучень машини встановлені характеристики вихідних параметрів ($\gamma_{x \text{ сер}}$, σ_x^2 , $\gamma_{x n}$) повинні знаходитися у визначених межах.

Другий етап полягає у відшуванні зв'язків між характеристиками зношених сполучень і вихідними параметрами машини. Для лінійного закону зношування і підсумування впливів зносу окремих сполучень на вихідний параметр, можна записати умову:

$$\sum_{k=1}^n \gamma_k i_k \leq \frac{X_{max} + e}{T_p},$$

де X_{max} – допустима зміна вихідного параметру за час $t = T_p$ (ресурс); e – можлива компенсація зносу; i_k – передавальне відношення, що характеризує вплив зносу даної пари на положення веденої ланки (зі своїм знаком); n – кількість ланок, що зношуються.

Таким чином, вимоги надійності накладають обмеження на швидкість зношування γ_k окремих сполучень. Це обмеження може проявлятися у вигляді призначення відповідного класу зносостійкості і розробки методів, що забезпечують визначений рівень зносостійкості.

Обмеження швидкості зношування кожного основного сполучення машини і призначення класу зносостійкості має першочергове значення для створення надійної машини.

Існує широкий спектр методів і засобів підвищення зносостійкості сполучень машин. Ці заходи здійснюються да двома основними напрямками.

Перший напрямок пов'язаний з розглядом мікро картини взаємодії поверхонь і створенням таких умов, за яких процес зношування набуває допустимих форм і має мінімальну інтенсивність. До цих методів відносяться: змашування поверхонь, вибір раціонального поєднання матеріалів пар тертя, забезпечення належного температурного режиму, створення спеціального мікрорельєфу поверхні, застосування антифрикційних покриттів, ізолювання поверхні тертя від забруднення тощо.

Другий напрямок підвищення зносостійкості пар тертя пов'язаний з розглядом макрокартини взаємодії поверхонь тертя з аналізом конструктивних особливостей вузлів тертя.

У виборі раціональних конструктивних рішень закладені великі можливості підвищення зносостійкості виробів, які в деяких випадках не потребують додаткових витрат.

До основних методів підвищення зносостійкості, пов'язаних з цим напрямком можна віднести:

1. *Розробка раціональної конструктивної схеми* механізму за якої знос сполучень найменшим чином впливає на вихідні параметри виробу.

Величина зносу сполучення не завжди характеризує ступінь порушення нормальної роботи механізму. За одних і тих самих зносів аналогічні механізми можуть в одному випадку перестати вірно функціонувати, а в інших – працювати тривалий час.

2. Застосування принципу *самоустановлення сполучених* поверхонь пар тертя. Застосування самоустановлення забезпечує більш надійну і довговічну роботу пар, в яких потрібне точне прилягання сполучених поверхонь.

Можливість самоустановлення окремих сегментів підшипників ковзання у відповідності до положення валу дає можливість уникнути кромкового тиску і скоротити період мікро припрацювання.

3. *Розвантаження відповідальних сполучень* за рахунок сприйняття зовнішніх сил додатковими елементами дозволяє підвищити ресурс прецизійних пар тертя. Наприклад, для підвищення терміну служби напрямних поступального руху застосовують конструкцію, в якій вага стола сприймається спеціальними підпружиненими опорами. В такому випадку напрямні ковзання в дійсності стають напрямними, а не несучими елементами.

4. Застосування *принципу рівномірного зносу* дозволяє в багатьох випадках забезпечити тривале збереження початкових характеристик виробу. Порушення вірної роботи механізмів в результаті їх зносу часто залежить не стільки від величини зносу, як від нерівномірності його розподілу по поверхні тертя. Так, нерівномірний знос за довжиною ходових гвинтів призводить до зниження точності переміщення вузлів, нерівномірний знос напрямних прямолінійного руху негативно відбивається на точності і вібростійкості. Якщо забезпечити рівномірний знос сполучень, то це, зазвичай, веде до більш тривалого збереження вузлом працездатності.

5. *Методи компенсації зносу* широко застосовуються в машинах. Найпростішим прикладом може бути компенсація зазору внаслідок зносу в напрямних за допомогою клину. Особливо ефективними є методи автоматичної компенсації зносу без втручання людини. Ці методи відносяться до перспективних напрямків підвищення надійності машин шляхом застосування автоматики і мехатронних пристроїв.

Прогнозування зносу машин з урахуванням припрацювання

Макроприпрацювання є основною причиною нелінійності процесу зношування. Перший період протікання зносу сполучень машини, зазвичай, характеризується його нелінійною зміною в часі. Нелінійний характер будуть мати і зміни в часі вихідного параметру виробу, що слід враховувати в розрахунках і прогнозуванні надійності.

Таке протікання зносу є наслідком процесу припрацювання сполучень, який зумовлений зміною початкової шорсткості поверхонь (процес мікроприпрацювання) і збільшенням реальної площі контакту сполучених поверхонь (процес макроприпрацювання). З погляду мікрогеометрії процес припрацювання закінчується установленням оптимального значення шорсткості (рис. 14.4).

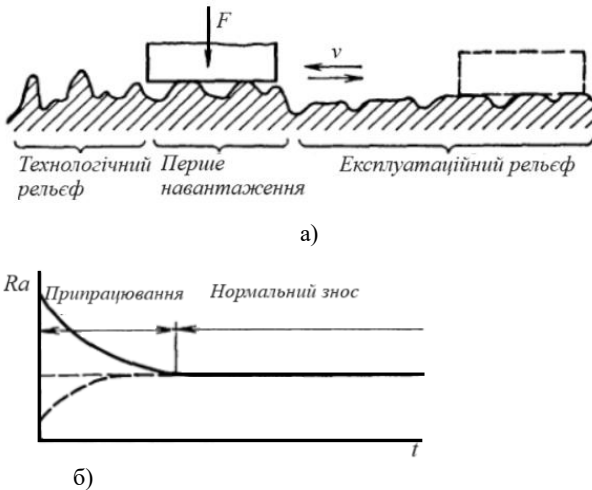


Рисунок 14.4 - Схема трансформації технологічного рельєфу поверхні в експлуатаційний

З погляду макрогеометрії сполучених поверхонь процес припрацювання закінчиться лише тоді, коли в ході зношування не буде відбуватися приріст площі контакту за рахунок більш тісного дотикання поверхонь. *Макроприпрацювання – це процес зношування, коли відбувається зміна в часі номінальної площі контакту поверхонь тертя.*

Макроприпрацювання пов'язане з неточністю виготовлення, коли площа контакту на початку роботи виробу менша номінальної і в процесі зношування відбувається її збільшення. Сюди відносяться неточності форми, похибки складання, неспівпадання поверхонь сполучених тіл через наявність зазорів, хвилястість поверхонь.

Іншою причиною макроприпрацювання є деформація тіл контакту від дії навантажень, теплових полів або перерозподілу внутрішніх напружень. Як наслідок повний початковий контакт

Порівняння кривих розподілу термінів служби для обох випадків показує, що розходження в оцінці імовірності безвідмовної роботи за період $t = T_p$ може бути досить значним. Так, якщо ресурс прийнятий рівним $T_p = T_1$, то для виробу з періодом припрацювання $P(t) \rightarrow 0$ і він не може пропрацювати зазначений час. Якщо значення імовірності безвідмовної роботи $P(t)$ регламентоване, то призначений ресурс виробу має бути знижений до значення T_2 . Таким чином наявна суттєва відмінність в оцінці ресурсу виробу з урахуванням періоду припрацювання $T_1 \gg T_2$. Значення ΔT , зазначене на схемі, відповідає втраті в ресурсі за рахунок макроприпрацювання. Тому в розрахунках варто враховувати період припрацювання, щоб уникнути великих погрешностей в оцінці надійності. В оцінювання впливу на знос періоду макроприпрацювання можна виділити три основних випадки (рис. 14.6). Якщо макроприпрацювання займає незначний період часу (рис. 14.6,а), то його можна звести до мінімуму за рахунок введення обкатки, як останньої стадії технологічного процесу. Практично, зазвичай, достатньо, щоб тривалість обкатки $t_{обк}$ була рівною $t_{обк} = (0,7-0,8) t_n$. Після обкатки необхідно провести регулювання машини, усунути зазори, що виникли, перевірити точність функціонування.

Як результат, можна вважати, що в процесі експлуатації період припрацювання не проявляється і матимемо лінійну залежність даної реалізації зносу в часі. Графічно (рис. 14.6,а) це означає, що початок координат переноситься в точку O' (t_n ; U_p).

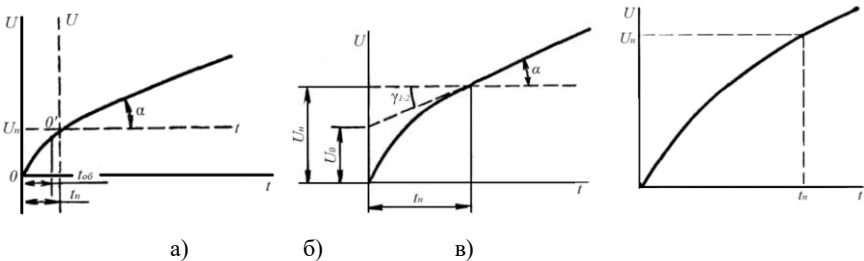


Рисунок 14.6 - Врахування періоду припрацювання в прогнозуванні процесу зношування

Якщо період макроприпрацювання займає значний період експлуатації виробу, але завжди закінчується до досягнення виробом граничного стану (рис.14.6,б) до для розрахунків слід використовувати

лінійну ділянку кривої зносу, тобто період усталеного зносу. Її рівняння матиме вигляд:

$$U = U_0 + \gamma_{1-2} \cdot t,$$

де U_0 – відрізок, що відтинається лінійною ділянкою зносу на осі U ; γ_{1-2} – швидкість зношування в умовах усталеного процесу.

Зі схеми видно, що оскільки $\gamma_{1-2} = \operatorname{tg} \alpha$,

$$U_0 = U_n - \gamma_{1-2} \cdot t.$$

Значення U_n для конкретної машини є величиною не випадковою, оскільки залежить від початкової геометрії сполучень, тоді як другий член формули є випадковою величиною. Дисперсія навантажень, швидкостей, умов зношування веде до дисперсії значень t_n і γ_{1-2} , а отже, і до дисперсії U_0 .

Якщо період макроприпрацювання продовжується тривалий час і може досягати значень $U_n = U_{\max}$ (рис. 14.6, в), недостатньо використовувати лише лінійну ділянку кривої, а необхідно враховувати, що крива зносу описується двома ділянками – наприклад ступеневою функцією і лінійною ділянкою.

Але в багатьох випадках, враховуючи близькість гілки параболи до лінійного закону в разі зміни t в межах $t_n < t < T_p$ (де T_p ресурс виробу, для $U = U_{\max}$), можна обмежитися одним рівнянням $U = f(t)$, що описує ділянку припрацювання.

ЛЕКЦІЯ 15. ПРОГНОЗУВАННЯ НАДІЙНОСТІ МАШИН

Прогнозування відрізняється від розрахунку системи тим, що вирішується імовірнісна задача, в якій поведінка складної системи в майбутньому визначається лише з тим, чи іншим ступенем достовірності і оцінюється імовірність її знаходження в визначеному стані за різних умов експлуатації. Стосовно надійності задача прогнозування зводиться в основному до передбачення імовірності безвідмовної роботи виробу $P(t)$ в залежності від можливих режимів роботи і умов експлуатації. Якість прогнозу значною мірою залежить від джерела інформації про надійність окремих елементів і про процеси втрати ними працездатності. Для прогнозування в загальному випадку застосовують різноманітні методи з використанням моделювання,

аналітичних розрахунків, статистичної інформації, експертних оцінок, методу аналогій, теоретико-інформаційного і логічного аналізу тощо.

Розробка і застосування методів прогнозування надійності машин дає значний економічний ефект, оскільки по-перше ще на стадії проектування буде можливість оптимального вибору, з погляду надійності, конструктивного рішення, по-друге, скоротяться витрати часу і коштів на тривалі і трудомісткі випробування, і по-третє, стає можливим більш раціональне використання довговічності машини за рахунок вірної побудови системи ремонту і технічного обслуговування.

В машинобудуванні для прогнозування переважно використовують три методи: екстраполяцію, експертні оцінки і моделювання.

Методи екстраполяції ґрунтуються на використанні інформації про поведінку системи в минулому для того, щоб оцінити можливі зміни її характеристики в майбутньому. Використання цих методів для оцінки зміни параметрів машини внаслідок старіння зазвичай потребує достатньо великого обсягу статистичної інформації і, що важливо, тривалого часу для спостереження за функціонуванням уже створеної машини. Варто мати на увазі, що для оцінки імовірності безвідмовної роботи функцію $P(t)$ в загальному випадку не можна екстраполювати. Якщо вона визначена на якійсь ділянці, то за її межами нічого про функцію $P(t)$ сказати не можна.

Методи експертних оцінок застосовують переважно для вибору раціональних шляхів підвищення надійності конкретних видів машин, опираючись на досвід і кваліфікацію експертів. Але ці методи практично непридатні для отримання чисельних значень показників надійності, для оптимізації рішень, що приймаються, для гарантованого забезпечення необхідного рівня надійності.

Моделювання є основним методом прогнозування надійності. В даному випадку оцінка поведінки системи і зміна її характеристик в процесі тривалої експлуатації відбувається шляхом побудови і вивчення моделі об'єкту (оригіналу). В основному це математичні (аналітичні) моделі, які є динамічними, оскільки вони описують зміни стану системи в часі. Моделі мають описувати і відбивати основні властивості об'єкту, тобто слід забезпечити ідентичність оригіналу і моделі.

Застосування методів моделювання для прогнозування параметричної надійності машин має свою специфіку. В цьому випадку

необхідно визначити незворотні зміни в часі областей станів вихідних параметрів, дати її імовірнісну характеристику в залежності від передбачуваних умов роботи машини і на цій основі зробити прогноз про можливі зміни показників початкового рівня надійності.

Розглянемо випадок прогнозування параметричної надійності машини, коли відома структура формування області працездатності, але параметри, що визначають цю область залежать від великого числа факторів і мають розсіювання.

Схема прогнозу параметричної надійності машини.

Опираючись на загальну схему втрати машиною працездатності, можна подати три основні задачі з прогнозування надійності (рис.15.1).

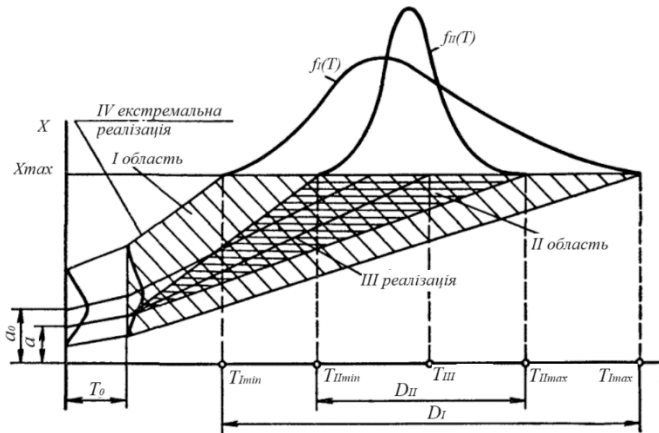


Рисунок 15.1 – Области прогнозування надійності

1. Прогнозується поведінка усієї генеральної сукупності даних машин, тобто враховується як варіація початкових характеристик машини, так і можливих умов її експлуатації (область *I*).

2. Прогнозується поведінка конкретного зразка машини, тобто початкові параметри машини стають не випадковими величинами, а режимами і умови експлуатації машини можуть змінюватися в визначеному діапазоні. В цьому випадку область станів звужується (область *II*) і становиться підмножиною області *I*.

3. Прогнозується поведінка даної машини в визначених умовах експлуатації на постійних режимах роботи. В такому разі слід виявляти

реалізацію випадкового процесу *III*, яка відповідає визначеним режимам роботи.

Отже, якщо в перших двох випадках необхідно передбачити можливу область існування вихідних параметрів і оцінити імовірність їх знаходження в кожній зоні даної області, то в третьому випадку відсутня невизначеність в умовах роботи виробу, і прогноз пов'язаний лише з виявленням тих закономірностей, які описують процес зміни вихідного параметру в часі.

Протікання випадкового процесу може відбуватися з більшим чи меншим ступенем «змішування» реалізацій. Якщо прогноз стосується сукупності виробів, то ступінь «змішування» не впливає на оцінку області існування параметрів, оскільки з'ясовується не поведінка даного виробу, а імовірність виходу за допустимі межі будь-якого примірника з даної сукупності.

Точність прогнозування залежить від багатьох чинників. По-перше, від того, наскільки вибрана схема втрати машиною працездатності відповідає об'єктивній реальності. По-друге, наскільки достовірні дані про режими і умови передбачуваної роботи виробу, а також про його початкові параметри.

На вірність прогнозу вирішальний вплив чинить достовірність інформації про закономірності зміни вихідних параметрів виробу в процесі експлуатації, тобто про випадкові функції $X_1(t)$; ...; $X_n(t)$. Інформація про надійність виробу може бути отримана з різних джерел.

Розрахунок параметричної надійності машини може виконуватися на стадії проектування (наявні ТУ на виріб, конструктивні дані про машину та її елементи, відомі умови експлуатації), за наявності дослідного зразка (початкові характеристики можуть бути отримані в ході випробувань) і під час експлуатації (наявні інформація про втрату працездатності виробу в різних умовах експлуатації).

Розрахунки надійності на етапі проектування характеризуються найбільшою невизначеністю в оцінці можливих станів виробу. Але ці дані є важливими, оскільки дають можливість говорити про надійність на перших етапах створення нової машини. Тому визначення навіть орієнтовних значень показників надійності і аналіз ступеню впливу на них основних чинників дає можливість приймати вірні і раціональні рішення в процесі проектування нової машини.

При прогнозуванні параметричної надійності всієї машини з оцінкою зміни її основних вихідних параметрів необхідно крім використання окремих моделей параметричних відмов для кожного параметру розглядати також фізико-імовірнісну модель надійності машини в цілому, її динамічні характеристики і взаємовплив окремих процесів і факторів.

Методологічна основа такої моделі з аналізом видів енергії, що діють на машину, і категорій процесів, що протікають в ній при взаємодії з оточенням є підґрунтям для побудови моделі функціонування і зношування конкретного зразка машини з урахуванням її специфіки, конструктивних особливостей, умов експлуатації, вимог до вихідних параметрів і інших чинників.

При розробці математичної моделі функціонування машини, в загальному випадку необхідно врахувати вплив на кожен вихідний параметр машини її початкової геометричної жорсткості, статичної деформації елементів, динаміки процесів, що протікають в машині, та її теплових полів.

В інженерних розрахунках широко використовуються емпіричні коефіцієнти і характеристики, придатні для визначених умов роботи машини. Тому в ході розробки алгоритму прогнозування доцільно використовувати результати випробувань прототипу машини або її дослідного зразка для отримання розрахункових даних і для перевірки адекватності моделі реальній ситуації.

Оцінюючи параметричну надійність машини, що зношується, в деяких випадках слід враховувати, що зміна області станів відбувається не лише за рахунок викривлення початкових геометричних параметрів машини, але і в наслідок впливу зносу на інші процеси, що протікають в машині. Найбільш типовим в цьому відношенні є дія зносу на зміну характеристик машини, що наведені далі.

- *Статична жорсткість системи* може змінюватися під час зносу за рахунок порушення умов контакту і трансформації макро- і мікрогеометрії поверхонь тертя. Можливе як зниження контактної жорсткості (особливо внаслідок нерівномірного зносу поверхні), так і її підвищення (внаслідок притирання поверхонь).

- *Вібростійкість системи* зазвичай знижується внаслідок зносу через збільшення зазорів в сполученнях і зростання у зв'язку з цим, динамічних навантажень.

- *Теплові процеси* в машині і пов'язані з ними температурні поля і теплові деформації інтенсифікуються в процесі зношування за рахунок зростання сил тертя, збільшення і перерозподілу навантажень та інших причин. Крім того, теплові деформації можуть порушувати умови контакту в сполученнях машин.

Значення показників надійності значною мірою залежать від умов і режимів роботи машини. Розробник повинен чітко регламентувати допустимі режими роботи виробу (швидкості, навантаження температури тощо), умови його експлуатації (наявність агресивних середовищ, запиленість атмосфери, теплові впливи, радіація тощо), методи технічного обслуговування і ремонту (періодичність і зміст ремонтних робіт). Для цього потрібно мати інформацію про спектри навантажень на виріб, ретельно вивчати умови, в яких буде використовуватися машина, запланувати необхідні ремонтні і профілактичні заходи. На етапі проектування необхідно мати реальну картину умов, в яких буде експлуатуватися машина.

Розглянемо спрощену схему розрахунку надійності на основі лінійної моделі параметричної відмови, коли вихідний параметр X змінюється в часі t за законом $X=a + \gamma_x t$, де a – початкове значення параметру і γ_x – швидкість його зміни при зносі машини. В такому разі час $t = T$ досягнення параметру X свого граничного значення $X = X_{max}$ (термін служби або напрацювання до відмови) є функцією двох випадкових аргументів – початкового значення параметру a і швидкості його зміни в часі γ_x , тобто

$$T = \frac{X_{max} - a}{\gamma_x}.$$

Область існування аргументу a і закон $f(a)$ характеризують рівень надійності виробу. Вважаємо, що закон $f(a)$ відомий і отриманий моделюванням або в результаті випробувань дослідного зразка машини.

Випадковий аргумент γ_x сам функціонально пов'язаний з початковими випадковими аргументами. Так, для багатьох машин γ_x залежить від швидкості зношування γ основних, базових сполучень. Своєю чергою γ залежить від тиску p на поверхні тертя, швидкості відносного ковзання v матеріалів пари тертя і умов зношування:

$$\gamma = k \cdot p^m \cdot v.$$

де m – коефіцієнт, що залежить від виду зношування (для абразивного і втомного зношування можна брати $m = 1$), k - коефіцієнт зношування.

Закони розподілу випадкових аргументів p і v залежать від режимів роботи, а коефіцієнт зносу k - від матеріалів, що використовуються, і умов експлуатації.

Машина може потрапити в різні умови експлуатації і працювати на різних режимах. Для прогнозування процесу втрати машиною працездатності необхідно знати імовірнісну характеристику тих умов, в яких вона буде експлуатуватися. Такими характеристиками можуть бути закони розподілу навантажень $f(P)$, швидкостей $f(v)$, коефіцієнту зносу $f(k)$.

Часто ці закономірності можуть бути отримані незалежно від конструкції нової машини з використанням статистики з роботи аналогічних виробів або на основі вимог замовника (споживача). Наприклад, спектри навантажень і швидкостей для різних умов роботи транспортних машин, необхідні режими різання для обробки заготовок даної номенклатури на металорізальних верстатах, навантаження на вузли гірничодобувної техніки для розробки різних порід тощо можуть бути наперед визначені у вигляді гістограм або законів розподілу.

Якщо закон $f(a)$ враховує розсіювання початкових параметрів для усієї сукупності машин даного призначення, отримані результати оцінюють можливу поведінку будь-якої серійної машини даної моделі в будь-яких умовах експлуатації.

Оцінюючи індивідуальну надійність даного конкретного зразка можна визначити рівень його початкової якості та більш точно встановити закон $f(a)$, а також уточнити режими роботи даної машини. Режими роботи і частота їх зміни чинять суттєвий вплив на характер трансформації вихідного параметру в часі.

На рис. 15.2 показані основні випадки, які можуть зустрічатися під час прогнозування *індивідуальної* параметричної надійності.

Коли умови роботи машини наперед невідомі, і вона може працювати на будь-якому з допустимих режимів протягом всього періоду експлуатації (або до чергового ремонту), то такий випадок характеризується найбільшою невизначеністю (закон надійності $f_{21}(t)$). Період безвідмовної роботи $T_p = T_l$, визначається крайньою реалізацією з максимально можливою швидкістю процесу.

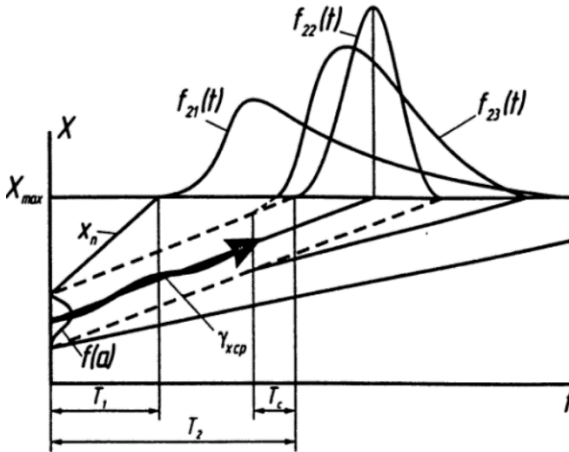


Рисунок 15.2 – Формування області станів в залежності від частоти зміни режимів роботи машини

Якщо під час роботи машини її режими змінюються часто без домінування якого-небудь з них, то прискорення процесу деградації вихідного параметру на напружених умовах роботи компенсується його уповільненням на легких режимах (закон $f_{22}(t)$). В даному випадку основне значення має середнє значення швидкості зміни вихідного параметру $\gamma_{x\text{ср}}$. Крім того, необхідно враховувати можливу дисперсію швидкості протікання самого процесу старіння.

Небезпека відмови виникає лише починаючи зі значення $t=T_2$, і закон надійності $f_{22}(t)$ буде нормальним, якщо $f(a)$ також підлягає нормальному розподілу.

Проміжним і найбільш поширеним варіантом є випадок, коли частота зміни режиму визначається деяким значенням $t=T_c$ значно меншим періоду T_1 . Тому за час експлуатації машина буде працювати на різних режимах, а зміна центру групування $f(a)$ також визначається середньою швидкістю процесу $\gamma_{x\text{ср}}$.

Небезпека параметричної відмови внаслідок роботи машини на більш напружених режимах виникає після $t=(T_2 - T_c)$. Починаючи з цього періоду, необхідно визначати розмір області станів і відповідні показники надійності.

Якщо машина працює на постійному, наперед відомому режимі, то невизначеність в прогнозуванні тривалості її безвідмовної роботи

зводиться до мінімуму. В такому випадку розсіювання тривалості роботи до відмови пов'язане в основному з розсіюванням швидкості самого процесу старіння (коефіцієнт k) і з процесами флуктуації параметру з його зміною в часі.

В системах без післядії, тобто тоді, коли характер попереднього процесу втрати виробом працездатності не впливає на можливості наступної зміни вихідного параметру, область станів доцільно розглядати лише після того, коли запас надійності за параметром вичерпаний, тобто після періоду гарантованої безвідмовної роботи $t=T_c$.

Якщо здійснюється моделювання процесу деградації вихідного параметру, за якого послідовність зміни режимів роботи машини не впливає на кінцевий результат, то розглядається стаціонарний процес без післядії.

Якщо ж процес деградації вихідного параметру відбувається так, що подальші його зміни залежать від попередніх подій, то для моделювання необхідно послідовно розглядати усі етапи формування вихідного параметру $X(t)$. При зношуванні машин нестаціонарні процеси з післядією пов'язані в основному з макроприпрацюванням і зі зміною умов контакту в парах тертя.

Прогнозування параметричної надійності з урахуванням післядії і періоду припрацювання

Процес деградації вихідного параметру машини в процесі її зношування може бути достатньо складним не лише внаслідок змінних умов і режимів її експлуатації, але і внаслідок того, що контакт сполучених поверхонь тертя пов'язаний з їх початковою формою, а подальше протікання процесу зношування залежить від попередніх умов контактування і взаємодії.

Вихідний параметр машини, що залежить від ступеню зносу основних сполучень для процесів з ефектом післядії, зазвичай, нелінійно змінюється в часі. Модель імітаційного моделювання в цьому випадку ґрунтується на поданні процесу зношування як результату великої кількості елементарних актів взаємодії поверхонь, коли крок за кроком оцінюються усі ті зміни, які визначають характер і інтенсивність перетворення вихідного параметру.

Розглянемо методологічні основи прогнозування зміни точності руху повзуна (супорта) внаслідок зносу напрямних ковзання.

Знос напрямних змінює траєкторію руху фіксованої точки повзуна, що визначає точність функціонування об'єкту. В такому разі основний вплив на параметричну надійність об'єкта чинить форма зношеної поверхні напрямних (в першу чергу напрямних станини), а також контактна жорсткість сполучення.

Формули, отримані для визначення форми зношеної поверхні напрямних [12] $U(x)$ і $U(l)$ слід застосовувати лише для періоду, коли епюра тисків зберігається, а знос не досягне тих значень, які можуть змінити початкову форму епюри тиску p . Якщо ж епюра тисків $p=f(l)$ залежить від системи зовнішніх сил, від форми сполучених поверхонь і від жорсткості сполучених тіл, то кожному взаємному положенню тіл тертя відповідає своя епюра. Ця епюра змінюється в часі навіть зі збереженням зовнішніх впливів (режиму роботи машини), оскільки знос впливає на характер контакту сполучених поверхонь.

На рис. 15.3 показана схема формування епюр зносу $U(x)$ і $U(l)$ для такого випадку.

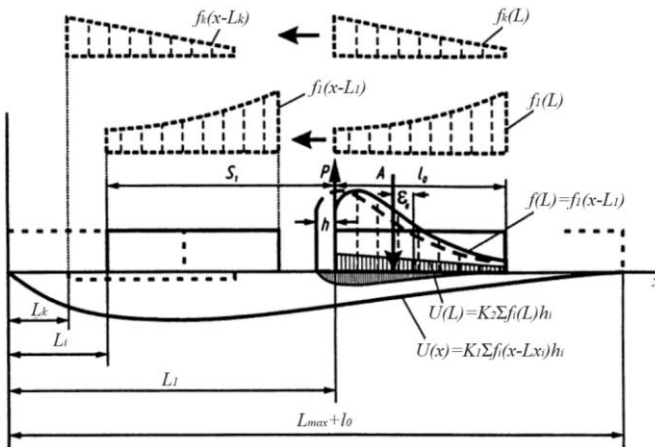


Рисунок 15.3 – Схема утворення епюр зносу для повзуна і основи

При моделюванні розглядають криві $U(x)$ і $U(l)$ як результат додавання елементарних зносів в ході послідовного переміщення повзуна на деякий крок h , коли можна вважати, що епюра p зберігається.

Напрямна повзуна знаходиться під постійним впливом тиску. Якщо врахувати зміни епюри p на кожному переміщенні повзуна на крок h , то отримаємо

$$U(l) = k_2 \sum_{i=1}^n f_i(l) \cdot h_i,$$

де $\sum_{i=1}^n h_i = S$ – шлях тертя; $f_i(l)$ – рівняння епюри тисків за i -го положення повзуна, $0 \leq l \leq l_0$.

Знос напрямної основи (станини) відбувається під дією тих самих тисків. Але зона сприйняття контактних навантажень основою залежить від положення повзуна, яке визначається координатою L_i . Тому рівняння епюри тисків для координатної системи (p, x) буде

$$p_i = f(x - L_i).$$

Крива $U(x)$ формується від сумарного впливу епюри тиску з урахуванням положення повзуна

$$U(x) = k_i \sum f_i(x - L_i) h_i, \quad 0 \leq x \leq (L_{max} + l_0).$$

Криві $U(x)$ і $U(l)$ можуть бути отримані методом імітаційного моделювання для будь-якого періоду часу або шляху тертя. На основі цих даних становиться можливим визначити траєкторію опорної точки і вихідні параметри системи.

Визначення епюри тисків для контакту двох поверхонь є досить складною задачею. Характер епюри залежить від макрогеометрії контакту (повний контакт по номінальній поверхні чи контакт в окремих зонах), від контактної жорсткості матеріалів, від деформованості сполучених тіл і інших чинників.

Аналіз процесу зміни області станів в часі

Результатом прогнозування параметричної надійності машини є оцінка імовірності знаходження області станів її вихідних параметрів всередині області працездатності. Тому характер зміни області станів в часі визначає тривалість надійного функціонування машини для заданих умов експлуатації.

Розглянемо схему зміни області станів за час безперервної роботи машини T_0 , коли проявляються швидкоплинні процеси та процеси

середньої швидкості (рис. 15.4). Область станів вихідних параметрів змінюється (зазвичай, зростає) і зсувається в бік границі області працездатності X_{max} , як за рахунок безпосереднього впливу повільних процесів на трансформацію вихідних параметрів, так і за рахунок інтенсифікації процесів швидкоплинних і середньої швидкості.

Так наприклад, в багатьох випадках параметри машини змінюються внаслідок підвищення тепловиділення і зростання динамічних навантажень як наслідок зносу сполучень. На рис. 15.4 видно, що характерними періодами роботи машини внаслідок зміни області станів будуть:

$t = T_1 < T_2$ – машина має запас надійності ($K_n > 1$);

$t = T_2$ – запас надійності вичерпаний ($K_n = 1$) і величина T_2 є гарантованим ресурсом за даним параметром;

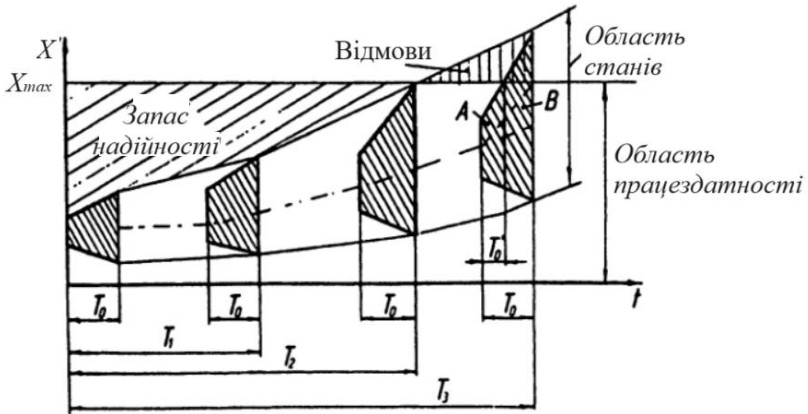


Рисунок 15.4 – Зміна в часі області станів

$t = T_3 > T_2$ – наявна імовірність виникнення параметричної відмови.

Можливість використання машини за значень T_3 більших гарантованого періоду безвідмовної роботи T_2 пов'язана з методами її експлуатації. В такому випадку може бути прийняте одне з таких рішень:

а) допускати роботу до таких значень $t = T_3$, за яких імовірність відмови знаходиться в установлених технічними умовами межах ($T_3 = T_\gamma$ – гама-процентний ресурс, значення $P(t) = \gamma\%$ задане);

б) в разі роботи машини за $t > T_2$ скорочувати період її безперервної роботи до $T'_0 < T_0$ із умови недопустимості виходу області станів за межі X_{max} (область A на рис. 15.4). Після кожного періоді T'_0 виконується налаштування (регулювання) машини;

в) для забезпечення безвідмовності і за $t > T_2$ знижувати режими, на яких працює машина до такого значення, щоб $X \leq X_{max}$ (область B). Тому в даному випадку неможливо, зазвичай, використовувати високоефективні і силові режими.

Таким чином, в двох останніх випадках висока надійність машини досягається за рахунок зниження її ефективності, що можливе лише для обмеженого періоду експлуатації за межами досягнутого ресурсу T_2 .

Конфігурація і розташування області станів в координатах $X - t$ (рис. 4У) характеризує тривалість ефективної і безвідмовної роботи машини.

Якщо змінити значення X_{max} , наприклад, зробити більш жорсткими вимоги до вихідних параметрів, то відповідно зміняться і показники параметричної надійності.

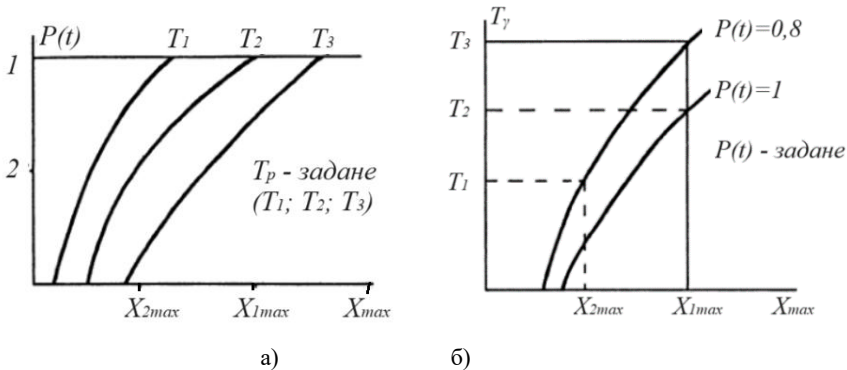


Рисунок 15.5 – Залежність показників параметричної надійності від величини заданого граничного значення вихідного параметру

Як видно з рисунку 15.5, чим жорсткіший допуск на вихідний параметр, тим для даного стану машини нижчі показники її параметричної надійності. При скороченні допуску вдвічі (X_{2max} замість X_{1max}) відбудеться суттєве зниження гарантованого періоду безвідмовної роботи з T_2 до $T_1 < T_2$ (рис.15.5,а), а для заданої імовірності

безвідмовної роботи, наприклад $\gamma = P(t) = 0,8$ (рис.15.5,6), гама-процентний ресурс T_γ знизиться з $T_\gamma = T_3$ до $T_\gamma = T_1$.

Тому підвищення вимог до вихідних параметрів машини, тобто підвищення її конкурентоспроможності, повинне супроводжуватися конструкторсько-технологічними заходами, спрямованими на скорочення області станів.

ЛЕКЦІЯ 16. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИН

Ремонт і технічне обслуговування – це етапи експлуатації машини, коли вона відновлює втрачені властивості, тому, від того як побудована загальна стратегія ремонтних впливів і які принципи закладені в систему ремонту і технічного обслуговування машини, багато в чому залежить ефективність її використання.

Втрата машиною працездатності під час експлуатації це незворотний процес, що протікає в залежності від конструкції машини і умов її використання з більшою чи меншою інтенсивністю.

Відновлення втраченої працездатності машини досягається шляхом ремонту вузлів і елементів машини, заміною зношених частин запасними, регулюванням механізмів та іншими методами. Крім того застосовують технічне обслуговування, яке в основному спрямоване на уповільнення процесу втрати машиною працездатності (заміна і поповнення мастильного матеріалу, очищення машини, регулювання механізмів, профілактичні заходи) і на оцінку реального стану машини (огляд, діагностика, перевірка, випробування, контроль). Під час технічного обслуговування також може проводитися дрібний ремонт.

Жоден виріб, тим більше складна машина, не може обійтися без ремонту та технічного обслуговування, які є невід’ємними етапами процесу експлуатації машини. Лише незначна кількість машин (наприклад, робот, що працює в умовах радіації, в кратері вулкану або на іншій планеті) проектується з врахуванням неможливості ремонту та технічного обслуговування в процесі їх експлуатації.

Для розробки раціональної системи ремонту і технічного обслуговування повинна бути вибрана така стратегія боротьби з відмовами, що виникають та потенційними відмовами, яка забезпечить необхідний рівень надійності машини з найменшими витратами часу і

коштів для відновлення її працездатності. Можуть застосовуватися два основних методи визначення часу зупинки машини для її ремонту і технічного обслуговування.

1. Машина працює до відмови або до встановленого рівня втрати працездатності, після чого виконується її ремонт. В такому разі час до чергового початку ремонтних робіт (міжремонтний період) є випадковою величиною $T_0 = \text{var}$, а обсяг ремонтних робіт, що характеризується, наприклад, затратами енергії на відновлення втраченої працездатності, зазвичай, сталий $W_e = \text{const}$, оскільки відомий стан машини в разі відповідної відмови.

2. Машина працює протягом визначеного періоду $T_0 = \text{const}$, після чого здійснюється її ремонт, обсяг якого залежить від фактичного стану машини, тобто $W_e = \text{var}$.

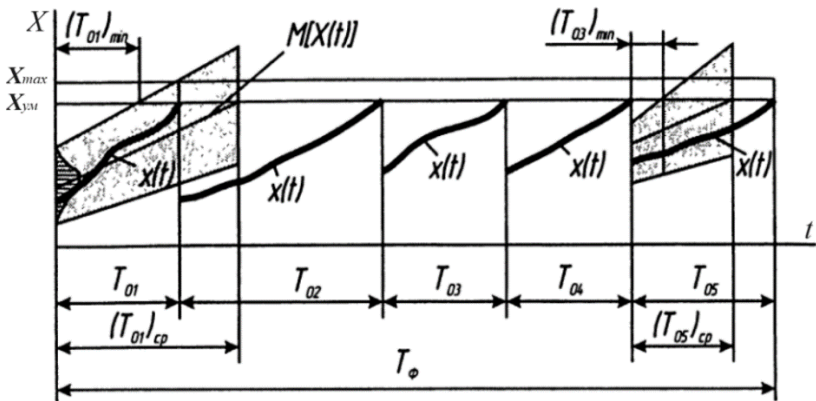


Рисунок 16.1 – Схема відновлення працездатності машини в роботі до відмови ($T_0 = \text{var}$)

На рис. 16.1 наведена схема відновлення працездатності машини за першим варіантом, тобто ремонт виконується після досягнення даним вихідним параметром X свого граничного значення X_{max} .

Щоб не мати небажаних наслідків відмов, часто призначають умовне гранично допустиме значення параметру $X_{\text{ум}} < X_{\text{max}}$, досягнення якого параметром X фіксується як відмова.

В кожен період роботи машини до ремонту виявляється та реалізація $X(t)$ втрати машиною працездатності, яка формується за даних режимів роботи машини, її стану і дії зовнішніх чинників. Тому

періоди між черговими ремонтами $T_{01}, T_{02}, \dots$, неоднакові і утворюють випадковий потік відмов.

Нова або відремонтована машина може в середньому пропрацювати $T_{0\text{сеп}}$ годин до відмови за даним параметром, а мінімальне значення $(T_0)_{\min}$ визначається розміром області станів. Якщо ця область внаслідок процесів старіння скорочується в процесі експлуатації машини, то відповідно буде скорочуватися і значення $(T_0)_{\min}$. Його гранично допустиме значення і визначить потребу машини в такому ремонті, коли мають бути усунені наслідки процесів старіння (ресурс за цією ознакою буде T_p). Якщо ж область працездатності, в період часу, що розглядається, практично не змінюється, то потік $T_{01}, T_{02}, \dots$, буде стаціонарним з параметром потоку $\omega = 1/(T_0)_{\text{сеп}}$.

Стаціонарний потік відмов зустрічається зазвичай тоді, коли наявна відмова, що легко усувається та не приводить до тяжких наслідків.

В більшості випадків процеси старіння приводять до зміни області станів, і середній час безвідмовної роботи машини $T_{0\text{сеп}}$ (напрацювання на відмову) поступово зменшується, тобто потік відмов не є стаціонарним. Експлуатація машини, коли оцінюється її працездатність, і ремонт здійснюється в разі досягнення вихідним параметром граничного стану, має ті переваги, що повністю використовується потенціальна довговічність відповідальних елементів конструкції. Але застосування такої стратегії ремонту для складних виробів веде, зазвичай, до суттєвих недоліків, які нерідко зводять нанівець переваги методу.

По-перше, в разі великої кількості деталей, що ремонтуються, зупинка машини для ремонту відбуватиметься досить часто і в деяких випадках з малими проміжками часу. Це робить ремонт трудомістким і недоступним за умовами використання машини. Більш доцільно об'єднувати ремонт тих елементів і вузлів машини, які близькі за термінами, і допускати деяке недовикористання їх потенціальної довговічності та вигравати на розбиранні та складальних операціях, збільшуючи тривалість безперервної роботи машини.

По-друге, для визначення фактичного часу роботи до відмови потрібен постійний моніторинг змін усіх регламентованих вихідних параметрів і стану основних елементів машини. В багатьох випадках можливо або більш доцільно здійснювати контроль і діагностику на

безперервно, а через визначені проміжки часу і в умовах, коли машина не виконує своїх робочих функцій.

По-третє, організація ремонту і технічного обслуговування машини буде більш ефективною, якщо наперед відомий час, коли будуть виконуватися контроль стану машини і відновлення її працездатності.

Тому в більшості випадків більш доцільно застосовувати другий метод експлуатації машини, коли наперед задається значення міжремонтного періоду $T_0 = \text{const}$, а наслідки поступового старіння машини усуваються за рахунок зростання обсягу ремонтних робіт.

На рис. 16.2 наведена схема відновлення працездатності машини за даним методом.

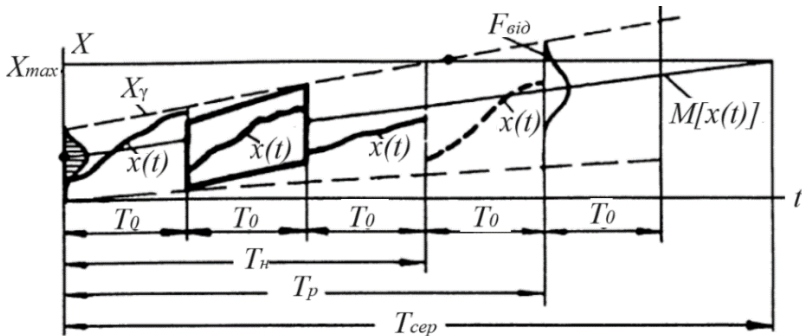


Рисунок 16.2 – Схема відновлення працездатності машини через задані проміжки часі ($T_0 = \text{const}$)

Після кожного міжремонтного періоду виконується ремонт у відповідності до фактичних потреб, а також здійснюється її чергове технічне обслуговування. Тому область станів для кожного параметру після чергового ремонту машини відновлюється частково або повністю. Якщо після кожного міжремонтного періоду працездатність машини за даним параметром відновлюється лише частково (як показано на рис.) і в зв'язку з цим область станів поступово зсувається в бік граничного значення X_{max} , то під час одного з наступних ремонтів повинен виконуватися більш ефективний ремонт з тим, щоб область станів за даним параметром набула початкового значення.

Ресурс машини до початку повного відновлення його працездатності за даним параметром X (тобто до середнього або

капітального ремонту) можна призначати з умови недопущення досягнення параметром значення X_{max} , коли забезпечується запас надійності (значення T_n на рис.) або допускати регламентовану імовірність відмови $F_{від}$ (значення T_p). Можливий також визначений і призначений середній ресурс виробу за даним параметром $T_{сер}$.

Така стратегія виконання ремонтних і профілактичних робіт найбільш характерна для виробів машинобудування. Потік відновлення не є наслідком потоку відмов. Він визначається з оцінки потенціальної можливості відмови, а не з умови її обов'язкового виникнення. Так відмов може не бути, а регулярний потік відновлення буде існувати. Його наявність і забезпечує безвідмовність роботи системи за міжремонтний період. Потік відмов, який підлягає класичній схемі, коли відновлення здійснюється після настання відмови, охоплює незначну кількість мало відповідальних елементів машини, оскільки чим вищі вимоги до безвідмовності, тим менша імовірність того, що машина буде ремонтуватися після настання відмови.

В періодичній системі ремонту машина ремонтується або здійснюються профілактичні і контрольні заходи завчасно, тобто до можливого настання відмови.

Оскільки обсяг і зміст окремих періодичних ремонтів неоднаковий, їх поділяють зазвичай на поточні (малі, профілактичні), середні і капітальні. Крім того, передбачають технічне обслуговування (періодичне або за потребою), яке також зазвичай включає деякі обсяги ремонтних робіт. В разі порушення умов експлуатації або з інших причин в реальних умовах може виникнути потреба в аварійному ремонті.

Вибір раціональних параметрів ремонтної системи є основою для забезпечення надійності під час експлуатації машини. Можуть застосовуватися різні підходи і рішення для формування обсягів і змісту відповідних періодичних ремонтів.

Призначена періодичність ремонту машини T_0 в основному визначає зміст ремонтних робіт, оскільки в залежності від терміну служби кожного елемента конструкції (деталі, сполучення чи вузла) він включатиметься до відповідного періодичного ремонту. Але рішення про включення даного елемента до того чи іншого ремонту ускладняється тим, що наявне розсіювання термінів служби, яке веде

або до недовикористання потенціальної довговічності конструкції, або до зростання імовірності відмови в наступний міжремонтний період.

На рис. 16.3 наведена схема, що пояснює вибір рішення про ремонт даного елемента машини, якщо відомий закон розподілу його терміну служби чи напрацювання до відмови. Середній термін служби елемента перевищує час здійснення n -го ремонту ($T_{сер} > nT_0$), але дисперсія така, що існує імовірність відмови α до настання n -го періодичного ремонту. Тому можна застосувати різні варіанти виконання ремонту даного елемента (наприклад, деталі) машини, які вибирають в залежності від потрібної надійності і ступеню розвитку ремонтної системи.

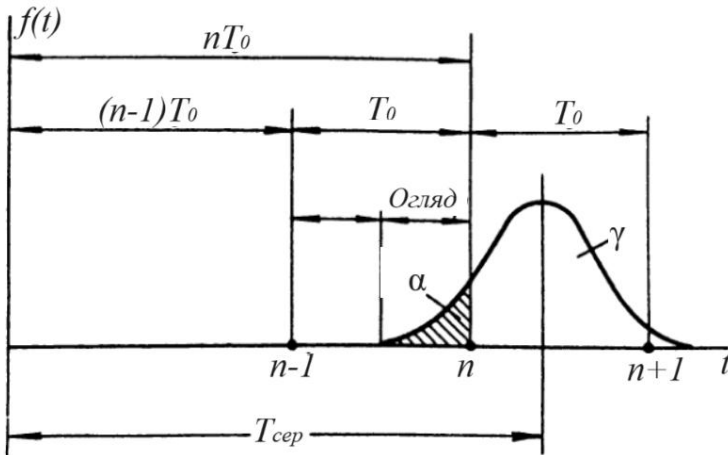


Рисунок 16.3 – Вплив розсіювання термінів служби на зміст періодичних ремонтів

1. Ремонт даної деталі здійснюється під час n -го періодичного ремонту через nT_0 годин роботи виробу. Але оскільки є імовірність α відмови деталі до настання n -го ремонту, то в окремих випадках деталь ремонтується або міняється під час міжремонтного обслуговування. Такий варіант може бути доцільним, якщо імовірність α невелика, а відмова в міжремонтний період не спричиняє недопустимих наслідків.

Наслідки параметричної відмови не обов'язково мають усуватися під час міжремонтного обслуговування, якщо машина може працювати до наступного ремонту. Але в такому разі знижується ефективність її

роботи, і, зазвичай, зростають витрати на її експлуатацію (наприклад, падіння ККД двигуна і, як наслідок, підвищені витрати пального).

2. Для забезпечення високої безвідмовності машини і недопущення виникнення відмови під час функціонування машини ремонт даної деталі чи вузла виконують під час $(n-1)$ періодичного ремонту. Але це призведе до значного недовикористання довговічності деталі, оскільки $T_{сер} \gg (n-1)T_0$.

3. Ремонт деталі здійснюється під час n -го ремонту, тоді як під час $(n-1)$ ремонту здійснюється діагностика вузла або контроль ступеню пошкодження даної деталі і робиться висновок про можливість безвідмовної роботи протягом наступного міжремонтного періоду. Дана процедура може виконуватися також під час спеціально запланованого огляду.

Даний варіант забезпечує найбільше використання потенціального терміну служби деталі з одночасною гарантією високої безвідмовності роботи виробу. В той же час він потребує додаткових витрат часу і засобів на діагностику, знання основних причин втрати деталлю працездатності і наявності методів виявлення і оцінки ступеню пошкодження деталі.

Таким чином, застосування раціональних методів експлуатації машини пов'язане зі ступенем розвитку системи ремонту і технічного обслуговування. Якщо система не забезпечує проведення діагностичних і контрольних процедур, якщо відсутні дані про потенціальну довговічність основних елементів машини і з погляду надійності вона являє собою «чорну скриню», то забезпечення її безвідмовності в процесі експлуатації може бути досягнуте за рахунок значного невикористання термінів служби деталей і вузлів (варіант 2), тобто підвищенням витратами часу і засобів на ремонт і технічне обслуговування.

Показниками, за якими можна судити про досягнутий рівень надійності в разі використання тієї чи іншої стратегії ремонту, будуть:

а) тривалість міжремонтного періоду, який визначає гамма-процентний ресурс $nT_0 = T_\gamma$ з заданим значенням імовірності безвідмовної роботи (γ , %);

б) запас надійності K_n за недопущенні виникнення відмов в міжремонтний період (варіанти 2 і 3);

в) коефіцієнт технічного використання $K_{тв}$ за всю тривалість ремонтного циклу $T_k = kT_0$ (k – число ремонтів в циклі). Величина $K_{тв}$

характеризує сумарні витрати часу (i , відповідно засобів), необхідні для підтримання працездатності машини за весь період її експлуатації;

г) для тих елементів і деталей машини, які, в разі відмови, ремонтуються в міжремонтний період, показником надійності може бути параметр потоку відмов ω .

Функціонування машини в екстремальних ситуаціях

Під час експлуатації машини зовнішні впливи на неї, які значно перевищують встановлений технічними умовами рівень, можуть призвести до аварії, а в окремих випадках і до катастрофи.

Екстремальні ситуації можуть виникати як з вини самої машини (недосконалість конструкції), так і внаслідок невірних методів її використання (вплив «людського чинника»).

Весь комплекс питань, пов'язаних з можливістю виникнення аварій і катастроф і з розробкою методів боротьби з їх наслідками, включається зазвичай в проблему безпеки. Висока надійність машини – одна із основних умов її безпеки, під якою розуміють «властивість об'єкту не допускати ситуацій, небезпечних для людей і навколишнього середовища».

Причини виникнення екстремальних ситуацій, пов'язані з зовнішніми впливами на машину, можуть бути наслідком попадання машини в зону високих або низьких температур, радіаційних впливів, геологічних явищ та інших, зазвичай, рідких подій. Зазвичай для кожного об'єкту існує властивий йому комплекс можливих аварійних ситуацій, який має бути вивчений для оцінки наслідків екстремальних впливів на машину.

Зовнішні впливи можуть бути і не екстремальними, а лише дещо перевищувати рівень, встановлений технічними умовами, або вони можуть бути не враховані в ході проєктування машини. В такому випадку виріб буде швидше втрачати свою працездатність, ніж це передбачене.

Чим більший вплив чинить на машину середовище, тим більша імовірність відмови, яка різко зростає в разі роботи виробу в невластивих для нього обставинах.

Тому в разі виникнення завчасних відмов, особливо з важкими наслідками, часто виникає конфліктна ситуація між конструкторами, технологами і експлуатаційниками в ході з'ясування причини завчасної відмови.

Методи забезпечення безпеки машин досить різноманітні, але їх можна звести до двох основних напрямків.

Перший напрямок пов'язаний зі створенням машин, що мають запас міцності і надійності тих елементів конструкції, які можуть стати причиною виникнення екстремальної ситуації.

В першу чергу слід розглядати ті елементи, внаслідок відмови яких, може виникнути різка зміна їх стану через лавиноподібний розвиток процесу пошкодження. Найбільш ефективним шляхом забезпечення безпеки виробу в разі виникнення таких відмов є локалізація критичних процесів на основі вивчення фізики явищ.

Прикладом може служити утворення і розвиток втомних тріщин в металевих конструкціях. Так, під час проєктування посудин і трубопроводів вибір матеріалу, тиску і товщини стінки повинен визначатися тим, що в разі утворення тріщини вона, почавши розвиток, мала б перетворюватися в наскрізну, а не розвиватися динамічно по поверхні труби чи посудини.

Інший приклад – процес схоплювання в кінематичних парах машини, який несе суттєву небезпеку, оскільки внаслідок схоплювання механізму може бути аварія. Умови контакту, матеріали, і мастило в парі тертя не повинні допускати схоплювання, але якщо воно виникло (наприклад, внаслідок припинення подачі мастильного матеріалу), то пара тертя повинна деякий час функціонувати, хай навіть зі зниженими трибологічними характеристиками

Таким чином, вимоги безпеки накладають додаткові вимоги до матеріалів і конструкції, які повинні забезпечувати функціонування виробів в екстремальних умовах.

Другий напрямок забезпечення безпеки пов'язаний зі створенням спеціальних систем і пристроїв, що локалізують розвиток несприятливих (руйнівних) процесів, захищають машину від шкідливих впливів, попереджують про можливе настання екстремальних ситуацій, керують функціонуванням об'єкту в критичних випадках. З цією метою застосовують контрольні і діагностичні системи, які оцінюють значення як вихідних параметрів системи (машини), так і спеціально визначених діагностичних ознак машини і навколишнього середовища (вібрації, температури, тиск, тощо.

Основними напрямками усіх робіт і досліджень в сфері безпеки машин є принцип уникнення катастроф. Концепція безпеки базується на таких основних принципах.

1. Забезпечення безпечного функціонування об'єкту.
2. Забезпечення якісного виготовлення об'єкту.
3. Принцип допущення найгіршого випадку.
4. Організація безперервних експлуатаційних спостережень за критичними ситуаціями.
5. Здійснення безперервного моніторингу за станом виробу методами діагностики.

Вимоги до конструкції машини з урахуванням безпеки повинні в основному зводитися до такого:

Не повинно бути аварій з вини самої машини;

В разі виникнення аварій не повинно бути людських жертв і повинен бути забезпечений мінімум матеріальних втрат і впливів на навколишнє середовище.

Основні шляхи підвищення надійності машин

Методи і можливості з підвищення надійності машин досить різноманітні і пов'язані з усіма етапами проектування, виготовлення і експлуатації машин. Заходи, що проводяться з цією метою можна розділити на декілька напрямків.

Одним із основних напрямків є підвищення стійкості виробів до зовнішніх впливів. Це методи створення міцних, жорстких, зносостійких вузлів за рахунок раціональної конструкції та застосування матеріалів з належними властивостями.

Даний напрямок об'єднує усі новітні досягнення в сфері конструювання і технології, які дають можливість збільшувати стійкість вузлів і механізмів по відношенню до тих впливів, які властиві для даного типу машини.

Підвищення опірності виробів тісно пов'язане з необхідністю забезпечувати технічні характеристики виробу, підвищувати продуктивність і швидкохідність машин, зменшувати їх металоємність.

До методів підвищення опірності машини зовнішнім впливам відносяться вибір зносостійких матеріалів, зменшення навантажень, що діють на механізми, застосування раціональних методів змащення, усунення впливу технологічної спадковості та інше.

Однак можливості опору зовнішнім впливам не безмежні. Практично неможливо забезпечити у всіх механізмах лише рідинне тертя і мати сполучення, що не зношуються, складно отримати матеріали, які б не деформувалися і не змінювали своїх розмірів внаслідок коливання температури тощо.

Іншим шляхом підвищення надійності роботи машин і виробів є їх захист і ізолювання від шкідливих впливів. Тут характерні такі методи, як установлення машини на фундамент, захист поверхонь від запиленості і забруднення створення для машин спеціальних умов за температурою і вологістю та інше. Все це створює більш сприятливі умови для роботи машини.

Наприклад, створення термоконстантних цехів з підтримання постійної температури і вологості та чіткою регламентацією ступеню запиленості атмосфери підвищить точність і надійність продукції, що випускається, а також забезпечить надійність роботи прецизійного технологічного обладнання. Різноманітні віброізолюючі та амортизуючі пристрої запобігають впливу пікових навантажень, не пропускаючи шкідливі для виробу частоти.

Та можливості по ізолюванню машини від зовнішніх впливів машини обмежені, вони потребують зазвичай суттєвих затрат, не завжди усувають основні причини, що знижують надійність машини. Варто також мати на увазі, що машина має внутрішні джерела збурень (вібрації власне машини, тепловиділення у вузлах та механізмах тощо), вплив яких складно усунути.

В багатьох випадках можна досягти підвищення надійності не за рахунок додаткових витрат на створення спеціальних пристроїв та використання нових матеріалів, а шляхом використання раціональних конструкційних рішень.

З погляду надійності оптимальною буде така конструкція машини і її елементів, коли з найменшими затратами засобів досягається найбільша тривалість роботи окремих вузлів, механізмів і машини в цілому за заданої безвідмовності і регламентованих витратах на ремонт і технічне обслуговування.

В основі вибору раціональної конструкції повинні лежати розрахунки, що пов'язують зміни вихідних параметрів виробу з процесами пошкодження, і методи прогнозування параметричної надійності. Це дасть можливість знаходити такі рішення, коли знос, втома, деформації, корозія тощо будуть чинити мінімальний вплив на

вихідні параметри виробу. Конструкція також повинна бути раціональною з погляду її ремонтпридатності та пристосованості до діагностування.

Перспективним напрямком для створення працездатних високоефективних машин є застосування автоматики для підвищення їх надійності.

Застосування в машинах-автоматах керуючих ланцюгів з різноманітними датчиками, розширення і якісна зміна функцій, що виконуються автоматом, використання ідей кібернетики в принципі дії машин, все ширше використання мехатронних пристроїв, в яких органічно взаємодіють механіка і електроніка, - усе це дає можливість широкого використання засобів автоматики.

Оскільки зміни технічного стану машини в процесі її експлуатації пов'язані з динамічними процесами, і машина взаємодіє з ними як система автоматичного регулювання, керування цим станом та вплив і на процеси, і на параметри машини, і на зовнішні збурення є перспективним шляхом вирішення багатьох задач надійності, де звичайні методи уже вичерпали себе. Як приклад можна привести такі автоматичні системи, як системи стабілізації або створення визначених теплових і деформаційних полів машини; системи керування зазорами, товщиною масляної плівки або положенням елементів для відповідальних механізмів при їх зносі або деформації; системи корекції руху робочих органів машини зі зміною геометричних і силових параметрів. У всіх цих випадках напрацьовуються рішення з регулювання параметрів і режимів роботи машини.

Забезпечення належного рівня надійності складної машини здійснюється, зазвичай, з використанням усіх згаданих методів. Вибір найбільш раціональних рішень залежить в першу чергу, від повноти і достовірності інформації про надійність машини. Особливо важливою є інформація, отримана на ранніх етапах створення машини, в результаті чого становиться можливим установити основні фактори, що визначають необхідний рівень надійності.

В більшості випадків реальна ситуація при проектуванні нової машини така, що характеристики її надійності визначені лише приблизно, немає жодної гарантії дотримання їх значень в процесі використання машини, і лише статистика, заднім числом, після тривалої

експлуатації великої кількості машин даного типу дозволяє виявити дійсні показники надійності.

ОСНОВНА ЛІТЕРАТУРА

1. Канарчук В. Є. Надійність машин. [Текст]: підруч. / В. Є. Канарчук, С. К. Полянський, М. М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.
2. Нечипоренко О. М. Основи надійності літальних апаратів [Текст]: навч. посіб. О. М. Нечипоренко. – К.: НТУУ “КПІ”, 2010. – 240 с.
3. Черв’яков, А. В. Основи надійності об’єктів системотехніки [Текст]: навч. посіб. / В. Д. Черв’яков, А. В. Павлов, О. Ю. Журавльов. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 245 с.
4. Міляєв Ю. П. Основи надійності технічних систем [Текст]: навч. посіб. / Ю. П. Міляєв, О. М. Нечипоренко. – К.: Видавн.-полігр. центр Акад. муніцип. управління, 2008. – 246 с.
5. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – К.: Держстандарт України, 1995. – 91 с.
6. ДСТУ 2861-94. Надійність техніки. Аналіз надійності. Основні положення. – К.: Держстандарт України, 1995. – 32 с.
7. ДСТУ 3004-95. Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними, 1995. – 128 с.
8. ДСТУ 8647:2016. Надійність техніки. Оцінювання та прогнозування надійності за результатами випробувань і/або експлуатації в умовах малої кількості відмов 2016. – 30 с.

ДОДАТКОВА ЛІТЕРАТУРА

9. Цибенко С. О. Ймовірнісні методи в механіці : навч. посіб. / С. О. Цибенко, Ю. Я. Тарасевич. – К.: НТУУ «КПІ», 2016. – 240 с.
10. Васілевський О. М. Нормування показників надійності технічних засобів : навч. посіб. / О. М. Васілевський, В. О. Поджаренко. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 129 с.
11. Lewis E. Introduction to Reliability Engineering: Second Edition / Lewis E.E. - John Wiley & Sons, Inc., 1994. – 442 p.
12. Patrick D. T. O’connor, Andre Kleyner. Practical Reliability Engineering. Fifth Edition. John Wiley & Sons, Ltd., 2012. – 504 p.
<https://vibadirect.com/koolinks/documents/practical-reliability-engineering.pdf>

ІНФОРМАЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА

13. THK. General catalog. Linear motion systems. Catalog No. 500-1E. – 1901 p. <https://www.thk.com/eu/en/products/>.
14. Precision Machine Components NSK Linear Guides Ball Screws Monocarriers. Cat. No E3162c 2013. – 553 p. <https://www.nsk.com/catalogs-and-cad/>.
15. Ball rail systems. Ball runner blocks, ball rails, accessories. Каталог Bosch Rexroth AG 2014 R999000485 (2014-12). p. 232. (www.boschrexroth.com/)
16. Roller Rail Systems. Каталог Bosch Rexroth AG R999000354/ 2022-06. p. 206. (www.boschrexroth.com/)
17. Ajit Kumar Verma, Srividya Ajit, Durga Rao Karanki. Reliability and Safety Engineering. Second Edition.–Springer-Verlag London, 2016.–571 p. <http://repo.darmajaya.ac.id/4587/1/Reliability%20and%20Safety%20Engineering%20%28%20PDFDrive%20%29.pdf>. DOI 10.1007/978-1-4471-6269-8