Ф. І. Абрамчук, М. К. Рязанцев, А. Ф. Шеховцов

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ

6 ТОМ

Надійність ДВЗ

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ 6

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

6

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

АБРАМЧУК Ф.І.
РЯЗАНЦЕВ М.К.
ШЕХОВЦОВ А.Ф.

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

СЕРІЯ ПІДРУЧНИКІВ У 6 ТОМАХ

ТОМ 6

НАДІЙНІСТЬ ДВЗ

За редакцією
проф. А.П. Марченка, заслуженого діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова

Затверджено Міністерством освіти і науки України як підручник для студентів вищих навчальних закладів, що навчаються за напрямом “Інженерна механіка” за спеціальністю “Двигуни внутрішнього згоряння”

Видавничий центр НТУ “ХПІ”
2004

ББК 31.365
А16
УДК 621.432.3

Рецензенти: *В.І. Мороз*, д-р техн. наук, проф.,
Українська державна академія залізничного транспорту;
О.П. Строков, д-р техн. наук, проф.,
Інститут машин і систем Мінпромполітики України

Автори: Ф.І. Абрамчук, М.К. Рязанцев, А.Ф. Шеховцов

Гриф наданий Міністерством освіти і науки України,
лист № 1/11 – 4682 від 06.11.03 р.

А16 Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф Шеховцова. – Харків: Видавн. центр НТУ "ХПІ", 2004. – с.

ISBN

У підручнику викладені наукові основи теорії надійності двигунів внутрішнього згоряння. Подані сучасні методи прогнозування показників їхньої фізичної та параметричної надійності, забезпечення експлуатаційної безвідмовності, довговічності. Розглянуто шляхи підвищення надійності ДВЗ різних типів та призначень.

Підручник призначений для студентів спеціальності "Двигуни внутрішнього згоряння". Він може бути корисним викладачам, аспірантам, інженерам-розробникам перспективних ДВЗ.

Internal Combustion Engines reliability theory fundamentals are expounded in the given text-book. Modern methods of prediction concerning physical and parametric reliability of the indicators as well as guarantee of operational failure free performance and longevity are presented. Ways to increase reliability of various purposes and walls of ICE of are considered.

The text-book is intended for the students of "Internal Combustion Engines" speciality students. It may be useful for instructors, post-graduates, development engineers of long-range internal combustion engines.

Іл. 124 . Табл. 51 . Бібліогр. 90 назв.

ББК 31.365

ISBN

© Ф.І. Абрамчук, М.К., Рязанцев,
А.Ф. Шеховцов, 2004 р.

ПЕРЕДМОВА

Підвищення конкурентноздатності двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) залежить від поліпшення їх конструкцій та оптимізації параметрів робочого процесу. Саме ці характеристики визначають якість ДВЗ.

Однак у поняття якості ДВЗ входить і поняття ефективності використання енергоустановки з двигуном – продуктивності праці цього силового агрегату. Означена ефективність визначається надійністю функціонування ДВЗ, яку сьогодні розглядають як найважливішу складову якості.

В останні роки виділяється стратегічний напрям подальшого розвитку вітчизняного двигунобудування для потреб транспорту, сільського господарства, будівництва, військової та іншої техніки на основі всілякого підвищення ресурсних показників, безвідмовності та ремонтопридатності ДВЗ. Роботи з цього напрямку передбачені Державною програмою двигунобудування в Україні до 2005 – 2010 рр.

Сказане зумовлює гостроту необхідності надати кожному молодому фахівцю з ДВЗ міцні знання надійності двигунів, на чому замовники інженерних кадрів наполягали неодноразово.

Наукові основи надійності ДВЗ закладаються практично усіма фундаментальними й загальноінженерними та спеціальними дисциплінами. По суті наука про надійність ДВЗ вбирає в себе знання з названих дисциплін, формує у майбутніх спеціалістів і магістрів професійні основи математичного моделювання й прогнозування рівня надійності ДВЗ на всіх етапах їхнього створення, експлуатації. Головне, вона стає підґрунтям пошуку та реалізації ефективних шляхів забезпечення надійності двигунів українського виробництва на світовому рівні, використання багатого досвіду кращих вітчизняних фірм, КБ та закордонних двигунобудівних організацій.

Підручник вперше узагальнює прогресивний підхід до проблеми надійності двигунів серед ВНЗ України та за її межами, який базується на

розгляді як фізичної, так і параметричної надійності із залученням не тільки експлуатаційних (експериментальних) даних, а й сучасних математичних моделей основних процесів, що обумовлюють відмови чи довговічність ДВЗ.

Особливу увагу приділено комплексному вивченню складних реальних експлуатаційних навантажень двигунів різних призначень.

Викладено розроблений у НТУ "ХПІ" оригінальний метод прогнозування тривалої міцності теплонапружених деталей ДВЗ.

Розглянуто параметричне діагностування з точки зору підвищення ефективності функціонування двигунів, види такого діагностування та проблеми комп'ютеризації його систем та заходів.

Наведено перспективні розробки та їх результати щодо підвищення надійності ДВЗ.

Розділи підручника супроводжуються контрольними запитаннями та завданнями для самоперевірок студентів.

Передмова та вступ написані А.Ф. Шеховцовим.

Глава 1 підготовлена Ф.І Абрамчуком; розділи 2.1, 2.2.1, 2.2.2, 2.3, 2.4 написані А.Ф. Шеховцовим; розділ 2.2.3 – Ф.І. Абрамчуком. Глави 3, 4, 5 підготовлені А.Ф. Шеховцовим. Розділи 6.3.1 та 6.3.2 написані Ф.І. Абрамчуком; розділи 6.3.3, 6.3.4 та 6.3.5 – М.К. Рязанцевим; розділи 6.1, 6.2 та 6.4 – А.Ф Шеховцовим.

Автори підручника висловлюють щиру вдячність шановним рецензентам докторам технічних наук, професорам Морозу В.І. та Строкову О.П. за важливі рекомендації щодо поліпшення його якості, а також – співробітникам кафедр НТУ "ХПІ", ХНАДУ та ХКБД за їх велику допомогу.

Особливу подяку автори висловлюють І.В. Риковій, Л.Т. Жиліній та І. Е. Усатій за велику роботу по комп'ютерному набору підручника.

Зауваження та пропозиції щодо покращення підручника просимо направляти за адресою: 61002, Харків, вул.. Фрунзе,21, НТУ "ХПІ", кафедра двигунів внутрішнього згоряння , E-mail: dvs @kpi.kharkov.ua.

ВСТУП

Глобальною проблемою вітчизняного машинобудування є проблема підвищення якості створюваної техніки.

Від надійності залежить ефективність використання машин у різних галузях народного господарства. Це пов'язане з тим, що із-за низької надійності машин виникають їхні простої, позапланові ремонти, що стає суттєвою перешкодою подальшому підвищенню продуктивності праці.

Все сказане цілком відноситься і до двигунів внутрішнього згоряння.

Під *якістю* двигуна розуміємо сукупність властивостей, що забезпечують його *надійну* та *ефективну* роботу. Таким чином, надійність двигуна – один із основних показників його якості.

Слід підкреслити, що надійність є однією з основних проблем, яка все ще не вирішена. Цією проблемою займалися завжди з того часу, як взагалі з'явилася техніка, оскільки ненадійні вироби ніколи та нікому не були потрібні.

За останні роки проблема надійності особливо загострилася; на жаль це відноситься і до ДВЗ.

До причин такого загострення належать:

- інтенсифікація режимів роботи у зв'язку з форсуванням двигунів;
- підвищення жорсткості вимог до якості двигунів при обмеженні, як правило, витрат на забезпечення такого підвищення;
- ускладнення (й збільшення вартості) ремонтів моторної техніки сучасних двигунів, найбільш коштовних агрегатів енергетичних установок, наприклад, наземного транспорту; відомо, що витрати, які пов'язані з підтриманням надійності двигуна під час тривалої експлуатації, у декілька разів перевищують його собівартість і т.д.

Означена проблема – комплексна, оскільки підвищення надійності досяжне лише при одночасному розв'язанні складних задач конструюван-

ня, виробництва, експлуатації ДВЗ при тісній ув'язці таких задач з економічними аспектами проблеми надійності, тим більше, що підвищення надійності, як правило, подорожчує двигун і вимагає мистецтва (майстерності) моторобудівників щодо збільшення надійності двигунів при визначеному рівні їхніх економічних характеристик.

Якщо виходити з відношення витрат на виготовлення й тривалу експлуатацію ДВЗ, слід підкреслити, що, як свідчить практика, завжди вигідніше витратити додаткові кошти на забезпечення надійності при розробці виробу, ніж розраховуватися ненадійністю при експлуатації за уявну економію, оскільки це обертається витратами у декілька разів більшими.

У зв'язку зі сказаним, особлива роль належить теорії надійності.

Однак проблема надійності залежить і від зусиль виробників, які часто вирішують успіх справи.

Тому головною метою підручника є гармонізація знань студентів щодо фундаментальних основ та практичних шляхів підвищення надійності ДВЗ.

Глава 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ЯКОСТІ І НАДІЙНОСТІ ДВЗ

Якість ДВЗ є вирішальною комплексною характеристикою, що обумовлює його конкурентоспроможність у споживачів.

1.1. Основні поняття якості ДВЗ

Номенклатура показників якості ДВЗ включає такі показники: призначення, надійність, технологічність, уніфікація, ергономічність, естетичність, патентно-правова чистота, екологічність, безпека, транспортабельність та економічність.

Показники призначення обґрунтовують умови застосування двигуна та характеризують властивості, які визначають його функції. До показників призначення відносяться: тип двигуна (автомобільний, тракторний, комбайновий, тепловозний, судновий та інш), його потужність, частота обертання колінчастого вала, маса, габаритні розміри та інш.

Показники надійності характеризують властивості надійності ДВЗ в конкретних умовах їх експлуатації. Вони включають показники: безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності та збережуваності. Номенклатура та характеристики показників надійності регламентуються державними стандартами України (ДСТУ).

Показники технологічності характеризують ефективність використання праці, часу, матеріалів та засобів при виробництві ДВЗ.

Технологічність двигуна визначається показниками трудомісткості, матеріаломісткості та собівартості.

Показники стандартизації та уніфікації показують рівень використання в двигуні стандартних, уніфікованих та оригінальних вузлів та деталей.

Стандартними вважаються складові, які виробляються за державними чи галузевими стандартами.

Уніфікованими є складові двигуна, які виготовляються згідно зі стандартами підприємства і використовуються хоча б у двох різних двигунах.

Оригінальними вважають складові, які розроблені тільки для конкретного двигуна.

До показників уніфікації відносять коефіцієнти уніфікації, конструктивної спадкоємності, повторюємості (деталей, конструктивних елементів) тощо.

Коефіцієнт уніфікації характеризує долю уніфікованих складових у двигуні, вузлі або у групі двигунів.

Коефіцієнт конструктивної спадкоємності визначає долю вже освоєних на виробництві деталей двигуна.

Ергономічні показники характеризують систему "людина–двигун–середовище" і враховують комплекс гігієнічних, антропометричних, фізіологічних, психофізіологічних та психологічних властивостей людини, які проявляються при виробництві та експлуатації ДВЗ.

Гігієнічні показники характеризують відповідність двигуна гігієнічним умовам життєдіяльності та працездатності людини при взаємодії з двигуном і визначають рівні температури й токсичності середовища, шуму та вібрації.

Антропометричні показники визначають відповідність місця управління двигуном розмірам та особливостям тіла людини.

Фізіологічні та *психофізіологічні показники* характеризують відповідність засобів управління силовим, швидкісним, зоровим, слуховим та дотиковим можливостям людини.

Психофізичні показники характеризують відповідність двигуна можливостям сприйняття та переробки інформації, а також можливостям закріплення нових або придбаних навичок роботи.

Ергономічні показники впливають на рівень продуктивності праці та надійність роботи двигуна.

Естетичні показники визначають естетичні властивості продукції: інформаційну виразність, раціональність форми, цілісність композицій, досконалість виробничого виконання та стабільність товарного вигляду двигуна.

Оцінка естетичних показників якості продукції проводиться експертними методами. Естетичний рівень якості продукції часто оцінюють за

п'ятибальною системою: бал 5 встановлений для кращих світових зразків на рівні перспективних показників якості, бал 4 – для кращих світових зразків, бал 3 – для кращих національних зразків, бал 2 – для рівня внутрішнього ринку, бал 1 – для рівня, нижчого за вимоги внутрішнього ринку.

Патентно-правові показники характеризують патентний захист та патентну чистоту двигуна. Вони включають показники патентної захищеності та показники патентної чистоти.

Показники патентної захищеності характеризують захист двигуна (вузлів, деталей, систем) патентами України та патентами країн, в які продаються ці двигуни.

Екологічні показники визначають рівень шкідливих впливів двигуна на навколишнє середовище. При роботі ДВЗ з його відпрацьованими та картерними газами виділяються токсичні речовини (CO, C_nH_m, NO_x, сажа, ТЧ). Крім цього, ДВЗ є джерелом шумового забруднення навколишнього середовища. Охорона навколишнього середовища забезпечується системою заходів, які визначаються державними стандартами щодо охорони природи та покращення використання природних ресурсів.

Показники безпеки характеризують особливість двигуна при експлуатації, збереженні, транспортуванні, монтажі, обслуговуванні та ремонті. Усі ці показники регламентуються державними стандартами щодо безпеки життєдіяльності та безпеки праці, правилами та нормами щодо техніки безпеки, пожежної безпеки, виробничої санітарії.

Показники транспортабельності характеризують пристосованість двигуна до підготовчих, транспортних та заключних операцій, пов'язаних з виробництвом та встановленням двигуна на силову установку.

Економічні показники характеризують витрати на створення (розробку та виготовлення, витрати на експлуатацію двигуна), а також економічну ефективність від його використання.

Економічними показниками двигуна є: собівартість виготовлення, витрати пального та мастила, витрати на обслуговування та ремонт.

Треба підкреслити, що показники надійності займають домінуючу позицію серед інших показників якості. Це обумовлено тим, що саме надійність визначає ефективність використання двигуна на силовій установці, яку оцінюють відсутністю простоїв, мінімальними витратами на ремонт і т. ін.

Саме тому забезпечення високої надійності ДВЗ відносять до найважливіших задач забезпечення характеристик будь-якого двигуна.

При забезпеченні надійності, а отже, і якості, ДВЗ треба виходити з можливостей управління такою якістю.

Оптимальний рівень якості ДВЗ визначає в першу чергу економіка. Сучасний рівень розвитку техніки дозволяє отримати практично будь-які характеристики ДВЗ. Однак витрати на створення двигуна можуть бути надто великими, так що корисний ефект від підвищення якості ДВЗ не спроможний їх відшкодувати. Оптимальний рівень якості ДВЗ визначається з умови мінімуму сумарних витрат на створення та витрат на експлуатацію. Витрати C_c на створення двигуна зростають із підвищенням його якості, причому, як правило, вони тим більші, чим кращі характеристики. Затрати C_E на експлуатацію двигуна, навпаки, зменшуються з підвищенням його якості. Сумарні витрати C мають мінімум $C_{опт}$ при деякому рівні якості ДВЗ, який є оптимальним. Цьому рівню $P_{опт}$ якості ДВЗ відповідають оптимальні витрати $C_{c\ опт}$ на створення та $C_{E\ опт}$ на експлуатацію ДВЗ. Як більш високий, так і більш низький рівень якості у порівнянні з оптимальним призводять до збільшення сумарних витрат С (рис. 1.1).

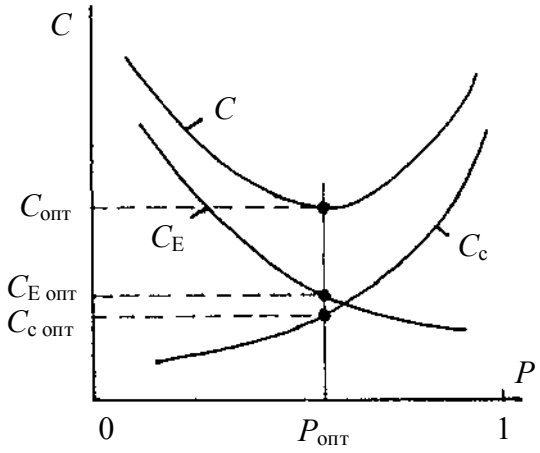


Рисунок 1.1 – Залежність витрат С на створення та експлуатацію ДВЗ від його надійності Р

Таким чином, раціональним є не будь-яке підвищення якості ДВЗ, а тільки таке, що дає зменшення сумарних витрат .

Управління якістю ДВЗ – це комплекс заходів щодо визначення, забезпечення та підтримання його необхідного рівня. Керування якістю ДВЗ здійснюється при їх створенні та експлуатації шляхом систематичного контролю якості та впливу на умови, що визначають якість моторної продукції.

До задач управління якістю відносяться:

1) обґрунтування вибору оптимальних рішень при управлінні якістю ДВЗ;

2) з'ясування характеру та обсягу споживання ДВЗ;

3) вивчення динаміки підвищення характеристик двигуна за часом;

4) визначення, прогнозування і планування рівня якості та його врахування в системі ціноутворення;

5) вибір та обґрунтування оптимального з деяких варіантів при створенні нового ДВЗ;

6) розробка нормативно-технічної документації на новий двигун;

7) обґрунтування правил його експлуатації;

8) вибір, оцінка, розробка та реалізація заходів щодо забезпечення при створенні та підтриманні необхідного рівня якості ДВЗ;

9) контроль та атестація якості ДВЗ.

Завдання та заходи щодо підвищення якості продукції розробляються з врахуванням результатів аналізу якості ДВЗ, запропонованих для виробництва.

Планування підвищення якості двигунів передбачає встановлення обґрунтованих завдань на їх випуск з визначенням характеристик, які повинні бути досягнуті до даного моменту часу або на заданий термін часу. При плануванні підвищення якості нових ДВЗ необхідно передбачити використання досягнень науки і техніки відповідно до нових умов експлуатації, вимог економічності та екологічності.

Ряд заходів щодо підвищення якості ДВЗ потребує, перш за все, звертати увагу на підвищення рівня його надійності. Без забезпечення сучасного рівня надійності просто втрачають сенс заходи щодо досягнення інших експлуатаційних якостей двигуна – потужності, паливної економічності, екологічності.

Розгляду цієї проблеми й присвячений даний том підручника.

1.2. Основні поняття надійності ДВЗ

У цьому розділі наведено головні поняття надійності на основі визначень Державного стандарту України – ДСТУ 2860-94, введеного 28 грудня 1994 р.

1.2.1. Об'єкт та його властивості

Об'єкт – система, споруда, машина, підсистема, апаратура, функціональна одиниця, пристрій, елемент чи будь-яка їх частина, що розглядається з точки зору надійності як самостійна одиниця. Таким чином, під *об'єктом розуміють предмет визначеного цільового призначення, що розглядається у періоди проектування, виробництва, експлуатації, вивчення, дослідження, доведення й випробування на надійність.* Стосовно ДВЗ об'єктами можуть бути установки з ДВЗ та їх елементи, в тому числі: власне двигуни, вузли, деталі, агрегати, системи, прилади.

Надійність – властивість об'єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування. Поняття надійності є найважливішою характеристикою якості ДВЗ, однак не вичерпує його, оскільки в це поняття не входять зручність обслуговування, дизайн і т.д. Надійність є комплексною властивістю, що залежно від призначення об'єкта і умов його застосування, може містити в собі безвідмовність, довговічність, ремонтопридатність та збережуваність чи певні поєднання цих властивостей. Відрізняють, крім *фізичної надійності,* ще й *параметричну надійність*, оскільки потужність, економічність та інші характеристики ДВЗ можна з'ясувати за паспортними даними, тоді як про стабільність їх у тривалій експлуатації дозволяє судити тільки надійнісний підхід при тривалій експлуатації.

Безвідмовність – властивість об'єкта виконувати потрібні функції у певних умовах протягом заданого інтервалу часу чи напрацювання, тобто це властивість безперервно зберігати роботопридатність, що розуміється як відсутність вимушених зупинок ДВЗ у зв'язку з відмовами.

Довговічність – властивість об'єкта виконувати потрібні функції до переходу у граничний стан при встановленій системі технічного обслуговування та ремонту. Стосовно ДВЗ – це властивість двигуна зберігати роботопридатність до наставання граничного стану з необхідними перервами для технічного обслуговування й поточних ремонтів. *Граничний стан* ДВЗ визначається неможливістю його подальшої експлуатації або недопустимим зменшенням параметричної надійності (провалом потужності, економічності, токсичності, наприклад) чи вимогами безпеки, що обумовлено

технічною документацією. Поняття довговічності є однією з характеристик надійності ДВЗ, однак воно часто використовується як самостійний показник якості деталей чи вузлів, якщо відмова деталі чи вузла може виникнути тільки через появу одного, найчастіше всього зносного, фактора, який залежить від тривалості експлуатації.

Збережуваність – властивість об'єкта зберігати в заданих межах значення параметрів, що характеризують здатність об'єкта виконувати потрібні функції підчас і після зберігання (чи) транспортування.

Ремонтопридатність – властивість об'єкта бути пристосованим до підтримання та відновлення стану, в якому він здатний виконувати потрібні функції за допомогою технічного обслуговування та ремонту. Коротко – це властивість об'єкта бути пристосованим до виконання ремонтів його та технічного обслуговування.

Готовність – властивість об'єкта бути здатним виконувати потрібні функції в будь-який час чи протягом заданого інтервалу часу за умови забезпечення необхідними зовнішніми ресурсами.

Підкреслимо, що перелічені вище поняття характеризують різні сторони надійності. Ступінь значущості кожного з них залежить від призначення двигуна. Наприклад, у військовій техніці розробники приділяють особливу увагу безвідмовності, що зрозуміло, виходячи зі специфіки використання такої техніки; довговічність двигунів при цьому відходить на другий план. При конструюванні автотракторних ДВЗ масового виробництва особливу увагу приділяють саме довговічності, враховуючи значні витрати на капітальні ремонти ДВЗ, що унеможливлює їх передчасність. Для морських двигунів особливу роль відіграє ремонтопридатність, особливо такий показник, як час (термін) відновлення, що у відкритому рейсі може стати вирішальним фактором безпеки судна під час штормової погоди. Взагалі для будь-яких двигунів масового використання важливу роль відіграє збережуваність, у тому числі такий показник як строк зберігання технічного стану техніки.

1.2.2. Стан об'єкта

Справність – стан об'єкта за яким він здатний виконувати усі задані функції, тобто це такий стан, коли об'єкт відповідає усім вимогам, що встановлені нормативно-технічною документацією на двигун.

Несправність – стан об'єкта, за яким він нездатний виконувати хоч би одну із заданих функцій, тобто це такий стан, коли він не відповідає хоч би одній з вимог, що встановлені нормативно-технічною документацією на двигун. Розрізняють несправності, які викликають відмови, й такі, що до них не приводять (наприклад, порушення дизайну).

Працездатність – стан об'єкта, що характеризує його здатність виконувати усі потрібні функції (при збереженні значень основних параметрів у межах, установлених нормативно-технічною документацією. Поняття "справність" – ширше, ніж "працездатність", оскільки працездатний об'єкт може бути несправним (наприклад, щодо вимог до зовнішнього вигляду). Це пов'язано з тим, що працездатний об'єкт, на відміну від справного, задовольняє лише ті вимоги нормативно-технічної документації, які забезпечують його нормальне функціонування (і не більше) при виконанні поставлених задач.

Непрацездатність– стан об'єкта, у якому він нездатний виконувати хоч би одну з потрібних функцій.

Дефект – кожна окрема невідповідність об'єкта встановленим вимогам.

Пошкодження – подія, яка полягає у пошкодженні справного стану об'єкта, коли зберігається його працездатність.

1.2.3. Відмови та відновлення ДВЗ

Відмова – подія, яка полягає у втраті об'єктом здатності виконувати потрібну функцію, тобто порушення працездатного стану об'єкта. Підкреслимо також, що пошкодження – не завжди відмова, але відмова – завжди пошкодження. Однак деякі незначні пошкодження з часом можуть стати значними й привести до відмов. Наприклад, дряпина на шатуні чи колінчастому валу ДВЗ може спочатку не порушувати працездатності, але через деякий час концентрація напруг у цьому місці може викликати руйнування деталі й відмову двигуна. Деякі відмови об'єктів не пов'язані з їхніми пошкодженнями. Наприклад, відмова у системі паливоподачі (припинення останньої) викликатиме зупинку ДВЗ, однак пошкоджень його може і не бути.

Відновлення – процес виявлення та усунення відмови (пошкодження) з метою відновлення працездатності об'єкта (справності).

Відновлюваний об'єкт – це такий, працездатність якого у випадку виникнення відмови підлягає відновленню у ситуації, що розглядається.

Невідновлюваний об'єкт – такий, працездатність якого у випадку виникнення відмови не підлягатиме відновленню у ситуації, що розглядається. При аналізі надійності, особливо при виборі показників експлуатаційної надійності об'єкта, суттєве значення має рішення, яке треба прийняти у разі відмови. Один і той же об'єкт залежно від призначення й умов експлуатації може вважатися відновлюваним чи невідновлюваним. Наприклад, поршневий ДВЗ, що використовується у схемі дуття в ливарному безперервному агрегаті (мартен, домна) є невідновлюваним об'єктом; при його ж використанні на транспортній установці такий двигун є відновлюваним і т.д. За способом усунення відмов бувають невідновлювані ніколи вироби (зубчасті колеса, підшипники кочення, шатунні болти, пружини, поршневі пальці і т.д.). Бувають в принципі відновлювані вироби, наприклад, двигуни в цілому, колінчасті вали, фільтри та інші складні вузли.

1.2.4. Поняття, що стосуються тривалості та обсягу роботи ДВЗ

Напрацювання – тривалість чи обсяг роботи об'єкта. Об'єкт може працювати безперервно чи з перервами; в останньому випадку враховують *сумарне напрацювання*. Напрацювання двигуна може вимірюватися в одиницях часу, циклах, одиницях обсягу роботи ($м^3$, га, км, і т.д.). Залежно від досліджуваного періоду часу розрізняють добове, місячне, квартальне, річне напрацювання та ін. Якщо ДВЗ експлуатується на різних режимах експлуатації, то напрацювання на полегшеному режимі може бути виділене й враховуватися окремо від напрацювання на номіналі. *Напрацювання до відмови* – напрацювання об'єкта від початку експлуатації до виникнення першої відмови. *Напрацювання між відмовами* – напрацювання об'єкта від завершення відновлення його працездатного стану після відмови до виникнення наступної відмови.

Ресурс – сумарне напрацювання об'єкта від початку його експлуатації чи поновлення (відновлення) після ремонту до переходу у граничний стан (вказаний у техдокументації). *Залишковий ресурс* – сумарне напрацювання об'єкта від моменту контролю його технічного стану до переходу у граничний стан; цим показником оцінюють функціонування, наприклад, малообертових суднових ДВЗ, ресурс яких до першого капітального ремо-

нту становить 50...100 тис. годин. *Призначений ресурс* – сумарне напрацювання об'єкта, при досягненні якого експлуатацію об'єкта належить припинити незалежно від його технічного стану.

Термін служби – календарна тривалість експлуатації об'єкта від її початку чи її поновлення після ремонту до переходу в граничний стан. *Призначений термін служби* – календарний час експлуатації, при досягненні якої використання об'єкта належить припинити незалежно від його технічного стану.

Термін збережуваності – календарний час збереження та (чи) транспортування об'єкта, протягом якого значення параметрів, що характеризують здатність об'єкта виконувати потрібні функції, знаходяться у заданих межах. *Призначений термін зберігання* – календарний час зберігання, після досягнення якого зберігання об'єкта належить припинити незалежно від його технічного стану.

Тривалість відновлення – інтервал часу, протягом якого об'єкт перебуває у непрацездатному стані через відмову.

Тривалість технічного обслуговування (ремонту) – інтервал часу, протягом якого виконується вручну чи автоматично операція технічного обслуговування та (чи) ремонту об'єкта, з урахуванням тривалості затримок через незабезпеченість матеріальними ресурсами.

Трудомісткість технічного обслуговування (ремонту) – сумарний час індивідуальних операцій технічного обслуговування та (чи) ремонту об'єкта, що затрачена всім обслуговуючим персоналом для цього виду технічного обслуговування та (чи) ремонту в інтервалі визначеного часу; трудомісткість вимірюють у людино-годинах.

Період припрацьовування – можливий початковий період напрацювання об'єкта, протягом якого спостерігається стала тенденція до зменшення потоку відмов, що зумовлено наявністю, поступовим виявленням та усуненням прихованих дефектів.

Треба із задоволенням засвідчити, що по проблемі надійності у 1994-2000 рр. в Україні видано низку стандартів.

Вони охоплюють усі основні питання, пов'язані з регламентацією, науковим обґрунтуванням:

- термінів та визначень (ДСТУ 2860-94);
- основних положень аналізу надійності (ДСТУ 2861-94);

- методів розрахунку показників надійності (ДСТУ 2862-94);
- загальних вимог щодо програм забезпечення надійності (ДСТУ 2863-94);
- основних положень експериментального оцінювання та контролю надійності (ДСТУ 2864-94);
- методів оцінки показників надійності за експериментальними даними (ДСТУ 3004-95);
- моделей відмов (ДСТУ 3433-96);
- планів випробувань для контролю середнього напрацювання до відмови та на відмову (ДСТУ 3942-2000);
- основних положень розрахунків та випробувань на втому (ДСТУ 2444-94).

Ці стандарти розроблені фахівцями вітчизняної Асоціації "Надійність машин та споруд". Вони враховують сучасний рівень і світовий досвід досліджень щодо проблеми надійності.

Тому використання означених стандартів при написанні підручника слід розглядати як важливий крок на шляху надання студентам сучасного арсеналу знань з проблем надійності ДВЗ.

Таку роль стандартів щодо надійності важко переоцінити.

При викладенні матеріалу обов'язковими стануть посилання на конкретні ДСТУ, що надасть можливість поглибленого їх вивчання у разі необхідності.

Означені стандарти входять до бібліотечного фонду НТУ "ХПІ" та науково-технічних бібліотек міст України.

Контрольні запитання та завдання

1. Якими поняттями характеризується якість ДВЗ?
2. Яке місце займає надійність у показниках якості ДВЗ?
3. Якими поняттями характеризується об'єкт надійності та його властивості?
4. Які складові входять у поняття надійності?
5. Чим характеризується граничний стан ДВЗ при оцінках їхньої довговічності?

6. Поясніть залежність значущості складових надійності для двигунів різних призначень.

7. Якими поняттями характеризується стан об’єкта надійності?

8. Чим відрізняються поняття справності та працездатності ДВЗ?

9. Що таке відмова ДВЗ?

10. Наведіть приклади використання терміну “відновлення ДВЗ” на двигунах різних призначень.

11. Які вивчаються напрацювання ДВЗ?

12. Які вивчаються ресурси ДВЗ?

13. Чим відрізняються “ресурс” та “термін служби” ДВЗ?

14. Назвіть поняття надійності, пов’язані із тривалістю та обсягом роботи ДВЗ.

15. Що таке трудомісткість технічного обслуговування чи ремонту ДВЗ?

16. Поясніть роль стандартів України при вирішенні проблеми надійності ДВЗ.

Глава 2. МАТЕМАТИЧНІ ОСНОВИ ТЕОРІЇ НАДІЙНОСТІ ДВЗ

Прогнозування надійності ДВЗ вимагає наявності математичних моделей процесів, що обумовлюють відмови чи довговічність, і структурних моделей надійності конкретних двигунів при визначенні рівня їхньої структурної надійності.

Формування надійності ДВЗ має свою специфіку.

По-перше, оцінки надійності поширюються на великі партії двигунів, особливо при їх масовому виробництві чи використанні.

По-друге, відмови, ресурси та інші показники надійності двигунів обумовлені випадковими сполученнями впливових факторів, імовірність яких треба обов'язково враховувати.

Нарешті, обробка результатів експериментів чи випробувань на надійність ДВЗ вимагає математично-статистичного підходу.

Усі такі особливості можна врахувати тільки при використанні спеціальних розділів вищої математики – теорії множин, теорії імовірностей та математичної статистики.

Розглянемо особливості використання у теорії надійності ДВЗ означених математичних дисциплін.

2.1. Використання теорії множин при оцінках надійності

2.1.1. Поняття про множини, які використовуються у теорії надійності

Множиною називають сукупність об'єктів, кожному з яких притаманна певна властивість, яку можна покласти в основу вивчення будь-якого об'єкта множини.

Окремі об'єкти множини називаються *елементами множини*. Позна-

чення $a \in A$ означає, що a є елементом множини A; $a \notin A$ означає, що a не належить множині A.

Приклад 2.1. $A = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$ означає, що множина A складається із чисел 1, 2, 3, 4, 5, 6. Тобто $2 \in A$, але $8 \notin A$.

Приклад 2.2. $A = \{0 \leq x \leq 1\}$ означає, що множина A складається із точок, які задовольняють обмеження $0 \leq x \leq 1$. Тому $3/4 \in A$, але $3/2 \notin A$.

Множина називається скінченою, якщо вона складається із кінцевої кількості елементів (приклад 2.1) та нескінченою – у протилежному випадку (приклад 2.2).

Порожньою називається множина, що не містить жодного елемента; інакше – порожня множина, коли дана властивість не притаманна жодному об'єкту множини. Її позначення – Ф.

Основною або повною множиною Ω називається така, яка містить усі елементи, що розглядаються.

Якщо кожний елемент множини A_1 входить до множини A_2, то множина A_1 називається підмножиною A_2, що позначають $A_1 \subseteq$ B. Із цього виходить якщо $A_1 \subseteq A_2 \subseteq A_3$, то $A_1 \subseteq A_3$.

Приклад 2.3. Нехай $A_1 = \{1, 2, 3, 4\}$ та $A_2 = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$, тоді $A_1 \subseteq A_2$, оскільки кожний елемент A_1 належить також A_2.

Дві *множини однакові*, якщо обидві містять одні й ті ж елементи. Якщо, наприклад, $A_1 \subseteq A_2$ та $A_2 \subseteq A_1$, то $A_1 = A_2$.

Сумою або об'єднанням $A_1 \cap A_2$ двох множин A_1та A_2 називається множина, яка містить усі елементи, що належать хоч би одній із множин A_1та A_2, тобто така множина елементів, кожний з яких є елементом хоч би однієї з даних множин – доданків A_1та A_2. Таким чином: $x \in (A_1 \cup A_2)$ означає, що $x \in A_1$, або $x \in A_2$, або і тому та іншому.

Аналогічно визначається сума будь-якої кількості множин. Якщо A_i – довільні множини, то $\cup A_i$ – сукупність елементів, кожний з яких належить хоч би одній з множин A_i.

Добутком або перетином $A_1 \cap A_2$ двох множин A_1та A_2 називається множина, яка містить усі елементи, що входять і до A_1, і до A_2, тобто множина всіх елементів, які спільні двом даним множинам A_1та A_2. Таким чином: $x \in (A_1 \cap A_2)$ означає, що $x \in A_1$ та $x \in A_2$. До речі, якщо $A_1 \subseteq A_2$ та $A_3 \subseteq A_2$, то $(A_1 \cup A_3) \subseteq A_2$ та $(A_1 \cap A_3) \subseteq A_2$.

Приклад 2.4. Нехай $A_1 = \{1, 2, 3, 4\}$ та $A_2 = \{3, 4, 5, 6\}$, тоді $A_1 \cup A_2 = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$ та $A_1 \cap A_2 = \{3, 4\}$.

Аналогічно визначається добуток (перетин) будь-якої кількості множин. Якщо A_i – довільні множини, то $\cup A_i$ – сукупність елементів, спільних із всіма множинами A_i.

Перетин навіть двох (а тим більше трьох, ...) непорожніх множин може бути порожнім.

Приклад 2.5. Нехай $A_1 = \{1, 2, 3, 4\}$; $A_2 = \{5, 6, 7, 8\}$, тоді $A_1 \cup A_2 = \{0\}$ – порожня множина.

Різницею між множинами A_1та A_2 $(A_2 - A_1)$ називається множина всіх елементів із A_2, що не містяться у A_1. Якщо A_2 – основна множина, то множина $(A_2 - A_1)$ називається доповненням A_1 й позначається $\overline{A}_1$. Таким чином: $x \in (A_2 - A_1)$ означає, що $x \in A_2$ та $x \notin A_1$. Іноді замість $A_2 - A_1$ пишуть $A_2 \setminus A_1$.

Приклад 2.6. $\overline{A}_1 = \{5, 6\} = 6\backslash 5$.

Операції додавання (складання) та перетину задовольняють умови сполученості та переміщуваності:

$$\left.\begin{array}{l} A_1 \cup (A_2 \cup A_3) = (A_1 \cup A_2) \cup A_3; \\ A_1 \cap (A_2 \cap A_3) = (A_1 \cap A_2) \cap A_3; \\ A_1 \cup A_2 = A_2 \cup A_1; \\ A_1 \cap A_2 = A_2 \cap A_1; \\ A_1 \cap (A_2 \cup A_3) = (A_1 \cap A_2) \cup (A_1 \cap A_3); \\ A_1 \cup (A_2 \cap A_3) = (A_1 \cup A_2) \cap (A_1 \cup A_3). \end{array}\right\} \qquad (2.1)$$

Алгебраїчні співвідношення теорії множин ілюструє рис. 2.1.

2.1.2. Зв’язок теорій множин та надійності

Як далі буде показано, теорія надійності тісно пов’язана із теорією імовірностей.

У свою чергу, між теорією імовірностей та теорією множин існує зв’язок.

Так, один із підходів, на якому базуються аксіоми теорії імовірностей, є множинний підхід, запропонований акад. Колмогоровим А.Н.

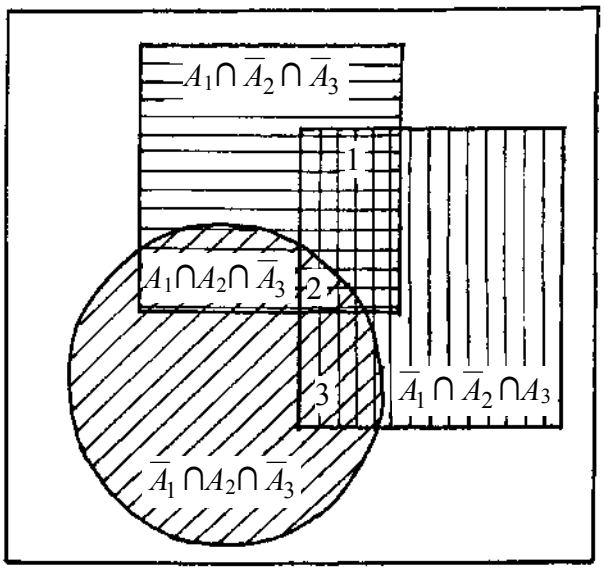


Рисунок 2.1 – Геометрична інтерпретація алгебраїчних співвідношень теорії множин:

□ – повна множина Ω;

▤ – множина A_1;

▥ – множина A_3;

◍ – множина A_2;

1 – $A_1 \cap \overline{A}_2 \cap A_3$;

2 – $A_1 \cap A_2 \cap A_3$;

3 – $\overline{A}_1 \cap A_2 \cap A_3$

При цьому запроваджується поняття елементарних подій, які у сукупності створюють простір елементарних подій (вибірковий простір), який розглядається як основна (повна) множина Ω. Таким чином, елементарні події – це елементи множини Ω; вони також являють собою вибіркові точки вибіркового простору. На відміну від елементарних подій просто події є підмножинами множини Ω (вибіркового простору).

Розглянемо математичну трактовку імовірностей, яку засновано на теорії множин.

Спочатку домовимося, що імовірність події – це числова характеристика ступеня можливості реалізації випадкової події у визначених умовах.

Це поняття має класичне визначення : якщо подія може здійснюватися лише N незалежними, несумісними та рівноможливими способами і тільки n з них сприяють події A (тобто коли настає подія A), то імовірність події дорівнює n/N та позначається як $R(A) = n/N$.

Воно має також і статистичне визначення: якщо у серії із N випробувань подія A здійснюється n разів та дріб n/N прямує до межі (границі) R із зростанням N, то R визначає імовірність події A, тобто

$$R(A) = \lim_{N \to 0} \frac{n}{N} \ . \qquad (2.2)$$

Сформулюємо властивості поняття імовірності як міри правдоподібності появи випадкової події.

Нехай визначено вибірковий простір Ω, який містить подію A_i. З урахуванням теорії множин імовірність визначають як ненегативне число $R(A_i)$, яке ставиться у відповідність події A_i та володіє такими властивостями:

1) $0 \leq R(A_i) \leq 1$ для будь-якого $A_i \leq \Omega$;

2) $R(\Omega) = 1$; це імовірна подія;

3) $R(A_i \cup A_j) = R(A_i) + R(A_j)$, якщо $A_i \cap A_j = \Phi$, тобто порожня множина, яка не містить ні єдиного елемента, спільного для A_i, A_j; маємо, що імовірність суми двох несумісних подій дорівнює сумі імовірностей цих подій (несумісні події – це події, що взаємно не перетинаються, тобто взаємно виключають одна іншу);

4) $R(\Phi) = 0$, тобто імовірність неможливої події дорівнює нулю;

5) $R(A_i) + R(\overline{A}_i) = 1$, тобто сума імовірностей подій, що відбувається та не відбувається, дорівнює одиниці.

Як бачимо, математичне визначення поняття імовірності цілком базується на теорії множин. Статистичне поняття імовірності цього, природно, не вимагає.

Тому на теорії множин базуються основні теореми й визначення теорії надійності, про що мова піде у наступному розділі.

2.2. Теорія імовірностей – математична основа теорії надійності

Широке розповсюдження методів теорії імовірностей при аналізі та оцінках надійності вимагає ґрунтовного вивчення цих методів.

2.2.1. Необхідність імовірнісного підходу до надійності ДВЗ

Метою теорії надійності є розробка *загальних правил*, яких слід дотримуватися при проектуванні, виготовленні, прийманні, транспортуванні, зберіганні та експлуатації виробів промисловості аби забезпечити найбільшу ефективність їхнього використання.

Природно, що теорія надійності приділяє велику увагу також розробкам *методів розрахунку* надійності складних технічних систем за відомими характеристиками надійності складових елементів.

Практична важливість таких двох задач не викликає сумнівів, в тому числі для ДВЗ, масове виробництво яких являє собою могутню підгалузь промисловості.

Здається, що *практичні задачі* з надійності машин (та ДВЗ) не мають відношення до теорії імовірностей і повинні вирішуватися інженерами – конструкторами, виробниками, експлуатаційниками на основі практичного досвіду.

Однак це не так. Тільки на основі математичного моделювання можна вирішувати важливі практичні задачі: щодо прогнозування ефективності тривалої експлуатації створюваної техніки; визначення вірогідних оцінок її надійності для великих партій об'єктів; розробки доцільних планів випробувань якості (надійності) готових виробів й отримання обґрунтованих висновків за результатами проведених випробувань; розрахунків оптимальних строків проведення профілактичних оглядів та ремонтів; забезпечення запчастинами і т. ін.

При цьому виявляється, що всі основні характеристики надійності носять імовірнісний характер. Це стосується напрацювань до відмови та на відмову, тривалості відновлення, величини зносів, кількості відмов за визначений термін часу, ресурсних оцінок, ремонтопридатності і т.д. Це пов'язано з випадковістю й невизначеністю означених характеристик.

Наприклад, тривалість безвідмовної роботи однакових двигунів, виготовлених на одному підприємстві, з однієї сировини, в однакових виробничо-технологічних умовах, має значний розкид. Це завжди підтверджується практикою. Наприклад, загальновідомо, що різко коливаються строки служби різних ДВЗ однієї партії випуску з моменту їхнього запуску до першої відмови; один двигун іноді функціонує бездоганно дуже довго, а сусідній відмовляє на перших годинах експлуатації.

Але якщо ми не можемо точно вказати тривалість безвідмовної роботи даного двигуна, то для значної кількості однакових ДВЗ на основі попередньої інформації щодо безвідмовного функціонування таких (подібних) двигунів можна заздалегідь вказати (спрогнозувати) процент двигунів, для яких термін безвідмовної роботи буде дорівнювати заданому. Тобто ми здатні оцінити ту імовірність, з якою двигун працюватиме не менше, ніж заданий час *t*.

Академік Гнеденко Б.В. підкреслює, що " теорія імовірностей впевнено входить в усі питання теорії надійності та є одним із основних методів вирішення її задач."

У зв'язку з імовірнісним характером показників надійності значно

поширився імовірнісний підхід до їхніх оцінок.

Великого значення, перш за все, він набуває при оцінці імовірності руйнування деталей та на цій основі – при визначенні так званої тривалої міцності (ресурсу до руйнування). Адже імовірність відмови може бути різною при одному й тому запасі міцності, але при різних імовірнісних розподіленнях (різних дисперсіях) діючих напруг та властивостей матеріалу з урахуванням локальних концентраторів, що носять випадковий характер.

Для прикладу розглянемо імовірність руйнування (катастрофічної відмови) залежно від міцності та умов роботи зубчастих передач ДВЗ.

Значення напружень вигину у зубцях при експлуатації передач будуть мати великий розкид, оскільки вони залежать: від зовнішнього навантаження, що змінюється адекватно нестаціонарності крутного моменту; від перерозподілу навантаження між зубцями (що одночасно зчіплюються), який залежить від співвідношення величин похибок зачеплення та деформацій під діянням навантаження, що передається; від значення концентрації навантажень, що визначається сполученням похибок спрямування зубців та деформацій елементів зачеплення під навантаженням, яке змінюється; від динамічних навантажень, що залежать від колової швидкості, точності виготовлення зачеплення, деформацій та ін. Таким чином, напруги вигину у зубцях залежать від множини близьких за ступенем впливу випадкових факторів, що дає підставу допустити розподіл діючих напруг вигину у зубцях $\sigma_{в.д}$ (рис. 2.2). На цьому рисунку показані криві густини розподілу діючих напруг $f(\sigma_{в.д})$ та розподілу граничних значень цих напруг $f(\sigma_{в.гр})$. Тут щільність розподілу визначена формулою

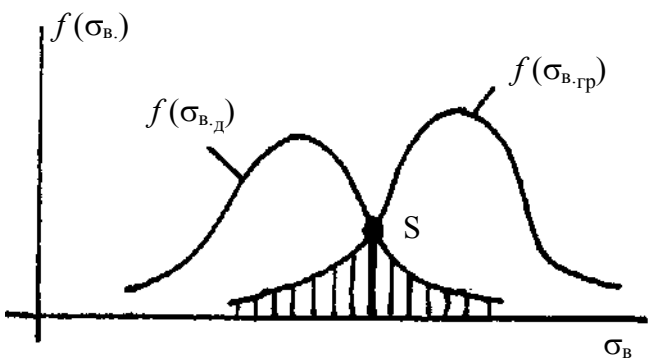


Рисунок 2.2 – Приклад розподілів діючих напруг вигину $\sigma_{в.д}$ у зубцях передачі шестірень

$$f(\sigma_в) = \frac{\sigma_в - \sigma_{в.сер}}{\sigma_{в.сер}}$$

для різних пар зубців із значного їх масиву (множини).

Відомо, що механічні характеристики навіть одного й того ж матеріалу змінюються у різних зраз-

ках. Тому розподіл, наприклад, гранично допустимих напруг у зубцях $f(\sigma_{в.гр})$ також має місце.

Криві $f(\sigma_{в.д})$ та $f(\sigma_{в.гр})$ перетинаються у точці *S*.

Імовірність того, що діючі напруги у зубцях $\sigma_{в.гр}$ будуть більше $\sigma_{в.s}$ адекватна площині під кривою розподілу напруг $\sigma_{в.д}$ праворуч від ординати точки *S*, а імовірність того, що гранична напруга $\sigma_{в.гр}$ буде менше $\sigma_{в.s}$ – площини під кривою розподілу граничних напруг ліворуч від ординати точки *S*.

Руйнування виникне, коли ці дві події відбудуться одночасно, тобто при $\sigma_{в.s}$. А імовірність руйнування позначена на рисунку 2.2 як площина, що заштрихована.

Цей приклад охоплює катастрофічні, тобто миттєві, відмови.

Імовірнісний підхід при оцінках надійності використовують і при поступових відмовах, наприклад, від зносів.

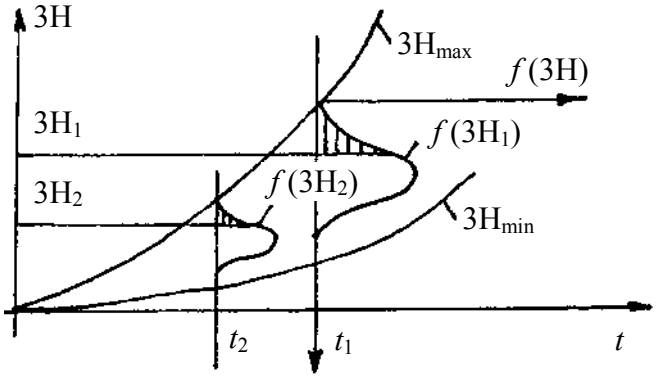


Рисунок 2.3 – Приклад розподілів за часом величин зносів (ЗН) зубців передач шестерень:

ЗН$_{max}$ – максимальний рівень зносу;
ЗН$_{min}$ – мінімальний рівень зносу

Інтенсивність зносу тих же зубців передач є функцією випадкових факторів – навантаження, швидкості, ступеня забруднення мастила, точності виготовлення, твердості робочих поверхонь, тобто величин, що мають розсіювання. Тому величини зносів зубців передач будуть розподілені у деякому діапазоні часу (рис. 2.3). Тут функція густини розподілу f(ЗН) залежить від моменту часу, наприклад, t_1 чи t_2. Якщо величина зносу ЗН$_1$ є граничною (й викликає руйнування зубців), то заштрихована площина під кривою f(ЗН$_1$) характеризує імовірність виходу з ладу передачі до моменту t_1. Аналогічно – для t_2 і т.д.

Велике значення (частіше – вирішальне) має оцінка ефективності різних заходів, що підвищують надійність, методами теорії імовірностей.

Розглянемо приклад. Добре відомо із практики, що не існують абсолютно надійні вироби чи їхні елементи. Кожний двигун, якщо вести мову про них, яким би він не був досконалим, протягом тривалої експлуатації втрачає свої якості (старіє). Для підвищення надійності ДВЗ потрібно йти різними шляхами, в тому числі підвищувати його надійність шляхом резервування. Сутність останнього – в тому, що до двигуна вводять надлишкові елементи, вузли, агрегати, що починають спрацьовувати лише по мірі виходу з ладу основних елементів, вузлів, агрегатів. Так, кожний водій має запасні частини (свічки, інші елементи системи запалювання, бензонасосу і т. ін.), що особливо необхідно при далеких рейсах поза містом, де бракує ремонтних служб. У подальших розділах підручника буде оцінена ефективність резервування методами теорії імовірностей; підкреслимо, що імовірність безвідмовної роботи двигуна може зростати при використанні запасних частин удвічі й більше.

Сказане підтверджує велику плідність імовірнісних підходів до оцінок надійності ДВЗ, дозволяє дослідити й обґрунтовано розробляти ефективні заходи щодо суттєвого підвищення надійності.

2.2.2. Використання основних положень теорії імовірностей при аналізі надійності ДВЗ

Для кількісних оцінок показників надійності двигунів на практиці широко застосовують математичний апарат теорії імовірностей.

Сформулюємо основні поняття та математичні положення теорії імовірностей, що використовуються у теорії надійності.

2.2.2.1. ***Поняття теорії імовірностей.***

Нижче викладено тільки такі поняття та положення, що стосуються ДВЗ, тобто використовуються у теорії їхньої надійності.

Дослідок – здійснення певних дій в певних умовах, при яких спостерігається дана подія.

Подія – кількісний результат досліду.

Імовірність події – кількісна характеристика об’єктивної можливості появи даної події. На практиці поняття імовірності проявляється в тому, що відносна частота події в кожному випробуванні чи при експлуатації наближається до відповідної імовірності. Відносна частота події А є відношення кількості n даної події до кількості N усіх виконаних дослідів, тобто

$R(A) = n/N$, що адекватно залежності (2.2). Таким чином, саме відносна частота події уособлює імовірність події. Вона змінюється у межах

$$0 \leq R(A) \leq 1. \qquad (2.3)$$

Вірогідна подія – така, що обов'язково повинна відбутися. Позначаємо її *Є*. Імовірність такої події дорівнює одиниці.

Випадкова подія – така, що в результаті відтвореного досвіду може відбуватися чи не відбуватися. Позначаємо її *А*.

Неможлива подія – така, що свідомо не може відбутися. Позначимо її И. Імовірність такої події дорівнює нулю.

Сумісні (несумісні) події – такі, поява одного з яких не виключає (виключає) можливість появи іншої події. Інша трактовка: події називаються сумісними (несумісними), якщо дві з них можуть (не можуть) з'явитися разом. Так, двигун не може одночасно знаходитися у справному стані і бути несправним; або ще – безвідмовна робота і відмова – події несумісні.

Незалежна подія – коли імовірність події не змінюється від того, відбулася чи не відбулася інша подія.

Залежна подія – коли поява однієї події залежить від того, чи з'явилася інша подія. Прикладом таких подій може бути відмова елементів масляного фільтра системи змащування ДВЗ, яка викликає та прискорює зношування деталей (пар) тертя.

Протилежна подія – відносно деякої обраної події *А*, подія, що містить непоявлення цієї обраної події. Вона також зветься додатковою. Позначимо її $\overline{A}$ (можна порівняти з різницею множин).

Повна група подій – така сукупність подій, що в результаті досвіду обов'язково повинна відбутися хоч би одна з подій цієї сукупності.

2.2.2.2. *Теореми теорії імовірностей*

При розрахунках імовірностей складних подій при рішеннях задач надійності застосовуються непрямі методи з використанням теорем теорії імовірностей:

- теореми складання імовірностей;
- теореми множення імовірностей;
- теореми повної (безумовної) імовірності;
- теореми імовірності гіпотез (формули Бейєса).

Розглянемо їх на основі понять суми та добутку подій.

Сума подій $A_1, A_2,..., A_n$ – така подія A, поява якої еквівалентна появі хоч би однієї будь-якої події з $A_1, A_2,..., A_n$. Відповідно до теорії множин,

$$A = A_1 \cup A_2 \cup ... A_n = \bigcup_{i=1}^{n} A_i . \qquad (2.4)$$

Сума подій ще називається *об'єднанням подій*. При цьому справедливі рівняння:

$$\left.\begin{aligned} &A \cup A = A; \\ &A \cup И = A; \\ &A \cup Є = Є; \\ &A \cup \overline{A} = Є. \end{aligned}\right\} \qquad (2.5)$$

Добуток подій $A_1, A_2,..., A_n$ – така подія A, поява якої еквівалентна появі всіх подій $A_1, A_2,..., A_n$ одночасно. Відповідно до теорії множин,

$$A = A_1 \cap A_2 \cap ... A_n = \bigcap_{i=1}^{n} A_i . \qquad (2.6)$$

Добуток подій називається ще *перетином подій*. При цьому справедливі рівняння:

$$\left.\begin{aligned} &A \cap A = A; \\ &A \cap Є = A; \\ &A \cap И = И; \\ &A_i \cap A_j = И, \end{aligned}\right\} \qquad (2.7)$$

де A_i , A_j – несумісні події.

Теорема складання імовірностей

Якщо $A_1, A_2,..., A_n$ – несумісні події та A – сума цих подій, то імовірність події A дорівнює сумі імовірностей подій $A_1, A_2,..., A_n$, тобто

$$R(A) = R\left(\bigcup_{i=1}^{n} A_i\right) = R(A_1) + R(A_2) + ... + R(A_n) = \sum_{i=1}^{n} R(A_i). \qquad (2.8)$$

Для будь-яких сумісних подій A_1 та A_2 має місце формула складання їхніх імовірностей:

$$R(A_1 \cup A_2) = R(A) + R(A_2) - R(A_1 \cap A_2). \qquad (2.9)$$

Для n сумісних випадкових подій $A_1, A_2,..., A_n$ формула складання має вигляд:

$$R\left(\bigcup_{i=1}^{n} A_i\right) = \sum_{i=1}^{n} R(A_1) - \sum_{i=1}^{n-1}\sum_{j=i+1}^{n} R(A_i \cap A_j) + \sum_{i=1}^{n-2}\sum_{j=i+1}^{n-1}\sum_{k=j+1}^{n} R(A_i \cap A_j \cap A_k) - ... +$$

$$+(-1)^{n-1} R\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) \qquad (2.10)$$

або

$$R\left(\bigcup_{i=1}^{n} A_i\right) = 1 - R\left(\bigcap_{i=1}^{n} \overline{A}_i\right). \qquad (2.11)$$

Якщо події $A_1, A_2,..., A_n$ створюють повну групу несумісних подій, тобто поява хоч би однієї з них є вірогідною подією, то сума їхніх імовірностей дорівнює одиниці:

$$R(A_1) + R(A_2) + ... + R(A_n) = \sum_{i=1}^{n} R(A_i) = 1. \qquad (2.12)$$

Сума імовірностей протилежних подій також дорівнює одиниці. Так, якщо $R(t)$ – імовірність безвідмовної роботи, а $Q(t)$ – імовірність відмови двигуна за час t, то ці обидві події створюють повну групу протилежних подій, коли

$$R(t) + Q(t) = 1.$$

Якщо при розрахунках надійності двигуна простіше визначити імовірність його відмови за термін t, то імовірність безвідмовної роботи

$$R(t) = 1 - Q(t) \qquad (2.13)$$

Приклад 2.7. (для пояснення теореми складення). Нехай ДВЗ випускаються на двох підприємствах $П_1$ та $П_2$ для одного замовника. Перше з них поставляє 70 %, а друге – 30 % усіх двигунів, що отримує замовник. Із кожних 100 двигунів підприємства $П_1$ у середньому 90 % стандартизованих (за якимсь критерієм), а від $П_2$ – 70 %. Таким чином, для замовника імовірність отримати стандартизовані ДВЗ з обох підприємств в цілому складає повну імовірність $(0,7 \times 90 + 0,3 \times 70)/100 = 0,84$. Припустимо, що за якийсь термін двигуни випускалися тільки з підприємства $П_1$; тоді імовір-

ність того, що двигуни будуть стандартизовані, досягне 90/100 = 0,9, тобто підвищиться. Цей приклад свідчить, що додавання до загальних умов, в яких відбувається подія (купівля ДВЗ замовником) додаткової умови (яке підприємство виробляє двигуни) може змінити імовірність наслідків події. При накладанні цієї додаткової умови отримуємо так звану умовну імовірність; вона визначається $\underset{A_2}{R}(A_1)$. У цих розрахунках повної імовірності була використана теорема складання імовірностей з урахуванням значущості ДВЗ кожного підприємства в загальній поставці для замовника.

Теорема множення імовірностей

Спочатку сформулюємо поняття умовної імовірності події A_1 при настанні події A_2. Під такою імовірністю розуміють імовірність події A_1, розраховану за припущенням, що подія A_2 відбулася; її позначення: $R(A_1 | A_2)$. При цьому

$$R(A_1 | A_2) = \frac{R(A_1 \cap A_2)}{R(A_2)}. \qquad (2.14)$$

Звідки формулюємо: умовною імовірністю події A_1 відносно A_2 називають відношення імовірності сумісної появи цих подій (згідно з формулою 2.9) до імовірності події A_2 (імовірності умови).

Якщо умовна імовірність події A_1 відносно A_2 дорівнює імовірності події A_1, то, природно, подія A_1 буде незалежною від події A_2, тобто умова незалежності події A_1 від A_2 має вигляд.

$$R(A_1 | A_2) = R(A_1). \qquad (2.15)$$

Нехай події A_1 та A_2 незалежні; тоді з рівнянь (2.14) та (2.15) витікає

$$R(A_1 | A_2) = R(A_1) \times R(A_2). \qquad (2.16)$$

Остання формула є теоремою добутку імовірностей для незалежних подій: імовірність сумісної появи незалежних подій дорівнює добутку імовірностей цих подій.

У загальному випадку цю теорему записують у вигляді

$$R\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) = R(A_1 \cap A_2 \cap \ldots \cap A_n) = R(A_1 | A_2 \cap \ldots \cap A_n) \text{ x}$$

$$\times R(A_2 \mid A_3 \cap ... \cap A_n) ... R(A_{n-1} \mid A_n) R(A_n) = \bigcap_{i=1}^{n} R(A_i). \qquad (2.17)$$

До речі, ліва частина рівняння (2.17) являє собою імовірність добутку події A_i, оскільки, згідно (2.6), добуток події і є такою подією, яка означає одночасну появу подій A_i.

Остаточно:

$$R\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) = R(A_1 \cap A_2 \cap ... \cap A_n) = R(A_1)\, R(A_2) ... R(A_n) = \bigcap_{i=1}^{n} R(A_i). \qquad (2.18)$$

Для несумісних випадкових подій A_i та A_j:

$$R(A_i \cap A_j) = R(И) = 0. \qquad (2.19)$$

Приклад 2.8. для пояснення теореми множення імовірностей). Моторист обслуговує на судні три дизеля у моторному відділенні. Імовірність того, що протягом години дизель не привертатиме уваги мотористa, дорівнює для першого дизеля 0,5, для другого – 0,8, для третього – 0,85. Знайдемо імовірність того, що протягом якоїсь години ніякий двигун не приверне до себе уваги мотористa. Використовуємо формулу (2.17):

$$R\left(\bigcap_{1}^{3} A_i\right) = 0{,}9 \times 0{,}8 \times 0{,}85 = 0{,}612.$$

Приклад 2.9. (для пояснення тієї ж теореми): на КВС підприємства випробуються одночасно 50 двигунів. Нехай імовірність того, що на протязі години відмовить конкретний з них, дорівнює 0,3; і така імовірність – однакова для кожного дизеля партії, при незалежності його від інших дизелів. Знайдемо імовірність того, що протягом години не відмовить хоч би один двигун. Для окремого двигуна маємо імовірність безвідмовної роботи $R = 1 - 0{,}3 = 0{,}7$. Згідно з формулою (2.17) імовірність того, що не відмовить ніякий з 50 досліджуваних дизелів, дорівнює $R = (0{,}7)^{50} = 1{,}78 \times 10^{-8}$. Але події типів “не відмовить ніякий з двигунів” та “відмовить хоч би один” є парою протилежних подій. Тому сума їхніх імовірностей, згідно з формулою (2.13), дорівнює шуканій імовірності:

$$1 - (0{,}7)^{50} = 1 - 1{,}78 \times 10^{-8} \approx 1.$$

Коли імовірність настільки наближається до одиниці, то така подія може вважатися цілком вірогідною. Це означає, що практично завжди протягомі години щонайменше один із двигунів функціонуватиме з відмовою. Таким чином, хоча імовірність відмови кожного з дизелів протягом часу і не дуже значна, але при випробуваннях великої партії дизелів імовірність відмов хоч би одного з них стає вже суттєвою.

Теорема повної імовірності

Формула, що визначає таку імовірність, є узагальненням формул складання й множення імовірностей.

Якщо подія A може відбутися тільки за умови, що відбулася якась подія A_i з несумісних подій A_1, A_2, A_3,..., A_n, імовірності яких відомі, та якщо відомі умовні імовірності $R(A_1 \mid A_i)$ для всіх i = 1, 2,..., n, то імовірність події $R(A)$ може бути обчислена за формулою повної імовірності:

$$R(A) = \sum_{i=1}^{n} R(A_i) \times R(A \mid A_i). \qquad (2.20)$$

Дійсно,

$$A = \bigcup_{i=1}^{n} (A \cap A_i).$$

На основі правила складання імовірностей маємо:

$$R(A) = R\left[\bigcup_{i=1}^{n} (A \cap A_i)\right] = \sum_{i=1}^{n} R(A \cap A_i),$$

а на основі правила помноження імовірностей кожний із додатків подаємо у вигляді: $R\ (A \cap A_i) = R(A_i) \times R(A \mid A_i)$, звідкіля остаточно отримуємо рівняння (2.20).

Приклад 2.10. (для пояснення повної імовірності). Нехай відомі імовірності випуску дизелів підприємством $П_1$ [$R(A_1)$ = 0,7] та підприємством $П_2$ [$R(A_2)$ = 0,3], оскільки із кожних 100 дизелів 70 випускаються $П_1$, а 30 – $П_2$. Відомі нехай також умовні імовірності стандартності дизелів, що випускаються тільки $П_1$ [$R(A \mid A_1)$ = 0,9] та $П_2$ [$R(A \mid A_2)$ = 0,7], тобто стандартності дизелів при додатковій умові, що вони випускаються тільки $П_1$ та тільки $П_2$. Тоді за формулою (2.20) обчислимо повну йімовірність стандартності дизелів без будь-яких припущень щодо місця їхнього виготовлення,

тобто безумовну імовірність

$$R(A) = 0{,}7 \times 0{,}9 + 0{,}3 \times 0{,}7 = 0{,}84,$$

що, до речі, вже було визначено вище, у прикладі 2.7.

Теорема імовірності гіпотез (формула Бейєра)

У формулі (2.20) несумісні події $A_i = A_1, A_2, ..., A_n$, з якими тільки і може відбутися подія A, називають гіпотезами щодо події A (наприклад, умови випробувань ДВЗ містять деякий невідмовний елемент, відносно яких можуть бути висунуті гіпотези).

Припустимо, що до початку досліду відомі умовні імовірності $R(A|A_i)$ складної події A, яка може з'явитися (відбутися) тільки разом із однією з гіпотез A_i, які складають повну групу несумісностей подій. Ці імовірності, що беруться для досліду, називають апріорними імовірностями. Імовірності гіпотез A_i також відомі. Потрібно визначити імовірності подій $A_1, A_2, ..., A_n$ після досліду (апріорні імовірності), що являють собою умовні імовірності подій $A_1, A_2, ..., A_n$ відносно події A. Іншими словами, якщо подія A в досліді спостерігалася, то наскільки імовірна та чи інша з гіпотез, при якій подія A тільки й могла відбутися?

Значення умовних післядослідних імовірностей гіпотез визначаються за теоремою гіпотез (формулою Бейєра):

$$R(A_i \mid A) = \frac{R(A_i) \times R(A \mid A_i)}{\sum_{i=1}^{n} R(A_i) \times R(A \mid A_i)}, \qquad (2.21)$$

де знаменник – повна імовірність, а $R(A_i)$ – апріорна імовірність здійснення гіпотези A_i, що визначена безвідносно до події A. Залежність (2.21) є наслідком теореми множення та повної імовірності.

2.2.3. Закони розподілу випадкових величин, що використовуються при аналізі надійності ДВЗ

Вище у розділі 2.2.2 було сформульовано поняття розподілу імовірностей випадкових величин як однієї з базових характеристик таких величин.

Закони розподілу імовірностей визначають співвідношення між можливими значеннями випадкових величин та відповідними до них імовірностями.

На практиці масиви випадкових величин отримують за результатами експлуатації чи випробувань на надійність ДВЗ, наприклад. При обробці такої інформації слід виходити з того, що кожний з означених масивів можна описати конкретним теоретичним розподілом імовірностей випадкових величин, що його складають.

Можна використати методи виявлення теоретичних розподілів імовірностей за експлуатаційними чи експериментальними даними при умові мінімізації відхилень цих даних від такого розподілу.

Це й надає можливості застосування відомих для законів теоретичних розподілів математичних співвідношень, що описують їхні характеристики, для математичного моделювання з допомогою ЕОМ – показників надійності для скільки завгодно великих масивів експериментальних чи експлуатаційних даних щодо надійності ДВЗ.

Такий сучасний підхід широко використовується у моторобудуванні.

Викладемо математичний апарат для опису найбільш розповсюджених теоретичних законів розподілів імовірностей випадкових величин [41]. При цьому робитиметься наголос на прикладах використання цих законів при аналізі надійності ДВЗ.

Для кожного з законів розподілу наводяться основні його характеристики (для безперервних розподілів):

- *щільність імовірності;*
- *функція розподілу (модель відмов);*
- *імовірність безвідмовної роботи (модель надійності);*
- *математичне сподівання;*
- *дисперсія;*
- *коефіцієнт варіації.*

Додатково до ДСТУ 3433-96 нами наведені й такі характеристики розподілу, як *інтенсивність відмов* (оскільки її роль важлива саме для аналізу надійності ДВЗ) та *мода.*

Нарешті, наводяться графіки законів теоретичних розподілів імовірностей випадкових величин.

У теорії надійності ДВЗ зустрічаються із розподілами двох типів – дискретного та безперервного.

Дискретний тип – випадкова величина X має розподіл цього типу, якщо вона може приймати скінчену множину значень. Прикладом випад-

кової величини дискретного типу може служити кількість відмов виробу за визначений час або кількість виробів, що безвідмовно відпрацювали до заданого часу. Розподілення випадкової величини буде повністю описано, якщо вказати, що для будь-якого i імовірність того, що x матиме значення X_i, дорівнює $R(x= X_i) = R_i$. Цей тип розподілу може бути представлений як графік функції (рис. 2.4)

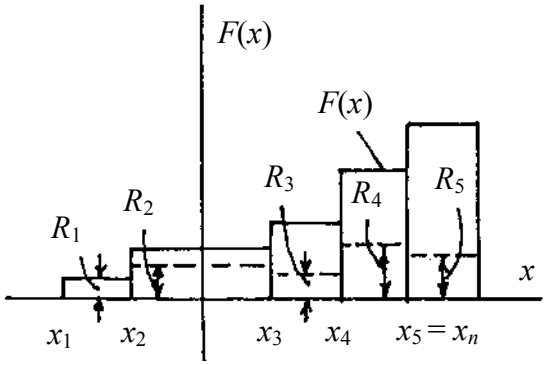


Рисунок 2.4 – Функція F(x) для дискретного типу розподілу

$$F(x)=R(X\leq x) = \Sigma P_i. \qquad (2.22)$$

Безперервний тип – випадкова величина x має розподілення цього типу, якщо функція розподілення $F(x)$ всюди безперервна та якщо, крім того, існує й безперервна похідна $f(x)= F'(x)$, що називається щільністю імовірності, поняття якої пояснимо на рисунку 2.5.

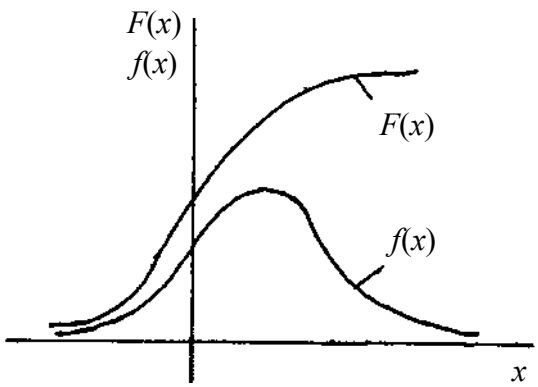


Рисунок 2.5 – Функція F(x) для безперервного типу розподілу

Нижче наводяться теоретичні закони дискретних розподілів імовірностей випадкових величин.

2.2.3.1. ***Закони дискретних розподілів імовірностей. Біноміальний розподіл*** – це розподіл імовірностей кількостей появ деякої події при повторних незалежних випробуваннях (дослідах). Якщо при кожному випробуванні імовірність появи події дорівнює p, причому $0\leq p \leq 1$, то число A появи такої події при n незалежних випробуваннях є випадковою величиною X, яка приймає значення $x = 1, 2, 3,...,n$ з імовірностями $R(x, n, p)$, коли

$$f(x)= R(x, n, p) = C_n^x p^x q^{n-x}, \qquad (2.23)$$

де $q = 1 - p$ – імовірність того, що подія не відбулася; $C_n^x = \dfrac{n!}{x!(n-x)!}$ – кількість сполучень (біноміальні коефіцієнти згідно з формулою для обчис-

лення бінома Ньютона). Звідси й назва цього розподілу, який використовується при аналізі ситуацій, коли вироби класифікуються за кратними ознаками – справні й несправні ДВЗ, наприклад. Його використовують також при аналізі якості двигунів, коли тривалість роботи не має визначального значення, наприклад, при приймальних випробуваннях.

Математичне сподівання та дисперсія випадкової величини A дорівнюють відповідно:

$$M(A) = n \cdot p; \;\; D(A) = n \cdot p \cdot q.$$

При великих значеннях n та відносно малих імовірностях p зручно замість (2.23) застосовувати наближену формулу для біноміального розподілу:

$$f(x) = R(x,n,p) \approx e^{-\lambda} \times \frac{\lambda^x}{x!} = \exp(-\lambda) \times \lambda^x / x!, \qquad (2.24)$$

де $\lambda = n \cdot p$.

Функція (2.24) табульована; відповідно її таблиця наведена у [46]. Похибка від заміни (2.23) на (2.24) не перевищує λ^2/n.

Приклад 2.11. (для пояснення біноміального розподілу): Імовірність відмови будь-якої з форсунок восьмициліндрового (n = 8) двигуна за час t дорівнює q = 0,1. Обчислити імовірність того, що за цей час відмовлять рівно чотири (x = 4) форсунки. Розв'язок – за умови імовірності відмови q = 0,1, тобто імовірність безвідмовної роботи $p = 1 - q = 0{,}9$. З таблиці 4.7 роботи [46] $C_n^x = C_8^4 = 70$; тоді шукана імовірність відмови чотирьох форсунок одночасно $q(4) = C_8^4 \times 0{,}9^4 \times 0{,}1^4 = 70 \times 0{,}0001 \times 0{,}64 = 0{,}00448 \approx 0{,}005$, тобто суттєво менша імовірності відмови однієї форсунки $q(1)$ = 0,1.

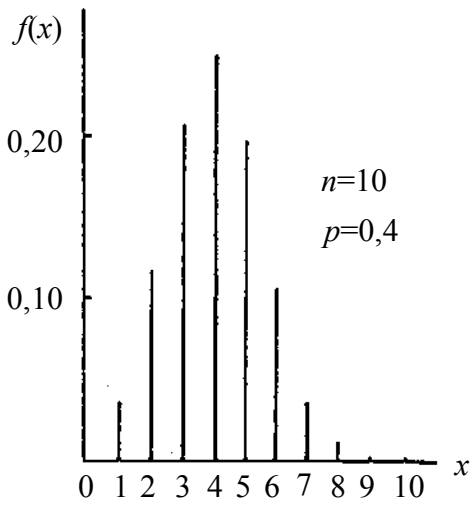


Рисунок 2.6 – Приклад біноміального розподілу імовірності випадкових величин

Графічна інтерпретація біноміального розподілу наведена на рисунку 2.6.

Пуассона розподіл. Дискретна випадкова величина X називається розподіленою за законом Пуассона, коли для числа її можливих значень x

= 1, 2, 3,... імовірність того, що $X = x$ визначається формулою

$$f(x) = R(x, \lambda t) = \frac{\lambda^x \times e^{-\lambda t}}{x!}, \qquad (2.25)$$

де $\lambda > 0$ – параметр закону Пуассона; $x = 1, 2, 3,...$ – ряд натуральних чисел; t – час (або інтервал часу).

Математичне сподівання та дисперсія випадкової величини, розподіленою за законом Пуассона з параметром λt: $M(x, \lambda t) = D(x, \lambda t) = \lambda t = a$.

Розподіл Пуассона широко використовується при аналізі потоків подій та потоків відмов. Потік подій є *ординарним*, якщо імовірність появи на елементарній дільниці Δt (t – час) двох чи більше подій зневажливо мала у порівнянні з імовірністю появи однієї події. Якщо характер протікання потоку подій після будь-якого моменту часу не залежить від того, як протікав потік до цього моменту, то такий потік зветься *потоком без післядій*; подібний ординарний потік називають пуассонівським. Саме його й описує залежність (2.25).

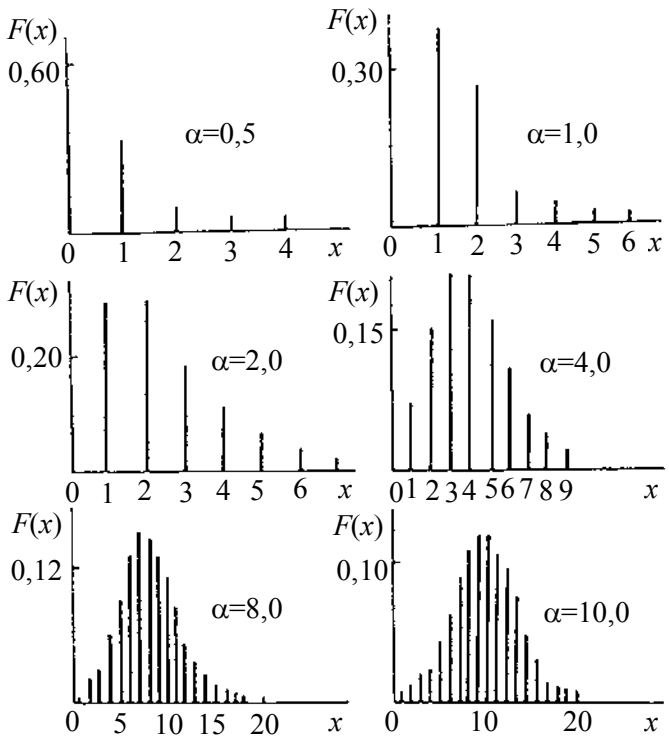


Рисунок 2.7 – Приклади розподілів Пуассона для імовірностей випадкових величин при різних параметрах a

Графічна інтерпретація розподілу Пуассона наведена на рисунку 2.7.

Із формули (2.25), до речі, витікає, що імовірність безвідмовної роботи за час t при такій оцінці надійності

$$R(0, \lambda t) = e^{-\lambda t} \frac{(\lambda t)^0}{0!} = e^{-\lambda t},$$

імовірність хоч би однієї відмови за цей час

$$Q(0, \lambda t) = 1 - R(0, \lambda t) = 1 - e^{-\lambda t}.$$

Якщо незалежні випадкові величини X_1 та X_2 мають розподіл Пуассона з параметрами $\lambda_1 t$ й $\lambda_2 t$, то їх сума $X_1 \cup X_2$ має такий же розподіл з такими ж параметрами a_1 та a_2.

Коли ж замість інтервалу часу t взяти одиничний інтервал часу $t = 1$, то формула (2.25) має вигляд:

$$f(x) = R(x,\lambda) = e^{-\lambda}\frac{\lambda^x}{x!}. \qquad (2.26)$$

Гіпергеометричний розподіл. Він відіграє важливу роль при вибірковому контролі якості виробів за результатами оцінок надійності. Наприклад, якщо із сукупності (множини), що складається із n двигунів, де n_1 придатних та $n_2 = n - n_1$ – дефектних, витягається вибірка $ч$, то імовірність того, що у даній виборці буде x придатних двигунів, складатиме:

$$R(x) = \frac{C_{n_1}^{x} \times C_{n-n_1}^{ч-x}}{C_n^{ч}}. \qquad (2.27)$$

Математичне сподівання

$$M(x) = ч \times \frac{n_1}{n}.$$

Дисперсія

$$D(x) = \frac{n_1 \cdot (n - n_1) \cdot ч \cdot (n - ч)}{n^2 (n-1)}.$$

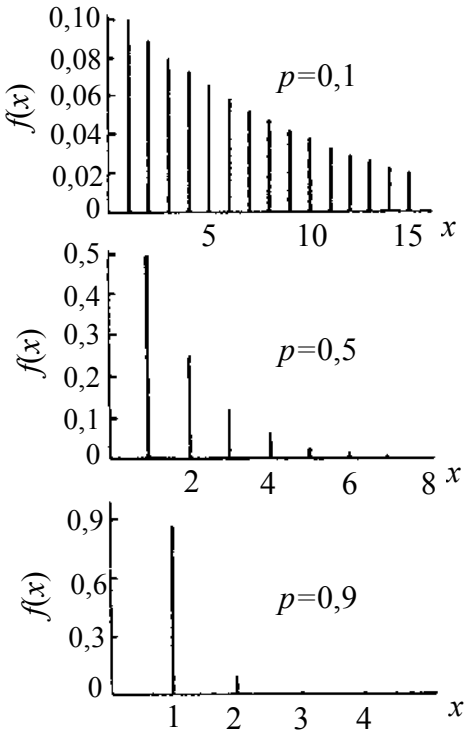


Рисунок 2.8 – Приклади геометричних розподілів імовірностей випадкових величин при різних p

Геометричний розподіл. Такий розподіл зустрічається у задачах, де потрібно розрахувати імовірності першої відмови на x-му кроці за умови, що на всіх кроках відмови мають однакову імовірність, що дорівнює p. Тоді

$$f(x) = R(x) = (1-p)^{x-1} \times p = q^{x-1} \cdot p, \qquad (2.28)$$

де $x = 1, 2, 3,...;\ q = 1 - p$.

Графічна інтерпретація геометричного розподілу показана на рисунку 2.8.

Математичне сподівання

$$M(x) = \frac{1}{p}.$$

Дисперсія

$$D(x) = \frac{q}{p^2}.$$

2.2.3.2. ***Закони безперервних розподілів імовірностей.***

Нормальний розподіл. Це найбільш розповсюджений закон розподілу, який використовується в практиці метородосліджень. Він відіграє важливу роль у теорії надійності ДВЗ, оскільки найчастіше описує розподіли експериментальних даних за великої кількості вимірювань.

Основні характеристики нормального розподілу наведено у табл. 2.1 [45].

Таблиця 2.1 – Характеристики нормального розподілу

Характеристики нормального розподілу	Розрахункові формули
Щільність імовірності	$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right]$ (2.29)
Функція розподілу	$F(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{t} \exp\left[-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right] dt$ (2.30)
Імовірність безвідмовної роботи	$R(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{t}^{+\infty} \exp\left[-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right] dt$ (2.31)
Математичне сподівання	$M(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} \exp\left[-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right] dt = a$ (2.32)
Дисперсія	$D(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} (t-a)^2 \times \exp\left[-\frac{(t-a)^2}{2\sigma^2}\right] dt =$ $=\sigma^2$ (2.33)
Коефіцієнт варіації	**$V(t) = \sigma/M_t$, де M_t – середнє відхилення за формулою (2.34′)** **(2.34)**

Таким чином, цей розподіл цілком визначається двома параметрами a та σ^2. Їх отримують за експериментальними даними для масивів результатів спостережень (вимірювань). Тут a – середнє арифметичне значення цих даних, а σ^2 – їхня дисперсія.

Інтенсивність відмов для цього розподілу

$$\lambda(t) = \frac{\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{t-a}{\sigma}\right)^2\right]}{\int_t^{\infty} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{t-a}{\sigma}\right)^2\right]}. \qquad (2.34')$$

Мода:

$$M_0 = a.$$

На рисунку 2.9 дана графічна інтерпретація основних характеристик нормального розподілу.

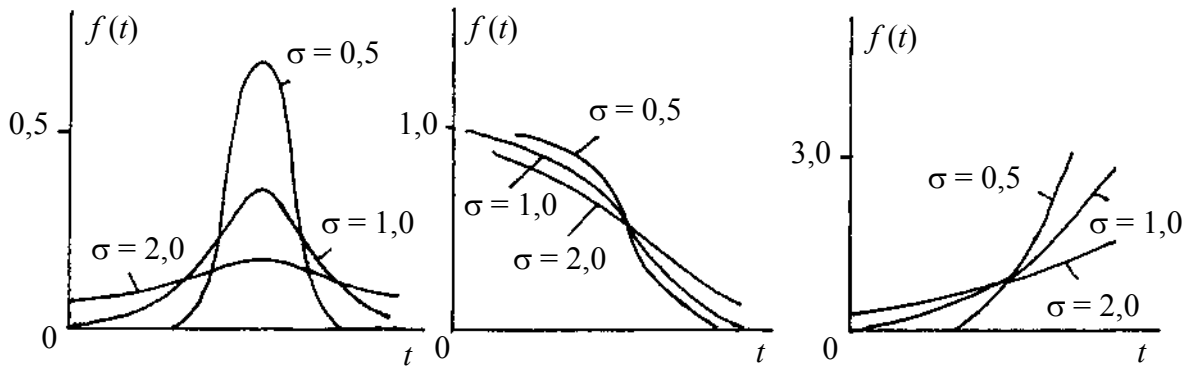


Рисунок 2.9 – Приклади нормального розподілу (закон Гауса)

Експоненціальний розподіл. Цей розподіл як простий широко використовується при попередніх й приблизних оцінках щодо надійності ДВЗ наприклад, на ранніх етапах проектування та розробки. Основні характеристики експоненціального розподілу наведено у таблиці 2.2 [45].

Цей розподіл являє собою однопараметрову функцію, оскільки цілком визначається параметром λ. Але необхідно критично ставитися до використання такого розподілу, оскільки однопараметричність моделі накла-

дає на неї ряд суттєвих обмежень, робить її надто приблизною, й існує безліч випадків, коли експоненціальний розподіл явно не придатний.

Таблиця 2.2 – Характеристики експоненціального розподілу

Характеристики експоненціального розподілу	Розрахункові формули	
Щільність імовірності	$f(t) = \lambda \exp(-\lambda t)$	(2.35)
Функція розподілу	$F(t) = 1-\exp(-\lambda t)$	(2.36)
Імовірність безвідмовної роботи	$R(t) = \exp(-\lambda t)$	(2.37)
Математичне сподівання	$M(t) = 1/\lambda$	(2.38)
Дисперсія	$D(t) = 1/\lambda^2$	(2.39)
Коефіцієнт варіації	$V(t) = 1$	(2.40)

До властивостей експоненціального закону відносяться такі:

- *цей розподіл є окремим випадком розподілу Вейбула та гамма-розподілу (γ-розподілу);*
- експоненціальний закон розподілу характеризується сталою інтенсивністю відмов; це означає, що імовірність відмови об’єкта не залежить від того, скільки часу він пропрацював до моменту часу, який розглядається, тобто експоненціальний розподіл абсолютно не враховує старіння та зношування;
- цей розподіл має максимальну щільність відмов у момент початку експлуатації, тобто відповідає низьким технологіям і якості вироблення та складання, вилучає технологічне припасування та конструктивне доведення.

Бачимо, що використання цього розподілу вельми обмежене, про що йшла мова вище.

Інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const}. \tag{2.41}$$

Мода – відсутня:

$$M_0 = 0. \tag{2.42}$$

На рисунку 2.10 дана графічна інтерпретація основних характеристик експоненціального розподілу.

Розподіл Вейбула. Цей розподіл є досить гнучкою функцією, здатною описувати різноманітні задачі надійності, тобто є вельми універсальним й зручним у використанні.

Основні характеристики розподілу Вейбула наведено у табл. 2.3 [45].

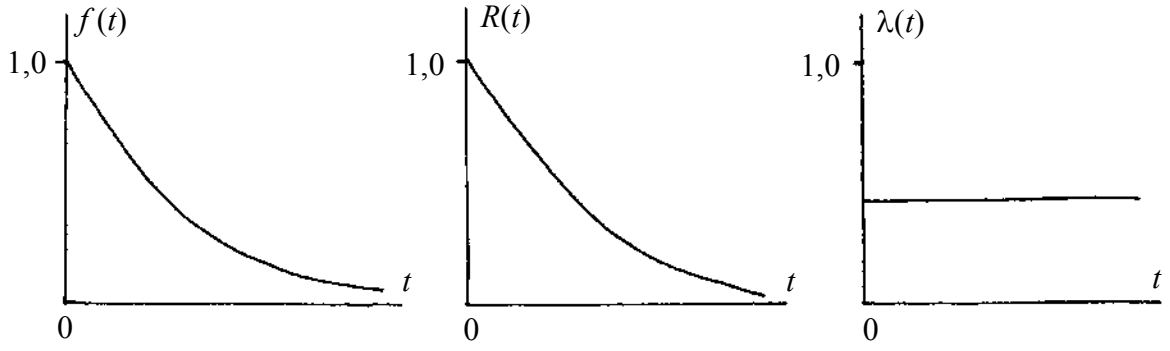


Рисунок 2.10 – Приклад експоненціального розподілу

Таблиця 2.3 – Характеристики розподілу Вейбула

Характеристики нормального розподілу	Розрахункові формули	
Щільність імовірності	$f(t) = \lambda\alpha t^{\alpha-1}\exp(-\lambda t^{\alpha})$	(2.43)
Функція розподілу	$F(t) = 1-\exp(-\lambda t^{\alpha})$	(2.44)
Імовірність безвідмовної роботи	$R(t) = \exp(-\lambda t^{\alpha})$	(2.45)
Математичне сподівання	$M(t) = \dfrac{\Gamma(1+1/\alpha)}{\lambda^{1/\alpha}}$	(2.46)
Дисперсія	$D(t) = \dfrac{\Gamma(1+2/\alpha)-\Gamma^2(1+1/\alpha)}{\lambda^{2/\alpha}}$	(2.47)

Інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \lambda\ \alpha\ t^{\alpha-1}. \qquad (2.48)$$

Мода

$$M_0 = \sqrt[\alpha]{\alpha - 1/\lambda\alpha}, \quad \text{при } \alpha > 1 \qquad (2.49)$$

Бачимо, що при $\alpha = 1$ розподіл Вейбула переходить у експоненціальний розподіл.

На рисунку 2.11 дана графічна інтерпретація основних характеристик розподілу Вейбула.

Рисунок 2.11 підтверджує гнучкість розподілу Вейбула щодо різноманітності форм кривих інтенсивності відмов: при $\alpha = 1$ інтенсивність відмов є константою при зміні t; за $\alpha > 1$ вона монотонно зростає; при $\alpha < 1$ монотонно зменшується.

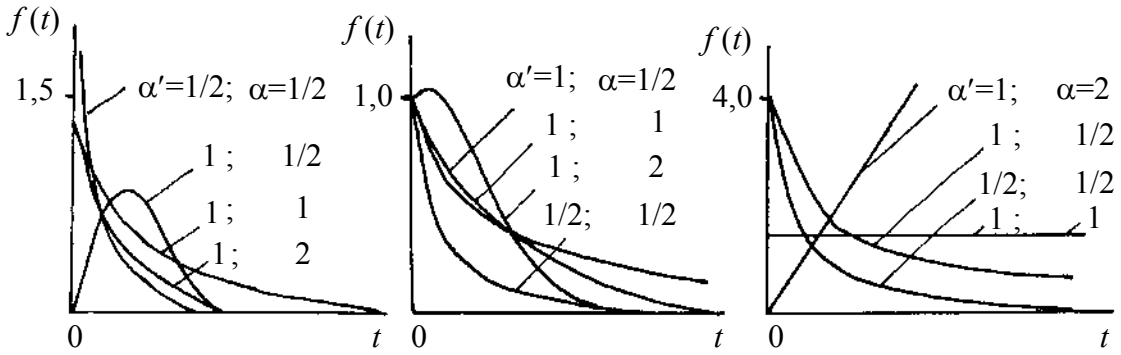


Рисунок 2.11 – Приклади розподілу Вейбула; тут $\alpha' = 1/\lambda$

Тут γ-функція

$$\Gamma(\alpha) = \int_0^\infty \exp(-t) \times t^{\alpha-1} dt,$$

причому ця функція є табульованою, а числові значення $\Gamma(\alpha)$ наведені у відповідних таблицях у підручниках або довідниках.

Логарифмічно-нормальний розподіл. Цей розподіл має розтягнутість по обох координатам та асиметричність і може описувати процеси, показники надійності яких мають такий характер (таблиця 2.4 [45]).

Таблиця 2.4 – Характеристики логарифмічно-нормального розподілу

Характеристики експоненціального розподілу	Розрахункові формули
Щільність імовірності	$f(t) = \frac{1}{t\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\ln t - \mu^2)}{2\sigma^2}\right]$ (2.50)
Функція розподілу	$F(t) = \Phi\left(\frac{\ln t - \mu}{\sigma}\right)$ (2.51)
Імовірність безвідмовної роботи	$R(t) = \Phi\left(\frac{\mu - \ln t}{\sigma}\right)$ **(2.52)**
Математичне сподівання	$M(t) = \exp(\mu + \sigma^2/2)$ (2.53)
Дисперсія	$D(t) = \left[\exp(\sigma^2) - 1\right]$ **(2.54)**
Коефіцієнт варіації	$V(t) = \left[\exp(\sigma^2) - 1\right]^{1/2}$ **(2.55)**

Інтенсивність відмов

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = \frac{\frac{1}{t\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left\{\frac{1}{2\sigma^2}(\ln t - \mu)^2\right\}}{\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_0^t \frac{1}{t} \exp\left\{\frac{(\ln t - \mu)^2}{2\sigma^2}\right\} dt}. \qquad (2.56)$$

Мода

$$M_0 = \exp(\mu - \sigma^2). \qquad (2.57)$$

Тут у таблиці 2.4 використана функція нормованого нормального розподілу

$$\Phi(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^z \exp(-z^2/2) dz;$$

$\Phi(z)$ – табульований інтеграл імовірностей, який наведено у літературі з теорії імовірностей та надійності, наприклад, у таблиці 4.12 [46]; z – будь-яка незалежна змінна (x, t і т.д.).

На рисунку 2.12 подана графічна інтерпретація основних характеристик логарифмічно-нормального розподілу.

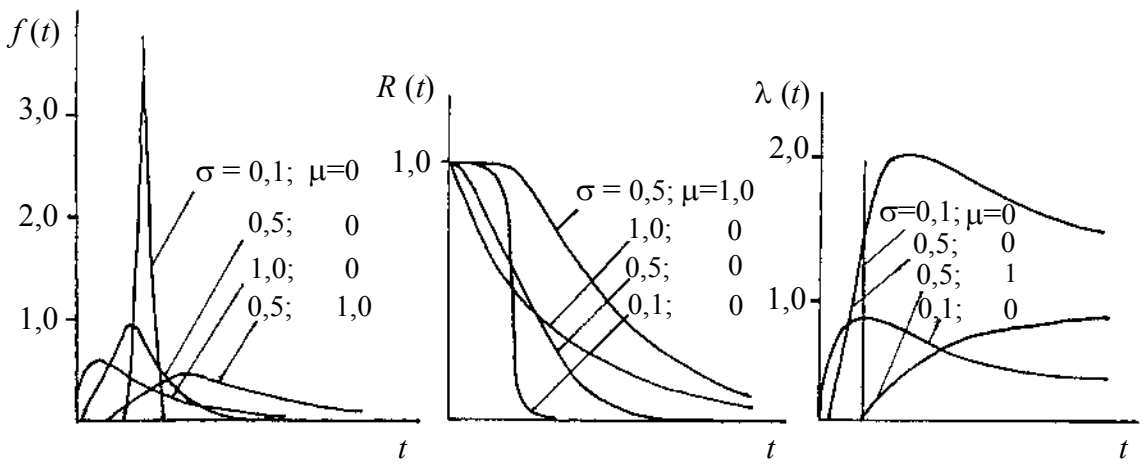


Рисунок 2.12 – Приклади логарифмічно-нормального розподілу

Наведені вище розподіли імовірностей задовольняють практично всі потреби аналізу надійності ДВЗ.

Однак у деяких випадках доводиться використовувати й інші закони теоретичних розподілів імовірностей – перш за все при необхідності підвищити точність апроксимації експериментальних (експлуатаційних) даних цими розподілами. Інколи при вивченні та прогнозуванні специфічних показників надійності ДВЗ, наприклад, аналізі ремонтопридатності, більш ефективним є звертання до γ-розподілу імовірностей; при визначенні значущості модернізації ДВЗ за критерієм надійності звертаються до розподілу Ст'юдента і т.д. На рисунках 2.13 – 2.16 показані приклади розподілів, які використовуються в означених випадках. Характеристики таких розподілів наведені у літературі [46, 47 та ін.].

Підкреслимо, що при аналізі важливих показників безвідмовності, довговічності, характеристик експлуатаційних навантажень ДВЗ і т. ін. достатньо наведених вище чотирьох основних розподілів імовірності.

Виконаємо порівняльний аналіз цих законів розподілення, позначивши кожний з них згідно з ДСТУ 3433-96 [45] таким чином: "E" – експоненціальний розподіл; "NG" – нормальний (Гауса) розподіл; "W" – Вейбула розподіл; "LN" – логарифмічно-нормальний розподіл (табл. 2.5).

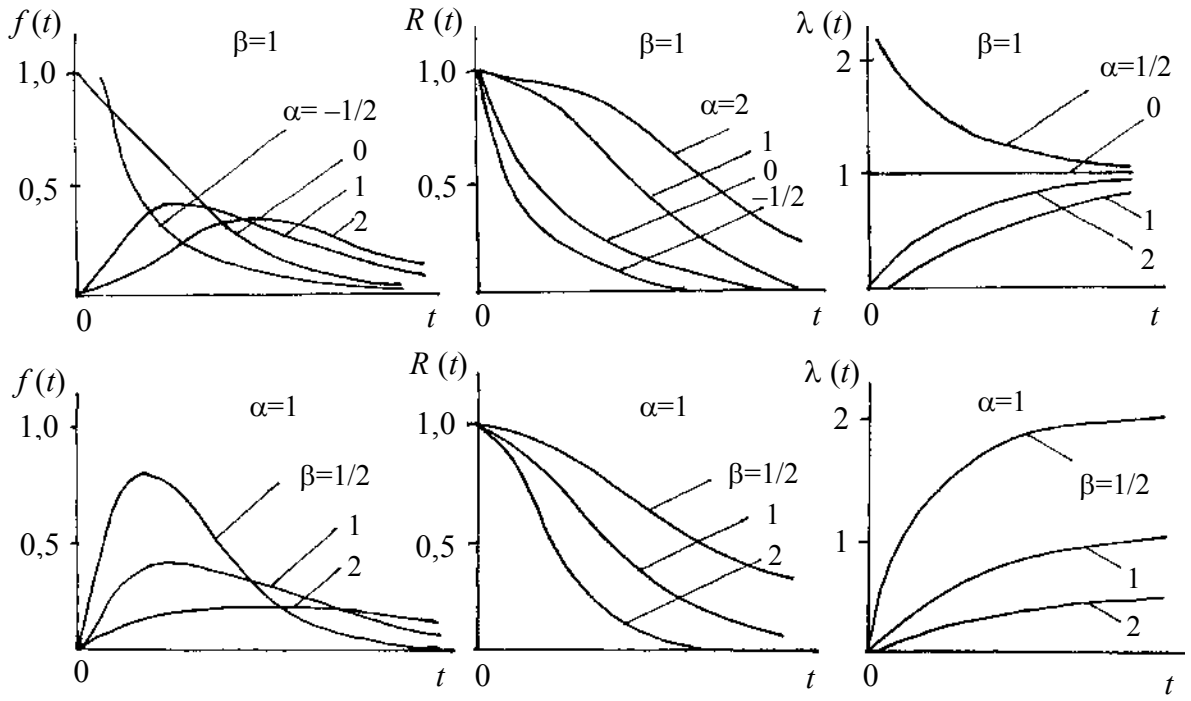


Рисунок 2.13 – Приклади γ-розподілення; β=1/λ

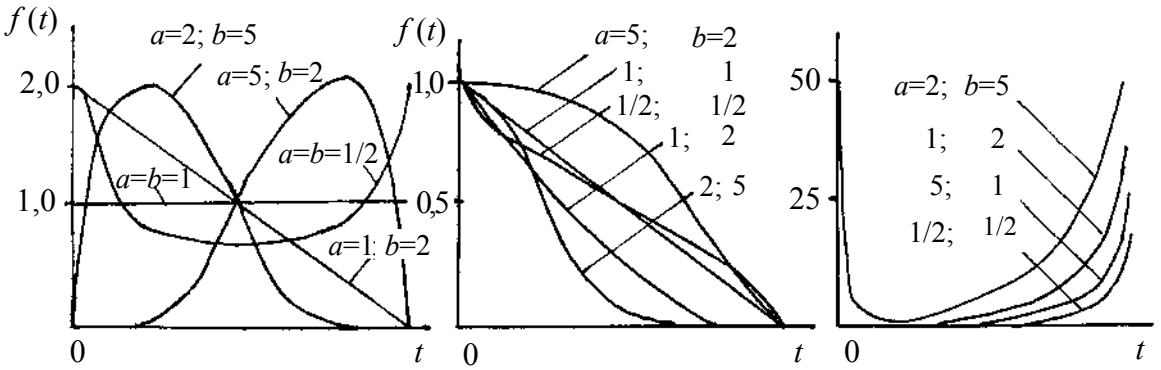


Рисунок 2.14 – Приклади β*-розподілу*

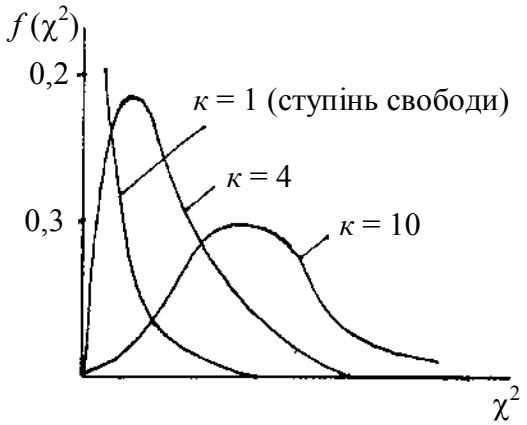


Рисунок 2.15 – Приклади χ^2*-розподілу*

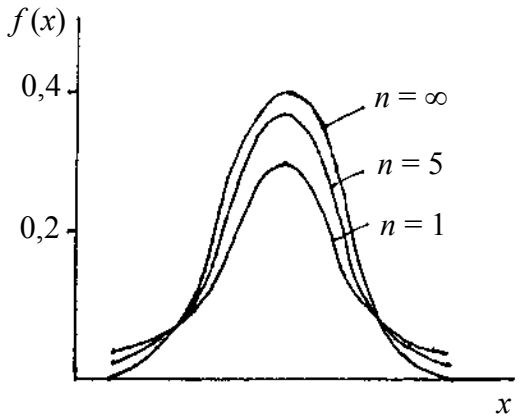
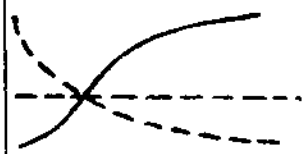


Рисунок 2.16 – Приклади розподілу Ст'юдента

Функції розподілу $F(t)$, які являють собою інтегральні характеристики, для будь-яких законів розподілу, монотонні, що приховує особливості законів розподілу. Більш виразніша щільність розподілу (щільність імовірності) $f(t)$, яка характеризує різні особливості розподілу; завдяки цим якостям функція $f(t)$ найчастіше використовується для графічного зображення того чи іншого закону розподілу. Функція інтенсивності відмов $\lambda(t)$ являє собою узагальнену характеристику розподілу, що несе інформацію одразу про дві імовірності функції $f(t)$ та $F(t)$, оскільки, як буде нижче показано, $\lambda(t) = f(t)/[1- F(t)] = f(t)/R(t)$. Тому $\lambda(t)$ є ще виразнішою характеристикою розподілу, ніж $f(t)$, а тим паче $F(t)$. Відомо, що закономірності функції $\lambda(t)$ суттєво відрізняються у ряді законів, хоч останні мають більш-менш схожі функції $f(t)$ та $F(t)$ (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Графіки основних функцій розподілів (ДСТУ 3433-96)

Тип розподілу	Функція розподілу $F(t)$	Щільність розподілу $f(t)$	Інтенсивність відмов $\lambda(t)$
E			
NG			
W			
LN			

Найпростішими є експоненціальний та нормальний розподіли, а найскладнішим – розподіл Вейбула. Функція логарифмічно-нормального розподілу достатньо проста й цілком відповідає вимогам інженерної двигунобудівної практики.

Взагалі, як про це вже йшла мова, розподіли, наведені в таблиці 2.5,

цілком придатні для оцінок відповідності теоретичного розподілу дослідному розподілу, тобто добре описують надійність ДВЗ в цілому. Але для рішень спеціальних задач надійності деталей та вузлів ДВЗ на основі глибокого аналізу чинників об'ємної втоми матеріалів, механічного зношування, контактної втоми, старіння, кавітації, газової корозії (саме ці чинники найхарактерніші для умов роботи теплонапружених деталей двигунів), як свідчить сучасна теорія надійності [45], треба звертатися до так званих дифузійних розподілів: DM-, DN- розподілів, які спеціально побудовані для описування відмов об'єктів на підставі аналізу фізичних процесів деградації й дозволяють використовувати характеристики фізики (як і хімії) відмов, що мають місце в деталях чи вузлах двигунів для оцінок надійності.

Наведемо дані щодо використання різних законів розподілу у теорії надійності ДВЗ (табл. 2.6).

Таблиця 2.6 – Застосування імовірних розподілів у теорії надійності ДВЗ

Розподіли	Використання розподілів
Біноміальний	Коли вироби класифікуються на придатні чи дефектні, при повторних незалежних випробуваннях.
Пуасона	Коли визначається імовірність відмов, якщо на деякому інтервалі часу подія з малою імовірністю з'являється дуже часто.
Гіпергеометричний	Вибірковий контроль якості продукції для оцінки її надійності.
Геометричний	Визначення імовірності відмов.
Нормальний	1. Визначення зносних відмов. 2. Визначення сумарного наробітку відновлюваних виробів до капітального ремонту. 3. Визначення терміну (часу) відновлення виробів, що ремонтуються. 4. Визначення наробітку до відмови невідновлюваних виробів (таких, що не відновлюють у принципі). 5. Визначення розподілу зовнішніх навантажень чи напруг на деталі й агрегати у різних умовах експлуатації.
Експоненціальний	1. Недопустимий при зносових відмовах. 2. Використовується при опису розподілу часу безвідмовної роботи: - при розгляді раптових відмов деталей у тих випадках, коли події зношування та старіння настільки слабо виражені, що ними можна нехтувати; - відзначення наробітку до відмови багатьох елементів, що не відмовляються; - визначення потоку простіших відмов після закінчення періоду приробітку у виробів, що відновлюються; - розрахунок складних систем, елементи яких у процесі експлуатації можуть повністю відновлюватися.

Вейбула	1. Найбільш придатні для опису міцності й довговічності агрегатів чи деталей. 2. Для опису тривалості роботи деталей, що підлягають перемінним навантаженням (наприклад, при випробуваннях на втому).
Логарифмічно-нормальний	1. При досліджуваннях циклічних навантажень деталей. 2. При дослідженнях напрацювань до відмови багатьох невідновлюваних виробів. 3. При розрахунку довговічності деталей, що експлуатуються у однорідних умовах. 4. Для аналізу зносних відмов. 5. Для опису часу відновлення.

2.3. Використання теорії випадкових величин при аналізі надійності

У теорії надійності дуже розповсюджені такі поняття та положення теорії випадкових величин:

Випадкова величина – перемінна величина x, значення якої X може випадковим чином змінюватися від досліду до досліду.

Детермінована величина – невипадкова величина.

Дискретна випадкова величина – яка приймає цілком певні (визначені) значення x.

Неперервна випадкова величина – випадкова величина x, яка може приймати будь-які значення X із замкненого, або відкритого інтервалу.

Функція розподілу випадкової величини x – імовірність події $\{X \le x\}$, де x – випадкова (змінна) величина:

$$F(x) = R(X \le x), \tag{2.58}$$

де $0 \le F(x) < 1$; при цьому $F(-\infty) = 0$; $F(+\infty) = 1$.

Щільність розподілу випадкової величини – границя (межа) відношення імовірності того, що випадкова величина ξ при випробуванні (досліді) отримає значення, яке лежить в інтервалі $(x, x+\Delta x)$, до значення інтервалу Δx, коли Δx ® 0:

$$f(x) = \lim_{\Delta x \to 0} \frac{F(x+\Delta x) - F(x)}{\Delta x}, \tag{2.59}$$

звідки витікає, що щільність розподілу є першою похідною від інтегральної функції розподілу:

$$f(x) = \frac{d}{dx}F(x) = F'(x). \qquad (2.60)$$

Щільність розподілу має властивості:

1) $f(x)>0$ – для всіх значень x;

2) $\int_{-\infty}^{+\infty} f(x)dx = 1$, оскільки такий інтеграл визначає імовірність реалізації будь-якого значення випадкової величини, що є вірогідною подією.

Із визначення щільності розподілу (2.60) виходить, що

$$F(x) = \int_{-\infty}^{x} f(x)dx.$$

Із визначення функції розподілу маємо:

$$F(x_1 < X < x_2) = F(x_2) - F(x_1).$$

З цих двох співвідношень отримуємо:

$$F(a < X \le в) = F(в) - F(a) = \int_{a}^{в} f(x)dx. \qquad (2.61)$$

Щільність розподілу є важливою імовірнісною характеристикою й широко застосовується у теоретичних розрахунках та дослідженнях та прогнозуванні надійності ДВЗ.

Імовірність безвідмовної роботи $R(x = t)$ – пов'язана із інтегральною функцією розподілу $F(x)$ співвідношенням:

$$R(x) = 1 - F(x). \qquad (2.62)$$

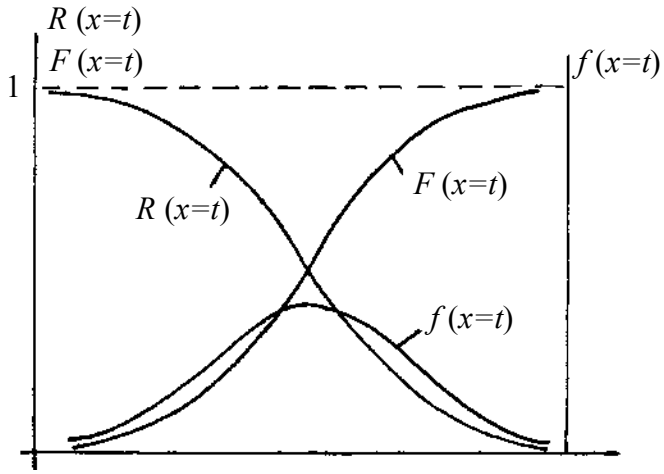


Рисунок 2.17 – Характер розподілу випадкової величини

Характер залежностей $F(x)$, $f(x)$, $R(x)$ показаний на рис. 2.17.

Основними характеристиками випадкових величин, крім характеристик розподілу, є математичне сподівання, дисперсія, коефіцієнт варіації, коефіцієнти асиметрії та ексцесу, а також медіана, мода та ін. Розгля-

немо ці характеристики.

Математичне сподівання (середнє значення) випадкової величини визначається:

а) для дискретних випадкових величин x

$$M(x) = \sum_i x_i R(x_i), \tag{2.63}$$

тобто для отримання математичного сподівання випадкової величини слід кожне із її можливих значень помножити на імовірність, що йому відповідає, та скласти (просумувати) всі отримані добутки;

б) для безперервних випадкових величин X

$$M(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} xf(x)dx; \tag{2.64}$$

в) для ненегативних випадкових величин X

$$M(x) = \int_0^{\infty} [1 - F(x)]dx = \int_0^{\infty} R(x)dx. \tag{2.65}$$

Зручно робити запис в узагальненому вигляді:

$$M(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} xdF(x). \tag{2.66}$$

Приклад 2.12. (для пояснення поняття математичного сподівання). При складанні малообертового дизеля ступінь стиску (однакова для всіх двигунів) установлюється за рахунок прокладки між стержнем шатуна та нижньою його головкою, яка компенсує похибки ланцюга “вісь колінчастого вала – площина вогневої плити кришки циліндрів” у різних двигунах. При цьому може бути потрібно зробити залежно від результату, від однієї до п’яти проб. Таким чином, кількість X проб, необхідних для задовільного складання, є випадкова величина із можливими значеннями X_i = 1, 2, 3, 4, 5. Нехай імовірність цих X_i відповідно: 0,07; 0,1; 0,66; 0,1; 0,07. Визначаємо за формулою (2.63):

$$M(x) = 1 \times 0{,}07 + 2 \times 0{,}1 + 3 \times 0{,}66 + 4 \times 0{,}1 + 5 \times 0{,}07 = 2{,}52.$$

Бачимо, що математичне сподівання відрізняється від середнього арифметичного $M = \overline{X}_i = (1 + 2 + 3 + 4 + 5)/5 = 3$, оскільки $\overline{X}_i$ є математичне сподівання при рівних імовірностях випадкових величин. Дійсно,

$M(x) = \sum_{1}^{n} x_i R(x_i) = R(x_i) \sum_{i}^{n} x_i$, але $R(x_i) = \frac{1}{n}$, якщо імовірності незмінні. Тоді $M(x) = \frac{1}{n} \sum_{1}^{n} x_i$ і є середнє арифметичне *M*.

Крім математичного сподівання, ще використовуються для оцінок випадкових величин медіана та мода.

Медіана M_{ed} – це таке значення *X* випадкової величини, коли

$$F(M_{ed}) = 0{,}5, \tag{2.67}$$

тобто коли $R(x > M_{ed}) = R(x < M_{ed})$.

Мода M_0 – таке значення випадкової величини *X*, для якої при безперервному розподілі щільність імовірності приймає максимальне значення (точка M_0 на рисунку 2.17). Розподіли, що мають одну, дві, три та більше мод, називаються, відповідно, одномодальними, двомодальними або багатомодальними (мають один, два чи більше максимумів на кривій розподілу).

Сума будь-яких випадкових величин визначається очевидною формулою

$$M\left(\sum_{i=1}^{n} X_i\right) = \sum_{i=1}^{n} M(X_i), \tag{2.68}$$

тобто середнє значення суми випадкових величин дорівнює сумі середніх значень доданків.

Добуток незалежних випадкових величин визначається формулою

$$M\left(\bigcap_{i=1}^{n} X_i\right) = \bigcap_{i=1}^{n} M(X_i), \tag{2.69}$$

тобто для взаємно незалежних випадкових величин середнє значення добутку дорівнює добутку середніх значень співмножників.

Як і у випадку складання, це правило поширюється на добуток будь-якої кількості співмножників, лише були б вони взаємно незалежними. Але при складанні на випадкові величини не накладаються ніякі обмеження, на відміну від добутку.

Приклад 2.13. (для пояснення правил підсумовування та помноження випадкових величин): На заводі з кожної партії шатунів відібрано по одному виробу. Всього партій – *n*. Визначимо середню кількість бракова-

них шатунів, якщо відомо, що імовірність виготовлення таких шатунів у першій партії дорівнює R_1, у другій R_2 і т.д., у n-ій партії R_n. Кількість бракованих виробів кожного шатуна є випадкова величина, здатна приймати тільки два значення: одиниці (якщо цей шатун відбраковано), чи нуля (якщо він годиться). Імовірність таких значень випадкової величини є, наприклад, для першої партії R_1 та $(1 - R_1)$, внаслідок чого, середня кількість шатунів із тих, що відібрані з першої партії, за формулою (2.63), дорівнює $1 \times R_1 + 0 \times (1 - R_1) = R_1$. Для другої партії шатунів маємо R_2 і т.д. Таким чином, отримали набір випадкових величин – середніх кількостей бракованих шатунів із тих, що відбиралися від кожної партії. Середня кількість бракованих виробів у всіх партіях згідно з формулою (2.68) дорівнює сумі $R_1 + R_2 + ... + R_n$.

У багатьох задачах надійності ДВЗ необхідно визначати міру розсіювання (розкидання) випадкової величини, яка б вказувала, наскільки великі відхилення такої величини від її середнього значення (рівня) слід очікувати. Для вирішення такого питання найчастіше використовуються дві величини:

а) *середнє відхилення* – середнє значення абсолютної величини відхилення. Для величини X

$$M_x = \sum (X_i - \overline{X}) R(x_i); \tag{2.70}$$

оскільки абсолютне значення $(X_i - \overline{X})$ відхилення, природно, теж є випадковою величиною, то може бути використана і формула (2.68), де $\overline{X}$ – середнє значення випадкової величини. Тому формулу (2.70) краще переписати так:

$$M_x = \sum \left[X_i - M(x_i) \right] R(x_i). \tag{2.71}$$

б) *середнє квадратичне відхилення* – визначається формулою:

$$\sigma_x = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left[X_i - M(x_i) \right]^2 R(x_i)} \tag{2.72}$$

Ця величина розсіювання – зручніша M_x, оскільки тут немає складних чи незручних розрахунків з абсолютними величинами, як за формулою (2.70).

Підкорінний вираз у (2.72) називається *дисперсією випадкової величини*, яка є самостійною характеристикою розкидання випадкової величи-

ни та позначається *D(x)*. Природно, що

$$D(x) = \sum_{i=1}^{n} \left[X_i - M(x_i) \right]^2 R(x_i). \qquad (2.73)$$

Формула (2.73) справедлива для дискретних випадкових величин.

Для безперервних випадкових величин *X*:

$$D(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x) \left[x - M(x) \right]^2 dx \qquad (2.74)$$

або

$$D(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} x^2 f(x) dx - \left(\int_{-\infty}^{+\infty} x f(x) dx \right)^2. \qquad (2.75)$$

Зручно записувати $D(x)$ в узагальненій формі:

$$D(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} \left[x - M(x) \right]^2 dF(x). \qquad (2.76)$$

Дисперсія має таку якість:

$$D\left(\sum_{i=1}^{n} x_i \right) = \sum_{i=1}^{n} D(x_i), \qquad (2.77)$$

тобто дисперсія суми взаємно незалежних випадкових величин дорівнює сумі їхніх дисперсій.

Для середніх квадратичних відхилень звідси отримуємо:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} D(x_i)}, \qquad (2.78)$$

оскільки ліва частина (2.77) являє собою σ^2 відповідно до формул (2.72) та (2.73).

Якщо треба оцінити ступінь розкидання (розсіювання) за допомогою безрозмірних характеристик, то використують *коефіцієнт варіації випадкової величини*, що визначається за формулою

$$V(x) = \sigma / M(x) \qquad (2.79)$$

Застосування цього коефіцієнта доцільно у тих випадках, коли середні значення кількох розподілів, які порівнюються, значно відрізняються один від

одного. Коефіцієнт варіації частіше всього виражають у процентах, для чого значення, визначені за формулою (2.79), помножують на 100.

Центрована випадкова величина X^0 – випадкова величина, отримана із вихідної X:

$$X^0 = X - M(x). \tag{2.80}$$

Нормована випадкова величина X^* - випадкова величина, отримана із вихідної X:

$$X^* = X/\sigma. \tag{2.81}$$

Центрування та нормування випадкових величин часто використовується при табулюванні функцій розподілу (представленні їхніх кількісних характеристик у табличній формі).

Медіана (середнє значення) – коли $F(M_{ed}) = 0{,}5$, тобто коли $R(X > M_{ed}) = R(X < M_{ed})$.

Мода – таке значення M_0 випадкової величини, для якої при безперервному розподілі щільність імовірності приймає максимальне значення.

Квантиль рівня p – така величина X_p, при якій $R(X \leq X_p) = F(X_p) = p$.

Закінчуючи цей розділ, зупинимося на поняттях *випадкових процесів*.

При вивченні надійності ДВЗ доводиться зустрічатися з процесами, опис яких здійснюється за допомогою випадкових величин, які змінюються з часом.

Наприклад, це стосується ДВЗ, який складається із великої кількості елементів – поршнів, шатунів, гільз, головок циліндрів, форсунок, клапанів, пружин, шестерень і т. ін. Кожний такий чи інший елемент з тих чи інших причин може послідовно втрачати свої робочі властивості; нарешті виникає його відмова. Спостереження ДВЗ свідчать, що термін часу його безвідмовної роботи (середнє напрацювання на відмову) не може бути заздалегідь вказаний, оскільки цей термін являє собою випадкову величину. Припустимо, що у момент відмови того чи іншого елемента той елемент, що відмовив, відразу замінюється на такий же новий і досліджуваний ДВЗ продовжує свою роботу. Спитаємо, скільки замін елементів треба виконати за проміжок часу від 0 до t. Така кількість залежить від t; вона є випадковою. Зміна наведеної величини є випадкова функція однієї змінної (не обов’язково часу) й називається випадковим процесом.

Аби задавати випадковий процес, треба навчитися описувати:

- ті значення його характеристики, які він може приймати у кожний момент часу;
- очікувані зміни прийнятих значень;
- імовірність можливих змін процесу за часом;
- міру залежності наступного розвитку процесу від його історії у минулому.

Математичний опис випадкових процесів у загальному випадку дуже громіздкий.

Тому у теорії надійності використовуються часткові типи випадкових процесів.

Особливе значення мають *марковські процеси*.

Розглянемо їхню сутність. Припустимо, що процес $X(t)$ має таку властивість. Для будь-яких моментів часу t_0 і t ($t_0 < t$) імовірність перейти від стану x_0 у момент часу t_0 до стану x (або до одного із станів, що належить деякій множині A) у момент t залежить тільки від t_0, x_0, t та x (чи A), й додаткове знання станів, у яких перебував процес у моменти часу, що передували t_0, означену імовірність не змінює. Для таких процесів вся історія їхнього розвитку неначе концентрується на досягнутому у момент t_0 стані x_0 й тільки через x_0 впливає на наступний його розвиток.

Ніби така значна схематизація явищ, що закладена у марковські процеси – далека від реальності. Але досвід математики та її застосування у техніці засвідчив, що у схему марковських процесів добре вкладаються багато процесів. Більш того, виявилося, що шляхом зміни поняття стану можна будь-який випадковий процес перетворити у марковський. Це дуже важливо, оскільки для марковських процесів розроблено порівняльно прості аналітичні засоби розрахунків.

Важливу роль відіграють *стаціонарні випадкові процеси*. Випадковий процес називається стаціонарним, якщо всі його імовірнісні характеристики не змінюються за часом (наприклад, не змінюється розподіл імовірностей). Така скорочена схема добре описує реальні випадкові процеси з флуктуаціями, що невпорядковані. Теорія таких процесів також розроблена.

2.4. Математична статистика – теоретична основа експериментів та випробувань на надійність

Можна впевнено сказати, що методи обробки експериментальних (експлуатаційних) даних базуються на математичній статистиці.

Розглянемо основні поняття математичної статистики, які використовуються у теорії надійності.

Статистичний опис фізичного (хімічного) процесу має таку властивість, що хоч би результат окремого вимірювання фізичної (хімічної) величини x не може бути передбачений з достатньою точністю, однак значення деякої функції $y = y(x_1, x_2, ..., x_n)$ від множини результатів $(x_1, x_2, ..., x_n)$ повторних випробувань може бути спрогнозовано з суттєво кращою точністю. Така функція називається *статистикою*, а вказана властивість фізичного (хімічного) процесу – його *статистичною усталеністю*.

Реалізація випадкової події – подія, що відбувалася у результаті досліду (проведення випробування, наприклад).

Реалізація випадкової величини – величина, що отримана у результаті досліду.

Генеральна сукупність – множина, що включає всі однорідні об'єкти, яким притаманні якості за інтересами.

Випадкова вибірка – частина генеральної сукупності, яку відібрано наугад.

Представницька (репрезентативна) вибірка – така, в якій пропорції об'єктів різних типів в середньому відповідають пропорціям у генеральній сукупності; тобто у такій вибірці середні кількісні характеристики об'єктів відповідають усередненим значенням характеристик об'єктів.

Статистичні оцінки – числові характеристики емпіричного (дослідного) розподілу, що отримано в результаті обробки спостережень, в тому числі за допомогою імовірнісного підходу, випадкової вибірки об'ємом n.

Частість (відносна частота) випадкової події – n/N, де N – кількість дослідів; n – кількість (число) появ події у цих дослідах.

Варіаційний ряд n реалізацій випадкової величини – сукупність величин, що розглядаються, які розташовані у порядку убування (неубування):

$$x_1 \le x_2 \le \ldots \le x_n.$$

Розмах емпіричного (дослідного) розподілу – величина $X = X_n - X_1$, де X, X_n, X_1 – значення випадкових величин $x_1, x_2, ..., x_n$.

Емпірична (дослідна) функція розподілу – для n реалізацій випадкової величини – функція $F_n(x)$, що визначається рівняннями:

$$F_n(X) = \begin{cases} 0 & \text{для} \quad X < X_i; \\ \dfrac{i}{n} & \text{для} \quad X_i \le X < X_{i+n}; \quad 1 \le i \le n-1; \\ 1 & \text{для} \quad X > X_n. \end{cases} \tag{2.82}$$

Гістограма – для n реалізацій випадкової величини функція $f_n(x)$, що визначається рівняннями:

$$f_n(x) = \frac{a_j}{n \times \Delta X_j}; \quad X^{(j)} - \frac{\Delta X_j}{2} < x \le X^{(j)} + \frac{\Delta X_j}{2}; \quad 1 \le j \le m. \tag{2.83}$$

тут a_j – кількість (число) спостережень, що задовольняють рівнянню

$$X^{(j)} - \frac{\Delta X_j}{2} < x \le X^{(j)} + \frac{\Delta X_j}{2};$$

ΔX_1, $\Delta X_2 - X_m$ – довжини інтервалів угрупування; $X^{(1)}, X^{(2)},..., X^{(m)}$ – середні інтервалів угрупування.

Угрупування – деяке поділення інтервалу, що містить усі n результатів, які спостерігалися, $X_1, X_2,..., X_n$ на m інтервалів (інтервалів угрупування).

Точкова оцінка параметра A – оцінка $\hat{A}$, що залежить тільки від результатів досліду чи випробувань ($X_1, X_2,..., X_n$) та відомих величин, але не від невідомого параметра.

Незміщена оцінка $\hat{A}$ параметра A – така оцінка, математичне сподівання якої співпадає з оцінюваним параметром, незалежно від кількості (числа) спостережень, тобто при будь-якому n:

$$M\left\{\hat{A}(X_1, X_2,..., X_n)\right\} = A. \tag{2.84}$$

Асимптотично незміщена оцінка – така, математичне сподівання якої співпадає з оцінюваним параметром при n ® ∞.

Спроможна (переконлива) оцінка $\hat{A}$ – така, що при необмеженому збільшенні кількості дослідів сводиться до оцінюваного параметра A за

імовірністю, тобто при будь-якому ε має місце співвідношення

$$\lim_{n \to \infty} R\left\{\left(A - \hat{A}\right) > \varepsilon\right\} = 0. \qquad (2.85)$$

Ефективна оцінка $\hat{A}$ – така, що характеризується мінімальним із всіх можливих значень дисперсії оцінки $\hat{A}$ відносно параметра *A*.

Достатня оцінка (статистика) – така оцінка $\hat{A}$ параметра *A*, за якої умовне розподілення вектора результатів випробувань (досліду) X_1, X_2,..., X_n при відомому значенні $\hat{A}$ не залежить від параметра *A*. Кожна ефективна оцінка є одночасно і достатньою.

Довірчий інтервал – такий, що накриває невідоме значення оцінюваного параметра *A* з імовірністю, не меншою заданої.

Довірчі границі (межі) – верхня та нижня крайні точки довірчого інтервалу.

Довірчий рівень (довірча імовірність) – це імовірність β виходу параметра *A* за довірчі границі:

$$\beta = 1 - \alpha, \qquad (2.86)$$

де α – коефіцієнт довіри.

Незміщена оцінка дисперсії реалізацій випадкової величини – величина, яку визначають за формулою

$$S^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}\left(X_i - \overline{X}\right)^2. \qquad (2.87)$$

Середня арифметична реалізацій випадкової величини – величина, що визначається за формулою

$$\overline{X} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} X_i. \qquad (2.88)$$

Імовірність похибки першого ряду – імовірність відхилення деякого припущення, якщо воно правильне (вірне).

Імовірність похибки другого роду – ймовірність прийняття деякого припущення, якщо воно хибне (неправильне).

Рівень значущості критерію – імовірність неприйняття перевірюваної гіпотези, якщо вона правильна (вірна).

Контрольні запитання та завдання

1. Які розділи математики складають математичні основи теорії надійності ДВЗ?

2. Які поняття теорії множин використовуються у теорії надійності ДВЗ? Поясніть їх.

3. Поясність, чому теорія надійності тісно пов'язана з теорією імовірностей?

4. Поясність, чому ймовірнісний підхід необхідний при вивченні та аналізі надійності ДВЗ.

5. Які поняття теорії імовірностей використовуються при аналізі надійності ДВЗ?

6. Які теорії імовірностей використовуються при аналізі надійності ДВЗ?

7. Чому потрібні теоретичні закони розподілів імовірностей випадкових величин при аналізі надійності ДВЗ?

8. Назвіть типи розподілів імовірностей та їх особливості.

9. Які дискретні розподіли імовірностей використовуються у теорії надійності ДВЗ?

10. Які безперервні розподіли імовірностей використовуються у теорії надійності ДВЗ?

11. Наведіть основні характеристики будь-якого безперервного розподілу імовірностей.

12. Проаналізуйте основні безперервні розподіли імовірностей.

13. Як застосовуються конкретні розподіли імовірностей при аналізі та прогнозуванні надійності ДВЗ?

14. Які поняття теорії випадкових величин використовуються при аналізі надійності?

15. Які положення теорії випадкових величин використовуються при аналізі надійності ДВЗ?

16. Які поняття та положення математичної статистики використовуються при аналізі надійності ДВЗ?

17. Чому математична статистика є теоретичною основою експериментів та випробувань на надійність ДВЗ?

Глава 3. ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ДВЗ

Під показниками надійності розуміють кількісні характеристики однієї чи декількох властивостей, що визначають надійність ДВЗ. У главі 1 йшлося, що такими властивостями є безвідмовність, довговічність, збережуваність та ремонтопридатність.

Природно, що різні сторони кожної з цих властивостей можуть кількісно оцінюватися (характеризуватися) різними показниками , тобто показників надійності ДВЗ значно більше, ніж означених властивостей.

Показники надійності як практичні характеристики повинні задовольняти ряд вимог:

- найповніше ураховувати фактори, що обумовлюють надійність;
- забезпечувати можливість їхнього використання при інженерних розрахунках, у тому числі при математичному моделюванні за допомогою ЕОМ;
- забезпечувати можливість їхнього використання при нормуванні надійності ДВЗ, тобто при застосуванні показників надійності як норм надійності (звичайно, це стосується тільки деяких показників надійності, нормування яких можливе та доречне);
- забезпечення можливостей зручної швидкої перевірки в експлуатації кожного з показників надійності, порівняння їх рівнів при змінах впливових факторів;
- сприяння визначенню цих показників при прискорених випробуваннях на надійність ДВЗ.

3.1. Класифікація показників надійності ДВЗ

У таблиці 3.1 наведено основні показники надійності ДВЗ.

Таблиця 3.1 – Класифікація показників надійності ДВЗ

Показники надійності	Властивості
Імовірність безвідмовної роботи R(t)	Безвідмовність
Частота відмов (щільність відмов) $f(t)$	
Середнє напрацювання до відмови T_m	
Середнє напрацювання між відмовами (між сусідніми відмовами) t_m	Безвідмовність
Інтенсивність відмов $\lambda(t)$	
Ведуча функція потоку відмов $\omega(t)$	
Параметр потоку відмов $\varphi(t)$	
Імовірність відновлення $p(t)$	Ремонтопридатність
Середній час простою $t_п$	
Середній час відновлення $t_в$	
Інтенсивність відновлення $\mu(t)$	
Коефіцієнт готовності $K_г$	Безвідмовність та ремонтопридатність
Коефіцієнт простою $K_п$	
Коефіцієнт технічного використання $K_в$	
Коефіцієнт оперативної готовності $K_{ог}$	
γ-процентний ресурс	Довговічність
Середній ресурс	
Середній сумарний ресурс	
γ-процентний строк служби	
Середній строк служби	
Середній строк служби до списання	
Середній міжремонтний ресурс	
Медіанний ресурс	
Медіанний строк служби	
Середній міжремонтний строк служби	
Середній строк збережуваності	Збережуваність
Інтенсивність відмов при зберіганні	
Параметр потоку відмов при зберіганні	
γ-процентний строк збережуваності	
Медіанний строк збережуваності	

Розглянемо показники надійності ДВЗ, наведені у таблиці 3.1, де t – час (напрацювання).

3.2. Показники безвідмовності

Ці показники в основному визначають поточні характеристики надійності ДВЗ, тобто такі, що суттєво змінюються у кожному з послідовних інтервалів напрацювань ДВЗ.

3.2.1. Імовірність безвідмовної роботи

Імовірність безвідмовної роботи – це імовірність події, що у межах даного напрацювання відмови об'єктів партії не виникає при визначених умовах експлуатації.

Якщо позначити інтервал напрацювання $(0 - t) \equiv t$ (тут 0 означає момент початку експлуатації об'єкта), то імовірність безвідмовної роботи його буде *R(t)*.

Імовірність безвідмовної роботи називають ще *функцією надійності об'єкта*, яку можна визначити аналітично на основі методів теорії імовірностей випадкових величин або приблизно – на основі методів математичної статистики. У зв'язку з цим такий показник надійності, як імовірність безвідмовної роботи має два математичних визначення: імовірнісне та статистичне. До речі, це стосується й інших показників безвідмовності.

Імовірнісне визначення імовірності безвідмовної роботи у інтервалі $(0 - t)$:

$$R(0 - t) = R(0,\ t) \equiv R(t) = 1 - Q(t), \tag{3.1}$$

де $Q(t)$ – імовірність відмови об'єкта в інтервалі $(0 - t)$. Безвідмовна робота та відмова – це події протилежні, тобто (згідно з підрозділом 2.2.2.1 цього підручника) створює повну групу випадкових подій, що й пояснює залежність (3.1).

Статистичне визначення імовірності безвідмовної роботи в інтервалі $(0 - t)$

$$\hat{R}_c(t) \cong N(t)/N(0) = \left[N(0) - n(t)\right]/N(0) = 1 - \frac{n(t)}{N(0)}, \tag{3.2}$$

де *N(t)* – кількість справних об'єктів при напрацюванні *t*; *N(0)* – кількість справних об'єктів у початковий момент часу $t = 0$; *n(t)* – кількість об'єктів, що відмовили за напрацювання *t*.

Таким чином, $\hat{R}_c(t)$ – відношення кількості об'єктів, які безвідмовно працювали до моменту часу *t*, до кількості об'єктів, які були справні у початковий момент часу $t = 0$. Формула (3.2) означає, що функція надійності визначена (обчислена) як емпірична функція за результатами експлуатації (випробувань) $N(0)$ об'єктів, коли за термін часу *t* відмовило $n(t)$ виробів. Наприклад, при випробуванні 200 дизелів протягом 100 год вийшли із ладу

20; тоді

$$R_c(t = 100) = (200 - 20)/200 = 0{,}90.$$

Отримане значення 0,9 буде тим більше наближене до істинної імовірності $R(t = 100)$, коли більше об'єктів буде поставлено на випробування.

Відповідно до (3.1), з поняттям імовірності безвідмовної роботи *R(t)* пов'язане поняття імовірності відмов $Q(t)$, яке також має імовірнісне та статистичне визначення:

$$Q(t) = 1 - R(t)\ ; \tag{3.3}$$

$$Q_c(t) = n(t)/N(0) = \frac{N(0) - N(t)}{N(0)} = 1 - \frac{N(t)}{N(0)}. \tag{3.4}$$

Згідно з розділом 2.2.3, маємо, що $Q(t) = F(t)$, де $F(t)$ – функція розподілу імовірності відмов.

Імовірність безвідмовної роботи *R(t)* є функцією, що убуває, оскільки надійність виробів зменшується за часом.

Функції $R(t)$ та $Q(t)$ є кількісними характеристиками надійності.

3.2.2. Частота відмов

Частота відмов – це щільність розподілу імовірностей відмов об'єкта (партії об'єктів).

Імовірнісне визначення частоти відмов:

$$f(t) = \frac{d}{dt}Q(t) = \frac{d}{dt}\left[1 - R(t)\right] = -\frac{dR(t)}{dt}, \tag{3.5}$$

де *f(t)* – щільність імовірності того, що час (тривалість) роботи об'єкта до відмови виявиться меншим t, тобто це – щільність імовірності відмови до моменту часу t.

Статистичне визначення частоти відмов:

$$f_c(t) \cong \frac{n(t + \Delta t) - n(t)}{N(0) \times \Delta t} = \frac{N(t + \Delta t) - N(t)}{N(0) \times \Delta t} = \frac{\Delta n(t, \Delta t)}{N(0) \times \Delta t}, \tag{3.6}$$

де $t - (t + \Delta t)$ – інтервал напрацювання Δt; причому на практиці Δt повинно бути досить малим, а $\Delta n(t, \Delta t)$ досить великим. Тут Δn – кількість відмов за інтервал напрацювань Δt, що зв'язаний з напрацюванням t.

Таким чином, частота відмов може бути приблизно визначена як

відношення кількості відмов об'єктів у одиницю часу в інтервалі наробітку $t - (t + \Delta t)$ до первісної кількості виробів, що випробуються (експлуатуються), за умови, що вироби, які відмовили, не відновлюються й не замінюються новими. Тобто сказане стосується невідновлюваних об'єктів.

Для відновлюваних об'єктів, що характерно для моторобудування, всі формули зберігають свій вигляд, але у них початок інтервалу безвідмовної роботи слід сумістити з моментом закінчення відновлювання об'єкта.

3.2.3. Середнє напрацювання до відмови

Середнє напрацювання до відмови – це математичне сподівання наробітку об'єкта до першої відмови (напрацювань об'єктів партії до їхніх перших відмов). Іншими словами, це середнє значення напрацювання виробів до першої відмови у партії.

Статистичне визначення середнього напрацювання до відмови:

$$\hat{T}_{m_c} \cong \frac{1}{N(0)} \sum_{j=1}^{N(0)} t_j \,, \tag{3.7}$$

де t_j – напрацювання до першої відмови для j-го об'єкта з партії. Чим більшим є $N(0)$, тим точніше визначатиметься T_{m_c}. Незручність цієї формули – в тому, що треба знати момент часу виходу із ладу кожного з усіх об'єктів партії.

Іншим, більш зручним, є статистичне визначення T_{m_c}, коли визначають час t_n, коли виходять із ладу всі N об'єктів партії, чому відповідають n їхніх відмов, а також значення інтервалу часу Δt й значення Δn_i для кількостей об'єктів, що вийшли із ладу (відмовили) у кожному інтервалі напрацювання. Тоді

$$\hat{T}_{m_c} \cong \frac{\sum_{i=1}^{m} \Delta n_i \times t_{\text{сер}\,i}}{n} \,, \tag{3.8}$$

де $m = t_n/\Delta t$; $t_{\text{сер}\,i} = (t_{i-1} - t_i)/2$.

Бачимо, що таке визначення потребує лише інформації щодо кількості відмов у кожному інтервалі часу без вимірювань моментів самих від-

мов. Це суттєво спрощує збирання вихідної інформації для визначення T_{m_c}.

Імовірнісне визначення середнього напрацювання до відмови:

$$T_m = -\int_0^\infty t dR(t) = \int_0^\infty t dQ(t) = \int_0^\infty t f(t) dt = \int_0^\infty R(t) dt. \qquad (3.9)$$

Доведемо справедливість співвідношень (3.9).

Згідно з (3.8),

$$T_{m_c} \cong \frac{\sum_{i=1}^{m} \Delta n_i \times t_{\text{сер}\, i}}{n}.$$

Якщо сюди підставити значення Δn_i, то отримаємо:

$$T_{m_c} \cong \frac{\sum_{i=1}^{m} n \times \left[R(t) - R(t + \Delta t)\right] \times t_{\text{сер}\, i}}{n}.$$

Оскільки $\lim_{\Delta t \to 0} \left\{-\left[R(t) - R(t + \Delta t)\right]\right\} = -dR(t)$, то при $m \to \infty$ маємо $T_{m_c} = T_m$, тобто

$$T_m = -\int_0^\infty t dR(t). \qquad (a)$$

Далі, з урахуванням (3.5),

$$T_m = -\int_0^\infty \frac{dR(t)}{dt} dt = \int_0^\infty t \times f(t) dt.$$

Згідно з (3.5), $f(t) = \dfrac{dQ(t)}{dt}$, тому

$$T_m = \int_0^\infty t \times f(t) dt = \int_0^\infty t \frac{dQ(t)}{dt} = \int_0^\infty t dQ(t).$$

І нарешті згідно з правилом інтегрування за частинами: $\int u dv = uv - \int v du$, де u, v – функції від t. Використовуємо його й перетворимо вираз (а):

$$T_m = -\int_0^\infty t dR(t) = -tR(t)\Big|_0^\infty + \int_0^\infty R(t)dt = \int_0^\infty R(t)dt,$$

оскільки $tR(t)\Big|_0^\infty = 0$, бо $R(\infty) = 0$, а $R(0) = 1$ за вмістом функції $R(t)$.

3.2.4. Середнє напрацювання між відмовами (середнє напрацювання на відмову)

Середнє напрацювання поміж відмовами (середній напрацювання на відмову) – це математичне сподівання напрацювань об'єкта між відмовами (або напрацювань об'єктів партії між відмовами). Природно, що тут враховуються вироби, які можуть ремонтуватися (відновлюватися).

Статистичне визначення середнього напрацювання на відмову:

Для одного виробу

$$\bar{t}_{m_c} \cong \frac{\sum_{i=1}^{n} \Delta t_i}{n}, \tag{3.10}$$

де Δt_i – напрацювання безвідмовної роботи об'єкта між $i-1$ та i-ою відмовами; n – кількість відмов за термін експлуатації (випробувань).

Для партії $N(0)$ виробів

$$\bar{t}_{m_c} \cong \frac{\sum_{j=1}^{N(0)} \sum_{i=1}^{n_j} \Delta t_{ij}}{n^*}, \tag{3.11}$$

Тут n^* - загальна для партії кількість відмов при випробуванні (експлуатації) m об'єктів ($N(0) = m$):

$$n^* = \sum_{j=1}^{N(0)} n_j = \sum_{j=1}^{m} n_j; \tag{3.12}$$

Δt_{ij} – напрацювання справної роботи між двома сусідніми відмовами j-го виробу; n_j – кількість відмов j-го виробу.

За необхідності можна переходити від середніх значень величин у залежностях (3.10), (3.11) до їх математичних сподівань.

Імовірнісне визначення середнього напрацювання на відмову – досить складне й вимагає знання фізико-хімічних процесів деградації стану

об'єкта за час експлуатації. Потрібні також спеціальні закони теоретичних розподілів імовірності, які описують таку деградацію; про них йшлося у главі 2. Тому, як правило, задовольняються у практиці моторобудування одним статистичним визначенням t_m.

3.2.5. Інтенсивність відмов (небезпека відмов)

Інтенсивність відмов (небезпека відмов) – це щільність розподілення напрацювань об'єкта (напрацювань партії об'єктів) до відмови та на відмову.

Імовірнісне визначення інтенсивності відмов:

$$\lambda(t) = \frac{1}{1-Q(t)}\frac{d}{dt}Q(t) = \frac{f(t)}{R(t)}. \qquad (3.13)$$

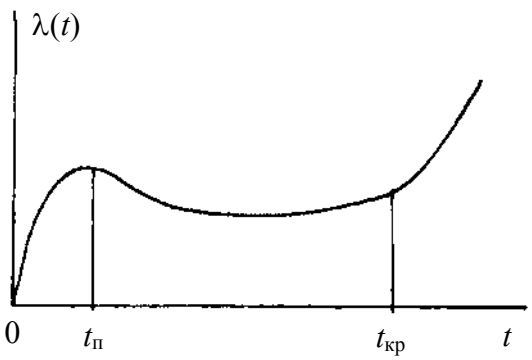


Рисунок 3.1 – Типова залежність інтенсивності відмов ДВЗ за часом експлуатації

На рисунку 3.1 інтервал часу від нуля до $t_п$ – період припрацювання. Він характеризується підвищенням значень $\lambda(t)$. Відмови у цей період визначаються головним чином прихованими дефектами виробів, що виникають із-за помилок конструкторів, технологів, обслуговуючого персоналу.

Другий період від $t_п$ до $t_{кр}$ відповідає нормальній експлуатації. Відмови тут носять випадковий характер через перевантаження, порушення умов обслуговування чи правил експлуатації і т.д. Інтенсивність відмов у цей період наближена до стабільної.

У третій період, що починається після $t_{кр}$, стан об'єкта стає критичним, оскільки накопичуються пошкодження й наслідки зносів основних деталей, втоми й старіння матеріалів, розкриваються зазори, що порушують умови змащення і т.п.

Після напрацювання $t_{кр}$ треба відправляти об'єкт на капітальний ремонт.

Статистичне визначення інтенсивності відмов:

$$\lambda_c \cong \frac{n(t) - n(t+\Delta t)}{N(t) \times \Delta t} = \frac{N(t) - N(t+\Delta t)}{N(t) \times \Delta t} = \frac{\Delta n(t, \Delta t)}{N(t) \times \Delta t}. \qquad (3.14)$$

На практиці треба, щоб Δt було досить малим, а $\Delta n(t, \Delta t)$ – по можливості найбільшим; тоді значення $\lambda_c(t)$ буде більш представницьким.

Якщо порівняти залежності (3.14) та (3.6), то можна відмітити, що вони суттєво різняться, оскільки $\lambda(t)$ залежить від $N(t)$ – кількості справних об'єктів як поточної величини за часом t.

3.2.6. Ведуча функція потоку відмов

Ведуча функція потоку відмов – математичне сподівання відмов об'єктів, що відновлюються протягом даного напрацювання. Інакше – це середня кількість відмов відновленого виробу у одиницю часу, яка береться для конкретного проміжку часу при розгляді задачі надійності; звичайно така функція може характеризувати й партію об'єктів.

Звідси – *статистичне визначення ведучої функції потоку відмов:*

$$\omega_c(t) = \frac{\Delta n(0, \Delta t)}{N(0) \times \Delta t}, \qquad (3.15)$$

де $\Delta n(0, \Delta t)$ – інтервал часу, що визначається з моменту початку експлуатації об'єкта (партії об'єктів).

Дана характеристика зручна при визначенні порівняльної надійності окремих елементів у об'єкті при його експлуатації.

За виглядом співвідношення (3.15) подібне (3.6), але вони суттєво різняться, оскільки $\Delta n(0, \Delta t)$ є інтегральною характеристикою на відміну від $\Delta n(t, \Delta t)$, що є поточною характеристикою.

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

$$\omega(t) = \lambda(t) = \lambda = \text{const}.$$

3.2.7. Параметр потоку відмов

Параметр потоку відмов – перша похідна ведучої функції потоку відмов. Імовірнісне визначення параметра потоку відмов:

$$Z(t) = \frac{d}{dt}\omega(t). \qquad (3.16)$$

Закінчуючи розділ 3.2, відзначимо, що у главі 2 показані графіки функцій $R(t)$, $Q(t) = F(t)$, $f(t)$, $\lambda(t)$ для різних розподілів імовірностей випадкових величин, які використовують у теорії надійності ДВЗ.

3.2.8. Співвідношення між показниками безвідмовності

При отриманні вихідних даних для математичного моделювання надійності ДВЗ доводиться виходити з наявності експериментальних значень конкретних показників безвідмовності. Тому можуть стати в нагоді співвідношення між цими показниками, що дозволятиме змоделювати весь спектр показників безвідказності при мінімізації кількості вихідних даних.

Розглянемо означені співвідношення.

Одне з них ми вивчили:

$$R(t) = 1 - Q(t).$$

Знайдемо зв'язок між інтенсивністю відмов $\lambda(t)$ та імовірністю безвідмовної роботи $R(t)$.

Згідно (3.13) та (3.5),

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{R(t)} = -\frac{1}{R(t)} \times \frac{dR(t)}{dt},$$

або

$$\lambda(t)dt = -\frac{dR(t)}{R(t)}.$$

Проінтегруємо цей вираз у межах від 0 до t:

$$\int_0^t \lambda(t)dt = -\left[\ln R(t)\right]\Big|_0^t .$$

При $t = 0$ $R(0) = 1$ (допускаємо таке на початку експлуатації нових об'єктів). Тому $\ln R(0) = 0$, тобто

$$R(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right]. \qquad (3.17)$$

Якщо при $t = 0$, $R(0) \neq 1 = R_0$, то

$$R(t) = R_0 \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right]. \qquad (3.18)$$

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

$$R(t) = \exp(-\lambda t). \qquad (3.19)$$

Відшукаємо зв'язок між частотою відмов f(t) та імовірністю безвідмовної роботи R(t).

Згідно з (3.5) та (3.1), маємо:

$$f(t) = -\frac{dR(t)}{dt} = -\frac{d\left[1 - Q(t)\right]}{dt} = \frac{dQ(t)}{dt}.$$

Проінтегруємо цей вираз від 0 до t, після його перетворення у наступну форму:

$$f(t)dt = dQ(t),$$

та отримаємо

$$Q(t) = \int_0^t f(t)dt \qquad (3.20)$$

або

$$R(t) = 1 - \int_0^t f(t)dt \qquad (3.21)$$

Визначимо залежність між середнім напрацюванням до відмови T_m та інтенсивністю відмов $\lambda(t)$.

Згідно з (3.9),

$$T_m = \int_0^\infty R(t)dt.$$

Якщо врахувати (3.17),

$$T_m = \int_0^\infty \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right]dt. \qquad (3.22)$$

Із (3.18) маємо:

$$T_m = \int_0^\infty R_0 \times \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right]dt. \qquad (3.23)$$

При $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$:

$$T_m = \int_0^\infty \exp(-\lambda t)dt = \int_0^\infty e^{-\lambda t}dt;$$

згідно з таблицею невизначених інтегралів $\int e^{\alpha t}dt = \frac{1}{a}e^{\alpha t}$; використаємо це співвідношення й отримаємо:

$$T_m = \int_0^\infty e^{-\lambda t}dt = \frac{1}{-\lambda}e^{-\lambda t}\Big|_0^\infty = \frac{1}{-\lambda}e^{-\infty} - \left(\frac{1}{-\lambda}e^0\right) = \frac{1}{\lambda}. \qquad (3.24)$$

Нарешті визначимо зв'язок між частотою відмов $f(t)$ та інтенсивністю відмов $\lambda(t)$.

Згідно з (3.13)

$$f(t) = \lambda(t) \times R(t).$$

Звідси, відповідно до (3.17)

$$f(t) = \lambda(t)\exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right]. \qquad (3.25)$$

Якщо $\lambda(t) = \lambda = \text{const}$, то на основі попереднього

$$f(t) = \lambda\exp(-\lambda t) = \frac{1}{T_m}\exp\left(-\frac{t}{T_m}\right) \qquad (3.26)$$

Очевидною є формула, яку отримаємо із співвідношення (3.17):

$$Q(t) = 1 - \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right]. \qquad (3.27)$$

До речі, із (3.27) витікає, що перша похідна від $Q(t)$

$$\frac{dQ(t)}{dt} = \lambda(t)\exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right] = f(t), \qquad (3.28)$$

що доводить визначення $f(t)$, запроваджене вище у виразі (3.13). При отриманні (3.28) застосовано правило диференціювання складної функції (функції від функції): $\frac{dy}{dt} = f'(u) \times \varphi'(t)$, де $y = f(u)$; $u = \varphi(t)$.

У нашому випадку

$$y = f(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(t)dt\right] = \exp(u).$$

$$u = \varphi(t) = -\int_0^t \lambda(t)dt.$$

Тоді

$$\frac{dQ(t)}{dt} = \frac{d}{dt}\left[1 - \exp\int_0^t \lambda(t)dt\right].$$

І далі:

$$\frac{dQ(t)}{dt} = 0 - f'(u) \times \varphi'(t) = 0 - e^u \times \left[-\lambda(t)\right] = \lambda(t) \times e^{-\int_0^t \lambda(t)dt},$$

оскільки $f'(u) = (e^u)' = e^u$.

Тобто $\frac{dQ(t)}{dt} = \lambda(t) \times R(t) = f(t),$ що і потрібно було довести.

3.3. Показники ремонтопридатності

Більшість вузлів та агрегатів двигуна являють собою відновлювані вироби, які після усунення відмов експлуатуватимуться.

Процес відновлення, що призначений для виявлення та усунення відмов, також як і процес виникнення відмов, є імовірнісним. Випадковою величиною тут буде термін часу відновлення, що залежить від багатьох факторів (складності відмови, придатності об’єктів до швидкого виявлення відмови, доступності вузлів і агрегатів, трудомісткості виконання операцій відновлення).

Розглянемо основні кількісні характеристики (показники) ремонтопридатності.

Підкреслимо аналогію у підходах до визначення показників ремонтопридатності та безвідмовності як результатів випадкових процесів. Цим доречно скористатися.

3.3.1. Імовірність відновлення

Імовірність відновлення – імовірність того, що фактична тривалість робіт по відновленню роботоздатності об’єкта не перевищить заданої. Якщо визначити інтервал напрацювання $(0 - t) \equiv t$ (тут 0 – момент початку

експлуатації), то імовірність відновлення позначається $p(t)$.

Імовірність відновлення ще називають функцією ремонтопридатності, яку можна визначити на основі методів теорії імовірностей (аналітично) або приблизно – на основі методів математичної статистики. У зв'язку з цим, як і при визначенні безвідмовності, імовірність відновлення має два математичних визначення: імовірнісне та статистичне. Це відноситься і до інших показників ремонтопридатності.

Імовірнісне визначення імовірності відновлення у інтервалі (0 – t):

$$p(0-t) = p(0,t) \equiv p(t) = \int_0^\infty f(t)dt = 1 - q(t), \qquad (3.29)$$

де $q(t)$ – імовірність того, що фактична тривалість робіт по відновленню працездатності об'єкта перевищить задану; за змістом ця величина є *імовірністю неремонтопридатності.*

Статистичне визначення імовірності відновлення об'єкта в інтервалі (0 – t):

$$p_c(t) \cong N_в(t)/N(0) = \frac{N_в(0) - n_в(t)}{N(0)} = 1 - \frac{n_в(t)}{N(0)}, \qquad (3.30)$$

де $N_B(t)$ – кількість об'єктів, відновлення яких закінчилося до моменту t, тобто таких, що стали знов справними; $N(0)$ – кількість справних об'єктів у початковий момент часу $t = 0$; $n_в(t)$ – кількість об'єктів, що не відновлені за час t.

Таким чином, статистично $p_c(t)$ – відношення кількості відновлених об'єктів до кількості справних об'єктів. Величина $p_c(t)$ тим ближча до $p(t)$, чим більшою є кількість об'єктів, що експлуатуються.

Похідна функції $p(t)$ являє собою *частоту відновлень (ремонтів) або щільність імовірності відновлення***.**

Імовірнісне визначення частоти відновлень:

$$f_в(t) = -\frac{d}{dt}p(t), \qquad (3.31)$$

де $f_в(t)$ – щільність імовірності того, що час відновлення стане меншим t.

Статистичне визначення частоти відновлень:

$$f_{в_c}(t) \cong \frac{N_в(t) - N_в(t + \Delta t)}{N(0) \times \Delta t}. \qquad (3.32)$$

Таким чином, частота відновлень може бути приблизно визначена статистично як відношення кількості відновлених об'єктів в одиницю часу у інтервалі t – (t + Δ t) до первісної кількості виробів (об'єктів), що випробуються чи експлуатуються.

3.3.2. Середній час (термін) простою

Середній час (термін) простою – це математичне сподівання часу вимушеного нерегламентованого перебування об'єкту у стані нероботоздатності. При цьому *час (термін) простою* – випадковий час вимушеного нерегламентованого перебування об'єкта у стані нероботоздатності, що визначається тривалістю виявлення відмови, тривалістю очікування початку ремонту (з урахуванням втрат часу на пошук чи виготовлення запасних частин) та, нарешті, тривалістю власне ремонту об'єкта.

Цей показник надійності впливає на готовність двигуна.

3.3.3. Середній час відновлення

Середній час відновлення – математичне сподівання часу відновлення працездатності, що витрачається на виявлення, пошук причин відмови та усунення наслідків відмови.

Імовірнісне визначення середнього часу відновлення:

$$\tau_B = \int_0^\infty t \times f_B(t)dt = -\int_0^\infty tdp(t) = \int_0^\infty [1 - q(t)]dt = \int_0^\infty tdq(t), \qquad (3.33)$$

причому отримання цих співвідношень аналогічно доводці співвідношень (3.9).

Статистичне визначення середнього часу відновлення:

$$\tau_{в_c} \cong \frac{1}{N(0)} \sum_{i=1}^{N(0)} \xi_i, \qquad (3.34)$$

де $N(0)$ – як і вище, загальна кількість об'єктів (або кількість спостережень за одним і тим же об'єктом); ξ_i – реалізація часу відновлення для i-го об'єкта (або i-та реалізація часу відновлення одного і того ж об'єкта).

Таким чином, статистично $\tau_{в_c}$ – середнє арифметичне реалізацій ча-

су відновлення об'єктів (або середнє арифметичне реалізацій часу відновлення одного і того ж об'єкта).

3.3.4. Інтенсивність відновлення

Інтенсивність відновлення – це щільність імовірності моменту закінчення відновлення об'єкта. Інтенсивність відновлення об'єкта визначається у момент t, що відраховується з моменту початку відновлення.

Імовірнісне визначення інтенсивності відновлення:

$$\mu(t) = \frac{1}{p(t)}\frac{d}{dt}q(t) = \frac{f_{\text{в}}(t)}{p(t)} = \frac{f_{\text{в}}(t)}{1-q(t)}, \qquad (3.35)$$

тобто $\mu(t)$ – умовна щільність імовірності відновлення об'єкта на момент часу t.

Статистичне визначення інтенсивності відновлення:

$$\mu_c(t) \cong \frac{N_{\text{в}}(t) - N_{\text{в}}(t+\Delta t)}{N_{\text{в}}(t)\times\Delta t} = \frac{n_{\text{в}}(t) - n_{\text{в}}(t+\Delta t}{N_{\text{в}}(t)\times\Delta t}. \qquad (3.36)$$

Як і раніше, Δt повинно бути якомога меншим, а кількість відновлень в інтервалі $\{ t - (t + \Delta t) \}$ – великим.

3.4. Показники безвідмовності та ремонтопридатності

Це комплексні показники означених властивостей надійності, що широко застосовуються у практиці моторобудування як найбільш наближені до реальних умов експлуатації двигунів (особливо – масового виробництва), коли обслуговування їх суттєво впливає на рівень надійності.

Розглянемо такі показники.

3.4.1. Коефіцієнт готовності

Коефіцієнт готовності – це імовірність того, що об'єкт стане роботоздатним у довільно обраний час усталеного процесу експлуатації. Цей показник ще можна визначити і як долю часу, на протягом якого об'єкт перебуває у роботоздатному стані в усталеному процесі експлуатації.

Імовірнісне визначення коефіцієнта готовності:

$$A(t) = \lim K_{\text{г}}(t), \qquad (3.37)$$

де $K_г$ – імовірність того, що у довільний момент часу t об'єкт опиниться працездатним (без урахування витрат часу на проведення планових ремонтів й технічного обслуговування); $A(t)$ – імовірність перебування об'єкта у стані працездатності для стаціонарного випадкового процесу (тобто у довільний "досить віддалений" момент часу) або математичне сподівання долі часу, протягом якого об'єкт перебуває у справному стані.

Статистичне визначення коефіцієнта готовності:

$$\hat{A}_н \cong N(t)/N(0) = 1 - n(t)/N(t), \qquad (3.38)$$

де $N(0)$ – загальна кількість об'єктів на початку експлуатації.

Таким чином, $\hat{A}$ – це відношення кількості об'єктів, що знаходяться у момент часу t у стані працездатності, до загальної кількості об'єктів. $\hat{A}$ часто називають *нестаціонарним коефіцієнтом готовності*.

На відміну від $\hat{A}_н$, використовують і *стаціонарний коефіцієнт готовності* при $t \to \infty$, тобто при довільному досить віддаленому моменті часу:

$$\hat{A} \cong \frac{T}{T + T_в}, \qquad (3.39)$$

де T – час справної роботи (напрацювання на відмову); $T_в$ – час відновлення виробу (середній час відновлення).

3.4.2. Коефіцієнт простою

Коефіцієнт простою – за змістом цей показник надійності (чи ненадійності) можна поставити у відповідність визначеному коефіцієнту готовності (як доповнення до одиниці).

У відповідних визначеннях досить замінити "працездатність" на "неробоздатність".

Звичайно використовують показник

$$\hat{K}_п \cong 1 - \hat{A}. \qquad (3.40)$$

3.4.3. Коефіцієнт технічного використання

Коефіцієнт технічного використання – відношення математичного сподівання часу перебування об'єкта у працездатному стані за деякий пе-

ріод експлуатації до суми математичних сподівань часу перебування об'єкта у роботоздатному стані, простоїв, що обумовлені технічним обслуговуванням та ремонтами за той же термін часу експлуатації.

Статистичне визначення коефіцієнта технічного використання:

$$K_{\text{т.в.с}} \cong \frac{1}{N(0) \times T_{\text{екс}}} \sum_{i=1}^{N(0)} t_i, \qquad (3.41)$$

де $T_{\text{екс}}$ – тривалість експлуатації об'єктів, що складається із витрат часу на роботу, технічне обслуговування, ремонти (відновлення); t_i – конкретне напрацювання i-го об'єкта – сумарний час його перебування у роботоздатному стані ($i = 1, 2,..., N(0)$).

На практиці ще використовують таку формулу:

$$K_{\text{т.в.с}} \cong \frac{T}{T + T_{\text{в}} + T_{\text{пр}}}, \qquad (3.42)$$

де T, $T_{\text{в}}$ визначаються так, як і у формулі (3.39); $T_{\text{пр}}$ – час профілактичних ремонтів і технічного обслуговування.

Таким чином, коефіцієнт технічного використання – це відношення середнього напрацювання об'єкта (об'єктів) у одиницях часу за деякий період експлуатації до суми середніх значень наробітку, часу простою, обумовленого технічним обслуговуванням та часу відновлення за той же період експлуатації.

3.4.4. Коефіцієнт оперативної готовності

Коефіцієнт оперативної готовності – це імовірність того, що об'єкт, який перебуває у режимі очікування, виявиться роботоздатним у довільний момент часу та з цього моменту буде працювати безвідмовно протягом заданого інтервалу часу.

У режимі очікування об'єкт може перебувати при повному чи полегшеному навантаженні без виконання основних робочих функцій; при цьому також можливе виникнення відмов об'єкта й відновлення його роботоздатності. Необхідність у використанні об'єкта виникає миттєво, а після цього знов потрібна безвідмовна робота виробу на протягом часу $t_{\text{роб}}$. Для виконання задачі необхідно, що б у момент виникнення необхідності у використанні об'єкт був роботоздатним.

Цей коефіцієнт обчислюється за формулою:

$$K_{\text{ог}} = A_{\text{ї}} \times R(t_{\text{роб}}), \qquad (3.43)$$

де $R(t_{\text{роб}})$ – імовірність безвідмовної роботи виробу на протязі $t_{\text{роб}}$.

3.5. Показники довговічності

Довговічність є найважливішою властивістю надійності ДВЗ, бо характеризує їх придатність до тривалої експлуатації, зберігаючи працездатність до граничного рівня технічного стану двигунів при визначеній системі технічного обслуговування та регламентованих ремонтів. Граничний стан двигуна, як відмічалося вище, обумовлений неможливістю його подальшої експлуатації чи зниженням її ефективності (регламентується технічною документацією на двигун).

Основними показниками довговічності є *ресурс* та *строк служби* (табл. 3.1).

Ресурс виробу визначається напрацюванням, а строк його служби – календарною тривалістю від початку експлуатації до моменту появи граничного стану.

Розглянемо основні показники довговічності та їх визначення.

3.5.1. Гамма-процентний ресурс

Гамма-процентний ресурс – це напрацювання, на протязі якого об’єкт не сягне граничного стану із заданою імовірністю γ. Іншими словами, під γ-процентним ресурсом розуміється ресурс, який перевищують γ процентів виробів з даної партії. Наприклад, коли γ = 80 %, то відповідний ресурс називають 80 %-ним ресурсом і т.д. Розглянемо приклад. Нехай у партії 100 двигунів. На протязі 5000 год 90 двигунів нормально функціонують. Тоді 5000 годин – це 90 %-ний ресурс двигунів означеної партії. Природно, що на протязі 8000 год, наприклад, нормально працюючих двигунів буде менше, ніж при наробітку 5000 год – нехай 70. Тоді 8000 год – це 70 %-ний ресурс і т.д. Бачимо, що чим менше γ, тим більше відповідний ресурс і навпаки.

Гамма-процентний ресурс M_{γ} визначають із рівняння:

$$1 - F_p(t) = \int_{M_\gamma}^{\infty} f_p(t)dt = \gamma/100, \qquad (3.44)$$

де $F_p(t)$ – функція розподілу ресурсу; $f_p(t)$ – щільність розподілу ресурсу; $t = M$ – поточне значення ресурсу.

3.5.2. Медіанний ресурс

Медіанний ресурс – це γ-процентний ресурс при імовірності γ – 50 %.

Такий ресурс обчислюють за рівнянням:

$$\int_{0}^{M_{0,5}} f_p(t)dt = 0{,}5\,. \qquad (3.45)$$

Статистично медіанний ресурс визначається за розподілом ресурсів двигунів партії (також, як і γ-процентний ресурс); використовуються експериментальні графіки типу $M(t)=f_p(t)$, де $M(t)$ – значення реальних ресурсів об'єктів, що усереднені для експериментальної вибірки; $t = M$ – поточне значення ресурсу.

3.5.3. Середній ресурс

Середній ресурс – це математичне очікування (сподівання) ресурсу сукупності виробів однакового типорозміру, виконання, призначення.

Середній ресурс (імовірнісне визначення) генеральної сукупності виробів обчислюється за формулою:

$$M_{\text{сер}} = \int_{0}^{\infty} t f_p(t)dt, \qquad (3.46)$$

де $t = M$ – поточне значення ресурсу.

Статистичне визначення середнього ресурсу, якщо відомі дані щодо ресурсів об'єктів,

$$M_{\text{сер}} = \frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} M_i, \qquad (3.47)$$

де N – загальна кількість об'єктів, що спостерігаються; M_i – ресурси об'єктів.

3.5.4. Середній сумарний ресурс

Середній сумарний ресурс – це середній ресурс об'єкта від початку експлуатації до його списування після декількох капітальних ремонтів; тобто такий ресурс усереднюється за всіма проведеними капітальними ремонтами: $M_{\text{сер}_\Sigma} = \frac{1}{Z}(M_1 + M_2 + ...)$, де M_1 – ресурс до першого капремонту; M_2 – до другого капремонту (напрацювання спочатку роботи об'єкта до першого капремонту) і т.д.

Треба відрізняти також:

- *призначений ресурс* – сумарне напрацювання об'єкта, при досягненні якого експлуатація повинна бути скінчена незалежно від стану об'єкта;
- *середній ремонтний ресурс* – середній ресурс між суміжними капітальними ремонтами об'єкта;
- *середній ресурс до капітального ремонту* – середній ресурс для партії двигунів від початку експлуатації кожного з них до його першого капітального ремонту.

3.5.5. Гамма-процентний строк служби

Гамма-процентний строк служби – визначається як календарна тривалість експлуатації аналогічно гамма-процентному ресурсу, тобто обчислюється за рівнянням:

$$\int_{T_{\text{служ.}\gamma}}^{\infty} f_{\text{служ}}(t)dt = \lambda/100, \qquad (3.48)$$

де $f_{\text{служ}}(t)$ – щільність розподілу строку служби; $T_{\text{служ.}\gamma}$ – гама-процентний строк служби.

Цей підхід можна використати і для визначення інших показників, пов'язаних із строком служби, таких як:

- середній строк служби;
- середній міжремонтний строк служби;
- середній строк служби до першого капітального ремонту;
- середній строк служби до списання;
- середній міжремонтний строк служби;
- медіанний строк служби.

Розрахунки даних показників виконуються за аналогією із оцінками ресурсних показників; одиницею вимірювання тут стає календарна тривалість експлуатації.

3.6. Показники збережуваності

Надійність об'єкта при тривалому зберіганні оцінюється показниками збережуваності виробу та визначається календарною тривалістю зберігання (за умов, регламентованих технічною документацією), на протязі якої зберігаються обумовлені для даного виробу експлуатаційні його характеристики чи параметри. Значний період зберігання звичайно можуть мати комплектувальні вузли, деталі, що входять в номенклатуру запасних частин. При тривалому зберіганні останніх вузли, деталі можуть виходити із ладу під діянням корозії, старіння матеріалів та ін.

Використовуються як основні показники: гамма-процентний та середній строк збережуваності. Ці та інші показники збережуваності визначаються по аналогії з показниками безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності; при цьому у якості випадкової величини розглядається тривалість збереження об'єкта у справному стані.

3.6.1. Гамма-процентний строк збережуваності

Гамма-процентний строк збережуваності – це строк (тривалість) зберігання, на протязі якого у об'єкта зберігаються регламентовані технічною документацією показники із заданою імовірністю γ.

Відповідно імовірнісного визначення гамма-процентного строку збережуваності цей показник обчислюють із рівняння:

$$\int_{T_{зб.\gamma}}^{\infty} f_{зб.}(\tau)d\tau = \gamma/100, \qquad (3.49)$$

де $T_{зб.\gamma}$ – гамма-процентний строк збережуваності; τ – термін зберігання (поточний); $f_{зб}(\tau)$ – щільність розподілу строку збережуваності.

Статистичне значення $T_{зб.\gamma}$ визначається аналогічно р. 3.5.2.

3.6.2. Середній строк збережуваності

Середній строк збережуваності – це математичне сподівання строку збережуваності сукупності виробів одних типорозміру, виконання, призна-

чення.

За імовірнісним визначенням середній строк збережуваності обчислюється за рівнянням:

$$T_{зб.сер} = \int_0^{\infty} \tau f_{зб}(\tau) d\tau. \qquad (3.50)$$

Статистичне значення $\hat{T}_{зб.сер}$ визначається як середнє арифметичне значення дослідних строків збережуваності досліджуваних (спостережуваних) виробів.

Інші показники збережуваності (*інтенсивність відмов при зберіганні, параметр потоку відмов при зберіганні, медіанний строк збережуваності*) визначаються в особливих випадках за методиками, наведеними вище стосовно показників ремонтопридатності.

Контрольні запитання та завдання

1. Що таке показники надійності ДВЗ?
2. Які вимоги пред'являються до показників надійності ДВЗ?
3. Як класифікувати показники надійності ДВЗ?
4. Сформулюйте та поясність показники безвідмовності.
5. Наведіть співвідношення між показниками безвідмовності.
6. Сформулюйте та поясніть показники ремонтопридатності.
7. Якими показниками можна охарактеризувати безвідмовність та ремонтопридатність?
8. Наведіть показники довговічності, поясніть їх.
9. Що таке гамма-процентний ресурс?
10. Що таке гамма-процентний строк служби?
11. Поясніть, що таке медіанний ресурс.
12. Чим відрізняються ресурс двигуна від строку його служби?
13. Поясніть поняття середнього ресурсу чи строку служби.
14. Наведіть та поясніть показники збережуваності.
15. Які показники надійності вважаються основними для практики моторобудування?

Глава 4. ПРОЯВИ ТА ЧИННИКИ ПОТОЧНИХ І РЕСУРСНИХ ВІДМОВ ДВЗ

Безвідмовність та довговічність визначають з різних боків надійності ДВЗ. Однак ці властивості взаємопов'язані. Відомо, що інтенсифікація відмов свідчить про накопичення пошкоджень в деталях та вузлах; у кінцевому рахунку це знижує й довговічність двигуна, оскільки *поточні відмови* можуть перейти у *ресурсні відмови*, тобто такі, внаслідок яких об'єкт сягає граничного стану [49].

Тому вивчення чинників поточних та ресурсних відмов дозволяє обґрунтовано розробляти ефективні засоби щодо підвищення рівня надійності двигунів.

Означеними чинниками виступають в основному такі фізико-хімічні процеси:

- зноси вузлів тертя;
- старіння матеріалів деталей;
- руйнування деталей ДВЗ при нестаціонарному тепломеханічному навантаженні;
- кавітація;
- нагаро-, коксо-, лакоутворення в ДВЗ;
- електрохімічна корозія;
- високотемпературна газова корозія;
- посилене деформування деталей та погіршення параметрів двигуна через похибки в конструкціях, технологіях виготовлення, монтажу, експлуатації й обслуговування ДВЗ та ін.

Для кожної поточної відмови можна установити відповідні критерії

та ознаки її прояви.

Такі ж (у більшості) критерії й ознаки використовують і для виявлення ресурсних відмов.

4.1. Прояви та класифікація відмов

Вивчення механізмів відмов ДВЗ почнемо з їх проявів та класифікації.

Будь-яка відмова характеризується *ведучою ознакою* та *основним критерієм*.

Під ознакою відмови розуміють форми її прояви.

Під критерієм відмови розуміють кількісну оцінку технічного стану вузла чи двигуна в цілому, який безпосередньо пов'язаний з відмовою.

Ознака відмови дозволяє прогнозувати її появу при роботі двигуна (без розбирання) або у неробочому стані двигуна (після розбирання). Ознак та критеріїв може бути по одному чи декілька на відмову.

Наведемо приклади.

Зносна відмова сполуки гільзи циліндра з поршневими кільцями; ознака відмови: підвищена витрата масла, зростання диміння; критерій відмови: гранично допустимий зазор чи втрата ваги кілець.

Зносна відмова сполуки поршневого пальця з бобишкою поршня (отвором); ознака відмови: металевий стук; критерій відмови: гранично допустимий зазор.

Закоксування отворів у розпилювачах; ознака відмови: погіршення паливної економічності, посилення димності ВГ (відпрацьованих газів); критерій відмови: гранична температура носка розпилювача.

Детонаційна відмова; ознака відмови: рівні вібрацій та шуму; критерій відмови: граничний ступінь підвищення тиску при згорянні.

Класифікація відмов пов'язана з руйнуванням деталей ДВЗ або їхніх поверхонь (через поломки, викришування, зноси, корозії, старіння і т.п.) або може й не бути пов'язана з руйнуванням (при захаращенні каналів паливоподачі, каналів змащення чи охолодження, ослабленні сполук, забрудненні електроконтактів і т.п.). Тому їх усувають або заміною (відновленням) деталей, вузлів, або регулюваннями, прочищенням трактів, тощо.

Розглянемо види відмов, перш за все – їхню класифікацію за формою прояви відмов:

- *повна та часткова відмова* – залежно від ступеня впливу на пра-

цездатність. *Повна* відмова – якщо після виникнення відмови використання об'єкта за призначенням неможливе до відновлення його працездатності. *Часткова* відмова – після її виникнення використання об'єкта за призначенням можливе, але при цьому значення одного чи кількох основних параметрів знаходяться поза допустимими межами. Стосовно ДВЗ, повна відмова – це обрив шатуна чи клапана, руйнування колінчастого вала і т.п.; часткова відмова – це закоксування окремих отворів розпилювачів, вихід із ладу частки свічок запалення і т.п.;

- *катастрофічна та параметрична відмови* – залежно від фізичного характеру прояви відмови. Катастрофічна відмова призводить до повної втрати працездатності за рахунок зломів, заїдань і т.п. Параметричні відмови є частковими відмовами складних виробів, до яких вони входять та виражаються у погіршенні якості функціонування об'єкта. Приклади див. у попередньому пункті;
- *раптова та поступова відмови* – залежно від характеру зміни основного параметра двигуна. Раптові відмови (поломки) виявляються у результаті різкої миттєвої зміни основних параметрів під діянням одного чи кількох факторів, що пов'язані або з внутрішніми дефектами, або з порушенням робочих режимів чи умов роботи, або з помилками обслуговуючого персоналу. При поступових відмовах спостерігається плавна зміна параметрів двигуна у результаті старіння матеріалів чи зносу елементів. Слід відмітити, що появі раптових відмов звичайно передують скриті зміни властивостей деталей чи компонентів, що не завжди можливо виявити. Тому поділення на раптові та поступові відмови носить умовний характер (до речі, також як і поділення на поточні чи ресурсні відмови);
- *незалежна та залежна відмови* – за характером зв'язку з іншими відмовами. При незалежній відмові її поява не обумовлена пошкодженнями та відмовами інших елементів об'єктів (прогаром поршня, наприклад). Залежна відмова обумовлена пошкодженням чи відмовами інших елементів об'єкта (наприклад, обриванням шатуна через заклинення поршня).
- *стала і тимчасова відмови, збій, переміжувана відмова* – за часом (тривалістю) існування відмови. Стала, тобто стабільна відмова усувається тільки в результаті заміни (відновлення) або регулювання. Тимчасові відмови можуть самодовільно зникати без втручання обслуговуючого персоналу (внаслідок усунення чинника, що викликав відмову): відновлення те-

мператури навколишнього середовища, усунення зовнішнього вібраційного фона і т.п. Збій – це відмова, що може самоусуватися; така відмова призводить до короткочасної втрати працездатності. Переміжувана відмова – це багаторазово виникаючий збій одного і того ж характеру (поганий запуск непрогрітого двигуна – це збій; але пропущення запалювання із-за неправильного регулювання системи запалення – це вже переміжувана відмова);

- *очевидна (явна) та захована (неявна) відмови* – за наявністю зовнішніх прояв. Приклади: явна відмова – це зупинка двигуна, якій передувала ненормальна вібрація та підвищений шум двигуна і т.п. Неявна відмова – зупинка двигуна без вторинних ознак; між іншим, в експлуатації такі відмови найбільш часто й зустрічаються у транспортних ДВЗ;
- *конструктивна, експлуатаційна та виробнича (технологічна) відмови* – це такі видмови, класифікація яких очевидна. Конструкційна відмова обумовлена помилками конструкторів чи недоліками методів конструювання. Виробнича відмова – відбувається із-за помилок технологів чи недоліків техпроцесів. Експлуатаційна відмова обумовлена помилками обслуговуючого персоналу чи екстремальними зовнішніми умовами експлуатації;
- *природна чи штучна відмови* залежать від умов роботи двигуна. Наприклад, штучна відмова виникає при прискорених випробуваннях на надійність;
- *переборювана та непереборювана відмови* – це такі, що враховують можливість усунення відмови. Непереборювані відмови – коли їхнє усунення невигідне у порівнянні із заміною чи у даний час неможливе;
- *відмова при випробуваннях, припрацювальна, при нормальній експлуатації та останнього періоду експлуатації* – це такі відмови, що пов’язані з часом їхнього виникнення.

4.2. Експлуатаційні навантаження ДВЗ

При дії чинників відмов треба для будь-якого з них обов’язково враховувати характер експлуатаційних (зовнішніх) навантажень ДВЗ.

Розглянемо особливості таких навантажень. До них відносяться:

- часті й різкі зміни режимів при широких діапазонах цих змін;
- неусталений характер більшості експлуатаційних режимів, сукуп-

ності яких формують перехідні процеси.

Подібні навантаження посилюють діяння чинників відмов ДВЗ.

Тому аналіз характеру експлуатаційних навантажень двигунів вкрай необхідний; його результати суттєво доповнюють вихідні дані при розрахунках показників надійності.

4.2.1. Характер експлуатаційних навантажень ДВЗ

Високі частота та різкість змін режимів характерні для більшості типів і призначень ДВЗ.

Але у значній мірі це відноситься до двигунів автотракторних, тепловозних, суднових, будівельно-дорожніх машин, шахтних силових установок, військової техніки.

В експлуатаційних умовах крутний момент і характер обертання колінчастого вала ДВЗ безперервно змінюються в широких межах.

Розглянемо приклади експлуатаційних навантажень двигунів [50].

4.2.1.1. *Автомобільні двигуни*

Аналіз роботи автомобільних ДВЗ свідчить, що кількість операцій з керування автомобілем (переключення швидкостей, включення та виключення зчеплення, гальмування і т.п.) на 1 км шляху на вільному шосе складає у середньому 1…2. В умовах великого міста з інтенсивним рухом транспорту кількість таких операцій досягає 15…20.

Навіть при русі автомобіля відносно рівній й вільній дорозі без переключення швидкостей, орган, що регулює подачу палива, перебуває у безперервному русі (переміщується у широкому діапазоні положень рійки ПНВТ чи заслінки), що викликано неоднорідністю дорожнього шару, невеликими зниженнями та підйомами. Більш того, при русі автомобіля по рівному горизонтальному асфальтованому шосе із швидкістю, що сягає максимальної, виникають періодичні коливання навантаження і частоти обертання колінчастого вала, що обумовлені періодичними коливаннями кузова автомобіля відносно шасі на пружній підвісці.

Розглянемо як приклад рис.4.1, де показаний характер зміни кутової швидкості ω колінчастого вала, крутного моменту M_e, положення рійки $h_р$ паливного насоса високого тиску (ПНВТ) і переміщення кузова $a_к$ відносно шасі автомобіля МАЗ-500 при русі по рівному асфальтованому шосе (швидкість руху 65 км/год, n = 1750 хв$^{-1}$. Бачимо, що навіть за таких, так би мо-

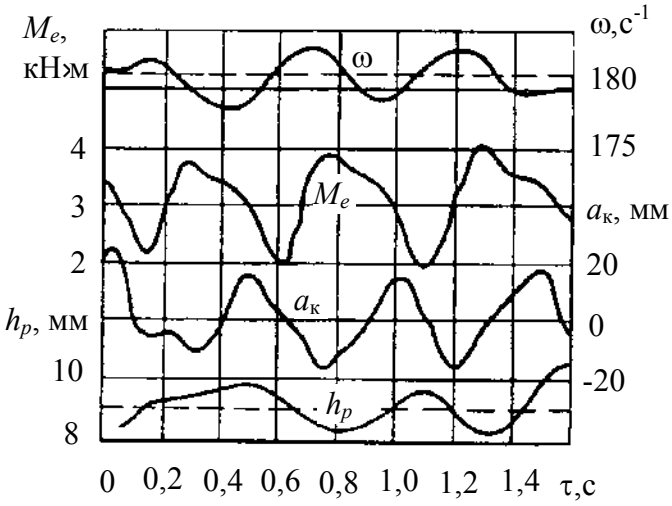


Рисунок 4.1 – Зміни режимів вантажного автомобіля при русі його по рівному асфальтованому шосе

вити, нединамічних умов вказані показники дизеля і автомобіля змінюються з частотою близько 2 Гц у порівняно великих межах:

- кутова швидкість ± 1,5 %;
- крутний момент ± 30 %;
- переміщення рейки ПНВТ ± 20 %;
- переміщення кузова ± 20мм.

Результати досліджень роботи вантажних автомобілів з бензиновими двигунами дозволили визначити середньостатистичні навантаження $M_{e_{сер}}$ та частоту обертання $n_{сер}$ колінчастого вала й кількість переключень z передач впродовж 100 км шляху залежно від дорожніх умов (табл.4.1). Тут $\overline{M}_{e_{сер}} = \left(M_e / M_{e_{max}}\right)_{сер}$; $\overline{n}_{e_{сер}} = \left(n / n_{ном}\right)_{сер}$.

Таблиця 4.1 – Умови роботи вантажних автомобілів з бензиновими ДВЗ

Дорожні умови	$\overline{M}_{e_{сер.}}$	$\overline{n}_{e_{сер.}}$	z
Міжнародне шосе	0,61 – 0,84	0,68 – 0,75	38 – 56
Інтенсивний міський рух	0,32 – 0,51	0.53 – 0,72	400 – 580
Ґрунтові шляхи	0,39 – 0,56	0,32 – 0,55	290 – 460

Найбільші $M_{e_{сер}}$ та $n_{сер}$ спостерігаються при русі по міжнародному шосе, найменша навантаженість двигуна – при інтенсивному міському русі, а найменша частота обертання колінчастого вала – при русі по ґрунтовим дорогам. Взагалі двигуни практично у всіх розглянутих умовах функціонують на часткових режимах при $M_{e_{сер}}$ = (0,3…0,75)×$M_{e_{max}}$; $n_{сер}$ = (0,3…0,75)×$n_{ном}$.

При дослідженні режимів роботи дизелів ЯМЗ-238, що працювали на вантажних автомобілях КрАЗ-257 та КрАЗ-256Б, виявилося, що приблизно 50…80 % часу вони функціонують у зоні зовнішньої характеристики при

частоті обертання колінчастого вала (0,7…1,0)×$n_{ном}$. Найбільша кількість переключень швидкостей (z = 150200) спостерігається при роботі у складних дорожніх умовах (рух по ґрунтовим дорогам, у кар'єрі), при інтенсивному міському русі. На міжнародному шосе із асфальто-бетонним шаром z не перевищує 15…16 переключень на 100 км.

4.2.1.2. ***Тракторні двигуни***

Частими включеннями муфти зчеплення і переключеннями КПП, тобто змінами режимів роботи, характеризуються тракторні двигуни. Щодо інтенсивності зміни режимів роботи двигунів можна судити за даними табл.4.2.

Таблиця 4.2 – Умови роботи тракторних дизелів

Склад агрегату		Інтенсивність включень передач, 1/год.				
Трактор	Плуг	КПП	Муфта зчеплення	Гальма	Гідронасос системи	Всього по трактору
ДТ-75	ПН-4-35	3,91	6,18	21,76	9,45	41,30
Т-150	ПЛП-6-35	9,22	6,36	0,53	4,92	21,03
Т-150	"Трудівник"	11,63	3,91	0,20	8,63	24,47
Т-150К	ПКС-4-35	2,02	5,56	0,98	9,42	17,98
Т-150	ПЛП-6-35	2,27	2,94	0,92	7,46	13,60
Т-150К	"Трудівник"	1,76	8,39	1,50	21,53	33,18

Слід відмітити, що інтенсивність включень зменшується у більш енергонасичених тракторів. У середньому переключення, що викликають зміни режимів роботи двигуна, відбуваються через кожні 1,5…3,5 хв.; у трелювальних тракторів кількість включень досягає 2000 на годину. В той же час тягове зусилля на крюку трактора, незалежно від типу сільськогосподарських засобів змінюється безперервно у порівняно широких межах. Так, частотний спектр тягового опору, наприклад плуга, коливається від 0 до 10 Гц. Ступінь нерівномірності навантаження (моменту опору $\delta_{оп} = \left(M_{о_{max}} - M_{о_{min}}\right) \times 1/M_{о_{сер}}$) – від 0,12 до 0,35; при цьому навантаження двигуна змінюється за амплітудою та частотою. При інших роботах, коли використовуються інші знаряддя, ступінь нерівномірності навантаження змінюється від 0,1 до 0,85; коефіцієнт завантаження $K_з$ = 0,85…0,90; частотний спектр тягового опору відповідає вказаним вище межам (0,1…10 Гц).

4.2.1.3. *Двигуни будівельно-дорожніх машин*

Особливо різкі та часті зміни навантаження у широких межах зазнають двигуни будівельно-дорожніх машин. На рис.4.2 наведені типові діаграми навантажень двигунів різних машин, отримані статистично на основі осцилограм крутних моментів і частот обертання колінчастих валів; осцилограми записані у експлуатаційних умовах. Як бачимо із діаграм, навантаження двигунів вельми нерівномірні і постійно змінюються у широких межах. Так, ступінь нерівномірності моменту опору δ_o коливається від 0,1 до 1,64, причому, як на це вказують результати аналізу, найбільш імовірні значення δ_o = 0,5…1,2. Коефіцієнт завантаження $K_з$ = 0,5…1,0. Момент опору у період роботи машин короткочасно може значно перевищувати номінальний крутний момент $M_{e_н}$ (до 60…80 %). Частота коливання навантаження змінюється у межах від 0,1 до 10 Гц. Найбільш імовірна частота складає 0,3…3 Гц, тобто частота коливань в основному не виходить за межі чутливості регулятора частоти обертання колінчастого вала.

Рисунок 4.2 – Типові діаграми навантажень двигунів будівельно-дорожніх машин за їхній робочий цикл:

а – одноковшового екскаватора з механічним приводом;

б – гусеничного бульдозера з механічним приводом при розробці траншеї;

в – автогрейдера при плануванні;

I – копання; II – розгін платформи з навантаженим ковшем; Ш – рівномірне обертання платформи із навантаженим ковшем; IV – розгін з порожнім ковшем; V – рівномірне обертання з порожнім ковшем; VI – гальмування платформи з порожнім ковшем; VII – трогання з місця; VIII та XII – зрізання та переміщення ґрунту; IX – переміщення ґрунту; X – виїзд на кавальєр та відсипання ґрунту; XI – заглублення ножа відвалу у ґрунт

Будівельно-дорожні машини працюють в найбільш важких умовах. Кількість включень основних механізмів цих машин та кількість пусків у період експлуатації найбільші. Їхня робота під навантаженням складає 60…75 % загального часу експлуатації, а кількість включень основних механізмів за час роботи сягає 1500 (тоді як для трелювальних тракторів кількість подібних включень не перевищує у час 200).

4.2.1.4. ***Тепловозні дизелі***

Часті зміни режимів роботи характерні не тільки для двигунів маневрових тепловозів, а й для магістральних.

Навіть при русі поїзда по відносно нескладній дільниці траси (рис.4.3) спостерігаються постійні з інтервалами 1…6 хв зміни режимів. При цьому нерідко подача палива збільшується максимально (від 0 до 100 %) і відбуваються різкі її скидання.

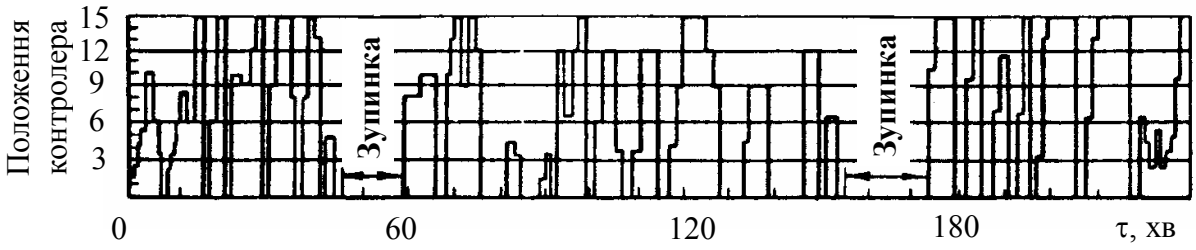


Рисунок 4.3 – Характер зміни режимів роботи двигуна магістрального тепловоза на перегоні

Кількість переключень позицій контролера (змін режимів) за годину для дизелів вантажних потягів у середньому складає 50…90, пасажирських– 110…115, маневрових тепловозів – до 130.

4.2.1.5. ***Суднові дизелі***

Робота означених двигунів також супроводжується частими та різкими змінами режимів: підчас маневрування при вході судна до порту; при проходженні каналів; при русі у льодових умовах, у період тралення, при великій хвилі. При цьому всі такі операції супроводжуються реверсами, що пов’язані із зупинками чи пусками дизелів. За графіками рис.4.4 можна судити про частоту та характер зміни режимів роботи головного двигуна та деякі показники його роботи у період маневрування при вході судна в порт. При цьому зміна режимів роботи двигуна відбувається у середньому

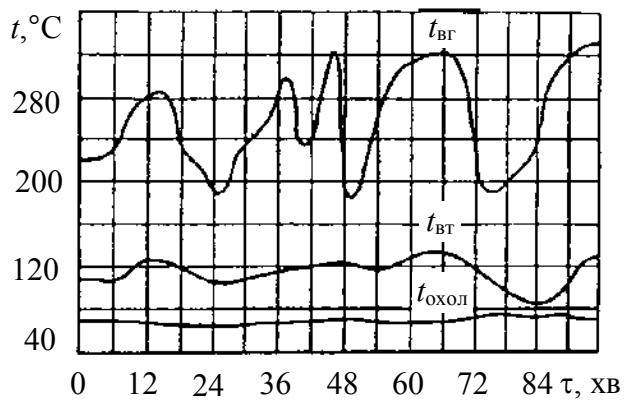


Рисунок 4.4 – Зміна режимів роботи двигуна при маневруванні судна:
$t_{вг}$ – температура відпрацьованих газів;
$t_{вт}$ – температура втулки циліндрів;
$t_{охол.}$ – температура води, що охолоджує втулку циліндрів

кожні 5 хв. (з інтервалами від 2 до 20 хв.) та в широких межах.

Рух судна у кризі супроводжується частими та безпорядними змінами навантажень на дизель (як за командами, так і випадково). Команди чергуються кожні 1…8 хв.

В особливо важких умовах працюють портові буксири. Хронометраж роботи головного дизеля морського буксира засвідчив, що в середньому за кожну годину виконується до 30 пусків і близько 100 змін ходів.

4.2.2. Неусталені режими і перехідні процеси та їх вплив на надійність ДВЗ

Неусталений характер більшості експлуатаційних режимів ДВЗ обумовлює собою їхню принципову особливість [50].

Так, для магістральних тепловозів тривалість $\tau_{ном}$ роботи дизеля на номінальному режимі не є визначальною, хоча у загальному балансі витрати палива основна доля припадає на цей режим. Значна доля напрацювання двигуна припадає на неусталені режими. У табл.4.3 показано розподілення напрацювання дизеля за основними видами режимів.

Таблиця 4.3 – Розподілення режимів роботи дизелів магістральних тепловозів

Види режимів	Напрацювання, %	Витрата палива, %
Холості ходи	42,0	4,5
Неусталені режими	16,5	21,0
Номінальний режим	17,0	57,0
Інші режими	24,5	17,5

Дизелі маневрових тепловозів в основному функціонують на неуста-

неусталених режимах, тривалість яких у декілька разів перевищує напрацювання на усталених режимах з навантаженням (табл.4.4).

Таблиця 4.4 – Розподілення режимів роботи дизелів маневрових тепловозів

Види режимів	Напрацювання, %
Холості ходи	32
Неусталені режими	42
Відносно усталені режими з навантаженням	7
Стоянка тепловоза із заглушеним дизелем	19

Поняття *неусталених режимів* безпосередньо витікає із змісту *перехідного процесу*.

Неусталені режими характеризуються роботою двигуна при зміні у часі показників його робочого процесу: p_e, η_e, n, $T_{ВГ}$ та ін.

Перехідний процес – це перехід роботи двигуна від одного до іншого усталеного режиму; по суті він являє послідовність неусталених режимів, показники яких безперервно змінюються при переході з початкового до кінцевого усталеного режиму.

Перехідний процес являє динамічну характеристику двигуна, що визначається залежністю показників двигуна за часом, які змінюються послідовно від циклу до циклу на протязі перехідного процесу.

Основною ознакою і умовою перехідного процесу двигуна є порушення статичної рівноваги ($M_o = 0$):

$$M_e - M_o \neq 0 = \pm I \times \frac{d\omega}{d\tau}, \qquad (4.1)$$

де I – приведений момент інерції двигуна та пов’язаних з ним агрегатів.

Порушення статичної рівноваги приводить до зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала, що, як і інші параметри двигуна, стають функціями часу.

У зв’язку з вивченням взаємозв’язків зовнішніх впливів та надійності двигуна із різновидів перехідних процесів можна визначити найбільш характерні:

- розгін двигуна за рахунок зростання циклової подачі палива при

переміщенні оператором органа, який регулює таку подачу; цьому відповідає зростання M_e у формулі (4.1);

- гальмування двигуна у результаті зниження циклової паливоподачі при переміщенні означеного органа в інший бік; цьому відповідає зменшення M_e у формулі (4.1);
- гальмування двигуна за рахунок збільшення моменту зовнішнього опору при русі силової установки з ДВЗ; при цьому зростає M_o у формулі (4.1);
- розгін двигуна за рахунок зменшення моменту опору при русі силової установки з ДВЗ; при цьому падає M_o у формулі (4.1);
- розгін двигуна при одночасному зростанні M_o та M_e (за рахунок збільшення циклової подачі палива); це накидання навантаження;
- гальмування двигуна при одночасному зменшенні M_o та M_e (за рахунок зменшення циклової подачі палива); це скидання навантаження.

Можливі і *комбіновані перехідні процесі*: спочатку – по швидкісній, а потім по регулювальній гілкам робочих характеристик двигуна та навпаки.

В особливу групу треба виділити *пусковий перехідний процес*.

Зробимо деякі висновки:

а) робота при усталених режимах можлива тільки при рівномірному русі силового агрегату та незмінному опорі цьому руху;

б) оскільки усталеність далеко не завжди можлива при звичайній експлуатації, робота ДВЗ відбувається при перехідних процесах (тобто на неусталених режимах) значну частину загального напрацювання двигуна;

в) важливими, з точки зору надійності ДВЗ, слід вважати перехідні процеси, що супроводжуються одночасними змінами навантаження і частоти обертання колінчастого вала двигуна. Це пов’язане з тим, що при таких перехідних процесах різко змінюються механічні і теплові навантаження деталей ДВЗ, що обумовлює нестаціонарність таких навантажень і викликає втому. Таким чином, неусталений характер експлуатаційних режимів ДВЗ, як наслідок роботи при перехідних режимах, негативно впливає на утомну довговічність (тривалу міцність) основних деталей ДВЗ.

Безумовно, перехідні процеси негативно впливають на безвідмовність двигунів та їхню параметричну надійність, що буде розглянуто нижче.

Підкреслимо, що (як і при оцінках впливу експлуатаційних наванта-

жень на надійність ДВЗ) негативний вплив перехідних процесів на безвідмовність і довговічність двигунів завжди треба враховувати поряд з урахуванням впливів численних чинників відмов. Треба виходити з того, що перехідні процеси завжди посилюють впливи означених вимог.

Слід також наголосити, що характеристики та впливи перехідних процесів залежать від призначення двигуна, тобто від умов його експлуатації. Тому треба розглядати впливи перехідних процесів на надійність ДВЗ як прояви експлуатаційного фактора – різновидів експлуатаційних навантажень.

4.2.3. Кліматичний фактор і надійність ДВЗ

Сьогодні вважається, що кліматичний фактор – це ще один різновид експлуатаційних навантажень ДВЗ.

Кліматичний фактор обумовлюється кліматичною зоною.

З точки зору використання техніки, в першу чергу ДВЗ, що працюють на відкритому повітрі, можна виділити такі зони:

- *помірного клімату:* середня величина щорічних абсолютних максимумів температури повітря дорівнює або нижче +40 °С (t_{max}), а середня із щорічних абсолютних мінімумів температури повітря дорівнює чи перевищує –45 °С (t_{min});
- *холодного клімату:* $t_{min} < -45$ °С;
- *тропічного сухого клімату:* $t_{max} > +40$ °С ; така зона має характеристики, які відмінні від аналогічних у зоні тропічного вологого клімату;
- *тропічного вологого клімату:* сполучення температури повітря 20 °С й вище та відносної вологості 80 % й вище; спостерігається на добу до 12 годин і триваліше за безперервний термін, що понад 2 місяці на рік;
- *тропічного морського клімату:* акваторія морів, океанів між 30° північної та 30° південної широт;
- *помірно холодного морського клімату:* акваторія морів, океанів північніше 30° північної та південніше 30° південної широт.

З точки зору надійності ДВЗ найбільш жорсткими є тропічний сухий клімат і тропічний вологий клімат з виділенням території високогір’я. останні території характеризуються зниженими температурою повітря та атмосферним тиском, більш інтенсивною сонячною радіацією.

Умови роботи ДВЗ у цих жорстких кліматичних зонах різко відрізняються від умов роботи у помірному кліматі. Це вимагає ретельного ура-

хування кліматичного навантаження при проектуванні, виробництві, випробуваннях для забезпечення нормальної роботи двигунів, тим більше, що показники ДВЗ більше, ніж параметри інших машин, пов'язані з навколишнім середовищем. Так, в інших машинах, як і в ДВЗ, зовнішні умови впливають на матеріали деталей, але саме в ДВЗ кліматичний фактор безпосередньо бере участь у формуванні власне внутрішньоциліндрового робочого процесу, чого не може бути, наприклад, в електричних машинах.

Слід виділити особливості клімату, що в найбільшій мірі впливають на надійність ДВЗ у відмічених кліматичних зонах. Мова йде про такі навантажувальні первинні кліматичні фактори [51]:

- висока температура навколишнього середовища;
- висока вологість повітря;
- величезна кількість опадів;
- інтенсивна сонячна радіація;
- значна засоленість пилу, який всмоктується двигуном;
- низька вологість повітря у зоні пустель;
- висока активність мікроорганізмів, комах при високих температурах і вологості;
- знижені тиск і температура повітря в умовах високогір'я;
- холодне арктичне чи інше повітря.

Розглянемо взаємовплив цих навантажень на надійність двигунів.

4.2.3.1. ***Тепловий режим навколишнього середовища***

Під таким тепловим режимом розуміють характер розподілення температури повітря у нижніх шарах атмосфери та її зміни за часом.

На розподіл температури повітря значно впливає такий кліматостворюючий фактор, як географічна широта кліматичної зони, що обумовлює кількість сонячної енергії, яка падає на земну поверхню, а також атмосферна циркуляція, висота над рівнем моря, глобальні морські течії, рельєф місцевості, характер поверхні (ґрунт, рослинність, водний покрив) та ін.

Зміни температури навколишнього середовища за часом характеризуються річним чи добовим ($A_{\text{річн}}$, $A_{\text{доб}}$) ходами (амплітудами) цієї температури. Річний хід вказує на екстремальні (низькі чи високі) температури повітря, тобто їхні рівні; добовий хід дозволяє оцінити швидкість зміни температури повітря за часом.

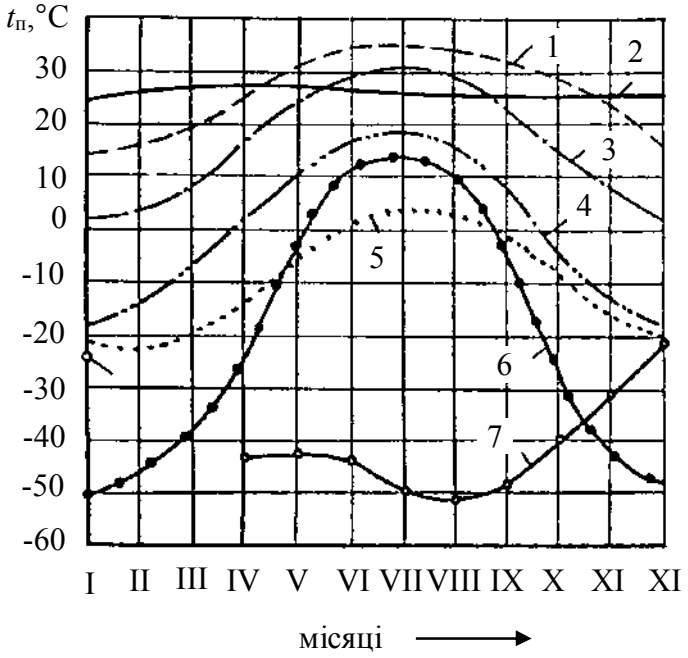


Рисунок 4.5 – Річний хід середніх температур у різних кліматичних зонах [51]:
1 – Асуан; 2 – Сінгапур; 3 – Ашгабад;
4 – Красноярськ; 5 – Уелек; 6 – Верхоянськ;
7 – станція "Піонерська" в Антарктиді

Річний хід середніх температур повітря для більшості кліматичних зон носить чітко визначений періодичний характер (рис.4.5). Тільки у зонах м'якого тропічного клімату (крива 2, рис.4.5) річний хід температури повітря практично не змінюється.

На утомну надійність, тепломіцність та параметричну надійність (погіршення параметрів робочого процесу при тривалій експлуатації) ДВЗ впливають не тільки верхній чи нижній рівні температури повітря, але й швидкість її зміни за часом, що визначається добовим ходом (амплітудою) цих температур.

На конструкційні матеріали деталей двигунів найбільший вплив чинять максимальні добові амплітуди температур повітря. Саме вони обумовлюють кліматичну малоциклову термовтомленість, тобто тривалу міцність при нестаціонарних термонавантаженнях. На прикладі країн СНД (рис.4.6) показана зміна таких амплітуд за місяцями. Бачимо загальну закономірність: найбільший добовий хід температур навколишнього середовища спостерігається у районах з високою континентальністю клімату (справедливе і зворотне: континентальним вважається клімат з найбільшою амплітудою добового хода температури $A_{max_{доб.}}$.)

Кількісні оцінки континентальності клімату, %:

$$K_{річн} = \frac{A_{річн}}{\varphi_ш} \times 100; \qquad K_{доб} = \frac{A_{доб}}{\varphi_ш}, \qquad (4.2)$$

де $\varphi_ш$ – географічна широта кліматичної зони.

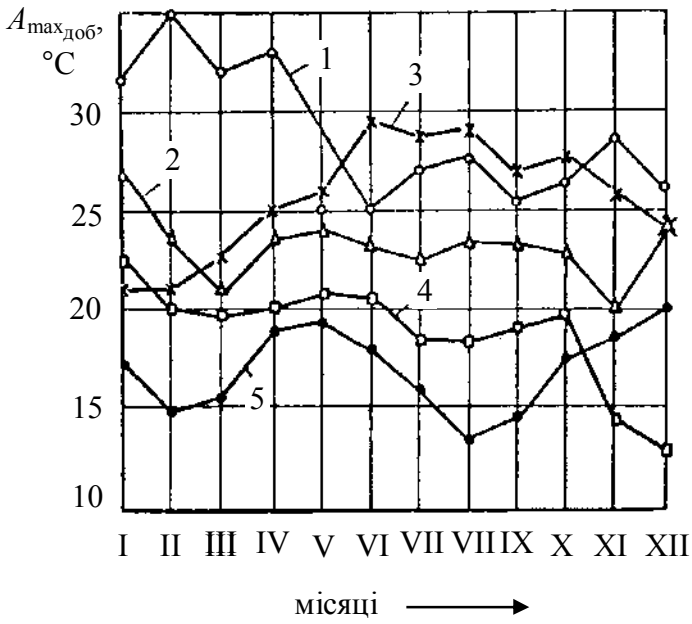


Рисунок 4.6 – Зміни за місяцями максимальних аперіодичних амплітуд температур (добового ходу) [51]:
1 – Верхоянськ; 2 – Тугай;
3 – Термез; 4 – Калінінград;
5 – Владивосток

4.2.3.2. *Радіаційний режим навколишнього середовища*

Рівень сонячної радіації (що сприймається поверхнею ґрунту), обумовлений географічною широтою, прозорістю атмосфери, висотою сонця над горизонтом , залежить від часу доби. З точки зору ДВЗ грає роль і радіаційний захист двигуна у складі силової установки.

Знання сонячної радіації (у кДж/(м^2×год.) або кДж/(м^2×рік)) дозволяє прогнозувати можливе перегрівання ДВЗ під діянням цього фактора. Таке перегрівання здатне привести до зниження довговічності і безвідмовності двигунів. Важливо враховувати подібну радіацію і при організації випробувань ДВЗ, особливо при моделюванні надійності за допомогою кліматичних камер.

Значення радіаційного потоку, що сприймається ґрунтом, можуть відрізнятися для різних кліматичних зон у два й більше разів.

У зонах з великою хмарністю радіація падає до (5…7)×10^6 кДж/(м^2×рік). При мінімальній хмарності радіація зростає до 2,35×10^4 кДж/(м^2×доб.) або 8,6×10^6 кДж/(м^2×рік) (Хартум, Африка).

Максимуми радіації на земній кулі сягають у тропіках (3,3…4,5)×10^3 кДж/(м^2×год.) чи (14,6…19,0)×10^6 кДж/(м^2×рік) (Індія, Південна Америка та ін.).

На нагрівання поверхонь деталей ДВЗ впливає і відбиваюча здатність ґрунту, на якому працює агрегат з двигуном [51]. За характеристику відбиваючої здатності земної поверхні прийнято альбедо *A* (%), тобто від-

ношення відбитої від поверхні частки радіації до падаючого теплового потоку. Альбедо різних ґрунтів [51]:

- сухий чорнозем – 14;
- гумус – 26;
- поверхня піщаної пустелі – 28…38;
- зволожене зоране поле – 14;
- вапняк – 50…65.

Альбедо ґрунту може змінюватися під впливом сезонних обставин.

4.2.3.3. ***Атмосферні опади та вологість***

Атмосферні опади багато в чому визначають вміст вологи у повітрі. На вологість також впливають й інші фактори: віддаленість від водних акваторій, температура повітря, час року та ін.

Вологість суттєво змінюється за річним ходом (амплітудою зміни) і визначається в основному географічною широтою. Від географічного положення пункту чи місцевості залежить також добовий хід вологості повітря; мінімальні значення відповідають часу полудня.

Вологість суттєво впливає на робочий процес ДВЗ [51] та на фізичну надійність (змінюються корозійні впливи на зноси деталей). Зміни робочого процесу означатимуть зміни параметричної надійності двигунів.

Вологість залежить від континентальності клімату. Так, вологість континентальних районів складає 40…50 % (стабільно), тоді як для мусонних – сягає стабільно 85…100 % (табл.4.5) [51].

Таблиця 4.5 – Середні значення відносної вологості, %

Пункти Африки	Січень		Липень	
	ранок	вечір	ранок	вечір
Райони мусонів				
Конакрі	85	71	92	85
Аккра	82	84	85	85
Порто-Ново	90	77	89	85
Континентальні райони				
Тімбукту	39	29	68	46
Бамако	50	27	89	71
Бейна	68	31	94	84
Натитінгу	43	22	81	75

Наведені кількісні оцінки вологості повітря підкреслюють необхідність враховувати її як суттєву характеристику клімату при вивченні та управлінні параметричною (щодо робочого процесу) та фізичною надійністю ДВЗ.

4.2.3.4. ***Характеристики швидкостей вітру***

Направлення й рівень швидкостей вітру впливають на роботу силового агрегату з ДВЗ, тим самим суттєво впливають і на експлуатаційні навантаження двигунів, які пропорційні аеродинамічним характеристикам опору вітру з боку означеного агрегату.

Турбулентні вітрові потоки ініціюють пилові і піщані бурі, коли повітря, яке всмоктується у ДВЗ, насичується частками ґрунту, що різко збільшує небезпеку підвищених зносів деталей двигунів.

Для деяких регіонів кількість днів з піщаними бурями може за рік сягати понад 100…200.

Шкідливим є й перенесення дрібних часток ґрунту на значні відстані у результаті таких бур. Це розширює зони негативних впливів на ДВЗ, що вимагає урахування при аналізі впливу умов експлуатації двигунів на надійність останніх.

Зростання швидкості вітру саме по собі збільшує кількість пилу у повітрі. При цьому максимально запиленим стає шар над поверхнею ґрунту (дороги). Так, при збільшенні швидкості вітру від 6 до 25 м/с, тобто у чотири рази, концентрація пилу у повітрі на висоті 0,1…1,0 м над поверхнею може збільшитися у 5…30 разів.

Посилення абразивного зносу сполучень ДВЗ у зв’язку із вітровим навантаженням впускної системи треба враховувати при оцінках умов експлуатації двигунів конкретного призначення.

4.2.3.5. ***Характеристики ґрунтів***

На довговічність та безвідмовність двигунів тракторів, комбайнів, будівельно-дорожніх машин суттєво впливають характеристики ґрунтів, на яких використовуються ці машини.

Так, орання кам’янистих ґрунтів пов’язане з різкими змінами навантажувальних режимів двигунів, що знижує їхню довговічність (прискорює знос підшипників колінчастого вала, пар тертя механізму газорозподілу, прецизійних пар паливної апаратури і т.п.).

При розробці ґрунтів у зоні скель довговічність ДВЗ дорожніх ма-

шин знижується удвічі навіть у порівнянні з ресурсом двигунів, що обслуговують розробку піщаних ґрунтів.

Довговічність двигунів залежить і від культур, що оброблюють машини з ДВЗ. Так, зноси і потік відмов дизеля зернового комбайна вище при збиранні рису, аніж пшениці чи вівса, що відрізняються більш м'якою соломою. Гірша довговічність двигунів і на збиранні бавовни, цукрової тростини.

Вид роботи (оранка, культивація, збирання врожаю, тощо) також впливає на надійність двигунів сільськогосподарської техніки.

4.2.3.6. *Біологічні діяння*

На ДВЗ, що використовуються у тропічному кліматі, можуть діяти специфічні форми біологічного середовища: грибки, комахи та гризуни.

Вплив біологічних діянь на надійність ДВЗ особливо помітний у період їх транспортування, зберігання і тривалих простоїв, обумовлених регламентними ТО, ремонтами і т.п. Тобто біологічні діяння впливають на збережуваність.

Грибкові форми активно розвиваються в умовах вологого тропічного клімату. Вони взаємодіють з деякими матеріалами деталей ДВЗ та виділяють продукти обміну речовин, в основному кислоти. Останні здатні розкладати пластмаси та інші неметалеві замінники, прискорюють корозію металів, сплавів. Форсоване розмноження і ріст грибків (плісені) мають місце при відносній вологості, що більша (75…85) %, та температурі повітря 20…30 °С (при вологості, яка менша, ніж 75 %, плісень не росте).

Терміти, що вживають до їжі покриття електричних провідників, неметалеві трубопроводи, викликають відмови ДВЗ через виведення із ладу систем запалення, паливної та масляної. Вони розповсюджені у Північній та Південній Африці, Південній Америці. Ці комахи швидко розмножуються, прожерливі – з'їдають все до свинцевої обкладинки.

Гризуни щільно розселилися у тропіках та субтропіках. Вони здатні викликати відмови, руйнуючи ізоляцію електропроводів, систем запалення двигунів.

4.2.3.7. *Специфіка високогір'я*

Розроблена Міжнародна стандартна модель атмосфери (МСМА). Прийнято, що на кожні 1000 м підвищення висоти над рівнем моря середньодобова температура спадає на 6,5 °С, а тиск – по закону політропи з n = 1,19 (табл.4.6) [51].

Таблиця 4.6 – Стандартна атмосфера

Висота, м	Тиск повітря,		Температура повітря, К	Густина повітря, кг/м^3
	мм рт. ст.	гПа		
0	760	1013	288,00	1,2255
500	716	955	284,75	1,1677
1000	674	895	281,50	1,1120
1500	634	843	278,25	1,0584
2000	596	794	275,00	1,0068
2500	560	745	271,75	0,9571
3000	525	700	268,50	0,9093
3500	493	658	265,25	0,8634
4000	462	614	262,00	0,8193
4500	433	577	258,76	0,7769
5000	405	538	252,25	0,7362

Зниження атмосферного тиску та температури повітря на високогір'ї негативно впливають на фізичну надійність та робочий процес (параметричну надійність) ДВЗ. Реальний тепловий режим високогір'я може суттєво відрізнятися від МСМА, оскільки на реальну зміну температури повітря впливають не тільки висота над рівнем моря, але й радіаційне нагрівання, географічна широта, нахил та орієнтація схилів, конфігурація рельєфу та вид поверхні ґрунту, інтенсивність рослинного шару. Особливе значення такі характеристики мають у приземних шарах повітря – до 2 м над ґрунтом, тобто саме там, де працюють, наприклад, автотранспорт, трактори та ін. Все це викликають значні річні чи добові зміни температур у цій кліматичній зоні.

Специфіка високогір'я проявляється також і в суттєвому зменшенні вологості повітря із зростанням висоти над рівнем моря. Це пов'язане як з віддаленням від джерел випаровування. так і з падінням температури повітря. У субтропіках і тропіках відносна вологість повітря звичайно сягає 80…100 %, а парціальний тиск водяної пари може перевищувати 10 %; природно, що за таких умов вологість повітря помітно впливає на робочий процес двигуна. Однак вже на висоті 1000 м навіть у тропічних широтах тиск водяної пари не сягає 1 %. Тому в розрахунках процесів у ДВЗ при урахуванні умов їхньої експлуатації у районах високогір'я можна не враховувати вологості повітря.

Склад повітря відрізняється зниженим вмістом твердих часток.

Слід особливо відзначити одну із основних характеристик високогір'я – складні комплекси дорожніх чи сільськогосподарських опорів у вигляді позитивних (негативних) ухилів подовжнього профілю, що досягають 10…12 % та більше і чергуються вельми інтенсивно в умовах покрученого поперечного профілю, коли звичайними є круті повороти радіусом 10…12 м з кутами скруглень до 180° (так звані "серпантини"). Суттєвими також є коливання висоти пролягання гірських доріг над рівнем моря, що приводить до перепадів висот у декілька сот і тисяч метрів навіть на трасах невеликої відстані.

Складність рельєфу гірських доріг та сільськогосподарських плантацій обумовлюють специфіку експлуатаційних кліматичних навантажень ДВЗ в умовах високогір'я, коли двигун достатньо тривалий час працює то на граничному навантаженні, то як гальмуючий засіб машини. Виникає необхідність значно частіше користуватися нижчими передачами, розширювати діапазон експлуатаційних обертів колінчастого вала. Все це негативно впливає на довговічність роботи ДВЗ, їхніх вузлів, агрегатів на автомобілях, тракторах, інших сільськогосподарських машинах при використанні цієї техніки у гірських місцевостях.

4.2.3.8. ***Комплексний вплив складових кліматичного навантаження ДВЗ***

На двигуни, що експлуатуються на відкритому просторі, діє весь комплекс складових кліматичного фактора. Тому для обґрунтування шляхів підтримання на належному рівні (чи збільшення) довговічності та безвідмовності ДВЗ важливі не тільки окремі характеристики кліматичної зони, а й їх сполучення у просторі та часі.

До найбільш типових сполучень характеристик кліматичного навантаження можна віднести такі сполучення:

▼ високі температури і низьку вологість повітря у районах пустель, що збільшує жорсткість жаркого клімату відносно установок з ДВЗ;

▼ високі температури і вологість повітря у тропіках, що різко інтенсифікує корозійні процеси у двигунах, біологічні впливи на них, погіршує робочий процес (параметричну надійність);

▼ низький атмосферний тиск і значний добовий та річний ходи температур в умовах високогір'я, що зменшує тривалу (термовтомленісну) міцність деталей ДВЗ, суттєво погіршує параметричну надійність двигунів;

▼ низькі температури та вологість повітря у холодних зонах, що збільшує жорсткість такого клімату відносно установок з ДВЗ.

Означені та інші несприятливі сполучення характеристик кліматичних зон у часі для кожної з них зручно простежувати за комплексними погодно-кліматичними графіками [51]. На них звичайно наводяться річний хід та зміни по місяцях значень основних кліматичних характеристик, що найбільш впливають на властивості матеріалів, параметричну і фізичну надійність ДВЗ. Наявність таких графіків дозволяє прогнозувати кліматичне навантаження ДВЗ у будь-якому місяці року. Для прикладу на рис.4.7 показаний погодно-кліматичний графік одного з пустельних районів СНД.

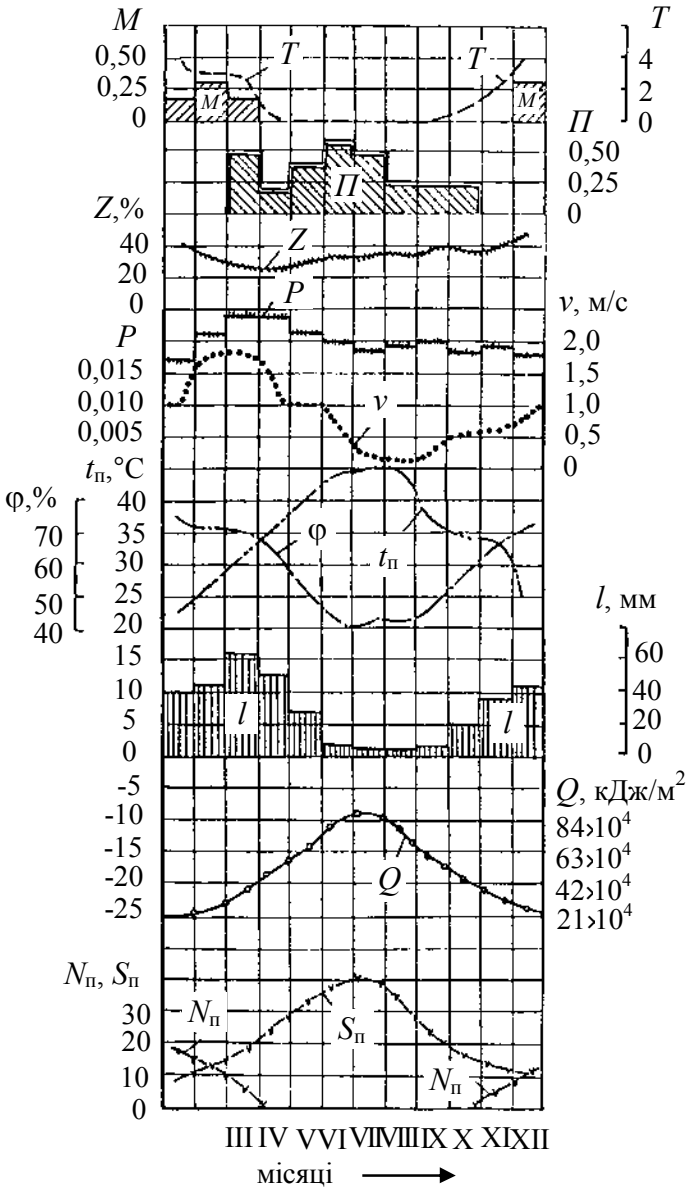


Рисунок 4.7 – *Кліматично-погодний графік для району м. Самарканд:*

П – доля днів з пиловою бурею;
Q – сумарна сонячна радіація;
φ – вологість повітря (відносна);
$t_п$ – температура повітря;
l – кількість опадів;
v – середня швидкість повітря;
P – імовірність швидкості вітру при $v \geq 10$ м/с;
T – середня кількість днів з туманами;
Z – штиль;
M – кількість днів з метелицею;
$N_п$, $S_п$ – бали технічної жорсткості погоди (холодної чи жаркої)

4.2.3.9. ***Технічна жорсткість клімату***

Інтенсивність діяння кліматичного фактора на надійність ДВЗ зручно характеризувати технічною жорсткістю клімату та погоди [51].

Дуже важко (навіть неможливо) побудувати математичну модель технічної жорсткості клімату та погоди, загальну для всієї планети. Це пов'язане з великим різноманіттям характеристик кліматичних навантажень у різних районах, їхньою некерованістю, неоднаковими наслідками їх впливів на двигуни, складністю конструкції та експлуатації останніх.

Для підвищення точності моделювання технічної жорсткості клімату та погоди доцільно розробити математичні моделі технічної жорсткості клімату і погоди окремо для найбільш несприятливих для ДВЗ жаркого сухого, жаркого вологого і високогірного кліматів (кліматичних зон).

У загальному вигляді такі моделі представляють багатофакторні залежності [51], [52]:

$$S_к,\ S_п = f\,[Q(\tau),\ t_п(\tau),\ A_{доб.}(\tau),\ v(\tau),\ \varphi(\tau),\ \tau_t(\tau),\ n_a(\tau),\ \ldots], \qquad (4.3)$$

де $S_к$, $S_п$ – узагальнені показники технічної жорсткості жаркого клімату й погоди, відповідно;

Q – сумарна сонячна радіація;

$t_п$ – температура зовнішнього повітря;

$A_{доб}$ – середня амплітуда добових коливань температури повітря;

v – середня швидкість повітря (вітру);

φ – відносна вологість повітря;

n_a – атмосферні явища, які впливають на надійність ДВЗ;

τ_t – термін дії негативних та позитивних температур повітря на протязі року.

Для того, щоб знайти аналітичний вираз для співвідношення (4.3), врахуємо, що кліматичні характеристики практично не залежать одна від іншої. Це дозволяє при аналізі сукупного їх впливу на ДВЗ використати теорію імовірностей [51].

Наприклад, важливий параметр – імовірність безвідмовної роботи двигуна за час τ при діянні основних характеристик клімату – може бути визначено за формулою:

$$P_к(\tau) = \bigcap_{i=1}^{m}\left[1 - q_i(\tau)\right] = \left[1 - q_Q(\tau)\right] \times \left[1 - q_{t_п}(\tau)\right] \times \left[1 - q_{A_{доб}}(\tau)\right] \times$$

$$\times\left[1-q_{\varphi}(\tau)\right]\times\left[1-q_{\tau_t}(\tau)\right]\times\left[1-q_{n_a}(\tau)\right]\ , \qquad (4.4)$$

де $q_i(\tau)$ – імовірність відмови двигуна внаслідок діяння i-ої кліматичної характеристики.

Конкретизуємо залежність (4.3) стосовно означених вище трьох кліматичних зон, використовуючи імовірнісний підхід до кліматичних навантажень та надійності за формулою (4.4).

Технічна жорсткість жаркого сухого клімату. В умовах такого клімату ефект діяння основних кліматичних характеристик (навантажень) на надійність ДВЗ практично у всіх випадках негативний: чим інтенсивніше вплив кожної з них, тим негативнішим стає ефект їх сумісного діяння. Це треба враховувати у математичній моделі технічної жорсткості клімату (погоди). Виключення складає вологість повітря, яка взагалі може позитивно впливати на властивості матеріалів і параметричну надійність ДВЗ (оскільки знижується температура робочого циклу), що також треба враховувати при моделюванні.

Для побудови такої моделі корисно виконати ранговий аналіз впливів кліматичних характеристик жаркого сухого клімату на надійність двигунів. В результаті записуємо такий варіаційний ряд (за ступенем впливу): сонячна радіація, високі температури повітря, великі добові амплітуди температур повітря, низька вологість повітря, піщані та пилові бурі.

На основі такого аналізу *математичну модель технічної жорсткості жаркого сухого клімату* у балах можна записати так:

$$S_{\text{к.сух}} = \left(0{,}55\times t_{\text{п}\max_{\text{сер}}} + 0{,}2\times t_{\text{п}\max_{\text{абс}}}\right)\times\left(1+2{,}5\times10^{-7}\times Q_{\text{т}}\right)\times\left(1+0{,}0075\times A_{\text{доб}}\right)\times$$

$$\times\left(1-0{,}03\times v_{\text{т}}\right)\times\left(1+0{,}08/\varphi_{\text{т}}\right)\times\left(1+0{,}009\times n_{a_{\text{т}}}\right)\times\left(1+0{,}012\times\tau_{t_{\text{т}}}\right), \qquad (4.5)$$

де $t_{\text{п}\max_{\text{сер}}}$ – середнє значення середніх максимумів температури повітря за три найбільш тепліших місяці, °С;

$t_{\text{п}\max_{\text{абс}}}$ – середнє значення абсолютного максимуму температури повітря за три найтепліших місяці, °С;

$Q_{\text{т}}$ – сумарна сонячна радіація за три найтепліших місяці, кДж/м^2;

$A_{\text{доб}}$ – середня аперіодична амплітуда добових коливань температур повітря за три найтепліших місяці, °С;

$v_т$ – середня швидкість вітру за три найтепліших місяці, м/с ;

$\varphi_т$ – середнє значення відносної вологості повітря за три найтепліших місяці, у долях одиниці;

$n_{a_т}$– середня за місяць кількість днів з пиловою бурею за три найтепліших місяці;

$\tau_{t_т}$– тривалість періоду у місяцях, коли середня температура повітря перевищує 0 °С.

При отриманні цієї формули враховано численні результати аналізу зв'язків властивостей матеріалів і показників надійності двигунів з кліматичними навантаженнями (характеристиками) жаркого сухого клімату [52].

У табл.4.7 наведені значення балів технічної жорсткості жаркого сухого клімату, що визначені за формулою (4.5) для кліматичних районів СНД, типових для пустель та напівпустель.

Таблиця 4.7 – Технічна жорсткість районів жаркого сухого клімату у пустелях та напівпустелях

Пункт	$S_{к.сух.}$	Пункт	$S_{к.сух.}$	Пункт	$S_{к.сух.}$
Термез	57	Ташкент	47	Тургай	36
Ашгабат	53	Бухара	47	Актюбінськ	36
Чарджоу	48	Тахіаташ	44	Кара-Богаз-Гол	36
Самарканд	47	Карсакпай	37	форт Шевченко	32

Бачимо, що для зони жаркого сухого клімату у середньому технічна жорсткість клімату змінюється у межах 30…60 балів.

Аналогічно формулі (4.5) записують *математичну модель технічної жорсткості жаркої сухої погоди* [52]:

$$S_{п.сух} = \left(0{,}55 \times t_{п max_{сер.\,м}} + 0{,}2 \times t_{п max_{абс.\,м}}\right) \times \left(1 + 2{,}5 \times 10^{-7} \times Q_м\right) \times \left(1 + 0{,}0075 \times A_{міс}\right) \times$$

$$\times \left(1 - 0{,}03 \times v_м\right) \times \left(1 + 0{,}08 / \varphi_м\right) \times \left(1 + 0{,}009 \times n_{a_м}\right), \qquad (4.6)$$

Тут факт тривалості діяння позитивних температур повітря не враховують, як величину незмінну. Характеристики кліматичної зони t, Q, A, v, φ та n_a беруться середніми за місяць. Розрахунки жорсткості погоди ведуться щомісячно. Зміни місячних балів технічної жорсткості жаркої сухої погоди в

характерних кліматичних пунктах показано на рис.4.8.

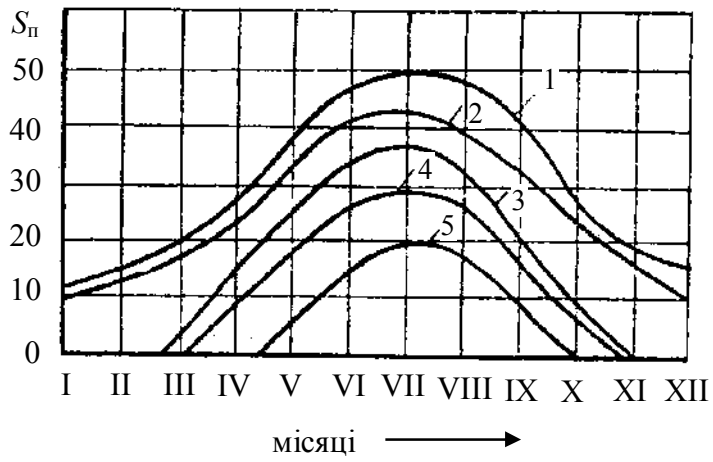


Рисунок 4.8 – *Розподілення за місяцями балів технічної жорсткості жаркої погоди:*
1 – Ашгабад; 2 – Чарджоу;
3 – Якутськ; 4 – Красноярськ;
5 – Норильськ

Технічна жорсткість жаркого вологого клімату. На надійність двигунів у цій кліматичній зоні найбільше впливають висока інтенсивність сонячної радіації, підвищені температури й висока вологість повітря з великою кількістю опадів. За даних умов діяння підвищеної температури і високої вологості повітря дає негативний ефект (корозія металів, зменшення міцності ізоляції і т.д.).

Вважаємо, що ефект впливу інших (крім вологості) характеристик жаркого сухого клімату аналогічний такому і для жаркого вологого клімату. Тоді отримуємо таку *формулу для визначення технічної жорсткості жаркого вологого клімату в балах* [52]:

$$S_{к\cdot вол} = \left(0{,}55 \times t_{п_{max_{сер}}} + 0{,}2 \times t_{п_{max_{абс}}}\right) \times \left(1 + 2{,}5 \times 10^{-7} \times Q_т\right) \times \left(1 + 0{,}0075 \times A_{доб}\right) \times$$

$$\times \left(1 - 0{,}03 \times v_т\right) \times \left(1 + 0{,}026 \times \varphi_т\right) \times \left(1 + 0{,}009 \times n_{a_т}\right) \times \left(1 + 0{,}012 \times \tau_{t_т}\right), \qquad (4.7)$$

де характеристики кліматичної зони t, Q, A, v, φ, τ_t беруться середніми за три найтепліших місяці; $n_{a_т}$ – середня кількість діб з дощами, туманами, грозами за три найтепліших місяці.

Як і для жаркої сухої погоди, формулу технічної жорсткості жаркої вологої погоди можна записати на основі співвідношення [52]:

$$S_{п\cdot вол} = \left(0{,}55 \times t_{п_{max_{сер.\,м}}} + 0{,}2 \times t_{п_{max_{абс.\,м}}}\right) \times \left(1 + 2{,}5 \times 10^{-7} \times Q_м\right) \times \left(1 + 0{,}0075 \times A_{міс}\right) \times$$

$$\times \left(1 - 0{,}03 \times v_v\right) \times \left(1 + 0{,}026 \times \varphi_v\right) \times \left(1 + 0{,}009 \times n_{a_v}\right), \qquad (4.8)$$

де характеристики кліматичної зони t, Q, A, v, φ, n_a беруться середніми за місяць.

Формули (4.3) – (4.8) для визначення технічної жорсткості клімату чи погоди у балах враховують вплив на ДВЗ усіх основних кліматичних навантажень і тому придатні для оцінок технічної жорсткості клімату чи погоди у будь-якому макрокліматичному районі планети.

Технічна жорсткість клімату у високогірських місцевостях. Із збільшенням висоти місцевості над рівнем моря помітно змінюються характеристики клімату: Сонячна радіація, температура повітря, його вологість, атмосферний тиск та ін. Формули (4.3) – (4.8) враховують такі характеристики.

Але вони не враховують безпосереднього впливу на надійність ДВЗ атмосферного тиску.

Формули (4.3) – (4.8) дійсні для визначення балів технічної жорсткості клімату (погоди) у районах над рівнем моря не вище 1000 м.

Вплив атмосферного тиску на $S_к$, $S_п$ можна врахувати введенням у ці формули поправочного коефіцієнту $K_{a_{тж}}$. У якості першого приближення для ДВЗ можна використовувати такі значення цього коефіцієнту [52]:

висота над рівнем моря, м	0…1000	1000…2000	2000…3000
$K_{a_{тж}}$	1,0	1,8	1,22

Для місцевостей, що розташовані нижче рівня моря, $K_{a_{тж}} = 1$.

4.2.4. Вимушені коливання ДВЗ в експлуатаційних умовах

Такі збудження слід виділити, оскільки вони є джерелом вібрацій ДВЗ і причиною виходу з ладу його навісних агрегатів.

Вони складаються із вимушених високочастотних збуджень, що генеруються самим двигуном, та низькочастотних збуджень, які передаються від рами транспортної машини [53].

Високочастотні коливання виникають із-за непостійності крутного моменту ДВЗ, неврівноваженості сил інерції та моментів від сил інерції мас КШМ, що рухаються, а також у результаті розглянутих вище зовнішніх збуджень, які передаються двигуну із боку нерівностей ґрунту крізь раму, де встановлено двигун.

Виникає зовнішня неврівноваженість ДВЗ, причому силове збудження має частоти, що дорівнюють чи кратні частоті обертання колінчастого

вала. Саме такі збудження і є кінематичними збудженнями (навантаженнями) для елементів ДВЗ, що навішуються на нього.

Низькочастотні збудження, що передаються до ДВЗ, в основному залежать від параметрів пружної підвіски двигуна.

Максимальні відносні переміщення двигуна на пружних підвісках мають місце при перехідних процесах: трогання з місця, переключення з однієї передачі на іншу, різкий розгін, швидка зупинка і т.д. Найбільше переміщення ДВЗ відбувається при різкому троганні з місця (при швидкому діянні на важіль зчеплення) та при частоті обертання колінчастого вала, що відповідає максимальному крутному моменту.

Так, максимальне переміщення двигуна на тракторі Т-150К при різкому троганні складає 9 мм, а при плавному – 3 мм; для вантажного автомобіля ЗІЛ-130, відповідно, 9 та 4 мм, а для легкового автомобіля ВАЗ-2121 – 6 та 2 мм.

Відокремлення розглянутих збуджень є умовним, оскільки і вони багато в чому залежать від умов експлуатації ДВЗ, а головне – пов'язані з процесами у двигунах (формування газових сил у циліндрах, якість перехідних процесів і т.д.).

Нарешті, треба враховувати, що особливо суттєво впливає на коливання двигуна на рамі швидкість руху транспортної машини при їзді по нерівній дорозі. Так, переміщення двигуна вантажного автомобіля ЗІЛ-130, що рухається з швидкістю 40…50 км/год по асфальту, складає 0,6…0,9 мм, по булижнику – до 2 мм.

4.3. Механізм поточних та ресурсних фізичних відмов ДВЗ

Під механізмом відмови розуміють сукупність процесів, що викликають відмови.

Відмова двигуна чи його елемента – явище випадкове, але чинниками відмови є конкретні фізичні чи фізико-хімічні процеси, що відбуваються у конструкції ДВЗ на різних етапах його життя. Протікання цих процесів залежить від конструкції, технології виготовлення, режимів та умов експлуатації двигуна.

Розглянемо такі процесі , оскільки від їх вивчення, розробки шляхів впливу на них залежать програми забезпечення чи підвищення надійності двигунів, особливо перспективних, як правило, форсованих.

4.3.1. Зноси вузлів тертя ДВЗ

Поряд з фізико-хімічними процесами, що відбуваються в твердих тілах (в об'ємах матеріалів деталей), у багатьох випадках вирішальний вплив на працездатність деталей, вузлів ДВЗ чинять процеси на поверхнях, перш за все – зноси.

Саме знос – як чинник фізичних відмов, в тому числі – ресурсних (довгоочікуваних), є характерним для ДВЗ. Підвищені зноси порушують нормальну взаємодію деталей через збільшення зазорів між ними, викликають значні додаткові навантаження на них і удари у сполученнях та вібрації, які можуть призвести к аварійним руйнуванням. В результаті зменшується фізична безвідмовність та погіршуються ресурсні показники надійності.

Крім того, знос негативно впливає і на параметричні відмови: зменшується при тривалій експлуатації ДВЗ їхня потужність, збільшується токсичність викидів з відпрацьованими газами, зростають витрати палива, масла, виникають вібрації, шуми з небезпечними рівнями і т.д.

Таким чином, зноси впливають як на фізичну, так і на параметричну надійність ДВЗ.

Тому вивченню зносів і тертя у двигунах треба приділяти першочергову увагу.

Тертя та знос, що взаємопов'язані, обумовлені такими процесами:

▼ пластичне деформування мікронерівностей і пластична течія у твердих поверхневих шарах, що призводить до пластичного зносу, тобто зміні розмірів пар тертя без помітного руйнування самих поверхонь;

▼ повторне пружне деформування мікронерівностей при їх періодичних зустрічах, що призводить до утомного руйнування поверхонь;

▼ механічне руйнування (деградація) поверхонь пар тертя з допомогою абразивних часток зовнішнього пилу в умовах корозійного (сольового) впливу на ці поверхні;

▼ те ж саме в умовах пластичної деградації при діянні температури у зоні контакту.

Таким чином, знос поверхонь тертя виглядає як усунення матеріалу

на окремих дільницях фактичного контакту сполучених пар у результаті:

- *вишкрібання* (мікрорізання або мікрозрізування мікронеровностей, якщо вони не досить міцні);
- *відшарування* (пружне відтискування);
- *викришування* (пластичне відтискування);
- *мікроруйнування* (адгезійний зрив шарів з поверхонь);
- *мікровиривання* (схоплювання поверхонь, що супроводжується глибинним зривом – когезійним відривом).

Перші три види порушень фрикційних зв'язків спостерігаються при механічній взаємодії, останні два – при молекулярному схоплюванні.

Знос характеризується *лінійною інтенсивністю*, що являє собою відношення висоти зношеного шару до пройденого шляху (об'єму зношеного шару до добутку номінальної площини торкання на пройдений шлях) та *ваговою інтенсивністю*.

Інтенсивність зносу може бути визначена експериментально або теоретично.

Наприклад, якщо при навантаженні Q інтенсивність зносу $I = I_1 \times Q$, а імовірність даного навантаження дорівнює P, то середня інтенсивність зносу

$$I_{\text{сер.}} = \int_0^{\infty} I_1 \times Q \times P \times dQ, \tag{4.9}$$

або, вважаючи, що розподіл навантаження Q відповідає нормальному закону, отримаємо ще

$$I_{\text{сее}} = \int_0^{\infty} I_1 \times Q \times \frac{1}{\sigma \times \sqrt{2 \times \pi}} \exp\left[-\frac{Q - Q_{\text{сер.}}}{2 \times \sigma^2}\right] \times dQ, \tag{4.10}$$

де σ – середнє квадратичне відхилення навантажень відносно середнього значення $Q_{\text{сер.}}$.

Розглянемо фактори, які впливають на знос.

При ковзкому терті зношення деталей ДВЗ відбувається під впливом таких чинників:

- ✓ тиску в зоні тертя (контакта);
- ✓ температури у цій зоні;
- ✓ характеру прикладання навантаження;

- ✓ швидкості відносного переміщення тіл тертя;
- ✓ характеру змін швидкостей за часом;
- ✓ форми, розмірів, якості поверхонь тертя (мікро- та макрогеометрії);
- ✓ способу підведення змащення до зони тертя;
- ✓ присутності абразивів, кислот, солей у цій зоні;
- ✓ якості усунення продуктів зносу з цієї зони;
- ✓ характеристик матеріалів пари тертя;
- ✓ технологічних особливостей експлуатації;
- ✓ зміцнення поверхонь тертя й поліпшення їх якості і т.д.

Залежно від цих та інших факторів відрізняють такі різновиди процесів тертя:

- *сухе тертя*, що виникає при відсутності змазування між поверхнями пари тіл; звичайно сухе тертя супроводжується стрибкоподібним переміщенням поверхонь;
- *граничне тертя* спостерігається у тому випадку, коли поверхні тіл пари розділені шаром змазування вельми малої товщини (від 0,1 мкм до розміру однієї молекули), що зветься граничним. Наявність його зменшує сили тертя в 2…10 разів у порівнянні із сухим тертям та зменшує знос у сотні разів. В'язкість масла не впливає на граничне тертя. Головне – забезпечення маслянистості, що визначає міцність масляного шару;
- *напівсухе тертя* – змішане тертя, коли на номінальній площині контакту тіл тертя місцями виникає граничне, а на іншій – сухе тертя;
- *рідинне тертя* відрізняється тим, що поверхні тертя повністю відокремлені товстим шаром змащення, в якому виникає тиск, який врівноважує зовнішнє навантаження (внаслідок відносного руху деталей та визначеної форми зазору в парі тертя). Шари змащення, що находяться від поверхні на відстані, більшій 0,5 мкм, мають можливість вільно переміщуватися один по відношенню до іншого. При рідинному терті опір руху складається із опорів ковзанню саме шарів змащення та залежить і від в'язкості мастила. Такий режим тертя характеризується малим коефіцієнтом тертя і є оптимальним для вузла (пари) тертя щодо зносостійкості.

У ДВЗ інколи в єдиній парі тертя спостерігаються одночасно різні види (різновиди) тертя. Наприклад, в автомобільному ДВЗ стінки гільз циліндрів у нижній зоні змащуються густо, внаслідок чого при русі поршня усередині хода між НМТ і ВМТ тертя поршневих кілець та самого поршня

о стінки циліндрів наближується до рідинного. При наближенні поршня до ВМТ умови змащення кілець та поршня різко погіршуються, оскільки масляний шар, що залишився на стінці циліндра, руйнується або стає тонким під діянням високої температури згоряння поблизу ВМТ або стиснутого газу. Особливо погано змащується верхня зона циліндра. Після пуску холодного двигуна можливе граничне і навіть сухе тертя компресійних кілець о стінки циліндра. Останнє викликає підвищений знос циліндрів у верхній зоні.

Класифікація чинників зношення, що наведена вище, дозволяє перейти до аналізу кожного з цих факторів із необхідними прикладами відповідно ДВЗ.

При терті ковзання у результаті деформування виступів мікронерівностей утворюється теплота на дільницях контакту. Реальні тіла тертя навіть з ретельно обробленими поверхнями при ковзанні торкаються тільки окремими зонами, так що сумарна фізична площина контакту складає мізерну долю контурної площини (0,0001…0,1; навіть при великих навантаженнях вона не перевищує 0,3). Тривалість торкання залежить від довжини дільниці контакту і швидкості відносного переміщення тіл пари. Для деталей ДВЗ, що функціонують у широкому діапазоні швидкостей та навантажень, тривалість контакту (безперервного) чи час існування “гарячого місця” змінюється у межах (10^{-2}…10^{-8}) с. Все це різко обмежує відведення теплоти від зон дільниць контактів і навіть викликає температурні сполохи на цих дільницях і, як мінімум, локальність нагрівання при терті. При цьому температурні спалахи можуть сягати температури плавлення металів, які підлягають тертю.

Вплив *температури* на знос не відокремлено від впливу *тиску* у зоні контакту, оскільки обидва такі чинники (фактори) впливають на рухомість атомів у поверхневих шарах пари тертя.

Тому знос металів при терті обумовлений навантаженням (тиском) у зоні тертя, температурою в ній та *перепадом температур* від поверхні тертя у товщу тіл пари. При різних температурних градієнтах матеріал навантажується температурними напругами; у випадках нестаціонарності цих напруг (що характерно для перехідних процесів ДВЗ чи при температурних хвилях на поверхнях деталей ЦПГ) матеріал може зруйнуватися від тепломеханічної утоми. Спочатку такі руйнування мають вигляд пошко-

джень – подряпин; далі виникає задирання, глибинне виривання матеріалу – аж до оплавлення поверхневих зон контакту більш легкоплавкого металу.

Температура визначально впливає також на активність кисню у зоні контакту, тобто на структуру та товщину оксидного шару на металевій поверхні і, значить, на зношеність.

Ця швидкість відносного переміщення тіл тертя, крім того, суттєво впливає на динаміку шару змащення й стійкість цього шару, що важливо для розуміння умов тертя деталей ДВЗ (наприклад, в парі "гільза циліндрів – поршень" і т.д.). Рис.4.9 ілюструє сумісний вплив навантаження та відносної швидкості на тертя та знос [54].

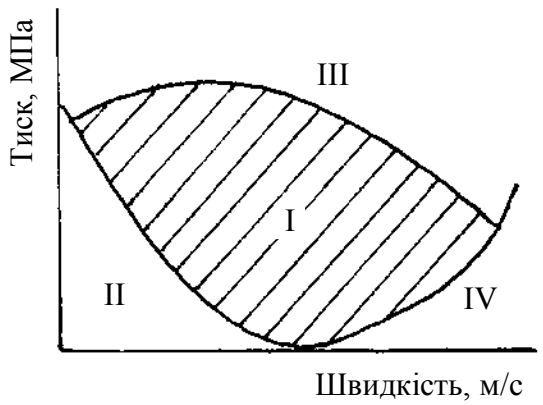


Рисунок 4.9 – Схема розташування нормального та паталогічних процесів тертя:

I – зона нормального тертя;
II – перехідна зона;
III – зона інтенсивного механічного руйнування;
IV – зона схоплення

Річ в тому, що в умовах ДВЗ, у процесі ковзкого тертя, має місце і відносний спокій поверхонь тертя. Як приклад, це стосується зупинки поршнів у зонах ВМТ чи НМТ, періоду запуску двигуна. В останньому випадку при переході від стану спокою до руху та при переміщенні поверхонь тертя з відносно малими швидкостями ковзання виникають механічні релаксаційні стрибки руху, коли сили тертя змінюються синусоїдально чи пилоподібно. При такому русі зношення поверхонь тертя обумовлено тривалою пластичною деформацією і супроводжується руйнуванням адсорбованого чи оксидного шарів, утворенням зон зварення, вириванням матеріалу і подряпанням поверхонь. Все це збільшує знос сполук. Треба враховувати, що автоколивання механічних систем викликають зростання динамічних навантажень на дільниці тертя. Остаточно маємо, що величини зносів вузлів тертя за термін пуску (декілька секунд) стають еквівалентним зносу

за декілька годин роботи ДВЗ під навантаженням.

Треба мати на увазі, що при малих швидкостях відносних переміщень змащення не впливає на характер руху, оскільки на дільницях контактів масляний поверхневий шар руйнується і тут виникає безпосередній (металевий) контакт з усіма негативними наслідками. Періодичне переміщення поверхонь тертя при малих швидкостях ковзання у ДВЗ не можна усунути. Вплинути на цей процес можливо тільки за рахунок в'язкості масла, присадок (домішок) до нього. .

Зносна довговічність ДВЗ суттєво залежить від *якості робочих поверхонь деталей*. Під такою якістю будемо розуміти не тільки чистоту (*мікрорельєф*) поверхонь тертя та їх *макрорельєф*, але й фізичні властивості поверхонь пари тертя. До фізичних властивостей віднесемо структуру, мікротвердість, глибину наклепу, остаточні напруги. Щодо фізичних якостей, тільки структура сплаву, точніше твердість його поверхні, включаються до технічних умов на виготовлення деталей ДВЗ, а інші фізичні властивості частіше не враховуються, хоча вони в значній мірі визначають експлуатаційні властивості, перш за все – зносостійкість вузлів тертя.

Розглянемо впливи параметрів якості робочих поверхонь деталей на їхню зношеність [55].

Хвилястість поверхні негативно впливає на зносостійкість деталей ДВЗ. Вплив хвилястості проявляється перш за все у зміні фактичної площі контакту. Чим більше шаг та висота хвилі, тим менше фактична площа контакту та сильнішим стає знос. У випадках, коли хвилястість усунути неможливо, треба забезпечити рідинне тертя у парі; найбільш надійне забезпечення рідинного тертя досягається тоді, коли напрямок хвилястості сполучених деталей збігається з напрямом руху і хвилі мають однакові кроки та висоти. Відмічено, що хвилястість сталевого вала (у парі з бабітом підшипника) суттєво впливає на знос бабіту, причому цей знос пропорційний висоті хвилі. Інтересними є дані щодо тертя сталі по сталі із швидкістю 0,5 м/с при тиску $4{,}2\times10^6$ Па і змащуванні трансформаторним маслом: коли обидві поверхні тертя не мали хвилястості, схоплювання зразків не спостерігалося, а знос не перевищував 0,1…0,2 мкм за термін 10×10^3 с; якщо поверхні мали хвилястість з висотою хвилі 3,0; 5,5; 8,0 мкм, схоплювання також не спостерігалося, але знос перевищував 0,7 мкм (збільшився у 7 ра-

зів); коли хвилястість складала 8 мкм, вже спостерігалося схоплювання. Таким чином, для зменшення зношення антифрикційних матеріалів доречно застосовувати сталеві вали з мінімальною хвилястістю, бо навіть незначна їхня хвилястість різко посилює знос. В умовах тертя з недостатнім змащенням небезпека схоплювання пари “сталь–сталь” зростає по мірі підвищення висоти хвилі рухомої деталі.

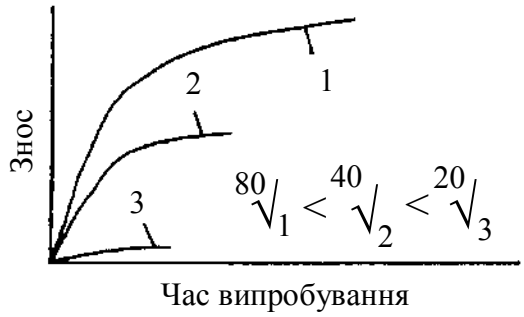


Рисунок 4.10 – Вплив шершавості на припрацьований знос

Шершавість (мікронерівності) впливає на знос, перш –а все – на знос періоду припрацювання (рис.4.10) Крім того, вихідна шершавість впливає і на величину зносу основного періоду експлуатації. В обох випадках мікронерівності руйнують масляний шар та підлягають пластичним деформаціям та зносу.

Напрямки технологічних рисок. При механічній обробці деталей ДВЗ створюються штрихи від інструментів. Напрям цих технологічних штрихів, їхні крок та глибина на поверхнях тертя впливають на знос. До цього ж треба віднести і нанесення (навмисне) канавок на циліндричних парах для утримання змащення, що суттєво підвищує маслоємність шару змащення, наприклад, на дзеркалі гільзи (втулки) циліндрів. В останньому випадку треба заздалегідь обґрунтувати напрями канавок та інші параметри цього заходу, виходячи з максимального утримання шару масла у зоні тертя.

Структура поверхневого шару. Досліджено, що зносостійкість чавуну тим менша, чим більше в ньому пов’язаного вуглецю; при однаковому вмісті такого вуглецю знос тим менший, чим твердіше чавун. При однакових цих параметрах знос буде тим менший, чим нижче швидкість охолодження в інтервалі критичних температур при термообробці чавуну. До речі, вплив властивостей пари при терті чавуну по чавуну на знос сполучених поверхонь – такий же, як і при терті сталі по сталі: знос кожного з елементів пари тертя буде тим менший, чим вище зносостійкість одного з них, незалежно від чинника підвищення зносостійкості.

Структура, що має високу міцність, малу здатність до пластичних

деформацій (повзучості) та незначно здатна змінювати ці властивості при нагріванні (у бік зниження міцності чи підвищення пластичності), буде більш зносостійкою.

Збільшення вмісту цементиту у сталі, чавуні підвищує їх зносостійкість.

Зносостійкість деталей, що працюють сумісно з деталями із чавуну, сталі, залежить від вмісту в них вуглецю. Зносостійкість сталей Ст15, Ст40, СтУ8, відповідно, відноситься як 1:5:35, де 15; 40 – вміст вуглецю у сотих долях проценту, а 8 – у десятих долях проценту.

Із збільшенням карбідоутворюючих елементів також збільшується знос. Так, здатність стиратися сталей 35ХГС, 440Х та 40 відноситься відповідно як 7:2,5:1, хоча вміст вуглецю в них майже однаковий.

У сталей найбільшою здатністю стиратися володіє пластинчастий перліт, а найменшою – ферит і зернистий перліт із дуже малими зернами цементиту. Аустенітні сталі, у структурі яких мало карбідів, володіють невеликою здатністю стиратися. У сталей, як правило, здатність стиратися підвищується із збільшенням твердості.

Дрібнозерниста структура підвищує зносостійкість сталевих та чавунних деталей внаслідок підвищеного опору деформуванню.

Термічна обробка, що впливає на твердість, змінює зносостійкість. Річ в тому, що загартований чи низьковідпущений сплав має дрібнозернисту структуру.

Остаточні напруги у деталях ДВЗ утворюються внаслідок нерівномірного нагрівання і охолодження, структурних чи фазових перетворень та інш. На них впливають методи холодної обробки поверхонь тиском (накатка та ін.), а також методи термохімічної обробки поверхонь (азотуванням, цементацією, хромуванням і т.д.). Такі вихідні остаточні напруги додаються до напруг, що виникають при терті (контактні напруги, напруги при деформуванні мікрорельєфу). Тому вони можуть відповідним чином впливати на знос.

Розглянуті фактори наведені для прикладів та не є вичерпними щодо впливів на зноси деталей ДВЗ.

Коротко розглянемо інші впливові фактори поряд із висвітленням питань щодо *видів зносу*, які характерні для ДВЗ.

Всі такі види поділяються на дві групи: механічний та молекулярно-механічний зноси [55].

Найбільш часто зустрічаються такі види механічного зношення: абразивне, внаслідок пластичного деформування, при крихкому руйнуванні, утомне. До молекулярно-механічного відносять такі види зносу: адгезійний, тепловий окислювальний і т.д.

Абразивне зношування – це таке, що здійснюється у результаті ріжучого чи дряпаючого діяння твердих часток у зоні тертя. Зношуючі частки – пил (особливо – кварцовий); тверді забруднення мастила, палива; частки абразивних інструментів; структурні складові металів сполуки (пари тертя) і т.д. Особливо абразивно зношуються деталі ДВЗ автомобілів, будівельної техніки, що працюють на будівельних майданчиках, у кар'єрах, на ґрунтових трасах і т. ін.

В деяких кліматичних зонах, наприклад пустель чи напівпустель, адгезійний знос супроводжується корозійним ефектом, тобто стає *адгезійно-корозійним*. Це пов'язане з присутністю у складі пилу, що всмоктується до циліндрів двигунів, а також різних солей. Останні при так званому богарному (наливанням) зрошуванні земель для сільського господарства виходять на поверхню ґрунту при випаровуванні по капілярам ґрунту. При конденсації H_2O у циліндрах ДВЗ на тактах впуску, наприклад, утворюються кислоти, що викликають корозію металевих поверхонь, яка приблизно на 30 % інтенсифікує зноси у порівнянні з абразивними.

Пластичний знос – це зношення внаслідок пластичного деформування пластичних сплавів підшипників катання. Він супроводжується зменшенням (зовнішній знос) чи збільшенням (внутрішній знос) розмірів деталей тертя, не викликаючи зменшення їхньої маси.

Інакше треба розглядати механізм пластичного зносу деталей, які вступають у контакт з ударом (сідло клапану та ін.). Для такого зносу характерним є наклеп робочих поверхонь.

Крихкий знос – при крихкому руйнуванні, коли одна з поверхонь тертя стає крихкою у зоні поверхневого шару при перемінних навантаженнях (канавка обійми шарикового підшипника, наприклад). Після зруйнування цього зовнішнього шару оголюється наступний, менш крихкий шар; потім все циклічно повторюється.

Утомне зношення – за ефектом повторює попередній вид зносу, але має інший механізм. Такий знос виникає при повторних, досить високих напругах, що виникають у одному і тому ж об'ємі матеріалу, який прилягає до поверхні тертя (особливо при знакоперемінних навантаженнях). За цих умов у поверхневому шарі виникають мікротріщини, матеріал викришується. Такий знос називають пітингом (у вигляді раковин, віспинок). Іншими словами, пітинг – це контактна утома поверхонь. Під діянням контактних перемінних напруг може виникнути і такий вид поверхневого руйнування, як відшарування, тобто відокремлення лусок металу, що спостерігається на цементованих, ціанованих, азатованих і загартованих поверхнях.

Адгезійний знос – відбувається при схоплюванні металів пари тертя з утворенням міцних молекулярних (металевих) зв'язків у зонах фактичного контакту. Необхідна умова – руйнування змащення. Найбільш екстремальна форма схоплювання веде до задирання чи заїдання. У результаті може повністю заклинитися пара тертя. З таким видом зношення зустрічаються при аналізі роботи циліндро-поршневої групи, дуже навантажених підшипників тертя та ін. На подібний знос впливають викривлення геометричної форми дзеркала циліндрів, перегрівання поршнів, незадовільне змащення, підвищене нагароутворення.

Тепловий знос – це різновид схоплювання. Відрізняється нагріванням до високих температур поверхонь тертя, що спостерігається при терті сковзання з великими відносними швидкостями руху та при значних питомих навантаженнях. Такі саме умови зустрічаються при роботі ЦПГ, ТК та ін.

Окислювальне зношення – виникає у тому випадку, коли кисень вступає у взаємодію з металом та утворює на його поверхні твердий окисний шар, що й ініціює знос. Окислення сталі відбувається при зіткненні з повітрям; при терті із змащенням сталь окислюється киснем, що розчинений у маслі. Корозія підшипників сковзання пояснюється застосуванням у швидкохідних ДВЗ антифрикційних свинцевих, мідносвинцевих чи кадмієвих сплавів. Всі такі сплави кородують під діянням кислот, що є в маслах або утворюються в них при роботі. Механізм руйнування підшипників такий: органічні кислоти утворюють свинцеві мила, які й уносяться протіка-

ючим мастилом. Вимивання свинцевих складових сплаву різко послаблює механічну міцність поверхонь пари. Для захисту від такої корозії використовують антикорозійні присадки до масла.

4.3.2. Старіння матеріалів деталей ДВЗ

Сьогодні стає однією з найбільш актуальних задач підвищення надійності ДВЗ на основі вирішення проблеми створення вихідних матеріалів, які володіють необхідними фізико-хімічними якостями при умові їхньої високої стабільності, тобто у мінімальній мірі підвладні *старінню*.

Під старінням металів розуміються процеси зміни їхніх властивостей за часом, які пов'язані з не досидь стабільним початковим станом матеріалу та поступовим його подальшим переходом при тривалій експлуатації у стабільний стан в твердій фазі [56].

При старінні можуть погіршуватися фізико-механічні властивості матеріалів, що суттєво і негативно впливатиме на надійність ДВЗ.

До процесів, які обумовлюють старіння, відносяться: розпад пересичених твердих розчинів, розпад мартенситної структури та ін.

Такі структурні перетворення пов'язані з термічною обробкою металів (загартуванням та ін.).

Вони відбуваються у широкому діапазоні експлуатаційних температур, що притаманне саме ДВЗ.

Найбільше практичне значення мають процеси старіння, що пов'язані *з розпадом пересиченого твердого розчину* [56].

Розглянемо такі процеси.

Вони обумовлені неусталеною структурою металевого сплаву, яку він отримав у результаті технологічної обробки (загартування, холодної обробки деталі тиском і т.д.), що пов'язано з появою викривлень кристалічної решітки або з утворенням такої кристалічної структури, яка не притаманна певному сплаву при певній температурі.

Подібне старіння зустрічається у сплавах на залізній, алюмінієвій, мідній, магнієвій, нікелевій та кобальтовій основах.

Здатність до старіння визначається тим, що при збільшенні температури (на першій стадії, наприклад, загартування сплаву) збільшується розчинність компонента в основному металі; це витікає із рис.4.11. На ньому зображено спрощену діаграму стану сплаву, яка дає графічну інтерпретацію фазового складу даної двокомпонентної системи сплавів у функції

температури t та їх хімічного складу. Ліва крайня точка на горизонтальній вісі відповідає 100 %-ному вмісту одного з компонентів (A, %). Процентний вміст другого компонента відкладається на тій же осі зліва направо (B, %); права точка відповідає 100 % другого компонента.

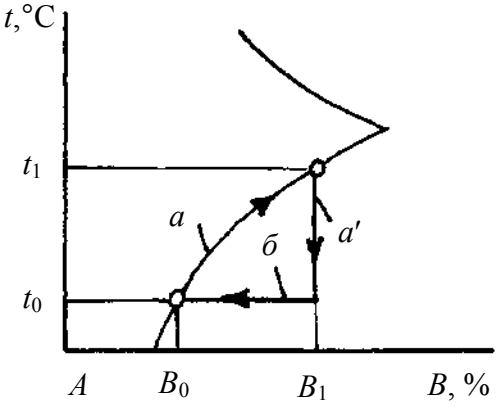


Рисунок 4.11 – *Діаграма стану двокомпонентного металевого сплаву за схемою "загартування – старіння":*
загартування – *а* (нагрівання) та *а′* (швидке охолодження);
старіння – *б*

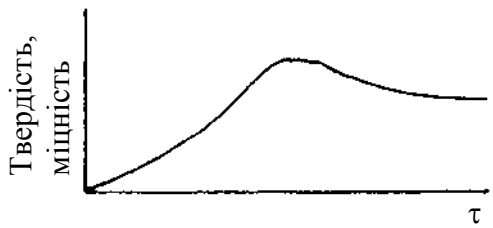


Рисунок 4.12 – Зміна міцності та твердості при старінні сплаву

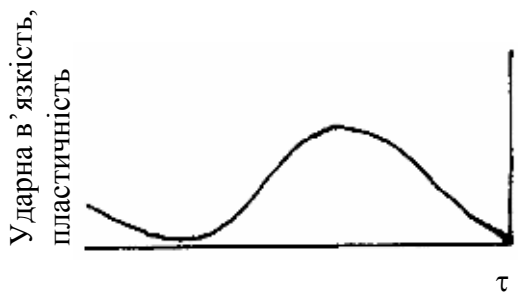


Рисунок 4.13 – Зміна пластичної та ударної в'язкості при старінні сплаву

Після подібного нагрівання (від точки t_0, B_0 до точки t_1, B_1) переходять до швидкого охолодження від кімнатної температури до точки t_0, B_1, тобто твердий розчин стає пересиченим і нестабільним. У зв'язку з цим при експлуатації у сплаві починають протікати процеси розпаду та переходу у стабільний стан. Підкреслимо, що після термообробки сплав матиме вміст компонента $B_1 > B_0$, що й визначатиме його перенасиченість та кращі властивості, тобто збільшення концентрації другого компонента поліпшує фізико-механічні характеристики сплаву, що й було метою термообробки.

Але далі, навіть при нормальній температурі t_0, відбувається старіння сплаву із збідненням пересиченого твердого розчину від концентрації другого компонента B_1 до врівноваженої B_0, що і є ознакою старіння. При цьому фізико-хімічні властивості сплаву погіршуються відповідно з $\Delta B = B_1 - B_0$, тобто від рівня характеристик при B_1 до рівня вихідних характеристик при B_0.

Із рис.4.11 видно, що загартування по суті – це така термічна обробка, що утворює неврівноважену структуру сплаву. На рис.4.12, 4.13 показані зміни за часом фізико-хімічних сплавів при старінні, обумовлені розпадом переси-

чених твердих розчинів. Приблизно також змінюється і стійкість проти корозії. Таким чином, старінням охоплені всі основні характеристики матеріалів, що визначають безвідмовність та довговічність ДВЗ.

Підтверджено, що швидкість розпаду пересичених твердих розчинів тим більша, чим вищою є температура старіючого сплаву; при даній температурі у сплавах з низькою температурою плавлення старіння йде інтенсивніше, ніж у тугоплавких сплавах; холодна деформація чи опромінювання прискорюють цей процес; присутність розчинених чи нерозчинених включень звичайно прискорює процес розпаду.

При старінні у сплавах часто спостерігається розтріскування на границях зерен, особливо на дільницях з концентрацією напруг.

Розглянемо особливості процесу старіння на основі *розпаду мартенситної структури* [56].

Такий розпад характерний для сталей, що загартовані на мартенсит. Подібні мартенситні структури метастабільні, що обумовлює їхній розпад. Швидкість розпаду різко збільшується з підвищенням температури відпуску до 100…250 °С. Так, при t = 100 °С відпуск здійснюється протягом години, а при t = 20 °С – впродовж років. Тут під відпуском розуміється нагрівання загартованих сталей [56].

При такому розпаді, природно, зменшується головна перевага мартенситних сталей – їхня твердість, хоча крихкість при цьому теж зменшується.

Зміни фаз сталі та її властивостей при розпаді мартенситу аналогічні таким при розпаді пересичених твердих розчинів, про які вище вже йшлося, хоча природа (механізм) цих процесів різна.

При відпуску (t > 50…75 °С) структура мартенситу розпадається, тобто старіє.

Підкреслимо, що деформування сталі, як і вище, суттєво прискорює розпад мартенситу, тобто погіршення властивостей сплаву.

4.3.3. Руйнування деталей ДВЗ при нестаціонарному тепломеханічному навантаженні

Процес руйнування є перешкодою для забезпечення тривалої міцності теплонапружених деталей ДВЗ, перш за все, циліндро-поршневої групи.

Розглянемо механізм такого руйнування.

4.3.3.1. *Механізм руйнування твердих тіл*

Звичайно вважають, що руйнування тіла відбувається практично миттєво тільки тоді, коли напруги досягатимуть межі міцності.

Однак переважає тенденція розглядати руйнування матеріалу не як критичну подію, а як поступовий кінетичний процес, який розвивається у механічно чи термічно (або комбіновано) напруженому стані з моменту прикладення до нього навантаження, в тому числі й меншого критичного [57, 58, 59, 60].

Руйнування стає критичним тільки при дуже низьких температурах, що наближені до абсолютного нуля, або при діянні напруг, які сягають межі теоретичної міцності (міцності атомних зв'язків).

Відповідно цій кінетичній теорії міцності, однією із фундаментальних властивостей міцності є її залежність від часу. Деформація та руйнування повинні характеризуватися не граничними напругами, а швидкістю деформації та руйнування і, крім того, тривалою міцністю матеріалу, тобто часом, який потрібен для руйнування деталі. Таким чином, межі пружності, текучості, міцності повинні розглядатися з цієї точки зору лише як умовні характеристики.

Швидкості процесів механічного руйнування навантаженого твердого тіла та відповідно час (термін) до руйнування залежать від *структури* і *властивостей* тіла, від напруги в ньому, яка викликається навантаженням, температурою.

Найбільше застосування отримала встановлена та підтверджена експериментально для багатьох матеріалів (чистих металів, сплавів, полімерів та ін.) залежність між напругою σ, температурою T та часом τ від моменту прикладення *постійного* механічного навантаження до руйнування зразка [59]:

$$\tau \approx \tau_0 \exp\left(\frac{u_0 - \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T}\right), \tag{4.11}$$

де τ_0, u_0, γ – параметри, що характеризують міцнісні властивості матеріалу зразка; R – константа стану матеріалу.

Швидкість процесу руйнування можна визначити із рівняння:

$$v_\varepsilon \approx \tau^{-1} = \tau_0^{-1} \exp\left(-\frac{u_0 - \gamma \cdot \sigma}{R \cdot T}\right). \tag{4.12}$$

Графіки залежності $\lg\tau$ від σ для різних T чи залежності $\lg\tau$ від $1/T$ для різних σ являють собою сімейства прямих ліній, що сходяться при екстраполяції в одній точці при $\lg\tau = \lg\tau_0$ (рис.4.14).

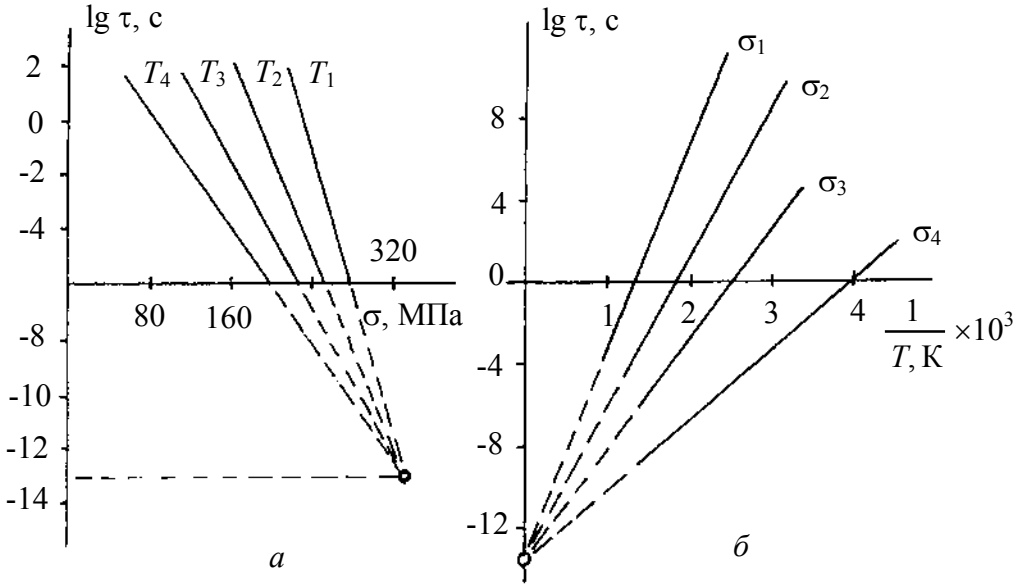


Рисунок 4.14 – Залежність тривалої міцності τ *матеріалу від напруги при різних температурах:*
а – при $T_1 < T_2 < T_3 < T_4$; *б* – при $\sigma_1 < \sigma_2 < \sigma_3 < \sigma_4$

Тут $\tau_0 = B\left(T^l/\sigma^x\right)$, де B – константа матеріалу, що пропорційна періоду власних коливань атомів у твердому тілі; l, x – також константи [59].

У формулах (4.11), (4.12) коефіцієнти u_0, як і τ_0, незмінні для даного матеріалу і не залежать від способу його обробки (термообробка, легування, наклеп та ін.).

Таблиця 4.8 – Значення енергії активації u_0 для різних металів

Метал	u_0, ккал/моль
Ванадій	129
Платина	120
Титан	121
Залізо	100
Нікель	87
Мідь	81
Срібло	69
Алюміній	53
Магній	34
Цинк	30
Кадмій	28

Коефіцієнт активації u_0 являє собою параметр, який характеризує сили внутрішніх зв'язків у матеріалі і, таким чином, залежить від матеріалу (табл.4.8).

Виходячи з уявлень кінетичної теорії міцності, величину γ вважають показником того, що на міжатомні зв'язки діють не середні напруги σ, а

суттєво більші (у 100 разів, приблизно) локальні концентрації напруг, які виникають на можливих неоднорідностях структури металевого реального сплаву. Таким чином, коефіцієнт γ враховує всі зміни міцнісних властивостей матеріалу, що відбуваються при тепловій обробці і деформуванні. З цього витікає, що γ – кількісна міра міцності, тобто міра опору руйнуванню, яка враховує залежності міцності як за часом, так і за температурою.

Температурно-часова залежність міцності перевірена у широких діапазонах напруг, температур і часу при різновидах напружених станів (розтягування, згинання, кручення) не тільки при статичних, а й при нестаціонарних (циклічних та ін.) навантаженнях, що враховує специфіку навантажень деталей ДВЗ.

Справедливість рівняння (4.11) показана для величин, які визначають тривалу міцність у межах $\tau = (10^{-3}\ldots10^{7})$ с; подальше збільшення τ приводить до збільшення тривалості випробувань до руйнування з кількох місяців до кількох років, що недоречно.

Рівняння (4.11) можна використовувати для первинного контролю чи прогнозування тривалої експлуатаційної міцності матеріалів у навантаженому стані до руйнування.

Слід враховувати, що міцність матеріалів визначається рівнянням (4.11) за умов, що матеріали перебувають у стабілізованому, врівноваженому стані. При проведенні експериментів у деяких випадках спостерігаються відхилення від рівняння (4.11), які відрізняються зломом прямої $\lg\tau = f(\sigma)$; при випробуванні, починаючи з деякої величини напруги (тобто – деякого моменту часу), міцність стає нижчою, ніж та, яку розраховано за рівнянням (4.11) (рис.4.15, а).

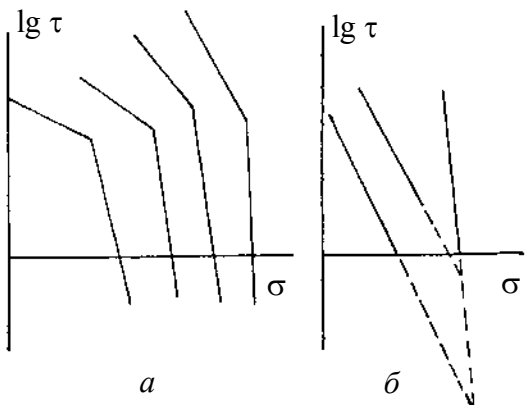


Рисунок 4.15 – Різновиди температурно-часових залежностей міцності:
а – сплав Al + 4 % Cu;
б – сталь

Поряд із зломом прямої $\lg\tau = f(\sigma)$, при випробуваннях металів та сплавів спостерігаються й інші відхилення від (4.11). Так, у деяких випадках ця пряма стає аномальною, тобто тривала міцність, що отримана експериментально, стає вищою, ніж розрахункові її значення (рис.4.15, б).

У всіх таких випадках відхи-

лення від рівняння (4.11) у залежностях для металів, сплавів обумовлені нестабільністю їх структур та їх змінами під навантаженням, тобто несталістю коефіцієнта γ (нестабільність при цьому може викликатися перенасиченням твердого розчину сплаву та ін.).

Зробимо загальний висновок, який має велике практичне значення: рівняння (4.11) свідчить, що руйнування матеріалу деталей може відбуватися при напругах, які менше межі міцності; напруга розривання залежить від часу (тривалості дії навантаження і температури нагрівання матеріалу. Таким чином, питання, яке навантаження здатний витримати матеріал деталі, тобто який він має опір розриванню, злому та ін., не має однозначної відповіді без позначення часу, на протязі якого даний матеріал повинен залишатися під навантаженням.

4.3.3.2. ***Застосування кінематичної теорії міцності***

Розглянемо застосування наведеної кінематичної теорії міцності.

Основним є те, що вона дозволяє вивчити механізм *тривалого* процесу утворення й розвитку тріщин у деталях ДВЗ.

Згідно з (4.11) виникнення та розвиток мікротріщин у навантаженому матеріалі обумовлені в основному двома причинами:

а) *розривом міжатомних* зв'язків внаслідок теплових флуктуацій (тобто теплового руху атомів і молекул), які є фактором, що принципово обумовлює розрив матеріалу при навантаженнях, менших за критичних. Виходячи з (4.11), можна сказати, що руйнування слід розглядати, як тривалий процес, в якому внаслідок теплових флуктуацій здолається енергетичний бар'єр u_0, знижений у результаті діяння напруг на величину $\gamma\sigma$. Цей процес цілком описується рівнянням (4.11). Все це справедливо при великих напругах і порівняно низьких температурах (менших $0{,}5\times T_{пл}$, де $T_{пл}$ – температура плавлення). Таким чином, механізм руйнування, що відповідає цьому процесу, обумовлений послідовним флуктуаційним розривом атомних зв'язків кристалічної решітки, тобто являє собою ланцюг елементарних актів. Чим менше γ чи σ, тим при даній T більшим стає енергетичний бар'єр ($u_0 - \gamma\sigma$) і тим більше вимагається послідовних флуктуацій (і більше – часу) для руйнування;

б) у зоні малих напруг і високих *температур діє дифузійний механізм руйнування*, що базується на зростанні тріщин шляхом утворення вакансій або за рахунок утворення вогнищ руйнування зв'язків у містах на-

копичення надлишкової кількості вакансій. У цьому процесі вже домінує новий фактор – дифузійна рухомість атомів.

Локальний характер розриву твердих тіл показує, що кінетика руйнування (і тривалої міцності матеріалів) визначається, перш за все, розвитком руйнуючих тріщин. Механізм процесу руйнування при подальшому діянні навантаження – це поступове зростання мікротріщин до критичного розміру у результаті флуктуаційного розриву атомних зв'язків у вершині (горлі) тріщини. Таким чином, розвиток мікротріщин у напруженому тілі являє собою сутність процесу руйнування.

Ця основна гіпотеза кінематичного руйнування є основою вивчення утомленості і нестаціонарної повзучості, які визначають порушення тривалої міцності деталей ДВЗ.

Дослідження свідчать, що тріщини утворюються скоро після прикладення навантаження та звичайно на різного роду дефектах (подряпинах, неоднорідностях, вкрапленнях та ін.) та їхній розвиток займає основну долю часу до розриву зразка. Так, у міді розвиток тріщин займає 90 % часу до розриву; у пластмасах – до 99 % часу. Мова йде про розвиток видимих тріщин. Звичайно відрізняють дві стадії росту тріщини: стадію зростання, коли швидкість прискорено збільшується (ця стадія переважає за часом), та стадію надшвидкого зростання з незмінною граничною швидкістю, що близька до швидкості звуку у матеріалі. Тривалість заключної стадії складає незначну долю у порівнянні з тривалістю прискореної стадії і часом розриву зразка. Швидкість зростання тріщин відповідає середній швидкості процесу за рівнянням (4.11).

Іншим прикладенням кінематичної теорії міцності є застосування її для оцінок і механізмів процесів руйнування деталей ДВЗ залежно від характеру зміни навантажень, тобто при їх нестаціонарності, коли виникає небезпека руйнування від утоми.

Ще раз підкреслимо, що такі оцінки тривалої міцності вкрай необхідні саме для ДВЗ.

У результаті досвідів підтверджено важливий факт необоротності процесу накопичення руйнуючих поточних пошкоджень: росту деформацій, мікротріщин, накопиченням локальних дефектів, у тому числі перерозподілу напруг і т.д. Це відбувається у результаті необоротності послідовних одиничних пошкоджень, тобто кожного парціального впливу на-

вантажень на деталь.

Підтверджено також, що сумарний час перебування до руйнування під нестаціонарним навантаженням (наприклад, пульсуючим від нуля до максимуму) у середньому дорівнює тривалій міцності зразків матеріалів при безперервно незмінному навантаженні.

В загальному випадку довільної послідовності напруг σ_i, що змінюються за часом, кожній з яких відповідає тривала міцність $\tau(\sigma_i)$ (якщо час дії кожної напруги дорівнює $\Delta\tau_i$), розрив зразка відбувається тоді, коли сума відносних зменшень тривалої міцності стане дорівнювати одиниці. Таким чином, для випадку дискретної залежності напруги від часу, коли напруга в окремих інтервалах часу залишається незмінною, змінюючись тільки при переході від одного інтервалу до іншого, умова руйнування буде мати такий вигляд:

$$\sum_{i=1}^{n} \frac{\Delta\tau_i}{\tau(\sigma_i)} = 1; \tag{4.13}$$

якщо напруга є безперервною функцією від часу $\sigma(\tau)$, то умова розриву зразка запишеться так:

$$\int_0^{t_p} \frac{d\tau}{\tau[\sigma(\tau)]} = 1, \tag{4.14}$$

де t_p – час до руйнування зразка; n – кількість змін напруг; $\tau[\sigma(\tau)]$ – тривала міцність при даній напрузі; $\sigma(\tau)$ – поточний парціальний режим навантаження.

Умови (4.13) та (4.14) характеризують принципи підсумовування парціальних накопичених пошкоджень. При цьому окремі локальні та інші поточні пошкодження підсумовуються аж до граничного стану, коли тріщина сягає критичної величини і відбувається руйнування зразка.

Рівняння (4.13) чи (4.14) можуть, як і рівняння (4.11) і (4.12), бути недійсними для сплавів з структурою у вигляді пересичених твердих розчинів, коли процес старіння матеріалів здатний знизити їх тривалу міцність до величин, значно менших, ніж прогнозуються.

Зробимо зауваження. Процеси руйнування при циклічному (чи іншому нестаціонарному режимі) навантажень та при статичному навантаженні звичайно протиставляються один одному; вважалося, що закономір-

ності руйнування при різних характерах навантажень також різні. Однак кінетична теорія міцності дозволяє вважати інше – що процеси руйнування при обох означених характерах напруг обумовлені в основному однаковим механізмом, якщо врахувати принцип підсумовування парціальних напруг.

Швидкість навантаження суттєво впливає на механізм руйнування твердого тіла. При помірному збільшенні навантаження відбувається пружна деформація, потім пластичне витікання твердого тіла та, нарешті, його розрив. При великій швидкості зростання механічної напруги звичайно відбувається крихке руйнування більшості матеріалів.

Із часово-температурної залежності міцності і принципу підсумовування парціальних пошкоджень маємо, що матеріал може розірватися у процесі руйнування. Якщо у початковий момент часу ($\tau = 0$) у зразку створена напруга σ_{max}, яка потім рівномірно зменшується за законом $\sigma = \sigma_1 - v_\sigma \tau$, то напруга, при якій у процесі розвантаження відбувається руйнування зразка, можна визначити із рівняння:

$$\sigma_p = \sigma_{max} - \frac{1}{\alpha}\ln\left(1 - \alpha v_\sigma \tau_1\right), \qquad (4.15)$$

де τ_1 – тривала міцність при $\sigma_{max} = \text{const}$; v_σ – швидкість розвантаження.

Звідси маємо:

$$\sigma_{max} - \sigma_p = \frac{1}{\alpha}\ln\left(1 - \alpha v_\sigma \tau_1\right).$$

Бачимо, що чим менша швидкість розвантаження, тим більшим є перепад напруг у зразку та навпаки.

4.3.4. Кавітаційні пошкодження деталей ДВЗ

При форсуванні ДВЗ виникає проблема кавітації деталей, які обмежують порожнину охолодження та ін. [61].

Кавітаційні пошкодження (ерозія поверхонь, наскрізні руйнування стінок) суттєво знижують ресурс таких важливих деталей, як гільзи, блоки циліндрів і т.д., викликаючи відповідні ресурсні відмови.

Тому вивчення цього специфічного для умов ДВЗ процесу й розробка заходів щодо усунення негативних ефектів, обумовлених кавітацією, притягають увагу розробників нових потужних двигунів.

Розглянемо механізм кавітаційних пошкоджень.

Інтенсивність кавітаційних пошкоджень стінок деталей знаходиться у прямій залежності від інтенсивності їхніх коливань, що характеризуються частотою, амплітудою, величиною збуджуючого прискорення.

У рамках пружності, тобто у випадку зворотних деформацій та інших зв'язків, такі положення вважаються достовірними. Вони дозволяють вивчати механізм кавітаційних руйнувань, а також питання вибору кавітаційностійких матеріалів, захисних покрить, а також вибору антикорозійних й антикавітаційних присадок до охолоджувальної рідини і т.п. Таким чином, мова йде про вивчення механізму кавітації, який матиме практичне значення.

Вважається, що явище кавітації визначається величиною високочастотних поперечних переміщень стінки, що викликаються діяннями ударів поршня о гільзу (втулку) циліндра при перекладенні поршня. Тобто фізичний механізм, внаслідок якого виникають кавітаційні пузирчики, обумовлений тим, що поверхня деталі вібрує у напрямку нормалі до неї, викликаючи перемінний тиск у рідині. При зниженні місцевого тиску у цій рідині створюється кавітаційна зона вакууму, яка сприймає згинальні удари стінки при деформуванні останньої.

При оцінці умов її виникнення справедливим є рівняння для визначення числа кавітації:

$$\text{К} = \left(p_0 - p_1\right) \big/ 0{,}5 \times \gamma \times v_{\text{ф}}^2 , \qquad (4.16)$$

де p_0 – тиск у позаоболонковому просторі; p_1 – тиск у кавітаційній зоні; γ – густина рідини при даній температурі; $v_{\text{ф}}$ – фазова швидкість згинальної хвилі.

При досягненні критичних значень критерію К, що залежать від основних чинників кавітації ($\Delta p = p_0 - p_1$; прискорення вібрацій W поверхні деталі, властивостей рідини, $v_{\text{ф}}$ та ін.), кавітаційні пузирчики скупчуються на твердій стінці деталі (розвинута кавітація).

Відносна рухомість цих пузирчиків характеризується тим, що вони періодично виникають та зхлопуються. Ефект узгодженого зхлопування великої кількості кавітаційних пузирчиків може бути дуже сильним, що й викликає кавітаційне руйнування охолоджувальних поверхонь деталей.

Наведений механізм руйнування ускладнюється внаслідок електрохімічних процесів у зоні кавітації, скипання рідини у місцях, де тиск охо-

лоджувальної рідини стає нижчим за тиск насиченої пари для цієї рідини при даній температурі.

В усякому разі, виникнення кавітації у позаоболонковому просторі двигуна від ударів поршня при перекладці обумовлено розривами суцільності рідини, тобто суттєво залежить від її властивості.

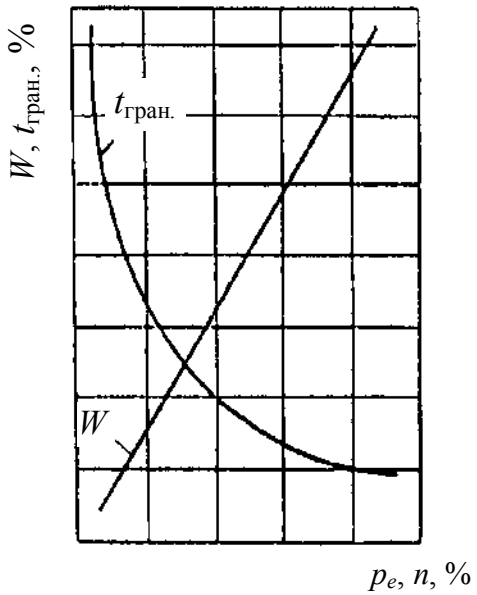


Рисунок 4.16 – Зміна прискорення коливань W та граничного часу роботи втулки циліндрів до заміни $t_{гран}$ залежно від величини середнього ефективного тиску p_e та частоти обертання колінчастого вала n

Те, що шершавість і пористість матеріалу деталей є джерелами кавітаційних зародків (та у подальшому – кавітаційних пузирчиків) не викликає сумнівів [61, 62]. Вплив цих факторів знижує рівні вібрацій та тиск, які обумовлюють початок процесу кавітації, хоча вони й залишаються основними чинниками кавітаційного руйнування, що треба враховувати при розробці заходів щодо усунення подібних дефектів.

На рис.4.16 наведена залежність впливу прискорення коливань втулки циліндрів суднового дизеля на граничний час її роботи до заміни за причиною кавітаційних руйнувань [63]. Бачимо, що прискорення цих коливань суттєво зменшує $t_{гран}$, що підтверджує вірогідність розглянутого механізму кавітаційного руйнування деталей ДВЗ.

4.3.5. Нагаро-, коксо-, лако-, осадкоутворення в ДВЗ

Підкреслимо, що порушення і відмови, пов’язані з нагаро-, коксо- та лакоутворенням в ДВЗ, обумовлені головним чином продуктами згоряння (точніше – недогоряння) палива та окислення масла [64].

У процесі роботи продукти спаленого чи недопаленого палива, окислення масла чи розкладення присадок поступово накопичуються на поверхнях та в інших зонах деталей двигунів, у маслі. Їх негативний вплив посилюється внаслідок утворення на деталях різного нагару, коксу, лаків, захаращення масла і т.п.

Виникає цілий ряд проблем, що пов'язані з утворенням та накопиченням на деталях і в системах ДВЗ недопалених (недоокислених) вуглеводнів. До них відносяться:

- пригоряння поршневих кілець;
- порушення роботи клапанів;
- порушення процесу згоряння;
- підвищення зносу пар тертя;
- закоксування свічок (двигуни з іскровим запаленням) чи розпилюючих отворів форсунок (дизелі);
- порушення змащення деталей;
- термічне перевантаження деталей ЦПГ;
- зростання небезпеки детонації та ін.

Їх вчасне прогнозування та усунення є одним із ефективних заходів підвищення безвідмовності сучасних та перспективних ДВЗ, їхніх ресурсу, параметричної надійності (перш за все – за критеріями потужнісними, паливної економічності, токсичності тощо).

Перш ніж розглядати механізми утворення нагарів, коксу чи лаків у ДВЗ, зупинимося на класифікації означених вуглеводневих відкладень [65].

Серед багатьох назв для компонентів таких відкладень найбільш поширені: нагар, кокс, лаки, осади (осадки).

Нагаром називають тверді вуглеводневі речовини паливного чи масляного походження, що відкладаються у КЗ на її стінках, на клапанах, свічках, в отворах розпилювачів форсунок, на днищі поршня та на верхньому пояску бічної поверхні поршня, випускному колекторі і т.п.

Коксом називають компоненти нагару, а саме різницю за вагою між нагаром і маслом, смолами, асфальтенами і золою – тобто карбени й карбоїди.

Лаком чи лаковими відкладеннями називають вуглеводневі речовини, що відкладаються у вигляді тонкого й міцного лакоподібного шару на поршні, в зоні поршневих кілець, на юбці поршня, на внутрішніх стінках поршня, на шатунах, колінчастих валах.

Осади (осадки) – це мазеподібні згустки, що відкладаються на стінках картера, у порожнинах колінчастого вала, маслопроводах, на фільтрах і т.д.

Означена класифікація є первинною; вона враховує природу вуглеводневих відкладень та місця (зони) двигуна, де вони утворюються, залежно від специфіки умов такого утворення.

Відома й інша класифікація вуглеводневих відкладень. До її основи покладено ступінь небезпеки, яку являють собою такі відкладення.

Згідно з нею, вуглеводневі відкладення поділяються на чотири групи.

Перша група – вуглеводневі відкладення, які являють найбільшу небезпеку для двигуна, тобто такі, що порушують циркуляцію масла, викликаючи захаращення маслотрактів, внаслідок чого можливі руйнування підшипників або задирання стінок циліндрів. Сюди відносяться можливі руйнування маслоохолоджуваних поршнів при захаращенні тракту маслоподачі, відмови підшипників турбокомпресорів та ін. Такі відмови – катастрофічні.

Друга група – вуглеводневі відкладення, які викликають передчасний вихід із ладу рухомих деталей двигуна або порушують робочий процес:

- відкладення на стрижнях або головках клапанів, що порушують нормальні умови руху клапанів, перешкоджають герметизації КЗ;
- відкладення у зоні компресійних поршневих кілець, що викликають їхнє загоряння.

Такі відмови можуть перетворитися й у катастрофічні.

Третя група – вуглеводневі відкладення, що є причиною поступового погіршення роботи двигуна без пошкодження його деталей:

- лакові відкладення на юбці поршня, які в деяких випадках викликають схоплювання поршнів у циліндрах;
- відкладення у маслознімних кільцях, що може значно підвищити витрати масла;
- нагар у КЗ, який обумовлює втрати потужності і небезпеку детонації (відповідно нагари на стінках випускних колекторів чи днищах поршнів);

Четверта група – вуглеводневі відкладення, які не є небезпечними для ДВЗ, але все ж – небажані, оскільки вони ведуть до збільшення витрат при ремонтах двигуна:

- відкладення у коробках шестірень газорозподілення й в відстійниках картерів;
- відкладення на кришках коробки шестірень газорозподілення, кла-

панних коробок чи інших неробочих поверхнях деталей двигуна;

- відкладення на масляних фільтрах;
- відкладення на впускних і випускних трубках системи вентиляції картера, в горловині для заливання масла.

Подібна класифікація, крім іншого, є доброю ілюстрацією, яка засвідчує у сукупності всю шкоду, що наносять ДВЗ різні вуглеводні відкладення.

Розглянемо механізми утворення вуглеводневих відкладень у сучасних ДВЗ.

4.3.5.1. ***Нагароутворення і коксоутворення у ДВЗ***

За останні роки значно підвищився інтерес до вивчення нагароутворення (коксоутворення) в двигунах. Це пов'язано з безперервним форсуванням перспективних двигунів, що викликає посилення негативного впливу нагару на надійність (як фізичну, так і параметричну) ДВЗ.

Ось тільки деякі приклади, що ілюструють необхідність означеного інтересу.

Так, при наявності нагару підвищуються вимоги щодо антидетонаційних властивостей палива, приблизно на 10…12 октанових одиниць.

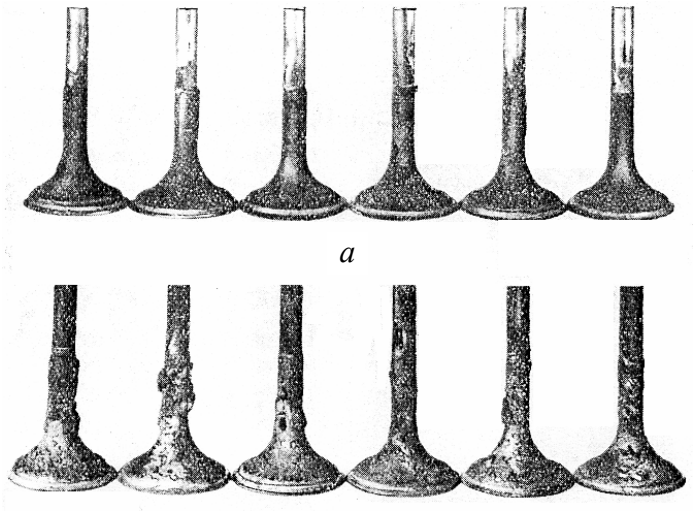
По-друге, при наявності нагару на стінках КЗ порушується процес згоряння палива. У двигунах з іскровим запаленням нагар є причиною безконтрольного спалахування робочої суміші, в тому числі передчасного спалахування, коли сумішозгоряння ініціюється не від енергії свічки, а від гарячих поверхонь нагару. У дизелях також самоспалахування може вийти із-під контролю (коли воно обумовлене тільки рівнем сумішоутворення, ступенем тиску та ін.); перегрітий нагар може грати роль запальників згоряння.

Взагалі, при наявності нагару може суттєво знизитися параметрична надійність дизеля (падають потужність, паливна економічність, погіршуються характеристики токсичності і т.д.) чи двигуна з іскровим запаленням.

Крім того, нагар, про що йшлося вище, є однією з головних причин зниження фізичної надійності ДВЗ у зв'язку з відмовами деталей чи вузлів.

Нагар на деталях відкладається у вигляді відносно тонкого шару вуглеводнів завтовшки до кількох міліметрів, з шершавою поверхнею (рис.4.17, 4.18).

Рисунок 4.17 – Нагар на днищі поршня



а

б

Рисунок 4.18 – Нагар на клапанах:
а – 0,22 г нагару на клапані;
б – 0,59 г нагару на клапані

На зовнішній вигляд нагар переважно чорного кольору, але може мати і будь-який інший колір – білий, червоний, коричневий і т.д. Все залежить від складу речовин, які містяться у нагарі.

За структурою нагар буває щільним, дірчастим (пухким іноді) та пластинчастим.

Нагар не буває однорідним за складом та властивостями.

Залежно від режиму роботи двигуна, температури поверхні, на якій відкладається нагар, від якостей палива та масла, а також речовин, які попадають до КЗ разом з повітрям, паливом, маслом, змінюються склад і властивості нагару. Так, навіть у одній і тієї КЗ на різних стінках (деталях) відкладається різний нагар: нагар, наприклад, на впускному клапані відрізняється від нагару на випускному клапані, а нагари на клапанах, в свою чергу, різко відмінні від відкладень нагару на днищі поршня та інших стінках КЗ.

У складі нагару завжди маються вуглець, водень, кисень та ряд металів (залізо, свинець та ін.) і кремній і т.д. Кількість цих елементів може коливатися у досить широких межах.

При роботі двигуна на неетилованому бензині елементарний склад нагару, знятий, наприклад, з днища поршня автомобільного двигуна, включає: C = 72…75 %; H_2 = 4…5 %; O_2 = 17…20 %; частина нагару, що не

спалюється, сягає 4…5 %.

При роботі двигуна на етилованому бензині нагар в основній масі може містити речовини, що не згоряють.

Високий вміст O_2 у нагарах свідчить, що процеси окислення мають велике значення в утворенні нагару.

Нагар характеризує не тільки елементарний хімічний склад, а й вуглеводневі компоненти: масло, смоли, асфальтени, карбени, карбоїди, зола (її піддають аналізу на якісний або кількісний вміст металів та ін.

У табл.4.9 та 4.10 наведені дані щодо складу нагарів на деталях ДВЗ.

Таблиця 4.9 – Склад нагару, якого знято з днища поршня автомобільного бензинового двигуна

Умови роботи	Склад нагару, %					
	Масло	Асфальтени	Кокс (за різницею)	Зола		
				пил, бруд	свинцеві солі	усього
Важки умови: високі температури і навантаження [1)]	немає	немає	10,5	0,20	89,3	89,5
В умовах міської їзди: часті зупинки [2)]	1,1	0,8	35,8	1,80	60,5	62,3

Примітка: 1 – нагар порошкоподібний, сірий; товщина нагару складала менше 1 мм;
2 – нагар зернистий , вуглистий, чорного кольору; товщина нагару значна

Таблиця 4.10 – Склад нагарів, що зняті з різних деталей КЗ бензинового двигуна

Місце зняття нагару	Загальний вміст свинцю у нагарі, %	Вміст сполучень свинцю у нагарі, %			Інших домішок, %
		галоідний свинець	окисний свинець	металевий свинець	
Поршень	60,22	45,26	14,89	12,76	27,09
Головка циліндрів	69,36	60,20	16,66	9,01	14,13
Поверхня головки випускного клапана	85,60	4,20	88,40	0,00	7,80
Інша частина випускного клапана	84,80	6,32	72,22	13,09	8,37
Свічка	81,50	38,20	51,10	5,62	5,08

Залежно від конструктивних особливостей двигуна, умов його експлуатації, якості палива, масла нагар на поверхнях деталей може бути са-

мого різного складу.

Більш близькі за зовнішнім виглядом або структурою, складом нагари, що відкладаються на днищі поршня і стінках КЗ. Нагар на випускних клапанах різко відрізняється за своїм складом від нагарів на інших деталях двигуна (табл.4.10).

Відміни у складах нагарів пояснюються перш за все тим, що деталі, на яких відкладається нагар, мають різну температуру. Із збільшенням температури стінок КЗ вміст летких сполук у нагарах зменшується.

Розглянемо умови нагароутворення у ДВЗ.

У двигунах з іскровим запаленням на дизелях для автомобілів нагар утворюється одночасно із палива та масла.

Можливі два різні шляхи нагароутворення у ДВЗ:

- внаслідок осадження на деталях сажі і різних сполук, які утворюються при згорянні пари палива, масла;
- у результаті тих глибоких змін, що зазнають палива, масла, які попадають у рідинному стані на нагріті деталі ДВЗ.

У двигунах такі явища тісно взаємозв'язані між собою.

Не весь нагар, що утворюється у КЗ, залишається на деталях. Основна маса нагару виноситься із КЗ разом із ВГ, якась кількість нагару попадає до картеру, лише незначна частина затримується на деталях КЗ.

На нагароутворення впливають такі чинники:

- температурні умови у КЗ (температура газів і деталей);
- режим роботи двигуна;
- умови експлуатації двигуна;
- якість масла;
- якість палива та ін.

Значення цих факторів підсилюється конструктивними особливостями двигунів.

Ряд положень механізму нагароутворення у ДВЗ отримали загальне визнання, в тому числі:

1) існування нагару, перш за все, залежить від температурних умов;

2) швидкість утворення нагару на поверхнях деталей найбільш значна у початковий період роботи двигуна;

3) при роботі двигуна на усталеному режимі кількість нагару збільшується тільки до визначеного періоду, а потім припиняється і настає

своєрідна рівновага; у подальшому, залежно від режиму й умов експлуатації двигуна, кількість нагару на деталях може зростати, зменшуватися чи залишатися незмінною.

Схематично процес нагароутворення можна представити у такому вигляді.

У КЗ двигуна виникають дуже високі температури, що сягають 2000 °С. У ній завжди є умови для утворення сажі, часток коксу та інших продуктів неповного згоряння.

При високих температурах газів і стінок паливо та масло попадають на деталі у рідинному вигляді, потерпають глибоких змін, у результаті чого утворюються смолисті чи вуглисті речовини.

Відкладення нагару на деталях КЗ починається з утворення на них лакового шару. Смолисто-лаковий шар утримує на металевих поверхнях продукти згоряння палива, масла та інших перетворень вуглеводнів.

Зміни, які зазнає тонкий шар масла, забруднений продуктами згоряння палива, призводить до утворення твердого шару на поверхнях металу – нагару.

Нагароутворення має дві стадії: фази росту нагару та фаза рівноваги нагару.

Фаза росту нагару – досить швидка. Як тільки нагар сягає своєї граничної величини, перелічені вище фактори вже не впливають на нагароутворення. Існування й розміри зони нагару залежать в подальшому від температури у КЗ, швидкості газової суміші, складу суміші (α), температур стінки і т. ін. При підвищенні будь-якої з означених температур зона існування нагару зменшується, а товщина шару нагару зменшується. Підвищення швидкості газового потоку, її турбулентність діють у тому ж напрямку.

Окремо зупинимося на нагароутворенні в інших деталях ДВЗ.

Розглянемо на прикладі тепловозних форсованих двотактних двигунів типу Д100 питання нагароутворення на охолоджуваних поверхнях днищ поршнів [64].

Механізм нагароутворення для цих умов можна описати диференційними рівнянням, рішення якого дозволяє визначити кількість нагару у зоні маслоохолодження в будь-який момент часу.

Якщо через $m_н$ позначити кількість нагару, що утворюється на внут-

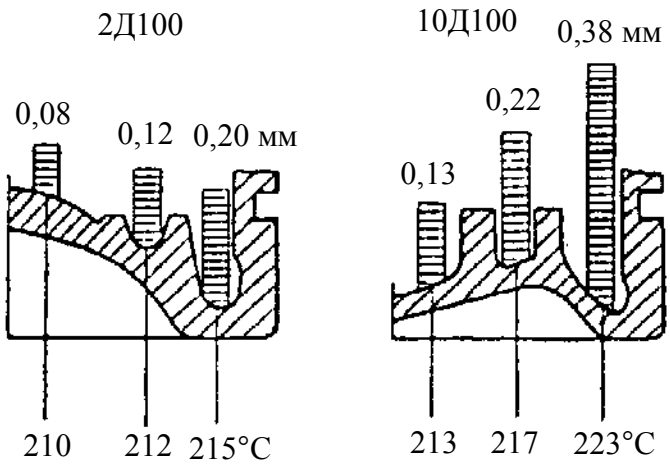


Рисунок 4.19 – Нагаровідкладення у зоні масляного охолодження поршнів дизелів 2Д100, 10Д100 при напрацюванні 2000 год

рішній поверхні днища поршня (схему подано на рис.4.19) після τ годин роботи, а через М – максимальну кількість нагару, який утворюється у цій же зоні після тривалішого терміну часу роботи двигуна (τ = ∞), то інтенсивність нагароутворення на охолоджуваній поверхні днища можна описати диференційним рівнянням першого порядку:

$$\frac{dm_{н}}{d\tau} = \kappa\left(M - m_{н}\right), \qquad (4.17)$$

де κ – константа швидкості нагароутворення, що залежить від антинагарних властивостей масла, конструктивних особливостей двигуна.

Із рівняння (4.17) бачимо, що інтенсивність нагароутворення тим більша, чим більшою є різниця $M - m_{н}$.

Розділивши перемінні, отримаємо:

$$\frac{dm_{н}}{M - m_{н}} = \kappa d\tau .$$

Інтегруючи це рівняння, маємо:

$$\ln (M - m_{н}) = -\kappa\tau + \ln C, \qquad (4.18)$$

де C – константа інтегрування.

В початковий період роботи двигуна, коли τ = 0; $m_{н} = 0$,

$$\ln M = \ln C.$$

Нарешті, рівняння нагароутворення у зоні масляного охолодження поршнів матиме вигляд:

$$m_{н} = M[1 - (-\kappa\tau)\,]. \qquad (4.19)$$

Інтенсивність нагароутворення можна також оцінити по збільшенню товщини нагару, середня величина якого у каналах масляного охолоджен-

ня поршнів може бути визначена за формулою:

$$\delta_{н} = \frac{m_{н}}{\gamma \times S}, \tag{4.20}$$

де $m_{н}$ – вага нагару, г; γ – об'ємна вага нагару, г/см^3; S – площа каналів масляного охолодження поршнів, яка очищується від нагару, см^2. Для поршнів дизелів 2Д100, 10Д100 таку площу можна оцінити як 160 см^2.

Об'ємна вага нагару складає 1,4…1,6 г/см^3.

Із рівнянь (4.18) та (4.19) маємо:

$$\delta_{н} = \frac{M}{\gamma \times S}\left[1 - \exp(-\kappa\tau)\right]. \tag{4.21}$$

При застосуванні товарних дизельних масел максимально можливу кількість нагару у каналах масляного охолодження поршнів можна оцінити як 12…14 г у дизелях 2Д100, та 17…20 г у дизелях 10Д100.

Для оцінки інтенсивності зниження температури поверхні нагару із боку охолоджувального масла $t_{ох}$ можна використати наведену вище схему процесу.

Із розглянутого механізму нагароутворення маємо, що ця температура знижується від $t_{ох}^{max}$, коли поршень був чистим ($\tau = 0$; $m_{н} = 0$), до $t_{ох}^{max}$, коли зона масляного охолодження поршня забруднена максимально можливими нагаровідкладеннями ($\tau = \infty$; $m_{н} = M$). Тоді зниження $dt_{ох}$ внаслідок теплоізолюючої дії нагару буде пропорційним проміжку часу роботи двигуна $d\tau$ і різниці температур $t_{ох} - t_{ох}^{min}$, тобто

$$-dt_{ох} = a(t_{ох} - t_{ох}^{min})d\tau, \tag{4.22}$$

де a – постійний коефіцієнт, який залежить від антинагарних властивостей масла та конструктивних особливостей ДВЗ.

Рішення отриманого диференційного рівняння має вигляд:

$$t_{ох} = t_{ох}^{min} + (t_{ох}^{max} - t_{ох}^{min}) \times \exp(-a\tau), \tag{4.23}$$

де $t_{ох}$ – температура поверхні нагару з боку охолоджувального масла; $t_{ох}^{max}$ – температура внутрішньої поверхні днища поршня, вільного від лаку і нагару; $t_{ох}^{min}$ – температура поверхні, при якій нагароутворення не відбувається.

Для визначення кількісних значень коефіцієнтів $к$ та a необхідно більш детально дослідити роль температури поверхні поршня, що охолоджується маслом у процесах нагароутворення чи нагарозменшення. Лабораторні дослідження та досвід експлуатації тепловозних дизелів з масляним охолодженням поршнів свідчать, що процес утворення нагару на металевій поверхні починається лише після того, як температура цієї поверхні перевищуватиме деяке цілком визначене значення $t_{ох}^{min}$. Однак чим більше температура поверхні стінки перевищує таке граничне значення, тим інтенсивніше йтиме процес нагароутворення.

Зіставлення численних вимірів нагаровідкладень у різних зонах масляного охолодження поршнів дизелів 2Д100, 10Д100 з результатами термометрирування засвідчило, що інтенсивність нагароутворення на поверхні нагріву пропорційна квадрату різниці температур, тобто

$$\frac{d\delta_н}{d\tau} = A \times \left(t_{ох} - t_{ох}^{min}\right)^2, \tag{4.24}$$

де A – константа.

При $\tau = 0$; $t_{ох} = t_{ох}^{max}$ $\frac{d\delta_н}{d\tau} = \max$, а при $\tau = \infty$; $t_{ох} = t_{ох}^{min}$ $\frac{d\delta_н}{d\tau} = 0$, що означає стабілізацію нагаровідкладень.

Із рівнянь (4.23) та (4.24) маємо:

$$\frac{d\delta_н}{d\tau} = A \times \left(t_{ох}^{max} - t_{ох}^{min}\right)^2 \exp(-2a\tau).$$

В свою чергу диференціювання рівняння (4.21) дає:

$$\frac{d\delta_н}{d\tau} = \frac{M \times к}{\gamma \times S} \exp(-к\tau). \tag{4.25}$$

Порівнюючи праві частини цих рівнянь, отримаємо:

$$A \times \left(t_{ох}^{max} - t_{ох}^{min}\right)^2 \times \exp(-2a\tau) = \frac{M \times к}{\gamma \times S} \exp(-к\tau).$$

Із цього рівняння, $\frac{см}{\left(год \times град^2\right)}$.

$$2a = к; \qquad A = \frac{M_к}{\gamma \times S \times \left(t_{ox}^{max} - t_{ox}^{min}\right)^2}. \qquad (4.26)$$

Коефіцієнт A характеризує собою збільшення товщини шару нагару в одиницю часу при різниці температур у квадраті.

Лінійний зв'язок коефіцієнтів $к$ та a свідчить про взаємозв'язок і обумовленість процесів нагароутворення та зниження температури поверхні нагару із боку охолоджувального масла. Однак інтенсивність нагароутворення у процесі роботи двигуна знижується значно скоріше, ніж температура поверхні нагару.

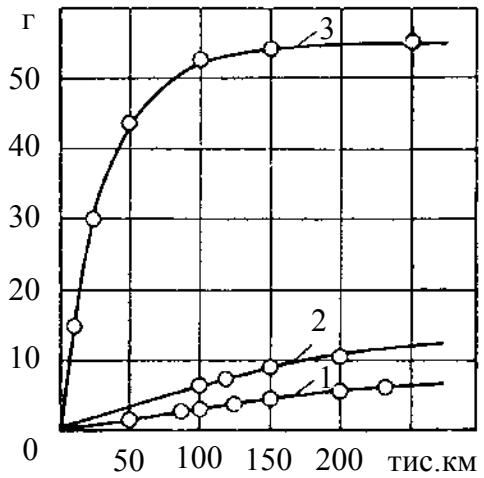


Рисунок 4.20 – Відкладення нагару у каналах масляного охолодження поршнів тепловозних дизелів залежно від пробігу:
1 – 2Д100; 2 – 10Д100; 3 – 11Д45

Для визначення кількісних значень величин коефіцієнту $к$ використаємо дані рис.4.20. Як відомо, перше перебирання дизелів магістральних тепловозів (такими і є дизелі 2Д100, 10Д100) виконується через 100…120 тис. км пробігу або через 2000…2400 годин наробітку дизеля. Підставляючи ці дані у рівняння (4.19), а також зіставляючи їх з величиною нагаровідкладень у зоні масляного охолодження поршнів, згідно з рис.4.20, отримаємо значення коефіцієнтів $к$. При застосуванні змішаного палива із вмістом сірки до 0,5 % та масел М12В та М14В коефіцієнти $к$ для дизелів 2Д100, 10Д100, 11Д45 відповідно дорівнюють, год$^{-1}$: 0,00016; 0,00024; 0,0016.

Із рівняння (4.24) та рис.4.29 маємо, що максимальна інтенсивність нагароутворення спостерігається у початковий період роботи дизеля. Підставляючи кількісні значення у рівняння (4.25) для випадку $\tau = 0$, отримуємо для дизеля 2Д100:

$$\left(\frac{d\delta_н}{d\tau}\right)_{\tau=0} = \frac{M \times к}{\gamma \times S} = \frac{12 \times 0{,}00016}{1{,}5 \times 160} = 8 \times 10^{-6} \text{ см /год} = 0{,}08 \text{ мкм /год}.$$

Таким чином, у перші часи роботи дизеля 2Д100 на маслі типу М-

12В товщина нагару у зоні масляного охолодження поршнів збільшується на 0,08 мкм/год. У дизелі 10Д100 таке збільшення сягає 0,17 мкм /год, а у дизелях 11Д45 (маневровий тепловоз) – 2,0 мкм /год. У процесі роботи ця різниця зменшується.

4.3.5.2. *Лакоутворення у ДВЗ*

На лакоутворення звернули увагу головним чином тому, що саме воно стало однією з причин, що викликають пригоряння поршневих кілець.

У нормально працюючому ДВЗ поршневі кільця мають можливість вільно переміщуватися у поршневих канавках. Однак при порушеннях умов роботи кілець останні втрачають свою рухомість, заклинюються у канавках внаслідок того, що зазори між кільцями та стінками канавок захаращуються вуглецевою речовиною лакоподібного типу, що являє собою своєрідну склеювачу масу, яка міцно прикріплює кільця до стінок канавок. Кільце, що втратило рухомість, називають пригорілим кільцем.

Наслідки, що викликаються пригорянням поршневих кілець, дуже серйозні.

Пригорілі кільця сприяють інтенсивному проникненню масла до КЗ, в результаті чого збільшуються витрати масла, токсичність викидів з ВГ. Гази із КЗ прориваються крізь порушений герметизуючий вузол поршневого комплекту. Втрачається компресія у циліндрах, що зменшує потужність двигуна, збільшуються витрати палива. Пригоряння кілець викликає підвищене тертя та інтенсифікує знос циліндрів та кілець, може спричинити задирання дзеркала циліндра, поломки кілець і навіть заїдання поршнів у циліндрах.

Таким чином, пригоряння поршневих кілець суттєво і вкрай негативно впливають як на фізичну, так і на параметричну надійність ДВЗ.

На пригоряння кілець перш за все впливає лакоутворення у зоні кілець, а також інші чинники (пружність кілець, їх конструкція і т.д.).

Розглянемо весь комплекс таких факторів [65].

Дослідження свідчать, що на пригоряння поршневих кілець вирішальний вплив мають:

- ступінь окислення моторного масла;
- температурний режим;

- витрата моторного масла;
- величина бокового зазору кілець;
- стан поверхонь кілець, циліндра;
- матеріал та конструкція кілець;
- режими роботи двигуна;
- якості моторного масла, палива і т.д.

Показано, що із збільшенням бокового зазору поршневих кілець схильність їх до пригоряння зменшується.

Для кожного сорту моторного масла, конструкції поршневого ущільнення та ін. існує оптимальна температура, при якій швидше всього почнеться пригоряння кілець. Для вітчизняних масел у двигунах масового виробництва така температура не повинна перевищувати 180…190 °С (мова йде про температуру у зоні верхнього компресійного кільця $t_{пк1}$). Більш якісні масла та присадки до них дозволяють підвищити величину $t_{пк1}$.

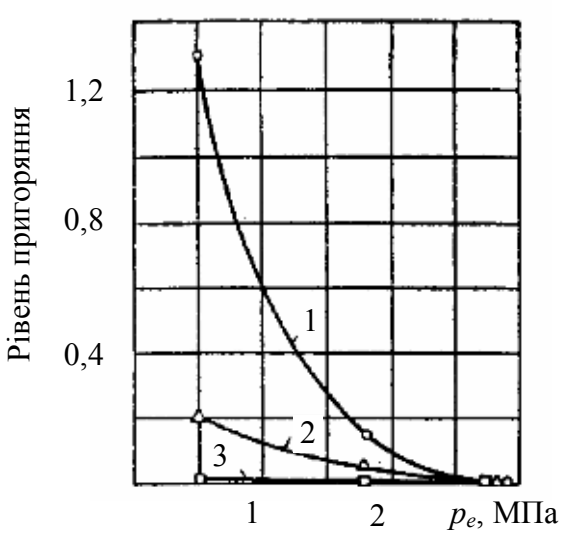


Рисунок 4.21 – Залежність пригоряння поршневих кілець від витрати масла й середнього ефективного тиску p_e бензинового ДВЗ:

1 – витрата масла 80 мл/год;
2 – витрата масла 140 мл/год;
3 – витрата масла 2300 мл/год

У дизелях та бензинових (газових) двигунах якість палива по різному впливає на пригоряння кілець. Так, у дизелях паливо практично не бере участі у процесах, що обумовлюють пригоряння кілець. Показано, що у дизелях масло по суті є одним джерелом твердих відкладень у зоні поршневих кілець на відміну від того, що спостерігається у бензинових ДВЗ, де паливо безпосередньо бере участь у означеному процесі пригоряння кілець.

Доведено, що із збільшенням витрати моторного масла пригоряння кілець зменшується (рис.4.21). На цьому рисунку рівень пригоряння вимірювався в умовних одиницях.

Можна продовжити ряд факторів, що впливають на пригоряння поршневих кілець.

Але всі вони так чи інакше пов'язані із лакоутворенням у цій зоні.

Розглянемо особливості та механізм такого лакоутворення.

Почнемо із *складу і властивостей лаку*.

У ДВЗ лакові відкладення утворюються не тільки в зоні поршневих кілець, але і на юбці поршня, внутрішніх поверхнях останнього, на шатунах і т. ін.

Залежно від температури, тривалості роботи двигуна, якості масла лаки можуть мати різні кольори – від майже безкольорових, блідножовтих і коричневих до чорних.

Показано, що лакоподібні сполучення являють собою продукт конденсації оксикислот [65].

Зроблено висновок, що відкладення типу лаків є продуктами окислення масла під каталітичним діянням металевих мил, особливо залізних. Це підтверджується тим, що у канавках залакованих поршневих кілець міститься значна кількість кисню.

Аналіз лакових відкладень показує, що на юбці поршня, внутрішніх його стінках, верхніх головках шатунів відкладається лак, приблизно однакового хімічного складу (табл.4.11).

Таблиця 4.11 – Хімічний склад лакових відкладень з деталей двигунів, що працювали на неетилованому бензині

Деталі, з яких знятий лак	Хімічний склад, %			
	C	H_2	O_2	Зола
Внутрішній бік днища поршня	81,0	6,0	10,4	2,6
Юбка поршня	82,7	7,3	8,0	2,0
Верхня головка шатуна	81,3	7,0	9,1	2,5
Внутрішні бокові стінки поршня	85,7	8,8	4,8	0,7

В середньому лак складається із 81…85 % вуглецю, 7…9 % водню, 6…10 % кисню. Лакові відкладення, як і нагари, аналізуються і за складом компонентів (табл.4.12).

Звичайно основною складовою лаку є карбени і карбоїди (у нагарах, як показано вище, ці складові є основою коксу). Друге місце у загальному складі лаку займають масло та нейтральні смоли. У значно менших кількостях міститься у лаку асфальтени чи оксикислоти; табл.4.13 підтверджує сказане.

Таблиця 4.12 – Компоненти лаків, що зняті з деталей тепловозного дизеля

Місце зняття лаку	Масло та нейтральні смоли, %	Асфальтени, %	Карбени та карбоїди, %
Перший поршень: поясок між 1-м та 2-м верхніми кільцями	23,8	2,5	73,7
Другий поршень: поясок між 2-м та 3-м кільцями	17,6	1,4	81,0
Третій поршень: поясок між 2-м та 3-м кільцями	27,4	4,3	68,3

Таблиця 4.13 – Компоненти лаків, які зняті з деталей двигуна, що працював на неетилованому бензині

Деталі, з яких знято лак	Компоненти лаків, %			
	Масло та нейтральні смоли, %	Асфальтени, %	Карбени та карбоїди, %	Зола
Внутрішня сторона днища поршня	23,2	7,1	77,0	2,7
Юбка поршня	39,8	8,5	49,9	1,8
Верхня головка шатуна	37,1	9,4	51,0	2,4
Внутрішні бокові стінки поршня	49,6	6,5	43,0	0,8

Перейдемо до розгляду факторів, що визначають механізм лакоутворення.

Масло, яке попадає до зони поршневих кілець на металеві поверхні з високими температурами, швидко розтікається по поверхням у вигляді тонких шарів.

Безперервне надходження нових порцій масла, швидкий поступально-зворотний рух поршня викликають те, що шар масла на нагрітій поверхні весь час рухається, тобто оновлюється. При зупинці двигуна цей шар масла у нерухомому стані сприймає діяння температури й кисню повітря.

Тому, розглядаючи процес лакоутворення, необхідно враховувати особливості поведінки моторного масла у тонкому шарі на нагрітій поверхні – як у динамічному, так і у статичному станах.

У двигуні тонкий шар масла підлягає діянню високої температури, кисню повітря, каталітичному діянню металів.

Під впливом цих факторів тонкий шар масла глибоко змінюється: частина легких фракцій масла випаровується, а інша – окислюється. В результаті, з одного боку, утворюються газоподібні та легко киплячі продукти, а з іншого – продукти окисної полімеризації та конденсації, які є джерелом утворення лакових відкладень.

Спочатку розглянемо механізм лакоутворення, пов'язаний із його статичним станом. Потім вже перейдемо до лакоутворення з динамічним механізмом.

Статичний механізм лакоутворення.

Перетворення у лак масляного шару, що перебуває у статичному стані на нагрітій металевій поверхні при постійному контакті з киснем повітря, залежить від таких *первинних факторів*:

- температури;
- часу;
- товщини масляного шару;
- якості моторного масла;
- каталітичної дії металу.

Процеси, які відповідають кожному з таких факторів, і складають механізм лакоутворення в ДВЗ.

Вплив температури. Зміну шару масла завтовшки близько 200 мкм, який нагрівається на поверхні (сталь) при температурах від 200 до 350 °С, показано у табл.4.14.

Таблиця 4.14 – Вплив температури на зміну шару моторного масла завтовшки 200 мкм

Температура, °С	Моторна випаровуваність В, %	Робоча фракція РФ, %	Лак Л, %
200	13	87	0
220	18	72	0
240	48	43	9
260	61	11	28
280	69	0	31
300	70	0	30
320	75	0	25
350	83	0	17

Звідси видно, що тільки деяка частина масла перетворюється у лак;

основна його кількість випаровується або зберігається у вигляді робочої фракції.

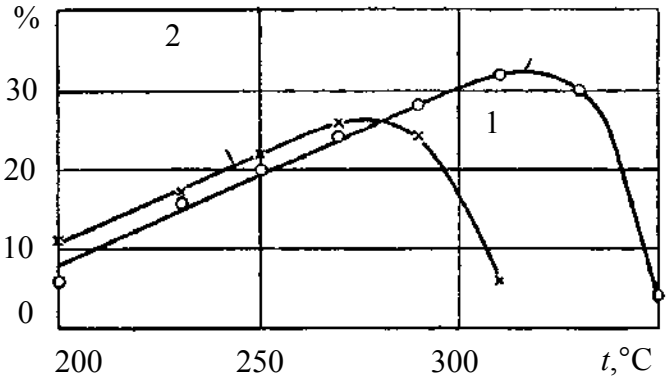


Рисунок 4.22 – Залежність лакоутворення від температури:
1 – при 10-хвилинному нагріві;
2 – при 20-хвилинному нагріві

Утворення лаку починається при визначеній температурі, яка характерна для даних умов та даного масла. З підвищенням температури лакоутворення збільшується, сягаючи максимуму (табл.4.14), а потім починає зменшуватися.

На рис.4.22 зображено залежність лакоутворення при 10- та 20-хвилинному нагріванні масляного шару завтовшки 60 мкм. Характер цих графіків свідчить, що існує температура максимального лакоутворення для масла при незмінній тривалості нагрівання.

Існування такого температурного порогу, по-перше, було доведено вище при викладенні умов лакоутворення у ДВЗ. По-друге, наявність цього порогу дозволяє стверджувати, що формування лаку є результатом перебігу різних процесів.

Так, якщо спочатку з підвищенням температури інтенсифікація лакоутворення відбувається внаслідок розвитку процесів окисної полімеризації і конденсації, то після досягнення температури максимального лакоутворення (коли при подальшому підвищенні температури спостерігається зменшення лакоутворення) домінують процеси окисного крекінга і карбонізації.

Вплив часу. Існує залежність лакоутворення від тривалості нагріву масляного шару на металевій поверхні. Чим довше нагрівається моторне масло при постійній температурі, тим більше утворюється лаку. Таке положення існує до того часу, коли на металевій поверхні буде залишатися робоча фракція масла – сировина для лакоутворення. Із зникненням робочої фракції, при подальшому нагріванні кількість лаку зменшується внаслідок змін, що відбуваються у шарі лаку (табл.4.15).

Бачимо також, що максимальна кількість лаку утворюється при найнижчій температурі, при якій тільки можливі процеси, що викликають лакоутворення, та при найбільш тривалому нагріванні.

Вплив товщини масляного шару. По мірі потовщення шару масла максимальне лакоутворення досягається при більш високій температурі (табл.4.16).

Таблиця 4.15 – Вплив тривалості нагріву на склад шару моторного масла завтовшки 60 мкм

Температура, °С	Через 10 хв			Через 60 хв			Через 120 хв		
	В, %	РФ, %	Л, %	В, %	РФ, %	Л, %	В, %	РФ, %	Л, %
200	10	99	0	33	63	4	52	21	27
220	23	77	0	56	14	30	62	4	34
240	45	49	6	67	1	32	69	0	31
260	65	11	24	72	0	28	72	0	28
280	78	2	26	76	0	24	–	–	–
300	78	0	22	80	0	20	–	–	–
320	83	0	17	84	0	16	–	–	–
350	89	0	11	94	0	6	–	–	–

Таблиця 4.16 – Вплив товщини масляного шару на лакоутворення

Температура, °С	Лакоутворення (в %) при товщині масляного шару, мкм				
	10	60	100	150	200
200	0	0	0	0	0
220	15	0	0	0	0
240	26	6	0	0	0
260	18	24	1	1	0
280	10	26	16	7	3
300	9	22	25	18	12
320	0	17	23	24	20
350	0	11	18	20	21

Вплив якості масла. По мірі обважніння фракційного складу моторних масел лакоутворення відбувається повільніше, починається при більш високій температурі та з більшої кількості.

Для оцінок лакоутворюючих властивостей масла і дії присадок вводять поняття *критичної температури лакоутворення*. За таку вважають температуру, при якій у моторному маслі утворюється 3 % лаку, оскільки з цієї температури звичайно починається інтенсивне лакоутворення масел. Для моторних масел без присадок критична температура $t_{кр}$ змінюється у межах 235…245 °С; для масел з присадками $t_{кр}$ = 245…280 °С й вище.

Каталітичне діяння металів. Спеціальні дослідження визначили, що

процеси окислення моторного масла, які відбуваються у тонкому шарі його при високій температурі, та інтенсивність лакоутворення у значній мірі залежать від каталітичних діянь металів. Це стосується сплавів із алюмінію, сталей, чавунів та ін. Існує максимум каталітичної дії металів на лакоутворення при t = 250…280 °С залежно від характеристик моторного масла.

Динамічний механізм лакоутворення.

Безперервний рух масла у двигуні суттєво впливає на лакоутворення.

При такій динаміці умов роботи масла значно уповільнюється перетворення масла у лак внаслідок того, що потік знижує температури деталей, де можливе лакоутворення, а також внаслідок впливів особливих якостей масла, що отримали назву *"миючих"*.

Якщо температура впливає на тонкий шар моторного масла у статичному стані, то смолисті речовини, що утворюються із масла, залишаються на металевій поверхні, перетворюючись у лак.

Інакше відбувається лакоутворення при безперервному русі масла, що обтікає поверхні деталей ДВЗ. При такому потоці смолисті вихідні речовини (для подальшого утворення лаку) можуть зноситися потоком масла. У цьому й слід розуміти миючий ефект масел, перш за все. Підкреслимо, що миючі властивості не означають сприяння змиванню власне лаків; мова може йти саме про змивання вихідних для лакоутворення речовин.

4.3.5.3. ***Осадкоутворення у ДВЗ***

Осадкоутворення привертає значну увагу моторобудівників та споживачів.

Це пов'язано з тим, що осадкоутворення є одним з визначальних факторів, від якого залежить тривалість роботи масла без заміни. Крім того, утворення осадків може викликати відмови, в тому числі – катастрофічні, коли в результаті відкладень осадків забиваються порожнини та канали системи змащення, навіть зупиняється маслоподача до підшипників, охолоджуваних деталей (поршнів) і т.д., що виводить двигун із ладу.

Виходячи з вирішального впливу температурного режиму двигуна на осадкоутворення в ньому, при аналізі вважають необхідним враховувати не тільки високотемпературний, а й низькотемпературний режими роботи ДВЗ.

Досвід експлуатації виявив, що особливої інтенсивності осадкоутворення слід очікувати саме при низьких робочих температурах двигунів.

Осадки, що відкладаються, наприклад, у автомобільних бензинових

двигунах, являють собою липку мазеподібну масу сіро-коричневого чи чорного кольору, до складу якої входять масло, паливо, вода, продукти окислення масла й палива, сажа, пил, частки зносу деталей ДВЗ та ін.

Залежно від умов експлуатації двигунів співвідношення речовин, що входять до складу осадків, може змінюватися, причому їх вміст коливається у таких межах (%):

масло	50…85;	асфальтени . . .	0,1…1,5;
вода	5…35;	карбени	2,0…10,0;
паливо	1…7;	карбоїди	2,0…10,0;
оксикислоти . .	2…15;	зола	0,1…7,0

При розгляданні складу осадків звертає увагу високий вміст у них води – до третини. Це приводить до утворення осадків у вигляді маси мазеподібної консистенції на основі емульсій води у маслі, стабілізованих різними продуктами його окисної полімеризації та іншими домішками.

Розглянемо умови і механізм утворення осадків у двигунах [65].

За статичними даними, що характеризують роботу вантажного автомобільного транспорту США та інших країн, порушення у роботі двигунів, які викликаються осадками, складають близько 25 % від загальної кількості відмов. Будемо пам’ятати, що якість обслуговування ДВЗ при експлуатації в означених країнах значно вища, ніж у країнах СНД, у тому числі в Україні; тому для вітчизняних моторів наведені вище 25 % осадкових відмов слід вважати мінімумом. За даними дослідників така висока інтенсивність осадкоутворення пояснюється переваженням низькотемпературних режимів у процесі експлуатації автомобільних двигунів. Досвід показує, що низькотемпературний режим найбільш характерний для міської їзди, оскільки за умов експлуатації автомобілів у місті температура охолоджувальної води, як правило, підтримується на рівні нижче 50…60 °С, у той час, як при їзді поза містом температура охолоджувальної води звичайно перевищує 60…70 °С (табл.4.17).

За міських умов руху двигун біля 60 % часу працює на потужнісних режимах, які відповідають 20…40 % від потужності, що виробляється при повному відкритті дроселя. В результаті роботи двигуна за таких умов (на обертах чи навантаженнях) при часто перемінних пусках та зупинках, а також на режимах холостого ходу установлюються відносно низькі температури охолоджуючої рідини, масла в картері й деталей двигуна.

Таблиця 4.17 – Температурний режим роботи автомобільних ДВЗ в умовах міської та позаміської їзди

Умови їзди	Кількість автомобілів (%), що працюють при температурі охолоджувальної рідини, °С	
	нижче 60	вище 60
У місті	~ 70	~ 30
Поза містом	10…15	85…90

Наведені в табл.4.18 дані свідчать про наявність залежності між тепловим станом масла в картері й осадко- та лакоутворенням.

Таблиця 4.18 – Вплив температури масла в картері на лакоутворення та осадкоутворення в автомобільному бензиновому ДВЗ (при $t_{ох}$ = 35 °С)

Температура масла в картері, °С	Кількість лакових відкладень на поршні, %	Кількість осадків, %
82	76	100
93	77	64
107	92	60
118	100	42

Бачимо, що при підвищенні температури масла в картері збільшується лакоутворення на поршні, а при зниженні – зростає кількість осадків, які утворюються у двигуні.

Залежність осадкоутворення від температури охолоджувальної рідини свідчить також про збільшення кількості осадків, що утворюються у двигуні при зниженні температури охолоджувальної води:

температура охолоджувальної води, °С 82; 50; 35

кількість осадків, % 38; 56; 100

Тут показані дані для автомобільного бензинового двигуна при температурі масла в картері 68 °С.

Це пов’язують із збільшенням кількості води, що попадає у масло при зниженні температури стінок циліндрів і картера й посиленні конденсації вологи на цих стінках. Джерелами вологи, що попадає в масло, в основному є вода, що міститься у повітрі, яке наповнює циліндри, й водяна пара, яка утворюється при згорянні палива у двигуні (відомо, наприклад,

що при згорянні 1 кг бензину утворюється приблизно 1 кг пари).

При роботі на багатій робочій суміші (пуски, холості ходи, малі навантаження) утворення осадків інтенсифікується:

коефіцієнт надлишку повітря 1,25; 1,0; 0,8; 0,72

кількість осадків, % 150; 100; 124; 200

Ці дані отримані на автомобільному бензиновому двигуні при температурі охолоджувальної води 35 °С і температурі масла в картері 68 °С.

Слід відмітити, що при роботі двигуна в умовах низькотемпературного режиму на багатій суміші, поряд з попаданням води до масла, осадкоутворенню сприяє також підвищення інтенсивності забруднення масла (й осадків) сажистими частками. Це пов'язане із збільшенням неповноти згоряння суміші при зменшенні коефіцієнту надлишку повітря від $\alpha > 1{,}0$ до $\alpha < 1$.

Необхідно також відмітити, що поряд з роботою двигуна на холостих ходах і малих навантаженнях, низькі температури деталей двигуна в умовах міської їзди автомобіля багато в чому визначаються періодичними зупинками двигуна, при яких, особливо зимою, двигун у значній мірі переохолоджується. Це й призводить до більш повної конденсації водяної пари, що, в свою чергу, ініціює різке збільшення осадкоутворення (табл.4.18).

Таблиця 4.18 – Вплив охолодження двигуна під час його зупинок на осадкоутворення

Стан двигуна	Температура охолоджувальної води $t_{ох}$, °С	Кількість осадків у картері та клапанній коробці, г
Мало зношений	Температура підтримувалася у межах 35…40 °С	22
	На зупинках $t_{ох}$ знижувалася з 35…40 до 15 °С	56
Дуже зношений	Температура підтримувалася у межах 35…40 °С	48
	На зупинках $t_{ох}$ знижувалася з 35…40 до 15 °С	128

4.3.6. Електрохімічна корозія

Як відомо, кліматичний фактор суттєво впливає на умови експлуатації, перш за все – автотракторних двигунів.

Часто сухий жаркий клімат сполучається із високим рівнем засолено-

сті ґрунтів.

Утворюються природно-агресивні умови, що знижують на 15…30 % ресурсні показники ДВЗ при використанні їх, наприклад, у країнах СНД (Середньої Азії тощо). Тому проблема боротьби з засоленістю повітря, яке надходить до ДВЗ, привертає все більшу увагу.

Підвищення вмісту солі у пилу на автотрасах регіонів з сухим жарким кліматом вимагає вивчення механізму її впливу на надійність ДВЗ.

Спочатку зупинимося на причинах появи солі у складі пилу.

Такі сольові частки виходять на поверхню ґрунту при богарному (дуже інтенсивному) зрошенні сільськогосподарських земель, коли при випаровуванні води із глибин ґрунту ці частки також виходять догори.

Найбільш типові водорозчинювані солі, що містяться, наприклад, у регіоні Середньої Азії [66], можна розмістити нижче у порядку зменшення солеконцентрації:

Na_2SO_4, $MgSO_4$, $NaCl$, $Ca(HCO_3)_2$, $MgCO_3$ та ін.

Для оцінки корозійного потенціалу таких солей визначені рівняння зв'язку між загальним вмістом водорозчинюваних солей у пилу (X) й вмістом корозійноактивних аніонів ($Y_{SO_4^{2-}}$ та Y_{01^-}) від сухої маси пилу, %

$$Y_{SO_4^{2-}} = 0{,}301 + 0{,}473X; \tag{4.27}$$

$$Y_{01^-} = 0{,}192X - 0{,}026. \tag{4.28}$$

Результати аналізу солевмісту великої вибірки проб пилу з подальшою статистичною обробкою довели, що сумарний вміст таких солей в пилу на дорогах з твердим покриттям коливається у межах від 3,6 до 8 %, на бездоріжжі – 3,6…22 %, сягаючи в окремих випадках 36…40 % за масою.

Для уточнення умов та закономірностей корозійних процесів, як наслідків впливів аніонів солі, були проведені [66] зіставлення температур теплосприймаючої поверхні циліндра за висотою його твірної на різних режимах роботи двигуна з поточною температурою конденсації вологи із робочого тіла та продуктів згоряння палива в функції обертання колінчастого валу на прикладі швидкохідного дизеля СМД-18Н (4ЧН12/14).

Поточні температури конденсації вологи $T_к$ визначалися за поточними значеннями парціального тиску водяної пари, які відшукувалися за параметрами робочого тіла у циліндрі дизеля. Накладення діаграм зміни температур вздовж твірної дзеркала циліндрів на усталених режимах $N_{e_{хх}}$ чи $0{,}5N_{e_{ном}}$ на діаграми зміни температур фазового переходу (конденсації) вологи по ходу поршня на тих же режимах роботи дизеля показують, що при малих навантаженнях (від $N_{e_{хх}}$ до $0{,}15N_{e_{ном}}$) у верхньому поясі циліндра виникають умови для електрохімічної корозії (рис.4.23). При подальшому підвищенні навантаження на дизель від $0{,}15N_{e_{ном}}$ до $N_{e_{ном}}$ температура дзеркала циліндру перевищує температуру фазового переходу вологи, тобто умови для електрохімічної корозії відсутні.

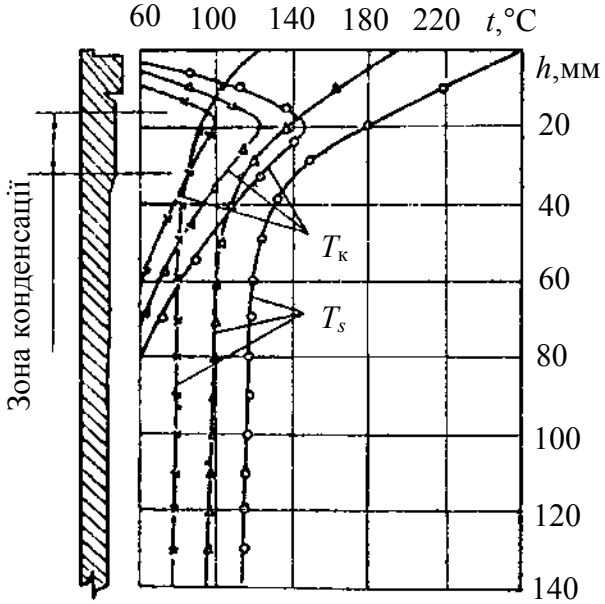


Рисунок 4.23 – До виникнення умов для електрохімічної корозії дзеркала циліндра (t_s – температура поверхні гільзи циліндрів)
○ – $N_{e_{ном}}$; Δ – $0{,}5N_{e_{ном}}$; × – $N_{хх}$

Вільна сконденсована волога із солями створює умови для корозійної активності аніонів. Виявлено, що результати такого електрохімічного діяння на поверхні металу реалізуються в основному в пітинговій формі. Так, у верхньому поясі гільз циліндрів на мікрофотографіях спостерігаються корозійні пітинги достатньо великої щільності.

Пітингоутворенню корозійного електрохімічного процесу сприяють ряд обставин:

- переважаюча краплинна конденсація вологи на дзеркалі циліндру;
- виготовлення гільз циліндрів, як правило, із легованих чавунів АЧС-2, АЧС-3, а вставок у верхню частину деяких з них – із високолегованого чавуну, тобто хромонікелевих сплавів, що, як відомо, вельми схильні до пітингоутворення;
- висока температура дзеркала циліндра, яка сприяє збільшенню швидкості пітингової корозії та зростанню кількості пітингів на одиницю поверхні металу;

- наявність у складі забрудненого повітря на впуску до двигуна (тобто – робочого тіла) солей хлоридів, оскільки пітингова корозія виникає під діянням електролітів (у першу чергу), що містять депасиватори – галогени, особливо хлор-іони;
- наявність у достатній кількості, окрім іонів хлору, окислювача кисню.

Механізм пітингової *електрохімічної корозії* при каталітичному діянні мінеральних часток пилу можна пояснити таким чином. Електричний струм в мікрогальванічних елементах, що утворилися на дзеркалі гільз циліндрів, утягує звільнені у результаті специфічної адсорбції аніони солей (хлор-іони, сульфат-іони) усередину зони пітингу й утворює там концентрований розчин солей заліза. Збільшення у зоні пітингу концентрації іонів – депасиваторів (Cl^-; SO_4^{2-}) приводить до підвищення швидкості розчинення металу, що, в свою чергу, викликає автокаталіз – зростання сили струму й подальшу концентрацію аніонів у порожнині пітингу. Дзеркало циліндра, точніше його верхній пояс, який змочується конденсатом, є загальним катодом для всіх пітингових зон, що розвиваються.

Пітингові руйнування ініціюють подальший абразивний знос гільз циліндрів під діянням пилу.

Як засвідчили випробування, електрохімічна корозія інтенсифікує абразивний (сумарний) знос на 15 %, тобто суттєво. Ресурси автомобільних дизелів та тракторних двигунів (КамАЗ-740.1, тобто 8Ч12/12) та (ЧН12/14) знижуються при цьому на 24 % – у порівнянні з територіями із незасоленими ґрунтами [66].

Бачимо, що як чинник зносу електрохімічна корозія має гальванічну сольову природу. Від неї за природою як чинник відрізняється *кислотна корозія*, що викликається наявністю сірки у складі палива, масла.

При згорянні у КЗ утворюються оксиди сірки SO_2, SO_3, а також H_2O у вигляді пари.

При роботі непрогрітого двигуна вступає до дії розглянутий вище механізм конденсації цієї пари (рис.4.23). Оксиди сірки у поєднанні з H_2O у рідинній фазі утворюють кислоти типу H_2SO_3, H_2SO_4, які обумовлюють кислотне травлення поверхневого шару гільз циліндрів и посилення його зносу на 10…30 % залежно від концентрації сірки у паливі, маслі, від властивостей матеріалу чи покрить гільзи та ін.

Підкреслимо, що волога конденсується у циліндрі і при роботі двигуна на холостих ходах та часткових при навантаженнях, коли температура охолоджувальної рідини наближена до середньо-експлуатаційної $t_{ох}$ = 70…90 °С. Таке має місце й при повному навантаженні двигуна на тих ділянках робочого циклу двигуна, коли температура газів (повітря) у циліндрах стає меншою, ніж температура дзеркала циліндрів. Більша імовірність досягнення такого стану має місце в зоні верхньої частини гільзи циліндрів.

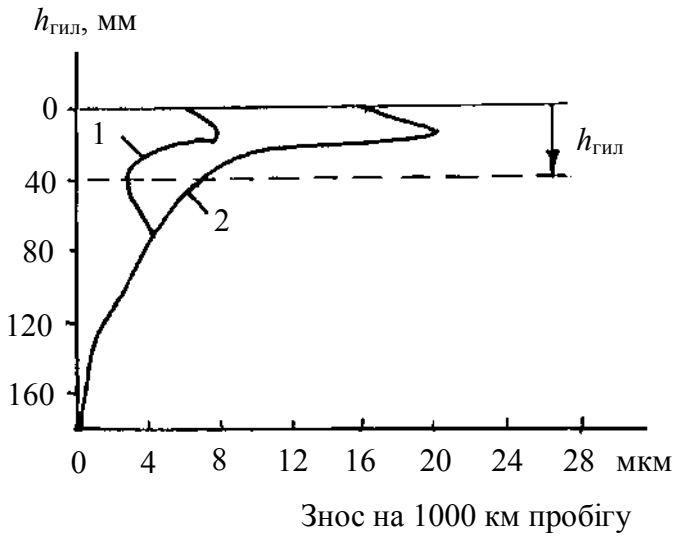


Рисунок 4.24 – *Діаграма зносу гільзи циліндрів автомобільного двигуна з іскровим запалюванням типу ГАЗ:*

1 – знос при використанні коротких гільз із корозійностійкого чавуну з аустенітною структурою;
2 – знос традиційних гільз циліндрів

Вплив кислотної корозії ілюструється рис.4.24. Тут $h_{гил}$ – це висота гільзи від її верхнього буртика.

4.3.7. Високотемпературна газова корозія

Цей процес є чинником відмов випускних клапанів форсованих ДВЗ, руйнування лопаток газових турбін агрегатів турбонаддуву та інших деталей, що знаходяться при високій температурі й обтікаються агресивним газовим потоком відпрацьованих газів [8, 69] з великою швидкістю.

Під такою назвою криються не один, а декілька первинних процесів:

- високотемпературне руйнування оксидного шару на поверхні деталі;
- сульфидно-оксидна корозія;
- абразивне діяння частинок пилу у ВГ.

Цей складний чинник призводить до руйнування поверхневого шару деталі за рахунок *газоабразивної ерозії*, тобто до ерозійного зносу.

Розглянемо механізм такої ерозії, як кінцевого результату високотемпературної газової корозії.

Висока температура впливає не тільки на міцність сталі. При високій

температурі в умовах експлуатації у середовищі високого нагрівання агресивними продуктами згоряння палива відбувається *окислення сталей*. На поверхні сплаву утворюється спочатку тонкий шар оксидів, який поступово стовщується й переходить у окалину. Окислення призводить до незворотної втрати металу. Габарити (розміри) деталі зменшуються. Порушуються, й дуже суттєво, міцнісні, зношувані та інші властивості поверхневого шару сплаву.

Сульфидно-оксидна корозія – це різновид *хімічної корозії*. Вона розвивається у сухих газах, в тому числі у ВГ двигуна.

Жаростійкість металу, що сприймає вплив хімічної корозії, залежить від багатьох зовнішніх та внутрішніх факторів [68].

До *зовнішніх факторів* відносять температуру, склад ВГ, швидкість їх руху, парциальний тиск окислювача. Підвищення температури та швидкості руху газової фази збільшує швидкість корозії. Корозію сплавів на основі заліза посилює наявність у газовій фазі H_2O та сірчистих газів.

Внутрішніми факторами є хімічний склад металу, його структура та чистота обробки поверхні. Найбільш впливає хімічний склад металу, що визначає кристалічну структуру й захисні властивості оксидів. Поліровані поверхні окислюються повільніше.

Порівняльна оцінка жаростійкості (окалиностійкості) чистих металів щодо швидкості окислення у газовому середовищі з вільним киснем (до такого середовища відносяться й ВГ ДВЗ в інтервалі робочих температур t = 600…900 °С) наведена в табл.4.19.

Таблиця 4.19 – Жаростійкість (окалиностійкість) чистих металів [68]

Група	Жаростійкість	Метали	Визначальний фактор
1	Дуже погана	Mg	Пухкі оксиди
2	Погана	Nb, Ta, Mo, W, Ni, Zr	Щільні оксиди з поганими захисними властивостями
3	Задовільна	Cu, Fe, Ni, Co	Щільні оксиди з великою дефектністю
4	Добра	Al, Zn, Sn, Pb, Cr, Mn, Be	Щільні оксиди з добрими захисними властивостями
5	Відмінна	Ag, Au, Pt	Мала хімічна спорідненість з киснем

Оксиди металів другої групи (та їхніх сплавів, природно) щільні, але

їх захисні властивості погіршуються при нагріві вище 550 °С, що не відповідає граничним температурам відпрацьованих газів ДВЗ (тим більше – форсованих) t = 750…900 °С, які омивають випускні клапани чи лопатки газових турбін ТК наддуву. Найбільше відповідають цим вимогам метали четвертої групи. Вони й використовуються поряд з елементом Si при жаростійкому легуванні. Мова, в першу чергу, йде про Cr, Al. Жаростійкі сталі на нікелевій основі з легуванням хромом, алюмінієм, кремнієм застосовуються для клапанів, лопаток газових турбін (наприклад, сталі 20Х23Н18; 20Х25Н20С2 аустенітного класу не тільки жаростійкі, а й жароміцні, тобто не втрачають механічних властивостей до t = 900 °С).

Клапани випуску автотракторних ДВЗ невеликої потужності виготовляють із хромокремнистих сталей мартенситного класу (з найбільшою твердістю), які звуться сильхромами. До їх складу входить 6…14 % Cr й 1% Si. Сумісно хром та кремній підвищують температуру інтенсивного окалиноутворення до 800…900 °С, що забезпечує високий опір сильхромів газовій корозії при роботі. Прикладом сильхромів є сталі 40Х9С2, 40Х10$С_2$М. При температурах вище 600 °С жароміцність сильхромів, на жаль, різко знижується при достатній жаростійкості [67].

Для клапанів двигунів підвищеної й високої потужності застосовують більш жароміцні сталі, здатні працювати під навантаженням до 700…750 °С. Такі сталі відносяться до аустенітного класу та є високолегованими (наприклад, сталь 45Х14Н14В2М). З метою економії дефіцитного нікелю застосовують також замінювачі цієї сталі, в яких частина нікелю замінена магнієм, а вміст хрому для підвищення жаростійкості збільшений до 22…23 %.

Клапанні та лопаткові сталі мають добру зносостійкість.

Треба підкреслити, що газоабразивна ерозія, крім залежності від властивостей сталі, суттєво залежить і від факторів, що визначають умови роботи клапанів, лопаток турбін тощо. Серед них:

- склад випускних газів, особливо щодо продуктів згоряння, які включають сполуки сірки; такі домішки викликають додатковий негативний ефект сульфідно-оксидної корозії, про яку вище йшлося;
- швидкість потоку ВГ;
- ступінь гомогенності ВГ (наявність абразивів, наприклад);
- співвідношення твердості абразивних частинок й поверхні сталі;

- конфігурація потоку ВГ (щілинна – у зазорі між клапаном та його сідлом; струйно-ударна – на галтелі клапана чи при набіганні потоку на турбінну лопатку);
- температура потоку.

Всі такі фактори треба враховувати, а у разі потреби змінювати їх у бік зменшення негативного впливу на жаростійкість сплавів, а зрештою, на газоабразивні ерозійні руйнування означених теплонапружених деталей ДВЗ.

На закінчення розгляду наведених чинників поточних та ресурсних відмов ДВЗ, їх систем, агрегатів, вузлів і деталей зробимо узагальнення.

Аналіз численних й самих різноманітних чинників таких відмов засвідчив, що вони мають дуже різнобічну природу, яка обумовлює велику складність їх урахування за рахунок конструктивних, технологічно-виробничих чи експлуатаційних заходів.

Особливо це стосується створення та запровадження нового покоління перспективних двигунів різних призначень, переускладнення яких може стати небажаним.

У подальших розділах підручника буде приділено належну увагу подоланню цих складностей урахування основних чинників відмов ДВЗ при розгляді шляхів забезпечення та підвищення рівня надійності вітчизняних двигунів до світового рівня.

Контрольні запитання та завдання

1. Які чинники обумовлюють фізико-хімічні процеси відмов ДВЗ?
2. Наведіть приклади ведучих ознак та основних критеріїв відмов ДВЗ.
3. Яку роль відіграють експлуатаційні навантаження у формуванні відмов ДВЗ?
4. Охарактеризуйте експлуатаційні навантаження автомобільних двигунів.
5. Охарактеризуйте експлуатаційні навантаження двигунів будівельно-дорожніх машин.
6. У чому специфіка експлуатаційних навантажень тракторних двигунів?

7. Поясніть особливості експлуатаційних навантажень тепловозних та суднових двигунів.

8. Поясніть вплив перехідних процесів на надійність ДВЗ.

9. Чому необхідно враховувати кліматичний фактор при вивченні та прогнозуванні надійності ДВЗ?

10. Які зони клімату складають кліматичний фактор?

11. Що розуміється під навантажувальними первинними кліматичними факторами?

12. Як впливає тепловий режим навколишнього середовища на надійність ДВЗ?

13. Те ж щодо радіаційного режиму навколишнього середовища.

14. Те ж щодо характеристик швидкостей вітру.

15. Те ж щодо характеристик ґрунтів.

16. Те ж щодо біологічних діянь.

17. Те ж щодо специфіки високогір'я.

18. Охарактеризуйте комплексний вплив складових кліматичного навантаження ДВЗ.

19. Поясніть визначення технічної жорсткості основних кліматичних зон.

20. Поясніть формування та вплив вимушених коливань ДВЗ в умовах експлуатації на надійність двигунів.

21. Поясніть, чому зноси деталей є одним з основних чинників відмов ДВЗ?

22. Якими процесами обумовлене тертя у сполученнях ДВЗ?

23. Які види усунення матеріалів із зон тертя супроводжують зноси деталей ДВЗ?

24. Назвіть чинники зношування деталей двигунів при ковзкому терті.

25. Назвіть різновиди процесів тертя у ДВЗ.

26. Охарактеризуйте особливості тертя у сполученнях ДВЗ.

27. Як впливають контактний тиск та температура у зоні тертя на його характеристики?

28. Як впливають макро- та мікрорельєф поверхонь деталей на їх спрацювання?

29. Охарактеризуйте вплив структури поверхневого шару на знос де-

талей ДВЗ.

30. Назвіть та охарактеризуйте види зносів у ДВЗ.

31. Поясніть вплив старіння матеріалів на відмови ДВЗ.

32. Поясніть механізм руйнування твердих тіл за кінетичною теорією міцності.

33. Поясніть вплив характеру навантаження на руйнування деталей двигунів.

34. Охарактеризуйте особливості та чинники кавітаційних навантажень деталей двигунів.

35. Охарактеризуйте механізми нагаро-, лако-, осадкоутворення на деталях та в системах двигунів.

36. Поясніть чинники та вплив електрохімічної корозії на довговічність деталей двигунів.

37. Поясніть чинники та вплив високотемпературної газової корозії на довговічність деталей двигунів.

38. Як впливає різноманітність чинників відмов ДВЗ на складність конструювання, виробництва та експлуатації сучасних ДВЗ?

Глава 5. МЕТОДИ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ДВЗ

Кількісні оцінки надійності відіграють визначальну роль при порівняльному аналізі безвідмовності, довговічності, ремонтопридатності та збережуваності ДВЗ за результатами їх експлуатації.

Але вони не менш корисні й при прогнозуванні рівнів надійності як двигунів в цілому, так і їхніх систем, вузлів, деталей за результатами рішення відповідних оптимізаційних задач.

Нарешті, важливе значення мають оцінки надійності при випробуваннях ДВЗ під час їхнього доведення чи модернізації.

Отже треба мати арсенал сучасних науково обґрунтованих методів математично-статистичної обробки результатів експлуатації щодо надійності ДВЗ, математичних моделей для аналітичних розрахунків показників надійності та методик обробки результатів випробувань на надійність двигунів чи їхніх елементів.

У цій главі розглядаються означені методи та методики.

5.1. Математично-статистична обробка експериментальних даних щодо надійності ДВЗ за результатами завершених експлуатаційних випробувань

Методи й методики обробки експериментальних даних щодо надійності ДВЗ мають єдину математично-статистичну основу у відповідності до ДСТУ 2862-94 “Методи розрахунку показників надійності” , ДСТУ 2863-94 “Програма забезпечення надійності”, ДСТУ 3433-96 “Надійність у техніці. Моделі відмов”, ДСТУ 2860-94 “Надійність техніки. Терміни та визначення”, ДСТУ 2861-91 “Надійність техніки. Аналіз надійності” та ДСТУ 3942-200 “Плани випробувань для контролю середнього напрацювання до відмови (на відмову)” [70 – 75].

У цих державних стандартах України (ДСТУ) регламентовано загальні положення й методи обробки експериментальних даних щодо надійності ДВЗ, якими будемо керуватися.

Подібні методи та методики відрізняються специфікою задач експериментів: при оцінці безвідмовності, ресурсів, ремонтопридатності, збережуваності. Такі відміни починаються з вихідних даних, а закінчуються урахуванням особистостей забезпечення заданих похибок отриманих показників надійності.

На прикладі автотракторних двигунів масового виробництва розглянемо етапи та основні положення сучасних математико-статистичних методів обробки експериментальних даних щодо надійності.

При цьому використаємо узагальнені методологічні підходи, що дозволятимуть їх використовувати для вирішення проблем надійності широкого класу ДВЗ.

Обробку експериментальних даних щодо надійності ДВЗ виконують у такій послідовності:

- урахування відмов або іншої інформації щодо надійності (ресурси, ремонтопридатність, збережуваність) за даними відповідних експериментів чи випробувань або за результатами тривалої експлуатації у табличному вигляді;
- графічна інтерпретація імовірнісного розподілення даних щодо надійності ДВЗ;
- визначення кількісних усереднених показників досліджуваних об’єктів;
- виявлення теоретичного закону розподілення випадкової величини (напрацювання до чи на відмову, ресурсу, тривалості чи трудомісткості відновлення (ремонту), тривалості збережуваності, тощо) за емпіричними даними;
- аналіз отриманих кількісних оцінок надійності ДВЗ.

Мова йде про представницькі (досить характерні та великі) масиви експериментальних первинних (вихідних) даних щодо рівня надійності ДВЗ масового виробництва, коли треба буде користуватися комп’ютерними засобами.

Розглянемо етапи статистично-імовірнісної обробки експериментальних даних щодо надійності двигунів.

5.1.1. Облік емпіричної інформації для аналізу надійності

Емпірична інформація та її обробка є одним способом отримання даних щодо реальної надійності ДВЗ.

Характер та вміст цієї інформації залежить від типу двигунів, виду їхніх вузлів, елементів, особливостей експлуатації, специфіки випробувань на надійність та ін.

Однак у багатьох випадках ця інформація повинна містити такі основні дані:

1) тип двигуна та його паспортні значення параметрів й характеристик;

2) режими роботи двигуна, а також зовнішні умови роботи (температура навколишнього середовища, його вологість та тиск; характеристики вібрацій, агресивні й абразивні домішки до повітря, що наповнює циліндри ДВЗ і т.д.);

3) тривалість (напрацювання справної роботи двигуна (деталі) до відмови;

4) характер (ознаки) відмов по кожному двигуну досліджуваної партії;

5) чинники появ кожної відмови (знос, утома тріщина, поломка і т.д.);

6) потрібний ремонт з вказаною трудомісткістю й тривалістю.

Звичайно, при випробуваннях на надійність цей перелік буде іншим.

Для прикладу викладемо форми обліку експлуатаційної інформації щодо надійності автомобільних дизелів типу ЯМЗ на цьому одному з кращих моторобудівних заводів серед країн СНД [62].

Використовуються такі основні облікові документи:

- ✓ акт огляду ДВЗ перед введенням його в експлуатацію;
- ✓ карта ремонту двигуна;
- ✓ карта обліку експлуатації двигуна;
- ✓ карта обліку витрати запасних частин;
- ✓ додаткова технічна інформація щодо відмов двигуна.

Акт огляду ДВЗ засвідчує початковий технічний рівень нового двигуна. Крім показників робочого процесу записуються в цей акт параметри й регулювання систем, а також результати зовнішнього огляду двигуна.

Карта ремонту двигуна, вузла, агрегату заповнюється механіком під час їх ремонтів. Цей документ є основним первинним документом, до якого записуються: зовнішні ознаки, які засвідчили необхідність постановки виробу на ремонт; можливі причини відмов, а також перелік та описи технічного стану всіх замінених деталей.

Карту обліку експлуатації виробу веде працівник підприємства-виробника, що відповідає за технічну інформацію з початку введення підконтрольного об'єкта в експлуатацію до відправлення й здачі його на ремонтне підприємство. Така карта (в ній виключена суб'єктивність з боку споживача) є документом, у якому сконцентровано всі техніко-економічні показники двигуна: об'єм виконаної роботи силовою установкою, умови й режими роботи, напрацювання за обліковий період та з початку експлуатації, втрата палива та масла, тиск масла на температуру охолодження, кількість проведення технічних обслуговувань (ТО-1, ТО-2) і т.д.

Карта обліку запасних частин містить перелік всіх деталей, що відпускаються для ремонтів кожного з двигунів підконтрольної партії.

Являє інтерес й *додаткова інформація щодо відмов*, в тому числі ескізи, фотографії, мікрометражні карти обмірів деталей, що ремонтуються й тих, які входять до сполуки з ними, натурні екземпляри деталей чи вузлів, що відмовили при експлуатації двигуна (двигунів).

На основі означених первинних облікових документів на підприємстві-виробнику складається зведена інформаційна карта щодо надійності ДВЗ. Форми таких карт розробляє завод-виробник, але до них треба заносити наведені дані.

Приклад такої карти показаний в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Форма інформаційної карти надійності ДВЗ

№№ п.п	Найменування виробу	Умови роботи	Найменування елемента, що відмовив	Режим роботи двигуна	Дата		Ознаки відмови	Причини відмови	Час ремонту (або заміни)	Час простою виробу	Підпис відповідального робітника
					початку роботи (дата, година, хвилина)	відмови (дата, година, хвилина)					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Інформаційна карта надійності являється вихідною при подальшій обробці експериментальних даних щодо надійності ДВЗ.

5.1.2. Графічна інтерпретація розподілу імовірностей експериментальних даних щодо надійності ДВЗ

Цей етап являє собою важливу стадію узагальнення експериментальних даних, що вкрай необхідно, особливо при обробці первинної інформації щодо надійності великих партій двигунів.

Розглянемо цей етап на прикладі обробки первинної інформації, яку подано масивом вихідних емпіричних даних щодо наробітків на відмову при роботі кожного двигуна партії протягом ресурсів до перших капітальних ремонтів. Підкреслимо, що загальний підхід до такої обробки зберігатиметься й тоді, коли задаватимуться вихідні емпіричні дані щодо ресурсів ДВЗ, показників ремонтопридатності чи збережуваності і т.д.

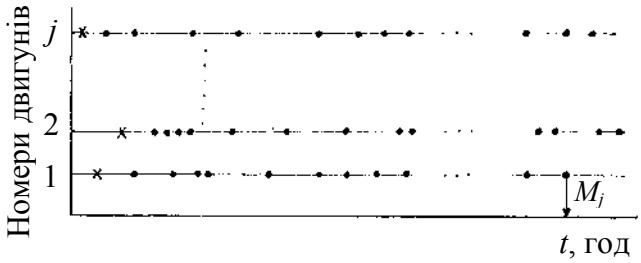


Рисунок 5.1 – Годинна діаграма потоків відмов (*загальний вигляд*)*:*

× – напрацювання до відмови (до першої відмови);

• – момент відмов

Спочатку за даними інформаційної карти надійності ДВЗ, де наводиться первинна інформація щодо термінів кожної відмови кожного двигуна партії таких об’єктів, складається *годинна діаграма потоків відмов* (рис.5.1).

Такий графік висвітлює напрацювання двигунів партії у годинах до моментів відмов та інтервали часу між сусідніми відмовами (послідовними відмовами), тобто *напрацювання на відмову*. На діаграмі показані також напрацювання до першої відмови кожного двигуна, тобто *напрацювання до відмови*.

Ця діаграма візуально засвідчує відміни потоків відмов по кожному двигуну й надає первинну інформацію щодо безвідмовності ДВЗ.

До речі, на діаграмі зафіксовані й ресурси до першого капітального ремонту кожного двигуна M_i.

Далі за даними діаграми на рис.5.1 складають табл.5.2 напрацювань на відмову для різних двигунів партії. У цій таблиці наведено дані щодо відмов тракторних дизелів типу СМД-60, для прикладу.

З цієї таблиці визначаються кількості відмов по кожному двигуну та для партії двигунів в цілому, а також моторесурси для кожного двигуна партії як суми напрацювань на відмову по кожному двигуну.

Таблиця 5.2 – Напрацювання на відмову t_m для різних дизелів

Номери відмов				Напрацювання, год.					
				Двигун № 1			Двигун № 2		×××××××××××××××××××
1	10	19	28	210	70	310	10	240	
2	11	20	29	310	100	620	630	350	
3	12	21	30	130	30	100	450	480	
4	13	22	31	180	80	30	110	720	
5	14	23	32	150	860	1040	120	180	×××××××××××××××××××
6	15	24	33	50	160		250	30	
7	16	25		120	320		250	450	
8	17	26		740	200		640		
9	18	27		270	120		30		

На подальших етапах обробки експериментальних даних щодо надійності двигунів табл.5.2 є вихідною. Від якості і коректності даних, що вона містить, цілком залежить і якість та вірогідність показників надійності за експериментальними даними. Тому треба вже на цьому вихідному етапі контролювати імовірність даних табл.5.2. Це зручно робити, порівнюючи ці дані з експлуатаційною статистикою щодо надійності дизелів типу СМД-60 для тракторів. Відомо, що середні експлуатаційні значення напрацювання до відмови чи на відмову становлять по цим дизелям приблизно 200...400 годин. Бачимо, наприклад, що в цілому дані табл.5.2 задовольняють експлуатаційні значення T_m та t_m (напрацювань до й на відмову).

Для графічного зображення розподілу імовірностей відмов складається допоміжна табл.5.3, до якої по кожному двигуну партії заносяться *варіаційні ряди* значень напрацювань на відмову t_m різних двигунів (під варіаційним рядом тут розуміється ряд чисел, які розміщені у порядку неубування).

Табл.5.3 побудована за даними табл.5.2.

На основі табл.5.3 будується *гістограма розподілення напрацювання на відмову*, як емпірична функція щільності розподілення наробітку на відмову (частота відмов) $f_n(t)$, де t – напрацювання; n – індекс групи показників надійності (в нашому прикладі – відмови), що відповідають оброблюваним експериментальним даним.

Таблиця 5.3 – Варіаційні ряди значень напрацювань на відмову різних двигунів

№№ п.п	Двигун № 1	Двигун № 2	×××××××××××××××××××××××××××××××××××××
1	10	10	
2	30	30	
3	30	30	
4	50	110	
5	70	120	
6	80	180	
7	100	240	
8	120	250	
9	120	250	
10	130	450	
11	150	450	
12	160	480	
13	180	550	
14	200	630	
15	210	640	×××××××××××××××××××××××××××××××××××××
16	270	720	
17	310		
18	310		
19	320		
20	620		
21	740		
22	860		
23	1040		
×	×	×	
×	×	×	
×	×	×	
×	×	×	
×	×	×	

Для цього вісь напрацювань (рис.5.2) поділяється на інтервали рівної довжини Δt_i= const ($\Delta t_1 = 0...t_1$; $\Delta t_2 = t_1... t_2$; $\Delta t_3 = t_2... t_3$ і т.д.). Підраховуються кількості напрацювань на відмову, що потрапили у кожний інтервал Δn_i (i = 1, 2, 3,... – номер інтервалу). Позначимо: n – загальна кількість відмов у партії двигунів за термін максимального ресурсу двигуна з партії.

Тоді, згідно з формулою (3.6),

$$f_n(t) = \frac{\Delta n_i}{n \times \Delta t_i} \text{ для } t_{i-1} \le t \le t_i, \qquad (5.1)$$

де $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$.

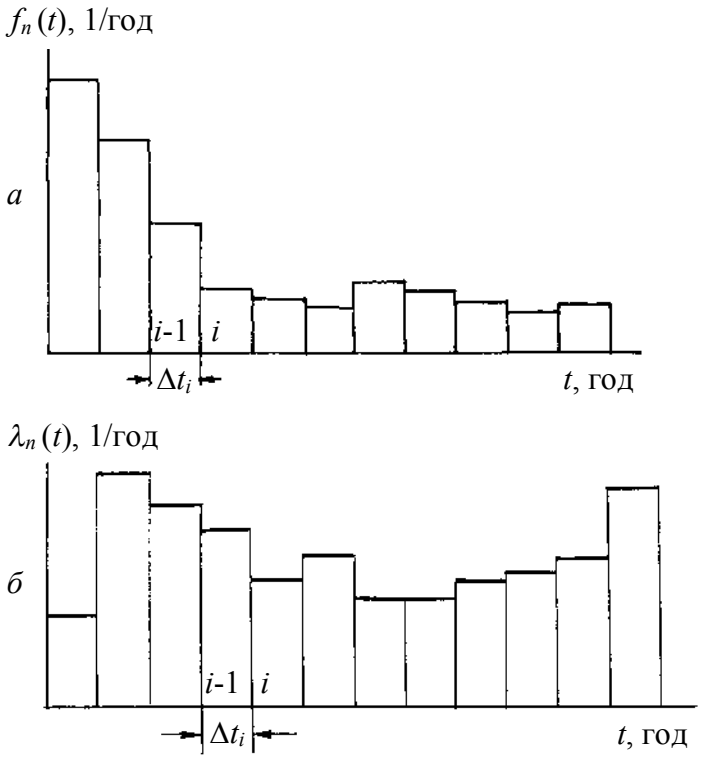


Рисунок 5.2 – Гістограма розподілення напрацювання на відмову (а) та гістограма інтенсивності відмов (б) при експлуатації дослідної партії дизелів типу СМД-60

На рис.5.2,а показаний приклад гістограми функції $f_n(t)$. На рисунку 5.2,б показана гістограма інтенсивності відмов при експлуатації дослідної партії дизелів типу СМД-60.

При побудові гістограми кількість інтервалів Δt_i не повинна бути надто великою, оскільки можливі випадкові стрибки досліджуваної величини, або – занадто малою, тому що отримаємо грубу оцінку її. Звичайно діапазон спостережень ($t_{\max}$) – максимальне напрацювання на відмову у якогось з двигунів партії) розбивають на 6...20 інтервалів, причому більшу кількість інтервалів Δt_i відносять до більшої кількості спостережень.

Треба мати на увазі, що при подібному підході до вибору кількості інтервалів по осі t побудова гістограми $f_n(t)$ втрачає однозначність. Це – недолік зображення експериментальних напрацювань на відмову у вигляді гістограми $f_n(t)$. Його можна усунути, якщо визначати $f_n(t)$ за теоретичним розподілом цієї функції, яку виявлятимемо на основі обробки експериментальних даних. Про такий підхід нижче ще піде мова.

До речі, за гістограмою можна визначити й імовірність відмови для будь-якого напрацювання у діапазоні $t = 0... \ t_{\max}$. Такою є площа під гістограмою.

Далі будується *функція ненадійності* як емпірична інтегральна функція розподілення напрацювання на відмову $Q_n(t)$; поряд з нею будується й *функція надійності* $R_n(t)$.

При загальній кількості відмов *n*, й при кількості відмов *n*(0 – *t*), що потрапили до інтервала (0 – *t*) напрацювання, маємо за формулою (3.4)

$$Q_n(t) = n(0-t)/n, \tag{5.2}$$

де *n*(0 – *t*) та *n* вибираються із таблиці 5.3.

Треба враховувати, що на відміну від гістограми $f_n(t)$ графік $Q_n(t)$ будується принципово інакше.

Тут інтервали (0 – *t*) цілком визначаються табл.5.3: 0 – 10; 0 – 20; 0 – 30;...; 0 – 860; 0 – 1040. Це й пояснює інтегральний характер $Q_n(t)$ й неможливість (небажаність) починати з великого інтервалу, що і призведе до різкого викривлення кривої $Q_n(t)$ на початку графіку.

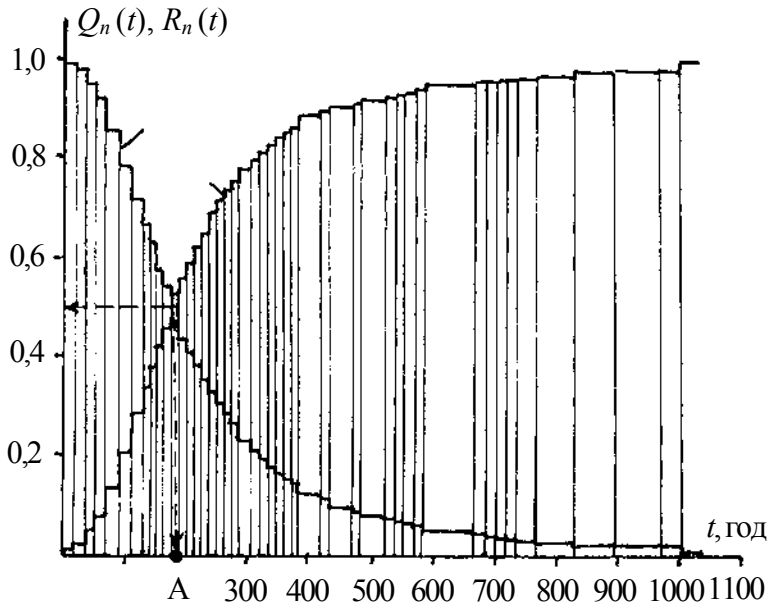


Рисунок 5.3 – Функції надійності $R_n(t)$ та ненадійності $Q_n(t)$

На рис.5.3 показана інтегральна функція $Q_n(t)$. Тут точка *A* – це медіанне напрацювання на відмову, тобто коли $R_n(t)$ = 0,5.

Переходимо до визначення емпіричної залежності інтенсивності відмов від часу $\lambda_n(t)$ Тут *t* – це не напрацювання на відмову, як раніше, а тривалість роботи двигуна до реалізації його моторесурсу M_j до першого капітального ремонту.

Для цього вісь часу від 0 до $M_{j_{\max}}$ поділяється на інтервали рівної довжини. Потім підраховується кількість відмов, що відбулися в інтервалі часу ($t_{i-1} - t_i$).

Тоді, згідно з формулою (3.14),

$$\lambda_n(t) = \frac{\Delta n_i}{N(t) \times \Delta t_i}, \qquad (5.3)$$

де $N(t)$ – кількість справних об'єктів, що випробуються на момент часу t; за часом така кількість змінюється; $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$.

Для обчислення $\lambda_n(t)$ за даними таблиці 5.2 треба скласти ще одну допоміжну таблицю (табл.5.4). У цій таблиці вказані моменти відмов для кожного двигуна до M_j.

Таблиця 5.4 – Таблиця моментів відмов різних ДВЗ

Номери відмов	Моменти відмов, год		
	Двигун № 1	Двигун № 2	xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
1	210	10	
2	520	640	
3	650	1090	
4	830	1200	
5	980	1320	
6	1030	1570	
7	1150	1820	
8	1890	2460	
9	2160	2490	
10	2230	2730	
11	2330	3280	
12	2360	3760	
13	2440	4480	xxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxxx
14	3300	4660	
15	3460	4690	
16	3780	$M_2 = 5140$	
17	3980		
18	4100		
19	4410		
20	5030		
21	5040		
22	5070		
23	$M_1 = 6110$		
⋮	⋮	⋮	

Обираємо Δt_i– інтервал часу на осі абсцис гістограми $\lambda_n(t)$. Для

цього визначається максимальний ресурс серед двигунів партії $M_{j_{\max}}$ та задаються кількістю інтервалів за часом – як і раніше: 6...20; інтервали для кожного i – однакові.

У кожному Δt_i відшукуємо Δn_i та $N(t_i)$ й за формулою (5.3) визначаємо значення $\lambda_n(t_i)$ (рис. 5.2, б).

Треба враховувати дві обставини.

По-перше, бачимо, що вибір Δt_i робить неоднозначним визначення $\lambda_n(t_i)$. По-друге, дизелі дослідної партії ще не досягли ресурсних показників двигунів масового виробництва, що позначилося на рівнях M_j у наведеному прикладі обробки експериментальних даних щодо надійності тракторних дизелів типу СМД-60. Головною метою наведеного прикладу було ілюстрування методики обробки експериментальних даних.

5.1.3. Визначення показників надійності досліджуваних об'єктів

Для цього використовуємо відповідні формули, що вище наведені у главі 3.

Згідно з цими формулами визначаємо середні для партії двигунів напрацювання до відмови T_m та на відмову t_m.

Для кожного двигуна партії визначають й t_{m_j}, M_j.

За кривою $\lambda_n(t_i)$ визначають для партії двигунів період припрацювання, термін нормальної експлуатації, момент закінчення такого терміну та передачі двигунів на перший капітальний ремонт (краще це здійснити за ресурсами M_j для кожного двигуна).

Нарешті, обчислюють потоки відмов для кожного двигуна та щодо партії в цілому.

5.1.4. Аналіз результатів обробки експериментальних даних щодо надійності ДВЗ

Кінцевими цілями такого аналізу можуть бути:

- ✓ визначення рівня надійності партії двигунів за показниками безвідмовності та довговічності (за ресурсними рівнями) при необхідності оцінити ефект модернізації;
- ✓ визначення рівня надійності двигунів партії з виділенням кращих

та гірших з них ; це дозволятиме виявити резерви підняття технічного рівня двигунів до світових стандартів за рахунок використання цих резервів.

На жаль, різні властивості надійності (безвідмовність чи довговічність) можуть суперечити одна іншій. Так, двигун, що має меншу кількість відмов за термін тестового напрацювання (наприклад, 1000 чи 2000 годин), може мати менший ресурс до першого капітального ремонту, оскільки у першому випадку безвідмовність може забезпечуватися покращенням обслуговування двигуна, а у другому випадку ресурс залежатиме від кліматичного пристосування двигуна за незмінної якості обслуговування двигуна.

Отже порівняння показників безвідмовності та довговічності може бути безпідставним.

Тому доводиться порівнювати ці властивості двигуна з урахуванням вагомості кожної з них.

5.1.5. Виявлення теоретичного закону розподілу за експериментальними даними

При великих масивах експериментальних даних щодо надійності необхідно до обробки цих даних залучати ЕОМ.

Це вимагає математичного моделювання процесів, які обумовлюють поточні чи ресурсні відмови ДВЗ.

Використання теорії імовірностей дозволяє виконувати операції наближення емпіричних розподілів даних щодо надійності до теоретичних законів розподілів з бажаним ступенем наближення.

Відомо, що теоретичні розподіли випадкових величин мають математичні моделі їх відтворення, що створює можливості визначення на цій основі всіх показників надійності, які мають імовірнісну природу.

Тому на завершення прикладу обробки експериментальних даних щодо надійності ДВЗ розглянемо методику виявлення закону розподілу за даними експерименту чи експлуатації.

Виявити теоретичний закон розподілення випадкових величин за експериментальними даними з надійності можна аналітичним та графоаналітичним способами.

При графоаналітичному методі точність нижче через похибки графічного (приблизного) визначення параметрів теоретичних розподілів.

Найбільшу вірогідність результатів дає аналітичний метод, при якому параметри теоретичного розподілу розраховують по аналітичним залежностям за даними експериментів. Тобто аналітичне виявлення теоретичного розподілу, як і графоаналітичний метод, виходить з емпіричних даних, але його точність (якість апроксимації експериментальних даних теоретичним законом розподілу) безумовно вища й забезпечується однозначність такої апроксимації, чого позбавлений графоаналітичний метод виявлення.

5.1.5.1. ***Аналітичні методи виявлення теоретичного закону розподілу імовірностей за емпіричними даними***

Для використання аналітичного методу застосовують типові теоретичні розподіли: експоненціальний, нормальний (Гауса), нормально-логарифмічний, Вейбула та гама-розподіл.

Для визначення виду теоретичного розподілу, який достатньо близько підходить (наближається) до емпіричного розподілу, найчастіше застосовують аналітичні методи максимуму правдоподібності чи найменших квадратів.

а) Метод максимальної правдоподібності. Нехай x_i (i = 1, 2,..., n) – вибірка із емпіричної сукупності (множини) випадкових величин, наприклад, масив напрацювань на відмову чи ресурсів до першого капітального ремонту. Природно, ця вибірка має емпіричну щільність розподілу $f_e(x_i)$.

Ставиться задача – як замінити криву $f_e(x_i)$ теоретичною кривою $f_{\mathrm{T}}(x_i, \theta)$ за одним з означених вище теоретичних розподілів, аби якийсь з них максимально апроксимував (наближав) теоретичний розподіл до емпіричного. Іншими словами – як підібрати значення параметра θ теоретичного розподілу, аби така апроксимація була забезпечена.

Для цього визначимо для вибірки функцію правдоподібності у вигляді:

$$L(x_i, \theta) = f_{\mathrm{T}}(x_1, \theta) \times \ldots \times f_{\mathrm{T}}(x_n, \theta) = \bigcap_{i=1}^{n} f_{\mathrm{T}}(x_i, \theta). \qquad (5.4)$$

Відшукаємо значення θ, що максимізує функцію $L(x_i, \theta)$.

Оскільки $L(x_i, \theta)$ має вигляд добутку, зручно цю функцію прологарифмувати.

Таким чином, треба розв'язати *рівняння правдоподібності*

$$\frac{\partial \ln L(x_i, \theta)}{\partial \theta} = 0 \qquad (5.5)$$

відносно параметра теоретичного розподілу θ для визначення цього параметра за методом максимальної правдоподібності. Він є величиною точковою, обґрунтованою, достатньою, асимптотично нормально розподіленою й асимптотично ефективною. Цих якостей досить для обгрунтованого використання $\hat{\theta}$ при виявленні закону теоретичного розподілу за емпіричними даними.

Наведемо приклад використання методу максимальної правдоподібності.

Застосуємо його для перевірки можливості виявлення нормального закону теоретичного розподілу за експериментальними даними щодо, наприклад, напрацювань на відмову $x_i = t_i$.

Таким чином,

$$f_{\text{Т}}(t_i, a, \sigma^2) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(t_i - a)^2}{2\sigma^2}\right],$$

де a, σ^2 – параметри нормального розподілу ($\theta \equiv a, \sigma^2$**).**

Тоді, згідно з (5.4),

$$L(t_i, a, \sigma^2) = \frac{1}{\sigma^n (2\pi)^{n/2}} \exp\left[-\frac{1}{2\sigma^2}\sum_{i=1}^{n}(t_i - a)^2\right].$$

Значить,

$$\ln L = -\frac{n}{2}\ln(2\pi) - \frac{n}{2}\ln(\sigma^2) - \sum_{i=1}^{n}\frac{(t_i - a)^2}{2\sigma^2} x \ln e.$$

Далі, згідно з рівнянням (5.5),

$$\frac{\partial \ln L}{\partial a} = -\sum_{i=1}^{n}\frac{t_i - a}{\sigma^2} = 0;$$

$$\frac{\partial \ln L}{\partial \sigma^2} = -\frac{n}{2\sigma^2} + \frac{1}{2(\sigma^2)^2}\sum_{i=1}^{n}(t_i - a)^2 = 0.$$

Розв'язуючи цю систему рівнянь, отримаємо:

$$\hat{a} = \sum_{i=1}^{n}\frac{t_i}{n}; \quad (\hat{\sigma}^2) = \sum_{i=1}^{n}\frac{(t_i - \hat{a})^2}{n}, \tag{5.6}$$

де $\hat{a}$ та $\hat{\sigma}^2$ є точковими оцінками нормального теоретичного розподілу.

Таким чином, оскільки $\hat{a} = a$ та $(\hat{\sigma}^2) = \sigma^2$ (де $\hat{a}$ й $(\hat{\sigma}^2)$ визначені за емпіричними даними (a й σ^2 – за теоретичним розподілом), то задачу виявлення розподілу розв'язано.

До речі, із (5.6) маємо, що $\hat{a}$ та $\hat{\sigma}$ не є математичним сподіванням 1 дисперсією, оскільки в них не враховано імовірності. Величини $\hat{a}$ та $(\hat{\sigma}^2)$ відповідно є: середнє арифметичне та середнє значення квадратів відхилень.

Випускаючи подібні викладки, наведемо оцінки максимальної правдоподібності й для інших теоретичних розподілів. Позначимо, як і вище, параметр (параметри) емпіричного розподілу як $\hat{\theta}$.

Біноміальний розподіл:

$$\hat{x} = d / N, \tag{5.7}$$

де d – кількість знайдених дефектів; N – загальна кількість виробів, що випробуються.

Пуассона розподіл:

$$\hat{\lambda} = \sum_{i=1}^{n} d_i / N, \tag{5.8}$$

де N – кількість проведених випробувань; d_i – кількість подій, що з'явилися у i-тому випробуванні.

Експоненціальний розподіл:

$$\left.\begin{aligned} \hat{\lambda} &= 1\Big/\sum_{i=1}^{n} t_i / n, \quad \text{при } d = n; \\ \hat{\lambda} &= \frac{d}{\sum_{i=1}^{n} t_i + (n-d)t_d}, \quad \text{при } d < n \end{aligned}\right\} \tag{5.9}$$

Формула (5.9) справедлива для випробувань без замін виробів, що відмовили. Тут d – кількість виробів, що відмовили; t – напрацювання на відмову; t_d – момент виникнення останньої відмови. При випробуваннях із заміною виробів, що відмовили,

$$\hat{\lambda} = d \Big/ \sum_{i=1}^{d} x_i = d / n t_d , \qquad (5.10)$$

де x_i – інтервал часу між (i –1)-тою та i-тою відмовами. Треба його відрізняти від напрацювання на відмову t у формулі (5.9).

Вейбула розподіл

Якщо вважати параметр цього розподілу відомим,

$$\hat{\lambda} = \frac{d}{\sum_{i=1}^{d} t_i^{\alpha} + (n-d) t_d^{\alpha}} . \qquad (5.11)$$

Логарифмічно-нормальний розподіл:

$$\left.\begin{aligned} \hat{\mu} &= \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} \ln t; \\ (\hat{\sigma}^2) &= \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n} (\ln t_i - \hat{\mu})^2, \end{aligned}\right\},$$

(5.12)

де t може бути напрацюванням на відмову.

б) Метод найменших квадратів застосовується для визначення параметрів розподілу для повних вибірок.

Він полягає у підбиранні такого значення параметра теоретичного розподілу заданого виду, при якому мінімізується величина

$$S = \sum_{i=1}^{k} \left[A_e(t_i) - A_{\text{Т}}(t_i, \theta) \right]^2 , \qquad (5.13)$$

де $A_e(t_i)$ – експериментальне значення параметра (показника), що характеризує надійність ДВЗ; $A_{\text{Т}}(t_i, \theta)$ – теоретичне значення цього параметра (показника).

При виявлені конкретного теоретичного розподілу складається рівняння

$$\partial S / \partial \theta = 0. \qquad (5.14)$$

З нього й визначають величину θ, тобто параметр (параметри) теоретичного розподілу, який апроксимує експериментальний розподіл із заданим відхиленням (квадратичним).

Зупинимося на важливому питанні контролю якості виявлення теоретичного закону розподілу за емпіричними даними.

Вище обговорювалися шляхи покращення такого виявлення. Однак, як би добре не було підібрано теоретичну криву розподілу, між нею та кривою емпіричного розподілу неминучі деякі розбіжності.

Необхідно використовувати кількісні критерії, за допомогою яких можна оцінювати ступінь близькості теоретичного та емпіричного розподілів та судити про те, чи пояснюються такі розходження випадковими обставинами або обумовлені невдалим виявленням закону розподілу.

Такі критерії називаються *критеріями згоди*.

Для ДВЗ застосовують критерій Пірсона (або χ^2 - критерій) та критерій Колмогорова.

Оцінка згоди за критерієм χ^2 виконується у такому порядку:

1) при побудованій, наприклад, гістограмі експериментальних частот f_{e_i} та при виявленому законі теоретичного розподілу, тобто при наявності масиву f_{T_i}, визначають критерій Пірсона

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{n} \frac{(f_{e_i} - f_{\mathrm{T}_i})^2}{f_{\mathrm{T}_i}}; \qquad (5.15)$$

2) за даним значенням χ^2 та кількістю ступенів вільності ν знаходимо імовірність $P(\chi^2)$ того, що χ^2 не перевищить задане значення χ_0^2. Для імовірності $P(\chi^2)$ складено таблиці, у яких наведені $P(\chi^2 \geq \chi_0^2)$ [70]. За границю звичайно обирається значення χ_0^2, для якого $P(\chi^2) \geq 0{,}05$. Якщо $P(\chi^2) \geq 0{,}05$, то виявлений теоретичний закон розподілу задовільно ідентифікує емпіричний матеріал. На практиці все ж обирають рівень значущості, який дорівнює 0,1 ($P(\chi^2) \geq 0{,}1$). Якщо порівнюють між собою декілька теоретичних розподілів, отриманих на основі одного й того ж експерим-

ту, то навіть коли для всіх розподілів $P(\chi^2) \geq 0{,}1$, слід віддати перевагу тому з розподілів, для якого $P(\chi^2)$ = max. Якщо $P(\chi^2) < 0{,}05...0{,}1$, то обраний теоретичний закон розподілу не вважається виявленим, оскільки він незадовільно подає емпіричний матеріал.

При використанні таблиць $P(\chi^2)$ треба коректно обирати кількість ступенів вільності для розв'язання задачі. Якщо інтервалів розподілу обрано l (звичайно їх назначають 10...20), то кількість степенів вільності

$$\nu = l - 1. \tag{5.16}$$

Замість таблиць імовірностей $P(\chi^2 \geq \chi_0^2)$ для контролю якості виявлення законів розподілу використовують спрощені критерії, зосновані на використанні значень χ^2:

коефіцієнт точності

$$H = \chi^2 / \nu; \tag{5.17}$$

при цьому якщо H змінюється у межах 0...2, то виявлення – задовільне;

критерій Романовського

$$R = (\chi^2 - \nu) / \sqrt{2\nu}; \tag{5.18}$$

якщо $R < 3$, то виявлення задовільне.

Оцінка за критерієм Колмогорова здійснюється у такому порядку:

1) для l інтервалів, на які поділено емпіричний розподіл, складаються нагромаджені частоти N_{i_e} у вигляді таблиці:

$$N_1 = n_1;\ N_2 = N_1 + n_2;...;\ N_i = N_{i-1} + n_i;...;\ N_l = n;$$

2) розраховується очікувана теоретична інтегральна функція розподілення

$$F(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(x)dx,$$

та за нею – теоретично нагромаджені частоти:

$$N_{i_\text{Т}} = F(x_i) \rangle n;$$

3) знаходиться різниця між N_{i_e} та $N_{i_\text{Т}}$ для кожного інтервалу; далі

визначається верхня границя цієї різниці (найбільше значення за модулем $D_{\max} = \left| N_{i_e} - N_{i_{\text{Т}}} \right|$); потім розраховується критерій

$$\lambda_{\max} = D_{\max} \sqrt{n}; \tag{5.19}$$

4) за таблицею [70] визначається $P(\lambda_{\max})$, тобто імовірність того, що модуль різниці $\left| N_{i_e} - N_{i_{\text{Т}}} \right|$ може бути більшим чи дорівнювати значенню модуля, отриманого за емпіричними даними. Якщо $P(\lambda_{\max})$ мало (тобто менше 0,05...0,1), то виявлений теоретичний закон задовільно апроксимує емпіричний.

Часто оцінку ведуть безпосередньо за значенням $\lambda_{\max}$. Так, для задовільної згоди емпіричного та теоретичного розподілу треба, аби $\lambda_{\max} < 1{,}5$; оптимальним є інтервал $\lambda_{\max} \leq 1{,}0$.

Крім критеріїв згоди за Пірсоном чи Колмогоровим, для виявлення розподілів даних ресурсних чи зносних показників використовують критерій згоди *у вигляді коефіцієнта варіації*:

$$\vartheta_x = \frac{\sigma_x}{M(x)} \approx \frac{\sqrt{\sigma_x^2}}{a(x)}, \tag{5.20}$$

де $M(x)$ – математичне сподівання для експериментальних даних *(x)*; $a(x)$ – середнє арифметичне цих даних.

Якщо ϑ_x змінюється у межах 0...0,33, то виявленим вважається нормальний закон розподілу; при розподілі випадкової величини за законом Вейбула $\vartheta_x > 0{,}33$; при експоненціальному законі розподілу $\vartheta_x = 1{,}0$.

Важливим є вибір величини *n* (кількості досліджуваних двигунів, наприклад). Така величина залежить від закону розподілу, коефіцієнта варіації, відносної похибки й довірчої вірогідності. Ця величина наведена у відповідних таблицях [72].

Торкнемося важливого для практики питання щодо *інтервально оцінки розподілень показників надійності, що вивчаються.*

Отримавши виявлений закон теоретичного розподілення емпіричних даних, інженери часто бажають оцінити допустимі межі, у яких з достатньою імовірністю (частіше – 0,9) розташовано 95 % розподілення показника надійності ДВЗ, що вивчається. Мова йде щодо так званої інтервальної

оцінки, результатом якої є визначення для конкретної задачі *довірчого інтервалу* (довірчих границь) для 95 % розподілення.

Розглянемо методи визначення довірчих інтервалів. Вони визначаються залежно від типу розподілення.

При цьому позначимо *довірчу імовірність* через 1 – α, яка ще називається *коефіцієнтом довіри*.

Біноміальний розподіл. За обраним значенням довірчої імовірності, кількості виробів *n*, що поставлені на випробування протягом часу *t*, й кількості α об'єктів, які відмовили за термін випробувань (тобто дефектних об'єктів), будується довірчий інтервал для невідмовного значення імовірності відмови об'єкта за час *t*. Нижня та верхня границі цього довірчого інтервалу $P_{\text{Н}}(t)$ та $P_{\text{В}}(t)$ визначаються шляхом розв'язання системи двох рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{x=d}^{n} C_n^x \left[1 - P_{\text{Н}}(t)\right]^x \times \left[P_{\text{Н}}(t)\right]^{n-x} = \alpha/2; \\ &\sum_{x=0}^{d} C_n^x \left[1 - P_{\text{В}}(t)\right]^x \times \left[P_{\text{В}}(t)\right]^{n-x} = \alpha/2 \end{aligned}\right\} \qquad (5.21)$$

Значення $P_{\text{Н}}(t)$ та $P_{\text{В}}(t)$ табульовані у таблицях для різних значень *n*, *d* й (1 – α) [72].

Пуасона розподіл. Довірчий інтервал визначається залежно від параметра розподілу λ, заданого значення (1 – α), кількості дефектів *d*.

Границі довірчого інтервалу $\lambda_{\text{В}}$ та $\lambda_{\text{Н}}$ знаходиться із рішення системи двох рівнянь:

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{x=0}^{d} \frac{(\lambda_{\text{В}})^x}{x!} \exp(-\lambda_{\text{В}}) = \alpha/2; \\ &\sum_{x=d}^{\infty} \frac{(\lambda_{\text{Н}})^x}{x!} \exp(-\lambda_{\text{Н}}) = \alpha/2. \end{aligned}\right\} \qquad (5.22)$$

Значення $\lambda_{\text{Н}}$ та $\lambda_{\text{В}}$ табульовані у таблицях для різних *d*, (1 – α) [72].

Нормальний розподіл. Довірчий інтервал визначається залежно від заданого значення (1 – α), кількості відмов *n*, значень емпіричних напрацювань на відмову (наприклад) t_i.

Його границі $D_{\text{Н}}$ та $D_{\text{В}}$ знайдуться за формулами:

$$\left.\begin{aligned} D_{\text{Н}} &= \frac{nS^2}{\chi^2(n-1;\,\alpha/2)}; \\ D_{\text{В}} &= \frac{nS^2}{\chi^2(n-1;\,1-\alpha/2)}, \end{aligned}\right\} \qquad (5.23)$$

де $S^2 = \frac{1}{n-1}\sum_{i=1}^{n}(t_i - \bar{t})^2$; $t = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} t_i$; $\chi^2(n-1;\,\alpha/2)$ та $\chi^2(n-1;\,1-\alpha/2)$ – квантилі χ^2- розподілу з (n – 1) степенями вільності, значення яких табульовані у таблицях для n, α [72].

Експоненціальний розподіл. При заданому (1 – α) d – довірчий інтервал визначається, наприклад, для інтенсивності відмов за формулами:

$$\left.\begin{aligned} \lambda_{\text{Н}} &= \frac{2d \times \text{€}}{\chi^2(2d;\,1-\alpha)}; \\ \lambda_{\text{В}} &= \frac{2d \times \text{€}}{\chi^2(2d;\,\alpha)}. \end{aligned}\right\} \qquad (5.24)$$

Тут € визначається за формулами (5.9) чи (5.10). Значення χ^2 знаходяться із таблиць [72].

Довірчі інтервали для розподілів Вейбула та нормально-логарифмічного можна визначати за формулами, які наведено в літературі [70, 72 та ін.].

Завершуючи розгляд аналітичного методу виявлення закону розподілення за емпіричними даними, зупинимося на використанні ЕОМ для отримання результатів при значних вибірках об’єктів.

Після математико-статистичної обробки інформації на ЕОМ результати обробки емпіричних даних щодо надійності ДВЗ видаються у вигляді спеціальних зведень, що являють собою кінцеве розв’язання поставленої задачі.

Такі зведення видаються після перевірки відповідності емпіричного розподілу відмов (наприклад) нормальному, Вейбула й нормально-логарифмічному розподілам; при інших задачах, звичайно, обираються й перевіряються (виявляються) інші розподіли.

У зведеннях наводяться параметри законів розподілів (положення й

форма), а також показники надійності: середній ресурс, γ, при γ = 80 % та 90 %; σ – середнє квадратичне відхилення; ϑ – коефіцієнт варіації; $P(\chi^2)$ – величини імовірності й згоди виявленого теоретичного розподілу із емпіричним розподілом; координати графіків (гістограм) частоти $f(t)$ відмов та $R(t)$ – імовірності безвідмовної роботи, в тому числі медіанне напрацювання на відмову; величина довірчого інтервалу для середнього ресурсу та ін. Зрозуміло, що ручний розрахунок не спроможний виробити такий обсяг оцінок надійності, тим більше – для великої партії ДВЗ.

5.1.5.2. ***Графоаналітичний метод виявлення теоретичного розподілу імовірностей за емпіричними даними***

В інженерній практиці широко розповсюджений графоаналітичний метод виявлення теоретичного закону розподілу імовірностей за емпіричними даними. Він привертає можливістю отримувати експрес-інформацію щодо надійності ДВЗ у реальному часі проведення випробувань чи експериментів.

Цей метод заснований на вирівнюванні кривої (графіка) перебудовою її в іншій системі координат.

Для прикладу розглянемо процедуру вирівнювання графіка функції надійності *R(t)* для експоненціального закону розподілу.

Згідно з формулою (2.37)

$$R(t) = e^{-\lambda t}.$$

Прологарифмуємо цю формулу й отримаємо:

$$\ln R(t) = -\lambda t \ln e.$$

Це рівняння можна переписати у вигляді:

$$y = at,$$

де $y = \ln R(t)$; $a = -\lambda \ln e$.

Тобто воно є рівнянням прямої лінії у новій системі координат ($y - t$).

Таким чином, шкала y тут – шкала логарифмічна, на якій можуть відкладатися значення $R(t)$, визначені за даними експерименту чи випробувань. Шкала t тут – шкала лінійна.

Якщо значення $R(t)$ кладуться в новій системі координат на пряму

лінію, то розподіл експериментальних даних ідеально наближений до експоненціального закону розподілу.

Систему координат (й координатну сітку) для вирівняння кривої експоненціального розподілу називають *напівлогарифмічною*.

Подібний підхід можна застосувати й до інших законів теоретичних розподілів.

Координатні сітки для них наведені на рис. 5.4 – 5.6.

Систему координат (й координатну сітку) для вирівняння кривої нормального розподілу називають *логарифмічною.*

Розглянемо графоаналітичний метод виявлення закону розподілу на прикладі аналізу безвідмовності ДВЗ.

Спочатку дані експлуатації чи випробувань заносяться до табл.5.5.

Таблиця 5.5 – Вихідні дані для застосування графоаналітичного методу виявлення теоретичного розподілу за емпіричними даними

x_i	n_i	H_i	$H_i/\sum n_i = F(x_i)$	$1-H_i/\sum n_i = R(x_i)$
1	2	3	4	5

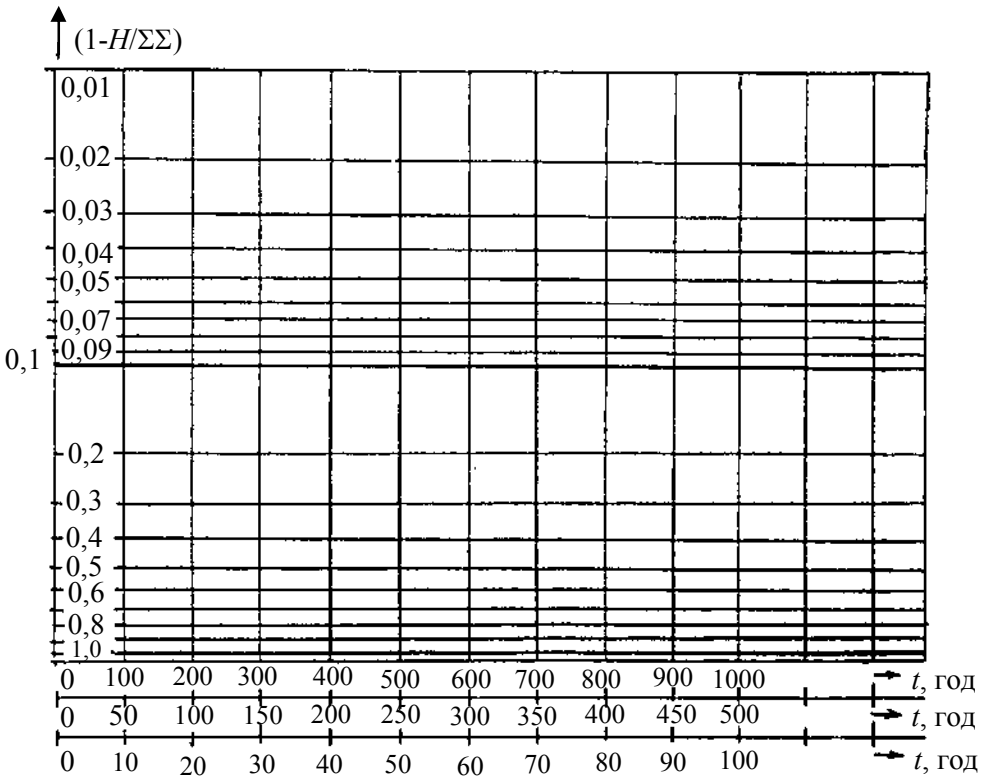


Рисунок 5.4 – Координатна сітка для виявлення експоненціального теоретичного закону імовірності

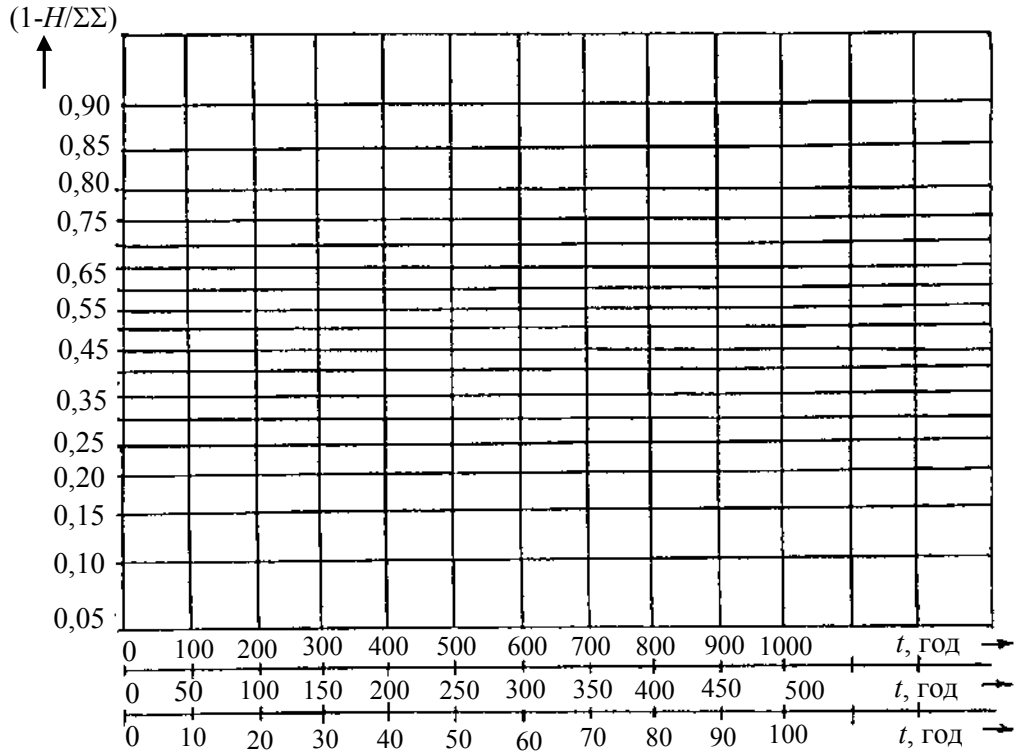


Рисунок 5.5 - Координатна сітка для виявлення нормального теоретичного закону імовірності

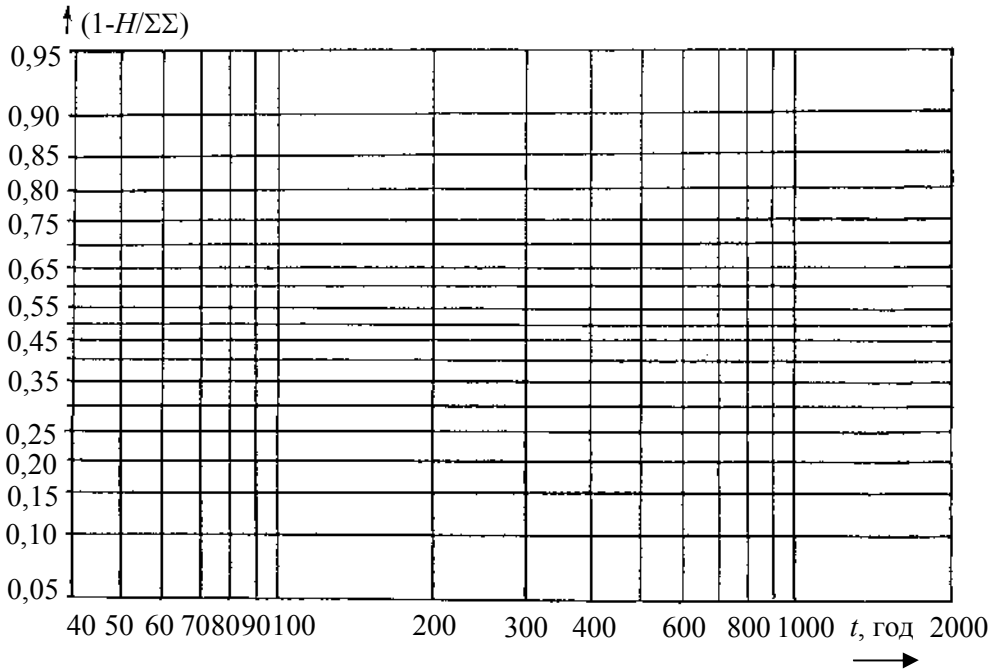


Рисунок 5.6 - Координатна сітка для виявлення нормально – логарифмічного закону імовірності

Тут до графи 1 заноситься значення $x_i = t_i$, де t_i – напрацювання на відмову; до графи 2 – кількість двигунів n_i, що відмовили за *i*-й інтервал напрацювання на відмову; до графи 3 – кількість нагромаджених відмов до (i + 1) інтервалу напрацювання на відмову; до граф 4 та 5 – відповідно значення $F(x_i)$ та $R(x_i)$, тобто функцій ненадійності чи надійності.

Для графічно-аналітичного виявлення закону розподілу значення t_i, $H_i/\sum n_i$ або 1 – $H_i/\sum n_i$ наносять на *імовірнісний папір* із спеціальною координатною сіткою, про яку вище йшлося:

а) *при перевірці на експоненціальний закон* теоретичного розподілу використовується папір, на осі абсцис якого нанесено рівномірну шкалу для відкладення t_i, а на осі ординат – логарифмічну шкалу для відкладення $H_i/\sum n_i$ чи (1 – $H_i/\sum n_i$) (рис.5.4);

б) *при перевірці на нормальний закон* теоретичного розподілу використовується папір, на вісі абсцис якого нанесена рівномірна шкала для відкладення t_i, а по осі ординат – шкала, що відповідає нормальному розподілу; на останній відкладають $H_i/\sum n_i$ чи (1 – $H_i/\sum n_i$) (рис.5.5);

в) *при перевірці на нормально-логарифмічний розподіл* використовується папір, на осі абсцис якого нанесена логарифмічна шкала для відкладення t_i, а на осі ординат – шкала, що відповідає нормальному розподілу; на останній відкладають $H_i/\sum n_i$ чи (1 – $H_i/\sum n_i$) (рис.5.6);

г) *при перевірці на закон Вейбула* використовують більш складний імовірнісний папір; пояснення його подано у спеціальній літературі [72].

Процедура графоаналітичного виявлення теоретичного закону розподілу націлена на визначення можливості лінійної інтерпретації емпіричного розподілу, найбільшого відхилення $D_{\max}$ експериментальних даних від теоретичного розподілу, що перевіряється, та застосування критерію згоди Колмогорова для оцінок міри такого відхилення.

Перевірку рекомендується виконувати у такій послідовності: експоненціальний, нормальний, нормально-логарифмічний, Вейбула теоретичні розподіли.

Лінійна інтерполяція експериментальних даних виконується шляхом проведення прямої лінії між точками значень $H_i/\sum n_i$ (чи 1 – $H_i/\sum n_i$),

аби відхилення точок від такої прямої мали б найменше значення та розташування по обидві сторони. Можна інтерполяцією починати, поєднуючи прямою крайні точки експериментального розподілу.

Найбільше відхилення $D_{\max}$ визначається як відхилення однієї з точок експериментального розподілу від проведеної інтерполяційної прямої (з урахуванням нерівномірності шкал координатних сіток), тобто треба визначати не геометричний, а кількісний максимум за масштабом шкали.

Критерій згоди Колмогорова розраховують за формулою $S = D_{\max}\sqrt{n}$, де $D_{\max}$, n – відомі.

Якщо $D_{\max}\sqrt{n} \leq 1$, то вважають, що підтверджена згода експериментальних даних з теоретичним розподілом; коли $D_{\max}\sqrt{n} > 1$, то шуканої згоди немає й треба продовжити операцію виявлення інших законів теоретичного розподілу.

5.1.6. Методи статистичного аналізу експериментальних даних

Такі методи дозволяють поглибити обробки результатів експлуатації чи випробувань щодо надійності ДВЗ.

5.1.6.1. ***Регресійний аналіз експериментальних даних щодо надійності ДВЗ***

При аналізі емпіричних даних щодо надійності ДВЗ часто доводиться розглядати не тільки розподіл однієї випадкової величини, а й взаємний зв’язок двох незалежних випадкових величин, наприклад, залежність якогось показника довговічності від діяння циклічного навантаження.

Виникає необхідність подати таку залежність (зв’язок) у функціональній формі. У зв’язку з цим виникає питання щодо установлення форми такої залежності.

Річ у тому, що математико-статистична обробка емпіричних даних на стадії отримання кривої розподілу не висвітлює причин, що впливають на показники надійності. Така обробка тільки фіксує (фотографує) статистичну закономірність без її аргументації. Як тільки ми стараємося знайти впливові фактори, ми неминуче підходимо до *функціональних зв’язків* між показниками надійності та цими факторами.

Для відшукання “найкращого” функціонального зв’язку між випадковими величинами застосовують метод регресійного аналізу.

Аби вирішити, яка залежність відповідає отриманим даним, доречно нанести ці дані на графік.

Якщо нанесені точки відображають лінійну залежність, то рівняння її має вигляд:

$y = a + bx$ (у прямокутній системі координат);

$y = ab^x$ (у напівлогарифмічній системі координат);

$y = ax^b$ (у логарифмічній системі координат).

Рівняння лінійної функції, що найкраще описує зв’язок між випадковими величинами, при відомих експериментальних координатах x_i та y_i у системі прямокутних координат x й y має вигляд:

$$y = a + bx, \tag{5.25}$$

де $a = \bar{y} - b\bar{x}$;

$$b = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2}.$$

При підбиранні коефіцієнтів a та b за (5.25) забезпечується найкраща *згладжувальна крива*, тобто така функція, після апроксимації якою емпіричних даних сума квадратів відхилень точок від кривої є мінімальною (при оцінці параметрів функції за методом найменших квадратів).

У рівнянні (5.25) величини $\bar{x}$ та $\bar{y}$ є математичними сподіваннями випадкових величин x_i й y_i x_i й y_i.

При згладжуванні експоненти типу $y = ab^x$ доцільно таке рівняння прологарифмувати: $\lg y = \lg a + x \lg b$. Якщо позначити $\lg y = Y; \lg a = A;$ $\lg b = B,$ маємо

$$У = A + bx.$$

Таке рівняння має бути розглянуте, як і у випадку лінійної регресії. Тобто треба відшукати $\bar{x}$ та $\bar{y}$ – середні арифметичні двох випадкових величин x та y, що у даному випадку відповідають x_i та $\lg y_i$.

В загальному випадку, якщо лінійна регресія не може бути здійснена

(це треба перевірити до початку розрахунку коефіцієнтів рівняння регресії за графіком у прямокутній системі координат, на якій нанесені x_i та y_i), то слід спробувати емпіричні дані представити у системі координат $\lg y$ та $\lg x$. В такому випадку може бути використана лінійна регресія, але при обчисленні коефіцієнтів *a* та *b* слід у якості x_i, y_i в формулі (5.25) використовувати $\lg y_i$ та $\lg x_i$; аналогічно роблять і при використанні формули математичного сподівання.

5.1.6.2. ***Кореляційний аналіз експериментальних даних щодо надійності ДВЗ***

При випробуваннях на надійність неминучим є розкидання результатів експерименту, які характеризують зв'язки між випадковими величинами.

Тому, крім регресійного аналізу, на практиці виконують й *кореляційний аналіз*. Він являє собою метод, що використовується для визначення степеня взаємозв'язку між випадковими величинами, або, як кажуть, щільність такого зв'язку.

Зміст такого аналізу – у визначенні впливу розкиду результатів експериментів, що викликається впливом різних побічних факторів (тобто у визначенні впливу і цих побічних факторів) на шукану залежність випадкових величин.

Щільність зв'язку між випадковими величинами x_i та y_i при *лінійній кореляції* оцінюють коефіцієнтом кореляції

$$r_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}(x_i - \bar{x})^2 \sum_{i=1}^{n}(y_i - \bar{y})^2}}, \qquad (5.26)$$

де $-1 \le r_{xy} \le +1$.

Чим ближче $|r_{xy}|$ до одиниці, тим сильнішим є зв'язок між величинами; чим ближче $|r_{xy}|$ до нуля, тим слабкішим є зв'язок між ними.

При $|r_{xy}| = 1$ статистичний лінійний зв'язок стає функціональним, тобто всі експериментальні точки укладаються на пряму.

Між іншим, при значеннях $|r_{xy}|$, близьких до нуля, лінійна кореляція відсутня, але криволінійний зв'язок може існувати і бути функціональним.

Тому слід здійснювати й *нелінійну кореляцію*, що непросто.

Приблизно можна нелінійну кореляцію замінити лінійною, якщо перейти до логарифмічної системи координат. Тоді у формулу (5.26) замість x_i та y_i треба підставити $\lg x_i$ та $\lg y_i$. Якщо значення $r_{\lg x_i, \lg y_i}$ свідчить про лінійну кореляцію, можна вважати функціональним зв'язок й між x_i та y_i.

5.2. Обробка експериментальних даних щодо надійності ДВЗ за результатами незавершених експлуатаційних випробувань

При значних експлуатаційних вибірках даних, які треба обробити для визначення показників надійності, виникає проблема скорочення обсягу й тривалості процедур випробувань на надійність.

Цього можна досягти визначенням показників надійності ДВЗ за результатами незавершених випробувань.

Розглянемо метод такого визначення на прикладі обробки експлуатаційних даних при визначенні ресурсу дизелів ЯМЗ-238 до першого капітального ремонту та інших показників надійності за результатами незавершених випробувань 98 двигунів на автомобілях типу КрАЗ, що працювали у гірничорудних кар'єрах.

На момент оцінки показників надійності підлягали капітальному ремонту 55 двигунів, призупинено 45 (43,8 %).

Результати обробки експлуатаційних даних наведені в таблиці 5.6. В ній до другої колонки внесено варіаційний ряд (у порядку зростання напрацювання) з інтервалом часу Δt = 500 годин.

Зробимо пояснення інших колонок цієї таблиці.

По-перше, розуміється, що відправлення будь-якого двигуна на капітальний ремонт відбувається як реакція на його ресурсну відмову (таку, яка призводить до граничного стану ДВЗ, про що йшлося вище у главі 1. Тобто у таблиці 5.6 загальна кількість ресурсних відмов дорівнює 55 (колонка 3), як і кількість дефектних двигунів, відправлених на капітальний ремонт.

По-друге, призупинені двигуни (з різних причин) не пройшли експлуатаційних випробувань, тобто визначається незавершеність випробу-

вань, результати яких обробляються.

Тепер зробимо пояснення стосовно змісту таблиці 5.6.

Прогнозована сумарна кількість *ресурсних відмов* за термін випробувань до кінця *i*-го інтервалу напрацювання визначається за виразом

$$m_i = m_{i-1} + \Delta_i \rangle n_i, \tag{5.27}$$

де n_i – кількість ресурсних відмов в даному інтервалі напрацювання; $\Delta_i \rangle n_i$ – прогнозована кількість ресурсних відмов з урахуванням віртуальних ресурсних відмов, зв'язаних з призупиненням ДВЗ; Δ_i – коефіцієнт прирощення ресурсних відмов у кожному інтервалі напрацювання, що визначається за формулою

$$\Delta_i = \frac{N + 1 - m_{i-1}}{N + 1 - N_{n_i}}, \tag{5.28}$$

де N – загальна кількість двигунів у вибірці; N_{n_i} – кількість реальних та віртуальних ресурсних відмов в *i*-му інтервалі без тих реальних ресурсних відмов, що відбувалися у даному *i*-му інтервалі.

Тут

$$N_{n_i} = \sum_{1}^{i} q_i + \sum_{1}^{i-1} n_i, \tag{5.29}$$

де q_i – кількість призупинених двигунів у *i*-ому інтервалі.

Функція розподілу ресурсних відмов у кожному інтервалі варіаційного ряду напрацювань визначається за формулою

$$F_i(t) = \frac{m_i - \alpha}{N - \alpha - \beta + 1}, \tag{5.30}$$

де α, β – коефіцієнти, що враховують можливість перекручення результатів розрахунку при використанні імовірнісного паперу (α = β = 0,3).

Визначення коефіцієнтів α, β зв'язане з тим, що розраховані за формулою (5.30) значення $F_i(t)$, показані у останній колонці таблиці 5.6, наносяться на імовірнісний папір для подальшого графоаналітичного виявлення теоретичного розподілу за емпіричними даними $F_i(t)$.

Таблиця 5.6 – Обробка результатів експлуатаційних випробувань на надійність дизелів ЯМЗ-238 по даним незавершеної експлуатації

№№ інтервалів, i	Інтервали напрацювання x10^{-3}, год	Кількість		$N+1-m_{i-1}$	N_{ni}	$N+1-N_{ni}$	Δi	$\Delta i \cdot n_i$	m_i	Функції розподілу ресурсних відмов	
		призупинень двигунів	ресурсних відмов двигунів								
		q_i	n_i							$F_i(t)=Q_i(t)$	$R_i(t)$
1	3,0	9	4	99,00	9	90	1,1	4,4	4,4	0,042	0,958
2	3,5	2	1	94,60	15	84	1,14	1,14	5,54	0,053	0,947
3	4,0	5	3	93,46	21	78	1,20	3,60	8,14	0,090	0,910
4	4,5	1	3	89,86	25	74	1,214	3,64	12,78	0,127	0,873
5	5,0	1	11	86,22	29	70	1,23	13,55	26,13	0,263	0,737
6	5,5	0	4	72,87	40	59	1,23	4,94	31,07	0,313	0,687
7	6,0	0	3	67,93	44	55	1,231	3,70	34,77	0,350	0,650
8	6,5	3	7	64,23	50	49	1,311	9,18	43,95	0,444	0,556
9	7,0	3	7	55,05	60	39	1,411	9,88	53,83	0,544	0,456
10	7,5	6	3	45,17	73	26	1,737	5,21	59,04	0,597	0,407
11	8,0	4	1	39,96	77	22	1,82	1,82	60,86	0,615	0,385
12	8,5	6	4	38,14	84	15	2,54	10,17	71,03	0,719	0,201
13	9,0	2	2	27,97	90	9	3,11	6,22	77,25	0,782	0,218
14	9,5	0	1	21,75	92	7	3,11	3,11	80,36	0,814	0,186
15	10,0	1	1	18,64	94	5	3,73	3,73	84,09	0,852	0,148

За виявленою кривою розподілу визначаються *параметри теоретичного розподілу імовірності*. У нашому випадку при виявленому розподілу Вейбула: $\alpha = 2{,}7$; $\lambda \approx 3{,}15 \times 10^{-9}$.

У нашому прикладі за розрахунковий ресурс можна прийняти: $t_1 = 1000$ год; $t_2 = 5000$ год; $t_3 = 10000$ год.

Тоді *інтенсивності відмов*:

$$\lambda(t_1) = \lambda\alpha t_1^{\alpha-1} = 8{,}5 \times 10^{-4}, 1/\text{год};$$

$$\lambda(t_2) = \lambda\alpha t_2^{\alpha-1} = 1{,}7 \times 10^{-2}, 1/\text{год};$$

$$\lambda(t_3) = \lambda\alpha t_3^{\alpha-1} = 8{,}5 \times 10^{-2}, 1/\text{год}$$

Середнє напрацювання на відмову:

$$t_m = \frac{1}{\lambda^{1/\alpha}} \times \Gamma(1 + 1/\alpha) \approx 600 \times \Gamma(1{,}37) = 600 \times 0{,}89 = 535 \text{ год},$$

де $\Gamma(1 + 1/\alpha)$ – гамма-функція.

Імовірність безвідмовної роботи (функція надійності):

$$R(t_1) = \exp(-\lambda t_1^{\alpha}) = 0{,}72;$$

$$R(t_2) = R(t_3) \approx 0.$$

За цим же графіком визначають γ-процентні ресурси: при γ = 80 % та γ = 50 % (медіанний ресурс).

5.3. Розрахунково-експериментальні методи прогнозування надійності ДВЗ

В останні роки значно поширився інтерес до оцінок прогнозування рівня надійності ДВЗ за допомогою розрахункових методів. Це пов'язано з вимогами прискорювати створення й доведення перспективних надійних двигунів, здешевлення цих робіт.

Розроблені численні методи можна поділити на дві групи.

До першої з них належать такі, що дозволяють оцінювати й прогнозувати показники надійності ДВЗ різних типів і призначень на основі статистики експлуатації. Вони викладені вище.

У другій – розглядаються розрахунки характеристик технічного стану двигунів на основі вивчення чинників ресурсних відмов, перш за все, процесів, що ведуть до руйнувань деталей ДВЗ. Такі методи дозволяють не тільки оцінювати рівень надійності, а й науково обґрунтувати шляхи його підвищення та покращення обслуговування ДВЗ.

Наведено типові методи розрахунково-експериментальних оцінок надійності ДВЗ.

5.3.1. Розрахунки тривалої міцності деталей ДВЗ до руйнування

Такі методи розрахунків базуються на глибокому вивченні процесів– чинників ресурсних відмов та на сучасних гіпотезах руйнування деталей ДВЗ.

5.3.1.1. *Метод прогнозування тривалої термомеханічної міцності теплонапружених деталей двигунів*

Такий метод розроблено на кафедрі двигунів внутрішнього згоряння

НТУ “ХПІ” [73], [74], [75].

До його основи покладені кінетична теорія міцності та обумовлений механізм руйнування матеріалів деталей ДВЗ під діянням нестаціонарних термомеханічних навантажень їх при тривалій експлуатації. Про них йшлося вище у главі 4.

Характер змінювання режимів роботи двигунів є досить різноманітним і повністю залежить від призначення силової установки з ДВЗ.

При постановці задачі прогнозування тривалої міцності деталей ДВЗ виходили з того, що утомні пошкодження теплоприймальних поверхонь деталей обумовлені накопиченням пошкоджень від діяння різних нестаціонарних навантажень. Так, періодичність тепловідведення та газових сил у циліндрі викликають періодичні високочастотні термічні й механічні силові навантаження деталей, а накидання чи скидання навантажень у перехідних процесах викликають й аперіодичні малоциклові термічні навантаження.

Для оцінки вкладів нестаціонарних термомеханічних навантажень будь-якої природи у сумарне утомне пошкодження запропоновано ряд гіпотез підсумовування *накопичених пошкоджень*.

Під накопиченим пошкодженням розуміється відносне напрацювання двигуна τ/τ^*, де τ – реальне експлуатаційне напрацювання; τ^* – граничне напрацювання двигуна до руйнування матеріалу деталі. Можна розглядати накопичені пошкодження і як відношення N/N^*, де N – реальна кількість нестаціонарних навантажень матеріалу деталі при експлуатації двигуна; N^* – паспортна гранична кількість циклів нестаціонарних навантажень матеріалу деталі до його руйнування; вона визначається для стандартного циклу механічних навантажень й обумовлена властивостями матеріалу згідно до його паспорта.

Природно, що зазначене руйнування може мати місце, коли досягнуті умови:

$$\tau/\tau^* = 1 \text{ чи } N/N^* = 1.$$

Таким чином, ці співвідношення і є умовою пружного знеміцнення матеріалу деталі ДВЗ при тривалій його експлуатації при нестаціонарних навантаженнях.

В нашому випадку використовуємо гіпотезу ІПМ НАН України.

Отримуємо, що сумарне накопичене пошкодження у момент руйнування деталі підкорюється співвідношенню:

$$\sum_i \frac{N_i}{N_i^*} + \sum_j \frac{N_j}{N_j^*} = 1, \qquad (5.31)$$

де $\sum_j \frac{N_j}{N_j^*}$ – накопичене пошкодження від термомеханічної стійкості, обумовлене періодичними навантаженнями високої частоти у випадку напрацювання z_j робочих циклів ДВЗ при температурах t_j та граничних довговічностях N_j^*; $\sum_i \frac{N_i}{N_i^*}$ – накопичене пошкодження від термоутомленості, обумовлене аперіодичними малоцикловими навантаженнями у випадку напрацювання z_i циклів при максимальних температурах $t_{\max_i}$ та граничних довговічностях N_i^*; j, i – індекси, що позначають різні за інтенсивністю періодичні та аперіодичні навантаження деталі у процесі експлуатації; N_j, N_i – реально накопичені кількості експлуатаційних періодичних та аперіодичних навантажувальних циклів на момент руйнування деталі при роботі двигуна в відповідних полігонах експлуатації.

Практика свідчить, що теплонапружені деталі ДВЗ, особливо форсованих, підлягають повзучості, коли перегрівання матеріалів викликає погіршення їх властивостей, перш за все – міцності, в тому числі при нестаціонарних навантаженнях. Це суттєво впливає на тривалу міцність деталей двигунів.

Тому необхідно враховувати вплив повзучості при розгляді залежності (5.31).

Для оцінки накопичених пошкоджень від сумарного впливу термомеханічної утомленості та повзучості може, як і вище, використовуватися лінійна гіпотеза підсумовування пошкоджень:

$$\sum_i \frac{N_i}{N_i^*} + \sum_j \frac{N_j}{N_j^*} + \sum_i \frac{\tau_i}{\tau_i^*} = 1, \qquad (5.32)$$

де $\sum_i \frac{\tau_i}{\tau_i^*}$ – накопичене пошкодження від нестаціонарної повзучості, обумо-

влене реальним напрацюванням τ_i двигуна в *i*-тому полігоні моделі експлуатації, та напрацюванням дизеля τ_i^* до повного пластичного знеміцнення матеріалу в цьому ж полігоні, що визначається його паспортними пластичними властивостями.

Умовимося для спрощення замінити складне нестаціонарне термомеханічне навантаження деталей ДВЗ аперіодичним їх навантаженням при амплітудному значенні еквівалентної напруги, де враховуватимуться й високочастотні періодичні навантаження.

Маємо остаточно:

$$\sum_i \frac{N_i}{N_i^*} + \sum_i \frac{\tau_i}{\tau_i^*} = 1. \qquad (5.33)$$

При експлуатації ДВЗ, в тому числі швидкохідних, характеристики нестаціонарних теплових режимів деталей, як правило, суттєво непостійні у зв'язку з тим, що змінними є навантаження N_e (потужність двигуна) та частота обертання колінчастого вала *n*. Значно знеміцнюються газові навантаження на деталі, оскільки максимальний тиск робочого циклу двигуна p_z залежить від експлуатаційного навантаження. Саме тому для реальної розрахункової оцінки утомної термомеханічної міцності (тривалої міцності) деталей двигунів важливо враховувати особливості експлуатації силових агрегатів з ДВЗ.

Такі особливості враховують моделі експлуатації ДВЗ різних типів.

Їх побудова пов'язана з тим, що завантаження двигуна при його експлуатаційному використанні визначається режимними параметрами – крутними моментами $\overline{M}_e = \dfrac{M_e}{M_{e_{\text{ном}}}}$ та $\overline{n} = \dfrac{n}{n_{\text{ном}}}$, де параметри без індексу "ном" та з таким індексом відповідно позначають експлуатаційні та номінальний режим роботи двигуна. В реальній експлуатації такі режимні параметри двигуна установлюються випадково, тому вони розподілені за часом із імовірністю *P*. Таку імовірність можна трактувати як часткове напрацювання двигуна на конкретному експлуатаційному режимі роботи до загального (сумарного) його напрацювання, наприклад, за рік чи моторесурс до першого капітального ремонту.

В НТУ “ХПІ” (рис. 3.7 та ін.) розроблені моделі експлуатації двигунів різних призначень (тракторних, автомобільних, комбайнових). При їх побудові у тримірній системі координат ($\overline{M}_e$, $\overline{n}$, P) відкладені точки експлуатаційних режимів як центри полігонів моделі експлуатації. З точністю до 5 % у межах кожного i-того полігону моделі експлуатації можна вважати незмінними характеристиками i-того режиму експлуатації, до яких відносяться $\overline{M}_{e_i} = \left(\frac{M_e}{M_{e_{\text{ном}}}} \right)_i$, $\overline{n}_i = \left(\frac{n}{n_{\text{ном}}} \right)_i$ – відносні значення крутного моменту двигуна та частоти обертання колінчастого вала; P_i – частковий (по відношенню до тривалості річного напрацювання) напрацювання двигуна на i-тому експлуатаційному режимі.

Сукупність перехідних процесів двигуна дуже складна, однак при оцінці термоутомленості деталі до розрахункових перехідних процесів (що відповідають полігонам моделі експлуатації) можна включати тільки такі, що обумовлені накидами навантажень від холостого ходу до конкретних потужнісних режимів та характеризують повні цикли нагрівання – охолодження деталі. Це пов’язано з тим, що вплив термонавантажень низької частоти визначається розмахами напруг у термоциклі, а останні обумовлені повними розмахами перепадів температур у тілі деталі при повних перехідних процесах від холостого ходу до потужнісних режимів. Малоциклові термонавантаження, які залежать від часткових перехідних процесів між самими потужнісними режимами, є складовими повних перехідних процесів; тому їх окремо можна не враховувати.

Можна обґрунтувати такий підхід [75]. Детальний аналіз характеру зміни параметрів роботи двигунів в умовах розгону і накиду навантажень показав, що на несталих режимах роботи існують дві чітко виражені фази. Перша фаза, що характеризується змінами параметрів робочого процесу, досить короткочасна; залежно від конструкції двигуна вона триває від 2...2,5 с до 20...25 с. Друга фаза визначається темпом прогріву стінок КЗ та інших стінок ЦПГ, характеризується більш плавною і монотонною зміною параметрів; її тривалість для швидкохідних двигунів, наприклад, знаходиться в межах 2,5...5 хвилин. При цьому найбільш інтенсивні зміни температурного стану мають місце у перші 80...100 с перехідного процесу; зростання температури за цей час може складати 95 % від загальної її змі-

ни. Слід звернути увагу на те, що тривалість циклів вище розглянутого експлуатаційного навантаження більшості швидкохідних, найбільш масових ДВЗ знаходиться у межах першої фази перехідного процесу. Внаслідок цього робота двигуна в експлуатації характеризується зміною черги незавершених перехідних процесів. Їх досить велика частота та теплова інерція матеріалів стінок ЦПГ, наприклад, викликають незначні коливання температур стінок деталей навколо температур відповідного усталеного режиму. На основі експериментів встановлено, що ці коливання для деталей ЦПГ у реальних умовах експлуатації двигуна не перевищують 5 %, чим можна знехтувати, що й зроблено вище.

Таким чином, загальну кількість П аперіодичних повних термомеханічних навантажень деталі за напрацювання τ розподілимо за полігонами моделі експлуатації двигуна; вважаємо, що кількість розрахункових перехідних процесів N_i пропорційна частковому напрацювання двигуна P_i на *i*-тому експлуатаційному режимі його роботи, тобто $N_i \approx \Pi \times P_i$. За даними експлуатації для тракторних, наприклад, дизелів у середньому П ~ $7{,}7 \times 10^4$, а для комбайнових ~ $4{,}4 \times 10^4$.

Згідно з роботою [75] відносний ресурс обернено пропорційний сумарним руйнівним пошкодженням деталі. Згідно з цим із (5.33) маємо:

$$\frac{\tau_{\text{гран}}}{M} = \frac{1}{\sum_i \frac{N_i}{N_i^*} + \sum_i \frac{\tau_i}{\tau_i^*}}, \qquad (5.34)$$

де $\tau_{\text{гран}}$ – гранична тривалість роботи деталі двигуна до її руйнування при утомних навантаженнях та нестаціонарній повзучості; вона визначає тривалу міцність деталі; *M* – плановий моторесурс двигуна до його першого капітального ремонту.

Означений відносний (чи абсолютний) ресурс і характеризує тривалу міцність досліджуваної деталі.

Накопичені пошкодження від утомленості та повзучості обумовлені *ідентифікованою моделлю експлуатації двигуна* конкретного типу та призначення. Під ідентифікованою моделлю експлуатації двигуна розуміється така, що несе інформацію для вирішення конкретної задачі (визначення тривалої міцності, експлуатаційної витрати палива чи рівня експлуатацій-

ної токсичності викидів ДВЗ). У ній кожному полігону поставлені у відповідність (крім $\overline{M}_e$, $\overline{n}_i$, P_i) ще й літрова потужність двигуна $N_{л_i}$ в даному режимному полігоні та рівень температури деталі t_i в цьому ж полігоні. Це пов'язано з тим, що від літрових потужностей та рівнів нагрівання залежать міцнісні, утомні та пластичні характеристики матеріалу деталі у *i*-тому полігоні моделі експлуатації. Приклад такої ідентифікованої моделі експлуатації наведено на рис.5.7.

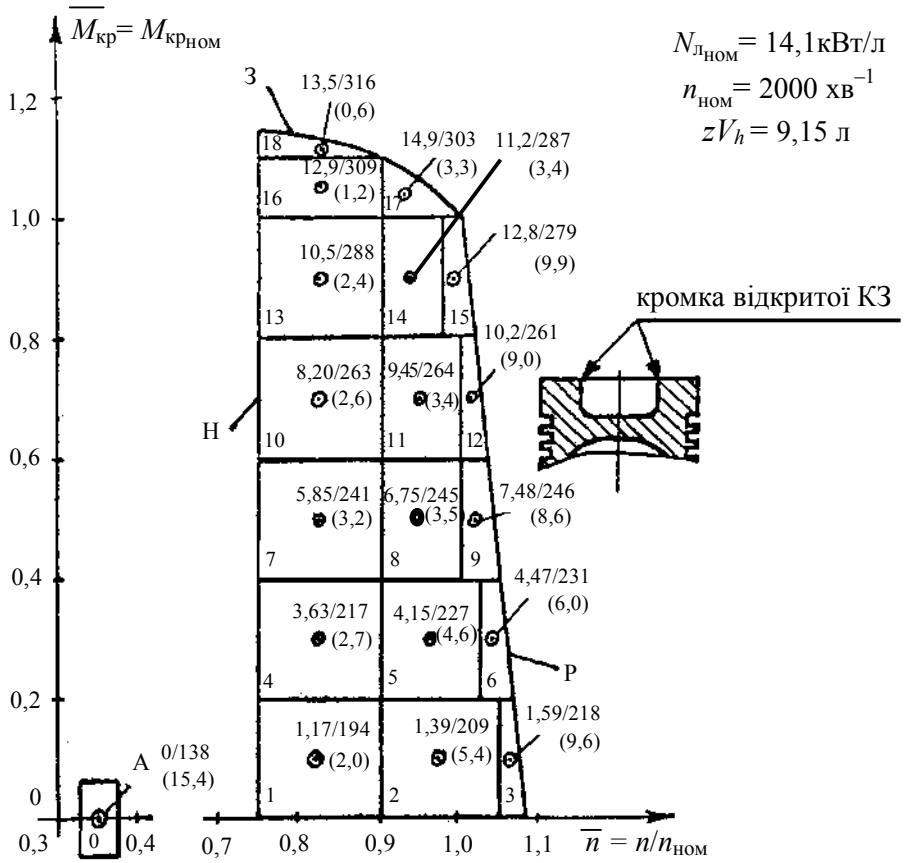


Рисунок 5.7 – Імовірнісний розподіл літрової потужності тракторного дизеля СМД-62 і температури у зоні кромки камери згоряння у поршні за полігонами 1 – 18 експлуатаційних режимів (камера згоряння відкритого типу; проміжне охолодження наддувного повітря відсутнє; охолодження поршня маслом, струменеве; матеріал поршня АЛ-25):

знаменники – t_i, °С; чисельники – $N_{л_i}$, кВт/л; P_i, % показані у дужках;

А – режим холостого ходу; 0 - 18 – номери полігонів; ʘ – позначення центрів полігонів; З – зовнішня характеристика; Р – регуляторна характеристика; Н – навантажувальна характеристика

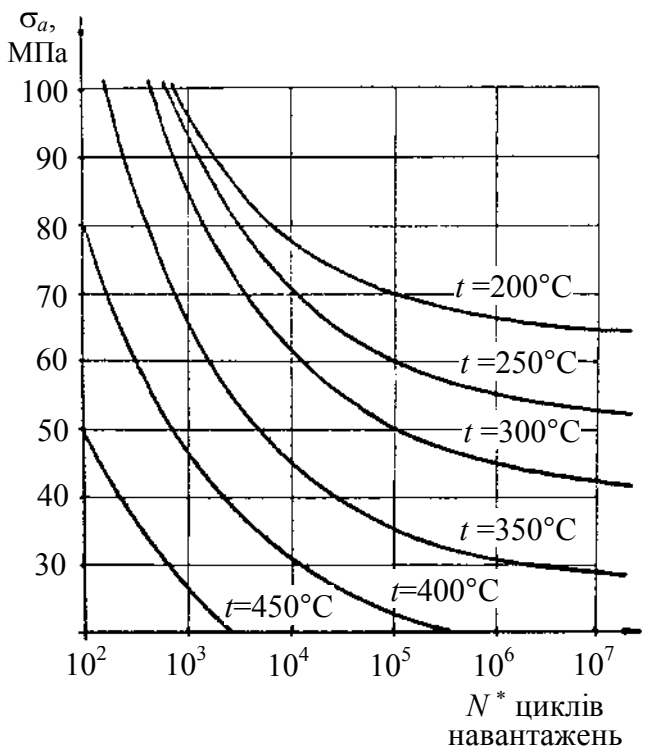


Рисунок 5.8– Криві утоми поршневого алюмінієвого сплаву АЛ-25

Треба зауважити, що існує можливість зменшення трудоємності розрахунків за формулою (5.34). Без помітного погіршення точності кінцевого визначення $\tau_{над}/M$ можна опустити із розгляду малозначущі полігони і ідентифікованої моделі експлуатації двигуна, для яких, наприклад, P_i < 0,5 %. Такі полігони дають незначні кількості циклів нестаціонарних навантажень матеріалу поршня у період тривалого (річного чи подібного) напрацювання двигуна, якими можна і знехтувати.

Розглянемо визначення граничних характеристик нестаціонарних навантажень деталі. Найбільш типовою із теплонапружених деталей слід вважати поршень ДВЗ. Зупинимося на швидкохідній моделі тракторного двигуна.

Значення N_i^* є паспортними характеристиками поршневого матеріалу. Вони визначаються рис.5.8, де показані криві утоми сплаву АЛ-25, яка характеризується функціональною залежністю $N_i^* = f(\sigma_{a_i}, t_i)$.

Температуру поршня можна визначити математичним моделюванням чи за результатами експерименту. На рис.5.9 для прикладу наведено значення t_i у зоні кромки КЗ у поршнях дизелів типу СМД (небезпечної щодо руйнування зони поршня). Варіанти поршнів, що подані на рис.5.9, відрізняються такими характеристиками робочого процесу двигунів, як *n* та максимальний тиск p_z циклу (табл.5.7). Крім того, варіанти 2, 3 відповідають умовам експлуатації двигуна на тракторі (коефіцієнт завантаження дизеля 0,85) й комбайні (0,65); поршні з КЗ ЦНДДІ використані для варіанта 4, всі інші варіанти поршнів мають тороідальну КЗ; варіанти 1-4 ставилися на дизелях з границею форсування $N_л$ = 14 кВт/л та *n* = 2100 хв$^{-1}$, варіанти

5-9 – з $N_л$ = 20 кВт/л та n = 2400 хв$^{-1}$, варіанти10-17 – з $N_л$ = 22 кВт/л та n = 2400 хв$^{-1}$.

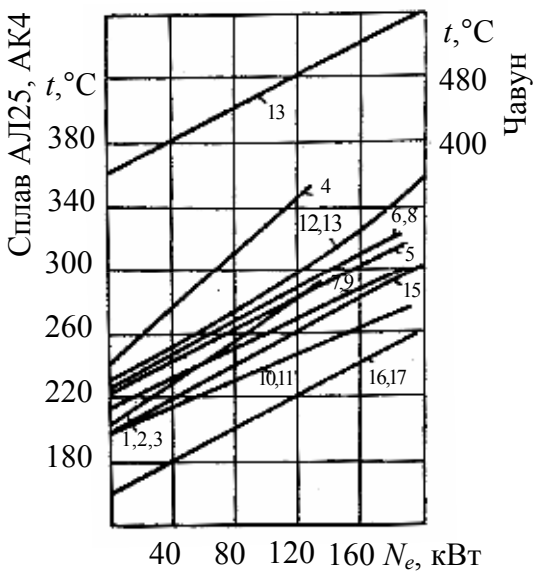


Рисунок 5.9 – Зміни температур кромок КЗ у поршнях дизелів типу СМД за навантажувальними характеристикам [73]:

1-6 – без теплової ізоляції днища поршня; 7 – струминне маслоохолодження; 8 – тонкошарове емалювання; 9 – те ж й струминне маслоохолодження; 10 – маслоохолодження за допомогою нижньої кільцевої порожнини; 11 – біметалевий захист; 12 – без теплової ізоляції днища поршня; 13 – легований чавун СЧЛ; 14 – деформований сплав АК-4; 15 – те ж і маслоохолодження за допомогою нижньої кільцевої порожнини; 16 – сплав АЛ-25 та маслоохолодження у верхній кільцевій порожнині; 17 – сплав АК-4 й маслоохолодження у верхній кільцевій порожнині.

Таблиця 5.7 – Особливості навантажень поршнів за варіантами рис.5.9

Номери варіантів	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Тиск p_z, МПа	9,9	9,9	9,9	9,9	10,5	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	13,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0	14,0
Частота обертання колінчастого валу, n, хв$^{-1}$	2100	2100	2100	1900	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400

Під σ_{a_i} розуміють амплітудне значення еквівалентної напруги $\sigma_{екв}$, що виникає на кромці КЗ поршня під комплексним діянням нестаціонарних термомеханічних періодичних та термічних аперіодичних навантажень. Якщо відомі вказані компоненти цієї складної напруги, то з деяким наближенням допускають, що

$$2\sigma_{a_i} = \Delta\sigma_{t_i} + \delta\sigma_{\Sigma_i} = \sigma_{e_{\text{кв}}}, \qquad (5.35)$$

де $\Delta\sigma_{t_i}$ – розмах напруги, обумовленої аперіодичним нестаціонарним термонавантаженням (зміна у перехідному процесі від холостого ходу до експлуатаційного режиму роботи дизеля, що відповідає *i*-тому полігону моделі експлуатації); $\delta\sigma_{\Sigma_i}$ – зміна (протягом циклу дизеля, що відповідає його потужнісному режиму у *i*-тому полігоні) напруги, яка обумовлена періодичним нестаціонарним термомеханічним навантаженням.

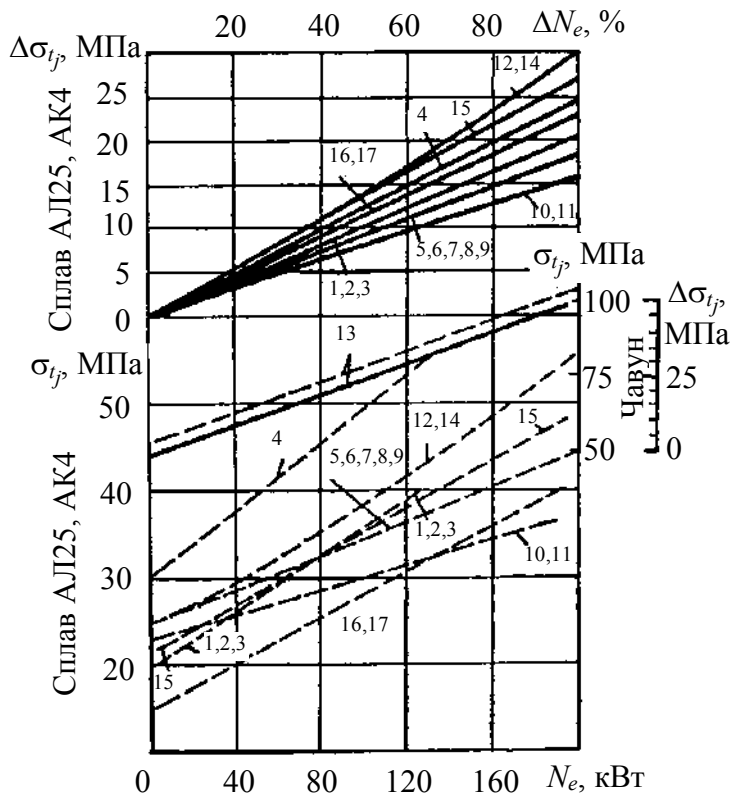


Рисунок 5.10 – Зміни σ_{t_i} (- - - - -) *та їхніх розмахів* $\Delta\sigma_{t_i}$ (———) *у кромках КЗ поршнів тракторних дизелів типу СМД за навантажувальними характеристиками* (*позиції 1-17 відповідають варіантам рис.5.7*)

Тут розмахи термопружних аперіодичних напруг $\Delta\sigma_{t_i}$ можна отримати на основі числового розв'язання сумісної аперіодичної нестаціонарної задачі теплопровідності й термопружності. Результати розв'язку такої задачі представлені на рис.5.10 [73].

Вище наголошувалося, що модель експлуатації для її використання при розрахунках тривалої міцності деталей ЦПГ ідентифікована за $N_л$. Тому зручніше для таких розрахунків використовувати графіки типу $t_i = f(N_{л_i})$, які показані на рис.5.11, рис.5.12.

Це ж стосується й графіка $\Delta\sigma_{t_i} = \phi(N_{л_i})$, що показаний на рис. 5.13.

Цими графіками можна користуватися для відшукання t_i, $\Delta\sigma_{t_i}$ у кожному полігоні моделі експлуатації двигуна.

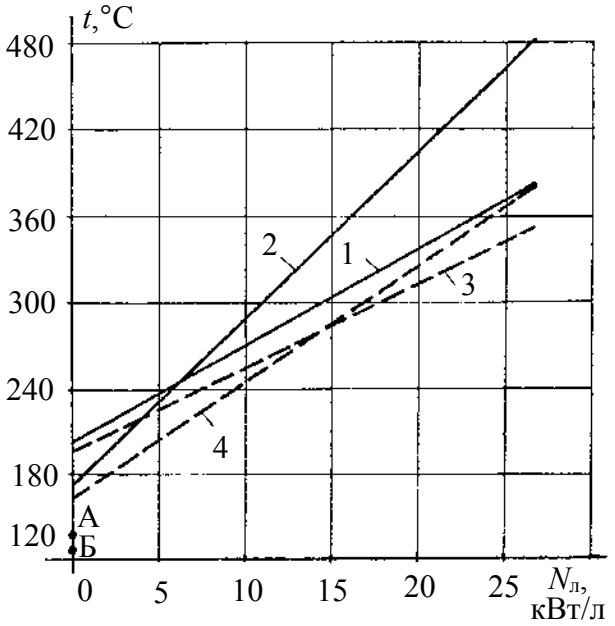


Рисунок 5.11 – Зміна теплового стану поршня тракторного дизеля типу СМД-60 (ЧН 13/11,5) при його форсуванні по літровій потужності (зона кромки камери згоряння відкритого типу; матеріал поршня АЛ-25; охолодження поршня маслом, струминне):

——— без проміжного охолодження наддувного повітря;

- - - - - з проміжним його охолодженням;

1, 3 – навантажувальні характеристики, n = 2100 хв$^{-1}$;

2, 4 – те ж, n = 1600 хв$^{-1}$;

А, Б – холості ходи, n = 800 хв$^{-1}$ відповідно без промохолодження та з таким охолодженням

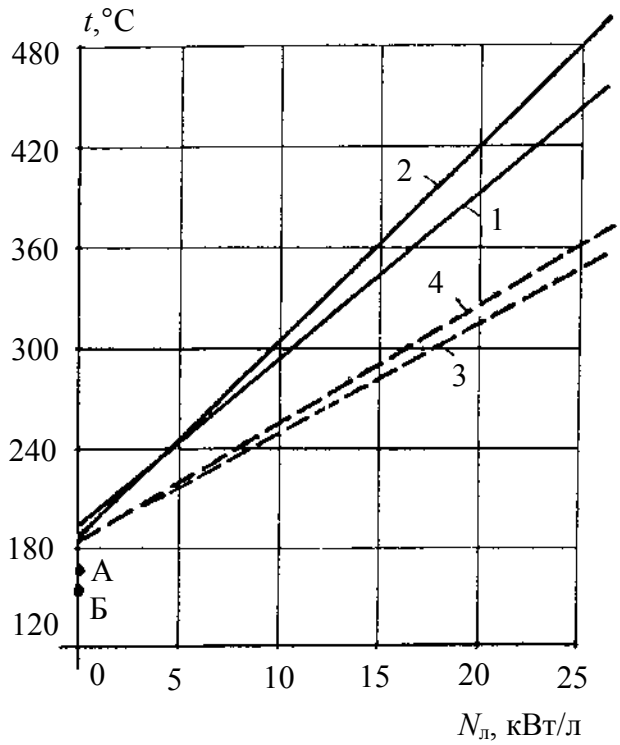


Рисунок 5.12 – Зміна теплового стану поршня комбайнового дизеля типу СМД (ЧН12/14) при його форсуванні по літровій потужності (зона кромки камери згоряння; матеріал поршня АЛ-25; охолодження поршня маслом, струминне; застосовано проміжне охолодження наддувного повітря):

– – – – з відкритою камерою згоряння ;

——— з камерою згоряння типу ЦНІДІ;

1, 3 – навантажувальні характеристики, n = 2000 хв$^{-1}$;

2, 4 – те ж, n = 1600 хв$^{-1}$;

А, Б – холості ходи, n = 800 хв$^{-1}$ відповідно з камерами згоряння типу ЦНІДІ та відкритою

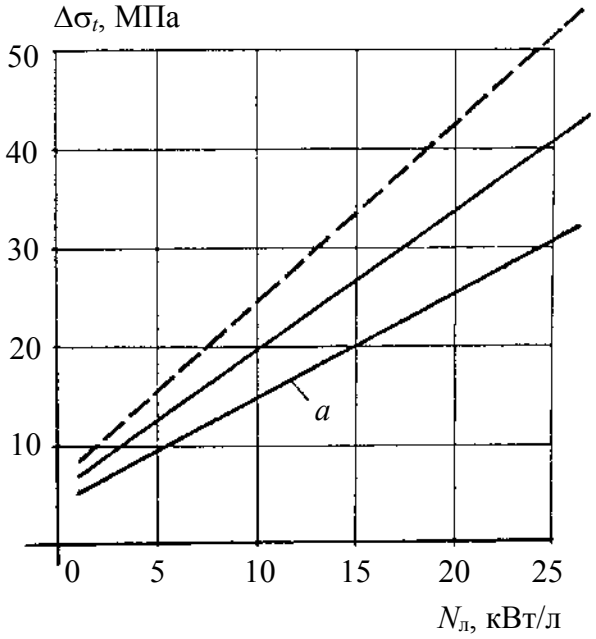


Рисунок 5.13 – Розмахи термічних напруг у зоні кромки відкритої камери згоряння при перехідних процесах від холостого ходу до потужнісних режимів:

——— поршень з масляним охолодженням;
- - - - - поршень без масляного охолодження;
а – дизель з проміжним охолодженням наддувного повітря

Величини $\delta\sigma_{\Sigma_i}$ визначаються (з відомим наближенням) лінійним підсумовуванням механічних і термічних пружних періодичних напруг у зоні кромки КЗ. При цьому механічна компонента $\delta\sigma_{M_i}$ означених напруг обумовлена пульсацією протягом кожного робочого циклу дизеля величини тиску у його циліндрі; така пульсація залежить від рівня максимального тиску робочого циклу p_{z_i}. Термічна компонента $\delta\sigma_{t_i}$ викликана температурною хвилею δt_i на поверхні кромки КЗ.

Із вищенаведеного маємо:

$$\delta\sigma_{\Sigma_i} \approx \delta\sigma_{M_i} + \delta\sigma_{t_i}. \qquad (5.36)$$

Періодичну характеристику δt_i для розглянутого прикладу можна визначити за допомогою розрахунку чи експериментально. На рис.5.14 показана залежність δt_i від $N_{л_i}$ для дизелів типу СМД. На рис.5.10 показані узагальнюючі дані щодо теплового стану поршнів різних варіантів. На рис.5.14 також наведена інформація й щодо залежностей $\delta\sigma_{M_i}$ від p_{z_i} та $N_{л_i}$.

Величини $\delta\sigma_{t_i}$ (МПа) описуються формулою

$$\delta\sigma_{t_i} = \alpha_T \cdot E \cdot \delta_{t_i}, \qquad (5.37)$$

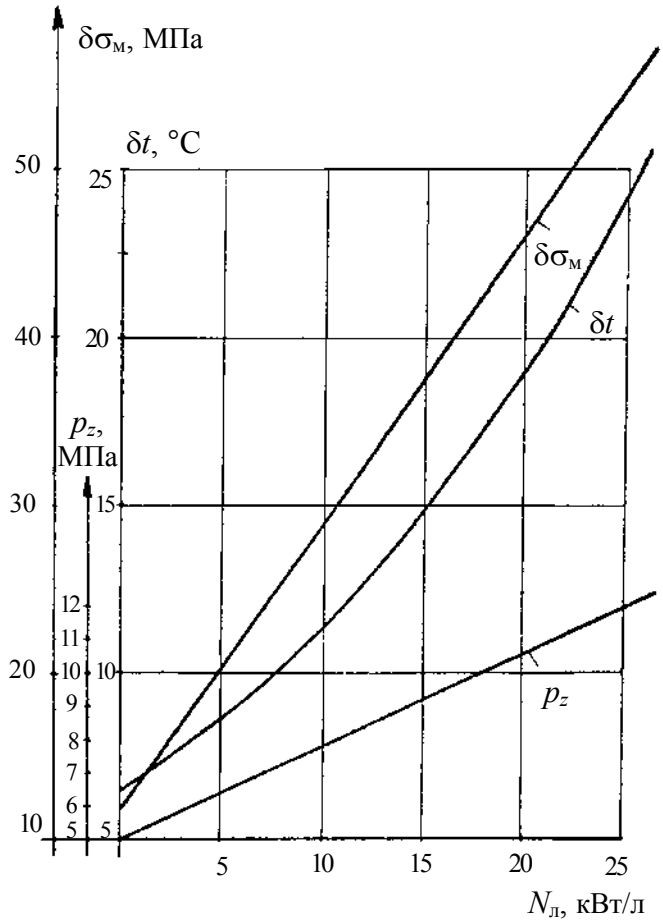


Рисунок 5.14 – Періодичні характеристики теплонапруженого стану поршня дизеля типу СМД у зоні кромки відкритої КЗ

де α_T – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу, град $^{-1}$; E – модуль пружності, МПа.

Застосовуючи таку формулу для алюмінієвих поршнів, можна використовувати дані рис.5.15, де наведено означені фізичні характеристики сплаву АЛ-25.

Розглянутий метод дозволяє досить вірогідно оцінювати граничні характеристики N_i^* складних нестаціонарних пружних навантажень поршневого алюмінієвого сплаву АЛ-25 у кожному i-тому полігоні моделі експлуатації двигуна, тобто знайти $\sum_i \left(N_i / N_i^*\right)$ у формулі (5.34).

Природно, що для інших теплонапружених деталей ДВЗ потрібні відповідні вихідні дані, аналогічні наведеним на рис.5.7 – 5.14.

При використанні формули (5.34) треба визначити також пластичні накопичені пошкодження поршня (чи іншої теплонапруженої деталі двигуна) $\sum_i \left(\tau_i / \tau^*\right)$.

Такі пошкодження обумовлені повзучістю поршневого сплаву при його деформуванні в умовах нагрівання – охолодження та нестаціонарного тепломеханічного навантаження.

У НТУ “ХПІ” розроблено методику оцінки пластичних накопичених пошкоджень поршнів з різних матеріалів.

На рис.5.16 для прикладу показана крива повзучості поршневого алюмінієвого сплаву АЛ-25, що узагальнює результати такої оцінки, дозволяє визначити вплив ступеня форсування двигуна $N_{л_i}$ на одиничне

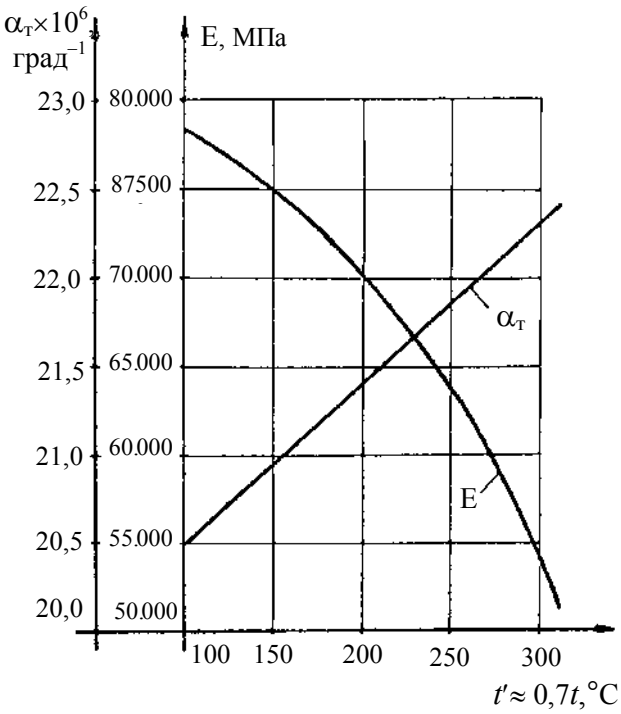


Рисунок 5.15 – Фізичні характеристики сплаву АЛ-25 ($t' = t_{\sigma_{\text{стиску}}=\text{мах}}$)

пластичне накопичене пошкодження $\left(\tau/\tau^*\right)_{\text{один}}$ матеріалу поршня. Під одиничним розуміється таке пошкодження, що накопичено за один аперіодичний перехідний процес накиду-скидання потужнісного навантаження дизеля. Ця крива повзучості отримана експериментально [74].

За даними рис.5.16 можна визначити вклад *i*-того полігону моделі експлуатації двигуна у сумарне пластичне пошкодження поршневого матеріалу, оскільки

$$\frac{\tau_i}{\tau_i^*} = N_i \left(\frac{\tau_i}{\tau_i^*} \div \right)_{\text{один}} \qquad (5.38)$$

Переходимо до оцінки чи прогнозування відносної тривалої міцності поршня (чи іншої деталі ЦПГ), яку ще називають відносним ресурсом поршня до руйнування кромки КЗ в ньому.

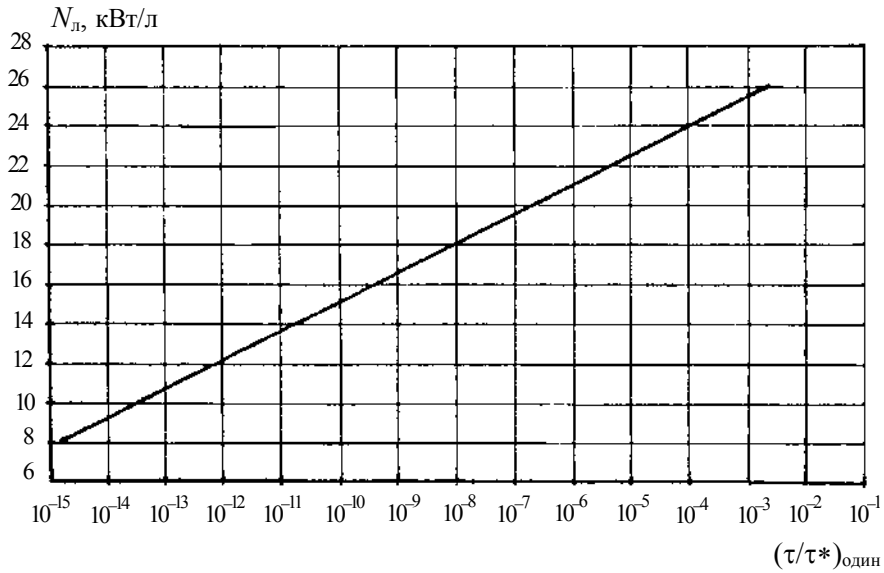


Рисунок 5.16 – Крива повзучості алюмінієвого сплаву АЛ-25

Співвідношення (5.34) – (5.38) визначають математичну модель для прогнозування рівнів пружної та пластичної тривалої міцності поршнів двигуна для конкретних умов його експлуатації.

Для зручності розрахунків вихідні дані та результати такого математичного моделювання можна подати за формою табл.5.8.

Таблиця 5.8 – Форма запису вихідних даних та результатів математичного моделювання тривалої міцності теплонапружених деталей ЦПГ двигуна

NN полігонів моделі експлуатації ДВЗ	$N_{л_i}$	n_i	t_i	P_i	δt_i	p_{z_i}	$t_i' = 0{,}7t_i$	α_{T_i}	E_i	$\alpha_T x E$	...
	кВт/л	хв$^{-1}$	°С	у частках одиниці	°С	МПа	°С	град$^{-1}$	МПа	МПа/град	...
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	

...	$\delta\sigma_{t_i}$	$\delta\sigma_{M_i}$	$\delta\sigma_{\Sigma_i}$	$\Delta\sigma_{t_i}$	σ_{a_i}	$N_i = \Pi \times P_i$	N_i^*	$\frac{N_i}{N_i^*}$	$\left(\frac{\tau_i}{\tau_i^*}\right)_{один}$	$\frac{\tau_i}{\tau_i^*}$
...	МПа	МПа	МПа	МПа	МПа	циклів навантажень	циклів навантажень	–	–	–
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21

Із табл.5.8 згідно з даними колонок 19 та 21 визначають пружні накопичені пошкодження $\sum_i \left(N_i / N_i^*\right)$ та пластичні накопичення $\sum_i \left(\tau_i / \tau^*\right)$.

Це дозволяє згідно з формулою (5.34) відшукати $\tau_{гран} / M$ для досліджуваної зони поршня.

Дані цієї таблиці дозволяють окремо оцінювати пружне чи пластичне знеміцнення поршня, що корисно при виборі шляхів впливу на тривалу міцність деталі з метою забезпечення заданої відносної її величини (у частках моторесурсу двигуна *M*).

Можна відслідити вплив форсування двигуна на тривалу міцність його термонапружених деталей, в першу чергу – поршня.

Нарешті, можна визначити також граничне значення ступеня форсу-

вання ДВЗ за літровою потужністю $N_л$, під яким розуміється значення $N_{л_i}$, при якому сума накопичених пружних $\left(\sum\left(N_i/N_i^*\right)\right)$ та пластичних $\left(\sum\left(\tau_i/\tau^*\right)\right)$ пошкоджень наближена до одиниці.

Треба підкреслити, що розглянутий метод враховує вплив на тривалу міцність деталей ДВЗ конструктивних особливостей деталей, режимних, регулювальних параметрів, а також умов експлуатації двигуна.

Метод має загальний характер й може використовуватися для прогнозування тривалої міцності будь-яких деталей ДВЗ шляхом математичного моделювання процесів пружності та пластичності в деталі.

Вважаємо, що цей метод може бути теоретичною основою й для обґрунтування методик прискорених випробувань деталей двигуна на тривалу міцність (до ресурсної відмови).

На закінчення наведемо результати прогнозування впливів конструктивних факторів на тривалу міцність поршнів тракторних дизелів типу СМД (рис. 5.17) з використанням цього методу.

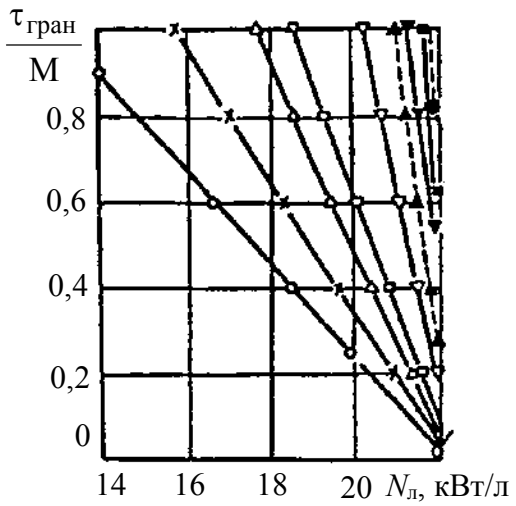


Рисунок 5.17 – Залежність відносної тривалої міцності поршня тракторного дизеля типу СМД від літрової потужності (КЗ – відкрита, умови експлуатації – рядові, М = 6000 год):

——— АЛ-25; - - - - - АК4;

▲, ○ – неохолоджуваний поршень;

Δ – струменеве охолодження;

x – тонкошарове емалювання;

□ – струминне маслоохолодження та тонкошарове емалювання;

●,∇ – маслоохолодження у нижній кільцевій порожнині;

▼ – біметалевий захист КЗ

5.3.1.2. ***Метод прогнозування тривалої віброміцності навісних деталей та вузлів ДВЗ.***

Такій проблемі присвячено ряд досліджень [76], [77].

Це пов’язано з тим, що рівень експлуатаційної надійності ДВЗ у значній мірі залежить від віброміцності їх навісних вузлів та деталей. За

даними експлуатації, наприклад, тракторних та комбайнових швидкохідних двигунів кількість відмов елементів навісних агрегатів через діяння вібраційних збуджень складає приблизно 15...20 % від загальної кількості відмов по двигуну.

При цьому поява вібровідмов за часом носить, як правило, випадковий характер без будь-якої закономірності повторюваності їх для одних і тих же елементів. Залежність моментів виникнення вібровідмов від випадкового несприятливого сполучення різних впливових факторів утруднює кількісну оцінку рівня вібронадійності двигунів як у процесі їхнього конструювання, так і в ході дослідної роботи.

У ІПМаш НАН України (м. Харків) створений надійний та досить простий метод розрахунку ДВЗ на віброміцність, кінцевою метою якого є визначення тривалої віброміцності [76], [77].

З динамічної точки зору двигун являє собою абсолютно жорстку основу, на якій у різних місцях закріплено навісні елементи з власними динамічними характеристиками кожний.

Навісні елементи будуть відмовляти у випадках, коли їхні власні частоти коливань розміщуються у межах діапазону можливої зміни в експлуатації збуджувальних гармонік двигуна (основи). Частоти збуджувальних гармонік у процесі експлуатації двигуна змінюються випадково у відповідності із зміною кутової швидкості колінчастого вала. Накопичення утомних пошкоджень навісних елементів відбувається випадково у ті моменти часу, коли частота однієї чи кількох гармонік двигуна збігається з частотою власних коливань навісного елемента. При цьому слід враховувати, що накопичене пошкодження буде тим більшим за один перехід через резонанс, чим повільніше проходитеме цей перехід.

Вказані особливості навісних елементів двигунів покладені до основи методики розрахунку їх тривалої віброміцності.

Основа під діянням силових збуджень здійснює переміщення $X(t)$. У стаціонарних умовах $X(t)$ являє собою полігармоничний процес з дискретним спектром частот

$$X(t) = \sum X_{0_j} \cdot \sin(\omega_j t + \psi_i), \tag{5.39}$$

де X_{0_j}, ω_j, ψ_i – амплітуда, кутова частота та початкова фаза переміщення від діяння j-тої гармоніки.

Порядок гармоніки j *– це відношення частоти* j*-тої гармоніки до частоти обертання колінчастого вала двигуна, тобто* $\omega_j = j\omega$. *Набір гармонік у спектрі коливань двигуна визначається його кінематичною схемою. Так, для чотиритактних чотирициліндрових рядних двигунів* $j = \frac{1}{2}$; *1; 2; 4; для шестициліндрових V-образних з кутом розвалу 90° значення* $\bar{j}$ *такі:* $\frac{1}{2}$; *1;* $1\frac{1}{2}$; *2; 3;* $4\frac{1}{2}$. *У подальшому при використанні властивості лінійності системи розглядається взаємодія пружного (навісного) елемента лише з тією гармонікою* j, *частота якої* ω_j *міститься поблизу частоти власних коливань елемента* ν.

На відміну від стаціонарних у реальних умовах частота ω_j *не залишається за часом незмінною, оскільки (внаслідок випадкової зміни за часом зовнішніх опорів, що діють на колінчастий вал) вона у відповідності з регуляторною характеристикою змінюється і частота двигуна* $\omega(t)$ *являє собою стаціонарний процес, амплітуди якого розподілені за зрізаним нормальним законом із щільністю розподілення імовірностей*

$$f(\omega) = \frac{A}{\sigma_\omega \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\omega - \overline{\omega})^2}{2\sigma_\omega^2}\right], \ \omega_1 \le \omega \le \omega_2, \qquad (5.40)$$

де $\overline{\omega}$ та σ_ω – математичне сподівання та середнє квадратичне відхилення частоти обертання колінчастого вала двигуна (далі – частоти двигуна); *A*, *F*– степінь зрізання та функція розподілу імовірностей, що дорівнюють:

$$A = \left[F(\omega_2) - F(\omega_1)\right]^{-1};$$

$$F(\omega) = \frac{1}{\sigma_\omega \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\omega} \exp\left[-\frac{(\omega - \overline{\omega})^2}{2\sigma_\omega^2}\right] d\omega;$$

ω_1 – частота двигуна, що відповідає діянню максимального крутного моменту; ω_2 – максимальна частота холостого ходу.

При відсутності точних даних щодо величин $\overline{\omega}$ та σ_ω їх наближені значення з достатнім для практики степенем точності можна визначити за емпіричними формулами, які отримані у результаті узагальнення статистики експлуатації:

$$\overline{\omega} = \kappa_н \, \omega_{ном}; \ \sigma_\omega = \vartheta \overline{\omega}, \qquad (5.41)$$

де $\kappa_н$ – коефіцієнт, що враховує експлуатаційне завантаження двигуна (для дизелів гусеничних тракторів $\kappa_н$ = 0,96...0,98; колісних тракторів – $\kappa_н$ =

= 0,97...0,99; зернозбиральних комбайнів – $\kappa_н$ = 1,0; $\omega_{ном}$ – частота двигуна на його номінальному режимі роботи; ϑ = 0,06...0,08 – коефіцієнт варіації випадкової величини ω.

Параметри емпіричного розподілу даних щодо ω_j від *j*–ої гармоніки визначаються співвідношеннями:

$$\overline{\omega}_j = j\overline{\omega};\ \sigma_{\omega_j} = j\sigma_\omega. \tag{5.42}$$

Під діянням кінематичного збудження $X_j(t)$ центр мас навісного агрегату здійснює відносні (по відношенню до основи – двигуна) змушені коливання *U*(*t*). Показано, що при резонансі та поблизу резонансу амплітуди напруг σ_a, що діють у пружному елементі (навісному агрегаті), лінійно залежать від амплітуди відносної швидкості $\dot{U}_0$. У свою чергу з теорії коливань відомо, що амплітуда відносної швидкості $\dot{U}_0$ зв'язана з амплітудою швидкості основи $\dot{X}_{0_j}$ залежністю:

$$\dot{U}_0 = \eta \dot{X}_{0_j}, \tag{5.43}$$

де η – коефіцієнт збільшення, який визначається за формулою:

$$\eta(\omega_j) = \frac{\omega_j^2}{\sqrt{(\nu^2 - \omega_j^2) + \beta^2\omega_j^2\nu^2}}, \tag{5.44}$$

де β – коефіцієнт демпфірування навісного агрегата; ν – частота власних його коливань.

Таким чином, вираз для амплітуди напруг має вигляд:

$$\sigma_a = \eta(\omega_j)\sigma_{a_0}, \tag{5.45}$$

де $\sigma_{a_0} = \xi \dot{X}_{0_j}$ – амплітуда напруг у пружному елементі (навісному агрегаті) в зарезонансній зоні, тобто при $\omega_j << \nu$; ξ – коефіцієнт пропорційності.

Внаслідок випадкової зміни ω(t) навісний агрегат з частотою власних коливань ν, близькою до збуджувальної частоти ω_j основи (двигуна) у процесі експлуатації ДВЗ буде переходити через резонанс, сприймаючи на себе діяння визначеної кількості циклів навантажень з різними амплітудами напруг. При цьому у

пружному навісному агрегаті будуть накопичуватися утомні пошкодження.

Відповідно до гіпотези лінійного підсумовування утомленісних пошкоджень руйнування агрегату відбувається тоді, коли сума накопичених пошкоджень за строк служби навісного агрегату сягне одиниці, тобто коли

$$\int \frac{dn}{N} = 1, \tag{5.46}$$

де dn – кількість циклів навантажень агрегату за час T напругою з рівнем σ_a; N – кількість циклів навантажень агрегату напругою σ_a до його руйнування.

До речі, тут ми звертаємося до гіпотези лінійного підсумовування пошкоджень при нестаціонарних навантажувальних циклах, як і вище при розгляді проблеми розрахунку тривалої міцності термонапружених деталей ДВЗ. Це пояснюється утомним механізмом руйнування деталей в обох задачах цього і попереднього розділу підручника.

Руйнівна кількість циклів напруг σ_a визначається кривою утоми (кривою Велера) [76]:

$$N = \frac{\sigma_{-1}^m \times N_0}{\sigma_a^m}, \tag{5.47}$$

де m, N_0 – параметри кривої утоми; σ_{-1} – дійсна границя утоми навісного агрегату у небезпечному перерізі (зоні).

Кількість циклів навантажень на рівні σ_a за термін служби T навісного агрегату до віброруйнування дорівнює добутку кількості переходів $n(\omega_j, T)$ з рівнем ω_j на кількість циклів dn', що навантажують агрегат на рівні $\sigma_в$ за один перехід через ω_j,

$$dn = n(\omega_j, T)dn'. \tag{5.48}$$

Кількість переходів через ω_j за час T визначається як сумарна кількість позитивних та негативних викидів процесу $\omega(t)$ за рівень ω_j:

$$n(\omega_j, T) = 2T \int_0^{\dot{\omega}_{гран}} \dot{\omega}_j \times f(\omega_j, \dot{\omega}_j) d\dot{\omega}_j, \tag{5.49}$$

де $\dot{\omega}_j = d\omega_j / dt$ – швидкість зміни за часом частоти j-тої гармоніки; $\dot{\omega}_{гран}$ – граничне значення $\dot{\omega}$, при перевищенні якого різко зменшується амплітуда коливань при переході через резонанс; встановлено, що $\dot{\omega}_{гран} = \frac{1}{8}\beta^2\nu^2$;

$f(\omega_j, \dot{\omega}_j)$ – сумісна щільність розподілення імовірностей величин ω_j та $\dot{\omega}_j$.

Оскільки $\omega_j(t)$ – стаціонарний (нормального розподілу) випадковий процес, то

$$f(\omega_j, T) = T(\dot{\omega}_j) \times f(\omega_j). \tag{5.50}$$

Підставляючи вираз (5.50) у (5.49), знайдемо

$$n(\omega_j, T) = T(\dot{\omega}_j) \times f(\omega_j), \tag{5.51}$$

де $\left\langle \dot{\omega}_j \right\rangle = 2 \int\limits_0^{\dot{\omega}_{\text{гран}}} \dot{\omega}_j \times f(\dot{\omega}_j) d\dot{\omega}_j$ – середнє значення швидкості переходу.

Кількість циклів навантажень з напругами σ_a за один перехід полоси $d\omega_j$ на рівні ω_j

$$dn' = dt \left| \frac{2\pi}{\omega_j} = \frac{d\omega_j}{\left\langle \dot{\omega}_j \right\rangle} \right| \frac{2\pi}{\omega_j} = \frac{\omega_j \times d\omega_j}{2\pi \left\langle \dot{\omega}_j \right\rangle}. \tag{5.52}$$

Підставляючи співвідношення (5.52) та (5.51) у вираз (5.48), з урахуванням рівнянь (5.45) та (5.47) із виразу (5.46), визначаємо тривалу віброміцність навісного агрегата:

$$T = \frac{2\pi \left(\sigma_{-1} / \sigma_{a_0}\right)^m \times N_o}{\int \omega_j \eta^m(\omega_j) \times f(\omega_j) d\omega_j}. \tag{5.53}$$

Вводячи безрозмірні величини $\alpha = \omega_j / \nu$; $a_0 = \overline{\omega}_j / \nu$; $\alpha_{11} = \omega_{j_1} / \nu$; $\alpha_2 = \omega_{j_2} / \nu$, з урахуванням (5.40), отримуємо остаточно:

$$T = \frac{2\pi\sqrt{2\pi}\vartheta\alpha_0 N_0 \left[\Phi_0(z_2) - \Phi_0(z_1)\right]}{\nu n_0^m L}, \tag{5.54}$$

де $z_1 = \dfrac{\alpha_1 - \alpha_0}{\vartheta\alpha_0}$; $z_2 = \dfrac{\alpha_2 - \alpha_0}{\vartheta\alpha_0}$.

$\Phi_0(z)$ та n_0 – табульовані функції й коефіцієнт перевантаження, що дорівнюють

$$\Phi_0(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int\limits_0^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz;$$

$$n_0 = \frac{\sigma_{a\,\max}}{\sigma_{-1}} = \frac{\sigma_{a0}}{\beta \times \sigma_{-1}};$$

$\sigma_{a\,\max}$ – максимальна амплітуда резонансних напруг;

$$L = \int_{\alpha_{\min}}^{\alpha_{\max}} \frac{\beta^m \alpha^{2m+1}}{\left[(1-\alpha^2)+\beta^2\alpha^2\right]^{m/2}} \exp\left[-\frac{1}{2} \times \frac{(\alpha-\alpha_0)^2}{\vartheta\alpha_0}\right] d\alpha. \qquad (5.55)$$

Границі інтегрування $\alpha_{\min}$ та $\alpha_{\max}$ обрано з тих міркувань, що накопичення утомних пошкоджень відбувається при напругах, що перевищують поріг чутливості

$$\alpha_{a_{\min}} = \lambda\sigma_{-1}, \qquad (5.56)$$

де $\lambda = 0{,}6$ (коефіцієнт чутливості).

Підставляючи вираз (5.56) у рівняння (5.45) з урахуванням формули (5.44), знаходимо

$$\sigma_{\substack{\max \\ \min}} = \sqrt{\frac{2-\beta^2 \pm \sqrt{4(\Delta^2-\beta^2)+\beta^4}}{2(1-\Delta^2)}}, \qquad (5.57)$$

де $\Delta = \beta \rangle n_0/\lambda$.

Визначити у загальному вигляді значення інтегралу (5.55) досить складно, тому з достатнім для практики степенем точності можна обмежитися його приблизним значенням, отриманим шляхом розкладення підінтегрального виразу у ряд Тейлора у зоні резонансу, тобто при $\alpha = 1$:

$$L = \left(2a + \frac{1}{3}a^3 в\right) \exp\left[\delta(\alpha_0)(\alpha_0 - 1)\right], \qquad (5.58)$$

де

$$\alpha = \frac{1}{2}(\alpha_{\max} - \alpha_{\min});$$

$$\delta(\alpha_0) = \frac{1-\alpha_0}{2\vartheta^2\alpha_0^2};$$

$$в = 4\left\lfloor m\beta^{-2} - \delta^2(\alpha_0) + \delta(\alpha_0) + m\delta(\alpha_0)\right\rfloor + (\vartheta\alpha_0)^{-2} - m(m+1).$$

Величина T, що визначається за формулою (5.54), обчислюється у секундах.

Для такого розрахунку треба мати такі вихідні дані: $\overline{\omega}, \delta_\omega, \nu, \beta, j, m$, N_0, та n_0.

В принципі вони пояснені вище.

Можна ці дані отримати, маючи осцилограму напруги у небезпечно-

му перерізі навісного агрегату при проходженні його крізь резонанс, криву утоми для конкретного агрегату, спектрограму вібрацій двигуна у стаціонарних умовах та щільність розподілу $\omega(t)$ в експлуатації (емпіричного розподілу імовірностей).

На стадіях проектування (прогнозування) частоту власних коливань ν конкретного навісного агрегату можна розрахувати досить точно. Знаючи схему двигуна, визначають частоти збуджувальних гармонік й виділяють частоту ω_j , що найбільш близька до ν. Коефіцієнт демпфірування β у реальних конструкціях знаходиться у межах 0,06...0,15. Параметри закону розподілення частоти двигуна ω та δ_ω з достатньою точністю розраховуються за емпіричною формулою (5.41). Найбільш складним є відшукання кривої утоми. Шляхом узагальнення статистичних даних великої кількості кривих утоми для різних конструктивних пружних елементів механічних складних систем, що сприймають вібраційні діяння, установлено, що у більшості випадків параметри кривої утоми можна вважати m =8; N_0 5×10^6. Границя утоми σ_{-1} з урахуванням матеріалу, концентрації напруг й масштабного фактора оцінюється за методикою Серенсена [78].

На подальших стадіях розробки двигуна та його навісних агрегатів, перш за все – у процесі дослідно-конструкторської доводки двигуна, коли маємо дослідний його зразок, вихідні дані можна уточнити.

Так, на основі осцилограми напруг в елементі (навісному агрегаті) при проходженні останнього крізь резонанс або шляхом плавної зміни частоти двигуна, або на вібростенді визначають ν, β й $\sigma_{a\max}$. Величину β розраховують за відомими значеннями логарифмічного декремента затухання $\delta_{\text{зат}}$:

$$\beta = \delta_{\text{зат}} / \pi .$$

Знаючи β й $\sigma_{a\max}$, знаходять n_0. Слід відзначити, що розрахунку за формулою (5.54) підлягають тільки ті навісні агрегати, у яких n_0 > 0,6 та $0{,}7 \le \alpha_0 \le 1{,}3$. За вказаними межами тривала віброміцність навісного агрегату практично необмежена.

Розглянемо приклад, що демонструє ефективність використання на практиці викладеної вище методики розрахунку навісних елементів двигунів за критерієм їхньої тривалої віброміцності.

Вже на перших зразках тракторного дизеля СМД-62 було зафіксовано відмову, яка зв’язана з утомним руйнуванням одного з навішених на двигун навісних елементів – трубки для підведення палива від ПНВТ (паливного насоса високого тиску) до форсунки. Трубка зруйнувалася через 730 годин експлуатації двигуна. Характер злому відповідав усім ознакам утомного руйнування. Воно відбулося із боку ПНВТ у перерізі, що збіга-

ється з вихідною кромкою накидної гайки для кріплення кінця трубки до штуцера насоса. Ніяких металографічних відхилень від технічних умов на виготовлення паливних трубок високого тиску двигуна не знайдено.

Дослідження коливань трубки на двигуні у стендових умовах засвідчили, що на номінальному режимі роботи двигуна ($N_{ном}$ = 125 кВт; $\omega_{насоса}$ = 220 рад/с) резонанс трубки не з'являвся. Власна частота коливань ν дорівнювала 576 рад/с, що відповідає зоні дії третьої гармоніки (j = 3) від нерівномірності перекидного моменту. При можливій зміні в експлуатації кутової швидкості колінчастого вала від мінімальної холостого ходу, що дорівнює 89 рад/с, до максимальної – 239 рад/с, зона зміни третьої гармоніки $\left(j^{x.x}_{\omega_{min}} < \omega_j < j^{x.x}_{\omega_{max}}\right)$ буде ($267 \le \omega_{j=3} \le 707$ рад/с). Резонанс трубки було виявлено при кутовій частоті обертання колінчастого вала ω = 192 рад/с за коректорною гілкою регуляторної характеристики двигуна.

На резонансному режимі максимум вектора віброшвидкості на верхній частоті двигуна досягав 0,07 м/с, а віброшвидкість у середньому перерізі трубки дорівнювала 1,55 м/с, що відповідало величині логарифмічного декремента затухання $\delta_{зат}$ = 0,142.

Для сталі, з якої виготовлено трубку, границя витривалості при симетричному циклі навантажувальних напруг для гладких зразків складає R_{-1}=2,1 МПа. Ефективний коефіцієнт концентрації з урахуванням контакту з гайкою, масштабного фактора та якості поверхні дорівнює 1,5. При густині матеріалу $7{,}8\times10^3$ кг/м^3, модулі пружності 2×10^3 МПа та коефіцієнті форми $1{,}6\times10^{-4}$ границя витривалості й віброшвидкості складає 2,18 м/с. Коефіцієнт запасу n_0 = 0,712 > 0,6, що відповідає наведеній вище умові існування вібронебезпеки. Параметри кривої утоми для даної сталі можна оцінити як m = 8,2; $N_0 = 6\times10^6$ циклів навантажень.

Вважаючи, що кутова швидкість ω в експлуатації розсіюється за нормальним розподілом імовірностей з параметрами $\overline{\omega}$ та σ_ω, та враховуючи, що тракторний двигун з тягою 30 кН у середньому працює поблизу $\omega_{ном}$, виконано оцінку вказаних параметрів емпіричного розподілу. За аналогією з іншими двигунами даного класу відомо, що математичне сподівання $\overline{\omega}$ кутової швидкості звичайно $\overline{\omega}$ = (0,95...0,99) $\omega_{ном}$, коефіцієнт варіації параметра ω складає ϑ_ω = 0,07...0,11. Приймаючи середнє значення ϑ = 0,09, маємо: $\overline{\omega}$ = 210 рад/с, σ_ω = 18,8 рад/с.

За відомими вихідними даними визначаємо відносні та інші величини, що входять до формули (5.54):

α_2	α_1	α_0	β	Δ	α_{max}	α_{min}	α	$\delta(\alpha_0)$	L	$\Phi_0(z_2)$	$\Phi_0(\alpha_1)$
0,798	-3,18	1,0895	0,0451	0,0535	1,022	0,987	0,0175	-4,38	0,031	0,288	-0,499

Остаточно, за формулою (5.54) визначимо тривалу віброміцність навісного елемента – паливної трубки високого тиску як середній ресурс її до утомного руйнування. Отримали значення $T = 1630$ год.

Стає очевидним, що тривала віброміцність паливної трубки без відповідного конструктивного доведення не може бути доведена до заданого рівня ресурсу тракторного двигуна типу СМД, що лежить у межах 6000...8000 м-год.

За допомогою формули (5.54) було проаналізовано розподіл T при експлуатації паливних трубок. З'ясувалося, що тривала віброміцність їх лежить у діапазоні $340 \leq T \leq 2030$ год. Тобто визначене для розглянутого прикладу значення $T = 730$ год не виходить за межі цього діапазону.

5.3.1.3. ***Прогнозування тривалої кавітаційної міцності гільз (втулок) циліндрів ДВЗ***

При експлуатації ДВЗ спостерігаються випадки, коли із боку водяної порожнини системи охолодження циліндрів починається локальне інтенсивне ерозійне руйнування кавітаційного походження.

При форсуванні двигунів за літровою потужністю, частотою обертання колінчастого вала та при зменшенні масогабаритних показників кавітаційне руйнування поверхонь, що омиваються охолоджувальною водою, може зростати, скорочуючи і загальний ресурс двигуна до першого капітального ремонту.

Подібне руйнування спостерігається у таких зонах:

- у втулках та блоках в площині гойдання шатуна;
- у нижніх та верхніх посадочних поясках, у вузьких порожнинах;
- у районах підведення та відведення води у блоки дизеля;
- по зовнішній поверхні втулок (гільз) циліндрів й блоків або по їхніх окремих ділянках.

Причиною кавітаційних руйнувань є вібрація стінок порожнин охолодження двигунів, в результаті якої виникають розриви рідини (каверни, бульбашки) та їхні схлопування, що викликають локальні значні підвищення тиску, різниць потенціалів (електрохімічних) в охолоджувальній рідині.

Таким чином, і це було вище показано у главі 4 цього підручника, будь-яка суттєва інтенсифікація вібрацій стінок циліндрів чи блоків ДВЗ скорочує тривалу кавітаційну міцність означених деталей, тобто термін $t_{\text{гран}}$ роботи їх до заміни за причиною кавітаційних руйнувань. Там же було висвітлено механізм цих руйнувань. На кавітацію впливають як частота, так і амплітуда вільних коливань втулок чи блоків циліндрів, а також прискорення їх коливальних рухів.

Спочатку розглянемо *метод прогнозування тривалої протикорозій-*

ної міцності втулок циліндрів ДВЗ [63].

Розрахунок частоти вільних коливань втулок циліндрів виконують у трьох варіантах за послідовністю, викладеною нижче.

Позначимо: n_1 – кількість циліндричних хвиль; m – кількість аксіальних напівхвиль.

Тоді варіанти обираються у таких комбінаціях:

1) $n_1 = 2$; $m = 1$;
2) $n_1 = 3$; $m = 1$;
3) $n_1 = 2$; $m = 2$.

Визначається коефіцієнт довжини аксіальної хвилі

$$\lambda = \pi a m / l \tag{5.59}$$

та

$$\beta = h_{\text{вт}}^2 / 12a^2 , \tag{5.60}$$

де a, l, $h_{\text{вт}}$ – середній радіус, довжина та товщина втулки, м.

Далі визначаємо частотні коефіцієнти з урахуванням числових значень коефіцієнтів λ та β, що розраховані за формулами (5.59) та (5.6):

$$K_0 = 0{,}5(1-\sigma)^2(1+\sigma)\lambda^4 + 0{,}5(1-\sigma)\beta\left[(\lambda^2 + n_1^2)^4 - 8\lambda^2 n_1^4 - 2n_1^6 + n_1^4\right]; \tag{5.61}$$

$$K_1 = 0{,}5(1-\sigma)(\lambda^2 + n_1^2)^2 + 0{,}5(3-\sigma-2\sigma^2)\lambda^2 + 0{,}5(1-\sigma)n_1^2 + \\ + 0{,}5(3-\sigma)\beta(\lambda^2 + n_1^2)^3; \tag{5.62}$$

$$K_2 = 1 + 0{,}5(3-\sigma)(\lambda^2 + n_1^2). \tag{5.63}$$

Підставляючи до формули (5.64) значення цих частотних коефіцієнтів, визначаємо коефіцієнт Δ

$$\Delta = K_0/K_1 + (K_2/K_1)(K_0/K_1)^2 \tag{5.64}$$

й *частоту вільних коливань втулки циліндра* $f_{\text{вк}}$ (Гц)

$$f_{\text{вк}} = \sqrt{\left[\frac{E\Delta}{\rho(1-\sigma^2)}\right] \Big/ (2\pi a)}. \tag{5.65}$$

Амплітуду вільних коливань втулки A (м) із частотою $f_{\text{вк}}$ визначають за формулою

$$A_{\text{вт}} = 5{,}4\frac{p_e F_{\text{п}} \lambda' \tau}{\omega_{\text{вт}}^2 \pi^2 a l h_{\text{вт}} \rho T} \sin^2\left(\frac{m\pi C_1}{l}\right). \tag{5.66}$$

Тут σ – коефіцієнт Пуасона;

ρ – густина матеріалу втулки, кг/м^3;

E – модуль пружності Юнга, кгс/м^2 (МПа);

p – середній ефективний тиск, кгс/м^2;

$F_п$ – площина поршня, м^2;

$\lambda' = R/L$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;

$\tau = 1/f_{вк}$ – період вільного коливання втулки, с;

$\omega_{вт} = 2\pi f_{вк}$ – кутова швидкість цього коливання, 1/с;

$T = \varphi/6n$ – час зростання бічного тиску до нуля p_{max}, с;

φ – кут обертання колінчастого вала від положення поршня у ВМТ, якому відповідає максимальне значення нормальної сили; звичайно φ = 15...30 град. П.К.В.;

n – частота обертання колінчастого вала, хв$^{-1}$;

$C_1 = C_0 + X$ – відстань від верхньої кромки втулки циліндра до осі поршневого пальця при положенні поршня, що відповідає обертанню колінчастого вала на кут φ, м;

C_0 – відстань між верхньою кромкою втулки та віссю поршневого пальця при положенні поршня у ВМТ, м;

$X = 0{,}5S(1-\cos\varphi)$ – відстань, яку пройшов поршень від положення його у ВМТ при повороті колінчастого вала на кут φ, м;

S – хід поршня.

Прискорення коливання руху втулки $W_{вт}$ (м/с^2) визначають за формулою

$$W_{вт} = A_{вт}\omega_{вт}^2, \tag{5.67}$$

потім переводять її у безрозмірну величину

$$S_{вт} = W_{вт}/g, \tag{5.68}$$

де g – прискорення вільного падіння, м/с^2.

Із трьох $S_{вт}$ для подальшого розрахунку обирають найбільше, тобто подальший розрахунок ведуть для найбільш важких умов коливань втулки.

Тривалу кавітаційну міцність втулки циліндрів визначають за формулою

$$t_{гран.вт} = \sqrt[1,45]{\frac{5\times10^2 D_н l \xi\pi}{S_0 I S_{вт}^{\left[0,6-\frac{10}{(S_{вт}-15)^2}\right]}}}\times t_0, \tag{5.69}$$

де $D_н$ – зовнішній діаметр втулки, м;

$S_0 = 10^{-4}$ – площа, що обрана за одиницю площі гранично допустимих руйнувань, м^2;

ξ – коефіцієнт, що характеризує гранично допустимі руйнування як функцію товщини стінки втулки; обирають за рис.5.18;

I – коефіцієнт, що характеризує дійсне руйнування втулки від кавітації при будь-якій температурі охолоджувальної рідини $t_{ох}$ по відношенню до $t_{ох}$ = 75...80 °С, при якій I = 1,0; обирають за рисунком 5.19;

t_0 = 1 – час роботи втулки, що прийнято за нульовий поріг, при якому починаються процеси кавітаційного руйнування.

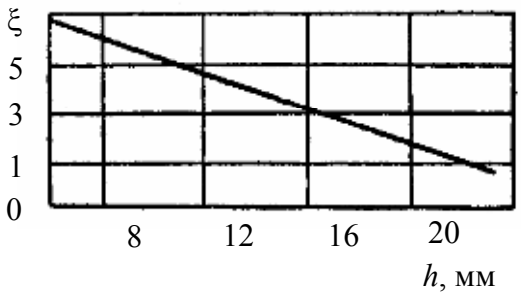


Рисунок 5.18 – Залежність коефіцієнта ξ від товщини втулки h

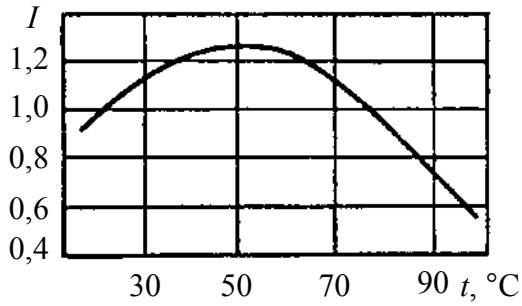


Рисунок 5.19 – Залежність коефіцієнта I від температури охолоджувальної рідини t, °C

Граничнo допустимим кавітаційним руйнуванням втулки є таке, при якому втулка зруйнується у площині гойдання шатуна на 0,75 товщини втулки. Після цього вона підлягає заміні, оскільки подальша робота її може призвести до аварії через тріщину у місцях кавітаційних руйнувань.

Для блоків циліндрів запропонована емпірична методика оцінок їх кавітаційної тривалої міцності [63]. Вона дозволяє зробити тільки якісну оцінку небезпеки кавітаційних руйнувань цієї деталі, оскільки складність її конструкції унеможливлює кількісні оцінки тривалої міцності блоків циліндрів за критерієм кавітаційної безпеки.

5.3.2. Методика кількісної оцінки ремонтопридатності двигунів

Ремонтопридатність, як відомо, безпосередньо впливає на ефективність використання двигунів при експлуатації.

Тому визначенню ремонтопридатності ДВЗ треба приділяти не меншу увагу, ніж вище розглянутим методам прогнозування рівнів безвідмовності, ресурсів і тривалої міцності двигунів.

Розглянемо вперше розроблений метод кількісної оцінки ремонтопридатності ДВЗ на основі математичного опису ремонтної технології та інших особливостей відновлення двигунів, їх базових деталей, вузлів, систем [3].

У широкому розумінні під ремонтопридатністю розуміється властивість об’єкта, що визначає його пристосування до запобігання причин відмов та пошкоджень, усунення їхніх наслідків шляхом проведення ремонтів.

Ремонтопридатність при ремонтах звичайно пропонується оцінювати такими показниками, як взаємозамінюваність, відновлюваність, легкозйом-

ність, доступність, контролездатність, а також – коефіцієнтами ремонтопридатності, відновлення ресурсу, трудоємності й вартістю ремонту. Різноманітність запропонованих характеристик ремонтопридатності деталей та ін. ускладнює об'єктивну кількісну оцінку їх технологічності.

Аналіз засвідчив, що найбільш доречно оцінювати ремонтопридатність деталей з одночасним урахуванням таких основних показників: середньої трудоємності й вартості ремонту (при необхідності – з урахуванням заміни), коефіцієнтів відновлення ресурсу, рівноміцності й ремонту виробів.

В узагальненому кількісному значенні такі показники можна виразити через коефіцієнт ремонтопридатності ДВЗ чи його елемента, який і застосовується як один із головних.

Окрім коефіцієнта ремонтопридатності, з метою більш повної й вірогідної оцінки ремонтопридатності конкретної деталі введені ще два показники – питомі середні трудоємність та вартість її ремонту.

Інші ж, згадані вище показники ремонтопридатності вважатимуться як другорядні. Наприклад, оскільки такі фактори, як взаємозамінність, легкозйомність, доступність, контролездатність відносяться до ДВЗ як фактори конструктивні, то ремонтне виробництво не може ефективно впливати на їхні зміни, тому вони віднесені до другорядних та із розгляду виключаються.

Ремонтопридатність якісно характеризує трудність або легкість виконання ремонту об'єкта (ДВЗ, його системи, вузла, деталі). Чим вона краще, тим коротшим стає термін ремонту. Кількість ремонтів деталі з точки зору її пристосування до особливостей ремонту, повинна бути по можливості мінімальною при одночасно повному використанні її довговічності. Із збільшенням кількості ремонтів вони ускладнюються, збільшуються в обсязі, тим самим негативно позначаються на показниках ремонтопридатності об'єкта.

Трудоємність ремонту об'єкта

$$\tau = \tau_{осн} + \tau_{бал}, \qquad (5.70)$$

де $\tau_{осн}$ – оперативна трудоємність основних ремонтних робіт; $\tau_{бал}$ – оперативна трудоємність баластних ремонтних робіт.

Прийнято, що при ремонті деталей до *основних робіт* відноситимуться ремонтні діяння, при яких усунення дефектів (як наслідків відмов) супроводжується підвищенням якості об'єкта з одночасно максимально можливим зниженням трудоємності його ремонту. Виконання цих робіт не тягне за собою появ баластних робіт, підвищує зносостійкість, утомну міцність, ресурс і т.д.

До *баластних робіт* відносяться такі, що викладаються недостатнім пристосуванням конструкції двигуна чи технологічного процесу виготов-

лення (чи відновлення) до ремонту. У процесі виконання баластних робіт усунення дефектів супроводжується зниженням якості й підвищенням трудоємності ремонту об'єкта. Основні роботи, що виконуються повторно через невдосконаленість чи непідтримання технології виготовлення або ремонту об'єкта, також віднесені до баластних.

Наведемо приклади баластних робіт.

Наприклад, гартування шийок колінчастих валів ТВЧ при ремонті через недостатню глибину зміцненого слою при виготовлені валів віднесені до баластних робіт.

Перешліфування колінчастих валів з пропуском 1...3 ремонтних розмірів (за причини відсутності правки при виготовленні) є баластною роботою.

Правка колінчастих валів на пресах шляхом перегинання знижує їхню витривалість, тому вона віднесена до баластних робіт. Навпаки, правка валів чеканкою галтелей підвищує їхню утомну міцність, тому вона віднесена до основних ремонтних робіт.

При експлуатації головок циліндрів у клапанних гніздах, що відновлені електроконтактним наплавленням, як правило, виникають тріщини. Заварювання тріщин у чавуні супроводжується погіршенням якості виробів через деформування. Таким же чином практично будь-які види металопокрить, що наносяться на шийки колінчастих валів, також викликають деформації та зниження витривалості. Аби усунути деформації виробів, що виникли від заварювань, наплавлень чи нанесення гальванопокрить, треба витратити час та кошти на баластні роботи; тому всі операції щодо заварювання об'єктів (нанесення покрить) й усунення їхніх деформацій від нього віднесені до баластних.

Ці приклади визначають відміни між основними та баластними роботами при відновленні деталей.

Ремонтопридатність об'єкта може бути суттєво підвищена в основному за рахунок виключення повністю або зниження до мінімуму обсягу робіт.

Кількісно ремонтопридатність об'єктів оцінюють частним коефіцієнтом ремонтопридатності

$$K_{\text{рч}} = \frac{\sum \tau_{\text{осн.сер}}}{\sum \tau_{\text{осн.сер}} - \sum \tau_{\text{бал.сер}}}. \qquad (5.71)$$

На перспективу при ремонті багатьох об'єктів коефіцієнт ремонтопридатності повинен бути зведений до одиниці за рахунок усунення баластних робіт.

Середню трудоємність ремонту деталі

$$\tau_{\text{сер}} = \frac{\sum \tau_{\text{осн}.i} N_i + \sum \tau_{\text{бал}.i} N_i'}{N_{\text{заг}}}, \qquad (5.72)$$

де $\tau_{\text{осн}._i}$ – оперативна трудоємність основної роботи при усуненні *i*-го дефекту, чол.-год;

$\tau_{\text{бал}._i}$ – оперативна трудоємність баластної роботи при усуненні *i*-го дефекту, чол.-год;

N_i – кількість деталей з *i*-м дефектом, шт;

$N_{\text{заг}}$ – загальна кількість деталей у виборці, шт;

i = 1, 2, 3,... – кількість найменувань дефектів, що виявлені при мікрометражі деталей.

При оцінці ремонтопридатності деталі слід враховувати її технічний стан, економічну доцільність ремонту та ступінь відновлення ресурсу при понесених витратах. Кількісні показники ремонтопридатності деталей багато в чому залежать від їхньої рівноміцності. Наприклад, при ремонтах двигунів (й інших об'єктів) частина неспрацьованих деталей залишається придатною й не вимагає відновлення, а деяка частина бракується, що впливає на ремонтопридатність. У процесі відновлення виробів також неминуче виникнення деякої частки їхнього браку. З урахуванням сказаного можна записати значення *загального коефіцієнта ремонтопридатності деталі*:

$$K_{\text{ро}} = K_{\text{п}} + K_{\text{р}} K_{\text{вр}} K_{\text{е}} \frac{\sum \tau_{\text{осн.сер}}}{\sum \tau_{\text{осн.сер}} + \sum \tau_{\text{бал.сер}}} - K_{\text{бр}} - K_{\text{бр}}^{\text{в}}, \qquad (5.73)$$

де $K_{\text{п}}, K_{\text{р}}, K_{\text{бр}}$ – коефіцієнти придатності, ремонту й браку деталі на спеціалізованому підприємстві;

$K_{\text{вр}}, K_{\text{е}}$ – коефіцієнти відновлення ресурсу та економічної доцільності ремонту деталі;

$K_{\text{бр}}^{\text{в}}$ – коефіцієнт браку при відновленні деталі;

$K_{\text{п}} = N_{\text{п}} / N_{\text{заг}}$ – коефіцієнт придатності деталей (тут $N_{\text{п}}$ – кількість придатних деталей із вибірки);

$K_{\text{р}} = N_{\text{р}} / N_{\text{заг}}$ – коефіцієнт ремонту деталі (тут $N_{\text{р}}$ – кількість ремонтопридатних деталей із вибірки, що підлягають відновленню);

$K_{\text{бр}} = N_{\text{бр}} / N_{\text{заг}}$ – коефіцієнт браку деталі (тут $N_{\text{бр}}$ – кількість відбракованих деталей із вибірки через їхню ремонтонепридатність;

$K_{\text{е}} = \left(C_{\text{н}} - \sum_{1}^{n} C_{j_{\text{в}}} - \text{Л} \div \right) \Big/ C_{\text{н}}$ – коефіцієнт економічної доцільності ре-

монту (тут $C_н$, $C_{j_в}$ – ціна нової та вартість відновленої деталі; Л – ліквідаційна вартість деталі;

n – кількість ремонтів деталі.

Вартість відновлення деталі з урахуванням капітальних й поточних витрат, можливих транспортних витрат рекомендується визначати за такою методикою.

Коефіцієнт відновлення ресурсу деталі:

$$K_{вр} = t_в / t_н , \tag{5.74}$$

де $t_н$ та $t_в$ – ресурси нової та відновленої деталі.

Відомо, що ресурс відновлених деталей (особливо довговічних базових) змінюється часто у широких межах, що може суттєво вплинути на надійність об'єкта (двигуна), на який деталь ставлять. Між тим найбільші переваги від ремонту деталі спостерігаються тільки тоді, коли її міжремонтний ресурс дорівнює чи кратний міжремонтному ресурсу об'єкта, на який вона ставиться, тобто можна записати:

$$t_в = n_{кв} t_{мо} , \tag{5.75}$$

де $n_{кв}$ – число кратності міжремонтного ресурсу відновленої деталі по відношенню до міжремонтного ресурсу об'єкта. Найбільш імовірні значення, які може приймати коефіцієнт кратності при існуючих способах ремонту деталей, дорівнює одному, двом, трьом; $t_{мо}$ – міжремонтний ресурс об'єкта, на який деталь ставиться.

Тоді вираз (5.74) можна записати:

$$K_{вр} = \frac{n_{кв} t_{мо}}{t_н} . \tag{5.76}$$

З метою найбільш повної та точної оцінки технологічності деталей ДВЗ, окрім загального та частинного коефіцієнтів їх ремонтопридатності, вводяться ще питомі показники:

• *питома середня трудоємність ремонту*

$$t_{пит} = \frac{\tau_{осн.сер} + \tau_{бал.сер}}{n_{кв} t_{мо}} ; \tag{5.77}$$

• *питома середня вартість ремонту*

$$C_{\text{пит}} = \frac{C_e}{n_{\text{кв}} t_{\text{мо}}}. \qquad (5.78)$$

Базові деталі ДВЗ, як вже відзначалося, є найбільш довговічними, наприклад, у них термін придатності сягає 15...25 років, що перевищує нормативний ресурс до першого капітального ремонту тракторів у 1,5...2,5 рази. При довговічності деталі, яка дорівнює чи менша, ніж довговічність трактора, коефіцієнт їх амортизації дорівнює нулю, оскільки ресурс деталі вичерпаний повністю. Інша справа – базові деталі. Вони і при списанні тракторів (двигунів) часто мають значну остаточну придатність та вартість. Величина остаточної вартості базових не повністю амортизованих деталей при списанні двигунів (машин) не враховується. Вважається при цьому, що у списаного об'єкта в першу чергу вийшли з ладу й неремонтопридатні базові деталі, бо їхній технічний стан є одним з головних критеріїв необхідності списання ДВЗ.

Норма власне амортизації двигуна чи його деталі обчислюється по формулою:

$$H_{\text{ам}} = (C_{\text{н}} - \text{Л})/T_{\text{опт}}, \qquad (5.79)$$

де $T_{\text{опт}}$ – оптимальний (раціональний) строк служби деталі у роках, що визначається за критеріями ресурсних відмов чи параметричних відмов.

Остаточну вартість деталі можна розрахувати з достатньою для практичних цілей точністю за формулою

$$\Delta C = C_{\text{н}} \frac{C_{\text{н}} - \text{Л}}{T_{\text{опт}}} T_{\text{ф}}. \qquad (5.80)$$

Допущення щодо зміни технічного стану базових деталей пропорційно часу використання не завжди правильне, оскільки їхній технічний стан може змінюватися стрибкоподібно. Наприклад, при заклинюванні нових колінчастих валів вони можуть бути прошліфовані через один – два ремонтні розміри. При підвищених спрацюваннях гнізд клапанів (при відсутності сідел у гніздах) можуть спостерігатися значні утопання клапанів та; аби привести цей параметр до нормального або допустимих значень, площину головок, що сполучається із блоком циліндрів, фрезерують (шліфують) із зніманням металу до 1,0...1,5 мм, й тим самим стрибкоподібно змінюється допуск на зменшення висоти й довговічність головок. При аварійних катастрофічних утомних, наприклад, руйнуваннях колінчасті вали, блоки, головки циліндрів миттєво переходять із придатного технічного стану у непридатний; у тому виявляються ознаки ресурсних відмов цих

складних елементів ДВЗ.

Для того щоб отримати практичну можливість систематичної поточної оцінки довговічності, ремонтопридатності та технічного стану базових деталей у цілому, на їх неробочих поверхнях, що легкодоступні, повинні бути вказані дати (роки) випусків. Так, блоки циліндрів двигунів СМД-62 для тракторів на поверхні водяної рубашки мають бути якісно відлиті великими літерами роки їх випуску. Такі ж дані повинні мати базові деталі, що пройшли ремонт; вони дозволяють легко визначати кількість виконаних ремонтів виробу, ефективність та доцільність їх подальшого використання, й навпаки. Наприклад, чи доцільно відновлювати наплавкою колінчасті вали тракторних двигунів, що відпрацювали 20-25 років, або ремонтувати капітально блоки та головки циліндрів, які прослужили 15...25 років?

Суттєвий вплив на показники ремонтопридатності базових деталей має кількість їхніх можливих та доцільних ремонтів.

Кількість ремонтів деталі рекомендується визначити за формулою:

$$n = (T_0 - t_{\text{н}})/n_{\text{кв}}\, t_{\text{мо}}. \qquad (5.81)$$

Природно, що чим менше кількість ремонтів, тим вище ремонтопридатність об’єкта.

У таблиці 5.9 наведені значення коефіцієнтів, що необхідні для розрахунків показників ремонтопридатності блоків циліндрів, колінчастих валів й головок циліндрів двигунів ЯМЗ-238 НБ, СМД-62 й Д-240. Вони визначені за фактичними даними кращих моторемонтних заводів країн СНД (Вітебського, Волгоградського, Орловського та ін.).

За діючими на цих заводах нормативами, а також за нормами (типовими) часу на відновлення двигунів тракторів та комбайнів [79] визначали

Таблиця 5.9 – Коефіцієнти для оцінки ремонтопридатності базових деталей тракторних двигунів

Найменування деталі	Коефіцієнти					
	придатності деталі без ремонту	ремонту деталі	браку деталі при дефектах	відновлення ресурсу	браку деталі при відновленні	економічної ефективності
Блоки циліндрів: ЯМЗ-238НБ	0,10	0,73	0,17	0,8...1,0	0,01	0,78

СМД-62 Д-240	0,04 0,06	0,87 0,84	0,09 0,10	0,8...1,0 0,8	0,01 0,02	0,81 0,74
Колінчасті вали ЯМЗ-238НБ СМД-62 А-41	 0,01 0,00 0,01	 0,74 0,76 0,75	 0,25 0,24 0,24	 0,80 0,80 0,80	 0,04 0,04 0,04	 0,72 0,81 0,71
Головки циліндрів ЯМЗ-238НБ СМД-62 А-41	 0,09 00,46 0,23	 0,75 0,49 0,61	 0,16 0,05 0,16	 0,80 0,80 0,80	 0,02 0,02 0,02	 0,60 0,79 0,76

середню оперативну трудоємність ремонтних робіт та значення частинних та загальних коефіцієнтів ремонтопридатності базових деталей тракторних двигунів (табл. 5.10).

Аналізуючи вихідні дані для розрахунків слід відзначити, що у базових деталей ДВЗ звичайно мається така кількість типових дефектів: блоків циліндрів – 15...20 (у середньому 2...3 шт.); головок циліндрів – 9...13 (у середньому 1..2 шт.). Середня оперативна трудоємність ремонтних робіт найбільш висока у колінчастих валів, менша – у блоків циліндрів та ще менша – у головок циліндрів.

Аналізуючи вихідні дані для розрахунків слід відзначити, що у базових деталей ДВЗ звичайно мається така кількість типових дефектів.: блоків циліндрів – 15...20 (у середньому 2...3 шт.); головок циліндрів – 9...13 (у середньому 1..2 шт.). Середня оперативна трудоємність ремонтних робіт найбільш висока у колінчастих валів, менша – у блоків циліндрів та ще менша – у головок циліндрів.

Найкращі показники ремонтопридатності мають головки та блоки циліндрів двигунів Харківського виробництва СМД-62.

Таблиця 5.10 – Показники ремонтопридатності базових деталей тракторних двигунів

Найменування деталі	Середня оперативна трудоємність робіт, люд.-год		Коефіцієнти ремонтопридатності		Середня питома трудоємність ремонту, люд. -год/мото-год
	основних	баластних	частинний	загальний	
Блоки циліндрів:					

ЯМЗ-238НБ СМД-62 Д-240	2,50 1,07 0,75	0,81 0,44 0,30	0,76 0,71 0,71	0,31 0,39 0,29	$1,2\times10^{-3}$ $0,38\times10^{-3}$
Колінчасті вали: ЯМЗ-238НБ СМД-62 А-41	 4,49 3,77 2,59	 1,22 0,95 0,93	 0,79 0,78 0,71	 0,23 0,29 0,20	 $2,12\times10^{-3}$ $1,18\times10^{-3}$
Головки циліндрів: ЯМЗ-238НБ СМД-62 А-41	 1,57 1,16 1,34	 0,45 0,08 0,20	 0,78 0,94 0,87	 0,27 0,69 0,38	

У загальному обсязі робіт, що виконуються по базових деталях, частки баластних робіт у середньому складають: по блоках циліндрів 31 %, колінчастих валів – 23 %, головках циліндрів – 14 %. Як бачимо, частіше всього баластні роботи виконуються по блоках циліндрів, причому їх більше у 2 рази, ніж по головках циліндрів та у 1,4 рази, ніж по колінчастих валах.

Менше всього виконується баластних робіт по головках циліндрів дизелів СМД-62 (біля 6 %), що у 2 рази нижче, ніж по головках циліндрів двигунів Д-240, та у 3,4 рази нижче, ніж по головках циліндрів двигунів ЯМЗ-238НБ. Значна різниця у виконанні баластних робіт по головках циліндрів пояснюється: у першому випадку – відсутністю сідел у клапанних гніздах; у другому випадку – наявністю та частим усуненням такого поширеного дефекту, як тріщини між отворами під форсунками й клапанними гніздами.

Щодо існування значних резервів у справі підвищення ремонтопридатності деталей свідчить велика різниця у кількісних значеннях показників ремонтопридатності одноіменних деталей різних моделей двигунів.

Виконані розрахункові оцінки ремонтопридатності базових деталей двигунів масового виробництва дозволили запропонувати ряд ефективних заходів для суттєвого підвищення такої ремонтопридатності, в тому числі:

- виключити зовсім або звести до мінімуму частини тріщин, які виникають у конструктивних елементах двигунів. Прикладом у рішенні цієї проблеми можуть служити головки циліндрів дизелів СМД-62, які мають, як відзначалося вище, високі показники ремонтопридатності саме за рахунок цього. Так, виготовлення спеціальної фасонної канавки у зоні переми-

чки між форсуночним отвором й клапанними гніздами знизило нагрів цієї зони та практично виключило можливість виникнення термоутомлених тріщин у перемичках;

- рекомендувати обов'язково установлювати сідла у всі всмоктувальні та випускні клапанні гнізда головок циліндрів;
- зміцнювати шийки при виготовленні колінчастих валів з такою метою, аби при капітальних ремонтах двигунів відпадала необхідність у їхньому повторному зміцненні ТВЧ або наплавленням;
- виключити перешліфування колінчастих валів через один-три ремонтних розміри за рахунок ліквідації заклинювань чи однобічних спрацювань шийок та обов'язкового запровадження правки валів прогресивними способами.

Таким чином, за розглянутою методикою на конкретних прикладах показана можливість та доцільність кількісних оцінок ремонтопридатності ДВЗ з метою оцінок ремонтопридатності та розробки заходів щодо її підвищення.

Підкреслимо тісний взаємозв'язок між фізичною надійністю та ремонтопридатністю двигунів, що свідчить про необхідність узгодження проблем забезпечення безвідмовності чи ресурсів ДВЗ та підвищення ремонтопридатності при розробці перспективних їх модифікацій.

5.4. Аналітичні методи прогнозування надійності ДВЗ на етапах їх створення, виробництва чи експлуатації

Мова йде про математичне моделювання надійності ДВЗ на базі побудови їх структурних моделей.

Результати такого моделювання дозволяють на кожному етапі створення чи використання двигуна науково обґрунтовувати заходи щодо підвищення його технічного рівня за критеріями надійності, розробляти та запроваджувати їх з необхідним коректуванням для врахування реальних умов експлуатації.

5.4.1. Задачі прогнозування надійності ДВЗ

Розглянемо такі задачі для кожного етапу створення й використання двигуна.

На етапі проектування при прогнозуванні надійності повинні бути розв'язані такі задачі:

✓ вибір, обґрунтування та розробка кількісних норм надійності на основі представницьких її показників. З цієї задачі починається проекту-

вання ДВЗ, його агрегатів, вузлів, деталей. При створенні перспективних, як правило, форсованих, двигунів вибір доречних норм надійності стає обов'язковим етапом, без якого забезпечення світового рівня надійності ДВЗ взагалі не може відбутися;

✓ перевірка розроблених чи застосованих математичних моделей при визначенні показників надійності двигунів на основі структурної моделі надійності;

✓ допомога розробнику у прийнятті обґрунтованих рекомендацій щодо розв'язання двоїстих проблем:

а) при заданих нормах надійності створити двигун з мінімальною вартістю (або вагою, габаритами і т.д.). Це – складна проблема, оскільки підвищення надійності перш за все вимагає збільшення вартості об'єкта, що далеко не завжди задовольнятиме замовника;

б) при заданій вартості (вазі, габаритах та ін.) двигуна добитися найкращих показників його надійності. Як ця проблема, так і попередня актуальні для сучасного моторобудування, є багатоваріантними та багатофакторними. Тому для їх подолання треба починати з аналітичного перебирання цих варіантів й факторів, що радикально зменшує витрати на створення ДВЗ;

✓ допомога розробнику в обґрунтуванні раціональної системи контролю й пошуку несправностей двигуна при його експлуатації. Відомо, що із загального часу (терміну) ремонту приблизно 70 % складає тривалість відшукання та визначення характеру відмови. Рішення проблеми натурного діагностування для відновлюваних ДВЗ дозволяє збільшити їх надійність. Методами аналітичного прогнозування можна розрахувати необхідну для досягнення заданої надійності повноти контролю, установити пріоритетну послідовність перевірки елементів двигуна при їх відмовах, видати рекомендації щодо автоматизації контролю і т.д.

На стадії створення й доведення дослідних зразків треба забезпечувати всебічне прогнозування функціонування ДВЗ стосовно оптимізації експлуатаційних режимів та граничних навантажень, визначення частоти й повноти профілактичних і ремонтних перевірок, обґрунтування комплектації запасними частинами. На цьому етапі визначають граничні значення перелічених характеристик і параметрів, які надалі будуть коректуватися за даними реальної експлуатації значних партій двигунів.

На етапі виробництва треба спрогнозувати вихідні дані для розробки економічних планів технологічного контролю надійності, звертаючи

увагу на вибір таких технологій, які б полегшували й здешевлювали подальші ремонтні роботи для ліквідації наслідків відмов.

На етапі експлуатації необхідно вирішувати задачі оцінки рівня надійності об'єктів у реальних, а не спрогнозованих умовах їх використання для керування цими умовами експлуатації (режимами, навантаженнями) з метою отримання максимального економічного ефекту протягом всього строку служби ДВЗ.

Для рішення означених задач прогнозування надійності ДВЗ необхідні аналітичні методи, до розгляду яких переходимо.

5.4.2. Загальна характеристика сучасних аналітичних методів прогнозування надійності ДВЗ

Для прогнозування можливої втрати працездатності ДВЗ та ефективних заходів щодо її запобігання використовують аналітичні розрахунки із застосуванням вихідних даних вірогідних експериментальних значень показників надійності.

Саме беззаперечна вірогідність експериментальних даних щодо надійності робить останні вкрай необхідними для аналітичного прогнозування показників безвідмовності та довговічності, оскільки тільки натурні випробування дозволяють отримувати реальну інформацію при оцінках ефективності аналітичних методів.

Однак навіть деяка невірогідність вихідних, контрольних, статистичних чи довідкових даних ні в якому разі не може являтися основою для непроведення аналітичних розрахунків різних показників надійності й ефективності функціонування двигунів, оскільки більшість аналітичних розрахунків та оцінок на етапах проектування, перш за все, носить відносний характер щодо декількох конкурентоспроможних варіантів, що порівнюються. При цьому, як правило, неточність вихідних даних, наприклад, веде до відхилення результатів всіх порівнювальних варіантів в один і той же бік. У багатьох випадках достатньо провести сугубо параметричні розрахунки, коли деякі параметри, що входять у вирази остаточних рівнянь для визначення показників надійності, цілком кількісно невідомі й усі аналітичні розрахунки проводяться для діапазонів можливих значень їхніх результатів.

Аналітичні методи розрахунків надійності, що застосовуються у теперішній час, мають суттєвий принциповий недолік, за яким, як правило, розрахункові значення показників надійності ДВЗ значно відрізняються від експериментальних. Обумовлено це тим, що розрахунки в основному ви-

конуються за припущенням можливості появи тільки раптових відмов. При цьому потік відмов сприймається спрощено. В результаті отримуємо, що відмова будь-якої деталі призводить до відмови всього двигуна. Тільки за такими припущеннями надійність ДВЗ легко визначається за характеристиками надійності його складових деталей. Однак на практиці все таке може виглядати протилежним. Треба до аналітичних формул вводити поправкові емпіричні коефіцієнти, що визначаються за даними експлуатації. Важливо, що експлуатаційні оцінки надійності дозволяють знати вірогідно показники надійності двигуна як системи в цілому, визначення яких ще є сьогодні вузьким місцем аналітичних розрахунків.

Суттєвою перевагою аналітичних методів є їх базування на структурних моделях надійності ДВЗ. У теоретичному плані побудова таких моделей досить обґрунтована, а їх використання забезпечує можливість прогнозування надійності будь-яких складних конструкцій двигунів.

Проблемою залишається накопичення статистики щодо експлуатаційних значень показників надійності елементів структурних моделей надійності ДВЗ різних типів та призначень – від складних (систем, вузлів, агрегатів) до найпростіших (деталей). Особливо це стосується показників довговічності (ресурсів, строків служби), експериментальне визначення яких дуже трудомістке.

Звичайно, для поширення аналітичних методів необхідно і далі працювати над розробкою нових підходів до математичного моделювання показників надійності ДВЗ з кінцевою метою створити умови для переходу до рішення задач оптимізації конструкцій ДВЗ та їх технічного рівня за критеріями надійності.

5.4.3. Порядок прогнозування загальної надійності ДВЗ

Мова піде щодо загальної надійності такого складного об’єкта, як двигун внутрішнього згоряння.

При означеному аналітичному розрахунку, звичайно, необхідно визначати загальну імовірність справної роботи двигуна $R(t)$, який виконується у такому порядку:

1) *Аналіз видів відмов при роботі ДВЗ.* Імовірність справної роботи двигуна $R(t)$ повинна враховувати три групи відмов: катастрофічні (раптові), параметричні та переміжні відмови.

При розрахунку загальної надійності приймається припущення, що кожний вид відмов є незалежною подією. В такому випадку

$$R(t) = R_a(t)R_в(t)R_c(t), \tag{5.82}$$

де $R_a(t)$ – імовірність безвідмовної роботи при катастрофічних відмовах; $R_в(t)$ – те ж при параметричних відмовах; $R_c(t)$ – те ж при переміжних

відмовах.

Імовірність безвідмовної роботи при переміжних відмовах $R_c(t)$ залежить від ряду факторів, що погано підкорюються урахуванню через нестабільність. Тому, звичайно, величину $R_c(t)$ визначають лише експериментально для першого виробу, а при розрахунках вважають, що $R_c(t) = 1$.

2) Аналіз специфічних особливостей виробу, в тому числі – характер діяння виробу (безперервний або періодичний); можливість відновлення (ремонту): неремонтовані або ремонтовані вироби; характер структури виробу у процесі роботи (виробу з незмінною чи змінною структурою) і таке інше.

3) *Розчленування виробу* при розрахунку на окремі елементи, по відношенню до яких можна мати або легко визначати самостійні кількісні характеристики надійності. Звичайно розчленування виконується так, щоб окремі елементи являли собою конструктивно самостійні вузли, агрегати, системи, незалежні стосовно до вузлів чи інших частин (наприклад, паливний насос високого тиску, колінчастий вал, поршень, турбокомпресор і т.д.). Якщо відмови сусідніх частин залежать одна від іншої, то їх об'єднують до однієї частини, для якої знаходять розрахунком (чи експериментально) загальну кількісну характеристику надійності; приклад – турбіна і компресор у турбокомпресорі. Такі окремі частини, що мають самостійні кількісні характеристики надійності, називають елементами розрахунку надійності двигуна. Звичайно, важливе значення для виділення елементів розрахунку надійності має можливість аналітичного розрахунку для них показників надійності та експериментальної чи експлуатаційної (що – краще) перевірки кожного з них для будь-якого елемента.

4) *Складання функціональної структурної схеми* (структурної моделі) двигуна для подальшого аналітичного розрахунку його загальної імовірності безвідмовної роботи. До неї входять всі елементи розрахунку надійності: вузли, агрегати, системи, пристрої, прилади. Окремі елементи, що несуть допоміжні функції, наприклад контролю, сигналізації, звичайно в моделі не з'являються, а урахування впливу їхніх відмов на загальну імовірність безвідмовної роботи двигуна виконується при оцінці імовірності безвідмовної роботи тих елементів розрахунку надійності, з якими вони функціонально пов'язані.

5) *Формулювання понять відмов* для всього двигуна та для окремих елементів надійності як щодо катастрофічних, так і параметричних відмов. Враховуються при цьому впливи, найбільш характерні для умов експлуа-

тації двигуна.

6) *Вибір методу розрахунку надійності* перш за все визначається етапом розробки чи експлуатації двигуна. Враховуються: можлива точність визначення кількісних показників надійності, режими та умови роботи як двигуна у цілому, так і окремих його елементів. У таблиці 5.11 подано методи прогнозування та експлуатаційного контролю цих показників залежно від етапів розробки, експлуатації двигуна.

Як зазначалось вище, на стадії випробувань дослідних зразків двигунів на стендах або випробувань їхніх елементів на надійність визначаються емпіричні показники надійності, фізико-механічні характеристики матеріалів, умови навантажень тощо. Це й дозволяє вносити корективи в остаточний аналітичний розрахунок згідно з п. 5 табл. 5.11.

Таблиця 5.11 – Методи розрахунку надійності ДВЗ

Етапи розробки, експлуатації двигуна	Методи розрахунків надійності
Передескізний проект. Розробка технічного завдання та технічної пропозиції	1. Вибір норм надійності та їх попередній розрахунок
Ескізний проект	2. Розрахунок норм надійності 3. Орієнтовний розрахунок надійності двигуна
Технічний проект	4. Повний розрахунок надійності двигуна з урахуванням режимів роботи елементів та основних факторів, що впливають на двигун
Робочий проект (випуск робочих креслень)	5. Остаточний варіант розрахунку надійності з урахуванням додаткових факторів, що залежать від схемних, конструктивних, технологічних рішень
Експлуатаційна перевірка двигуна	6. Розрахунок реальних показників надійності за даними контрольної (підконтрольної) експлуатації

Переходимо до розгляду наведених у цій таблиці аналітичних методів прогнозування надійності ДВЗ.

5.4.4. Вибір та розрахунок норм надійності двигунів

Під *нормою надійності* розуміють значення показника надійності, що підлягає забезпеченню.

Ця норма для двигуна та його елементів формулюється та визначається при розробці й узгодженні вимог щодо надійності ДВЗ, що висунуті

замовником у технічному завданні на проектування двигуна.

Сьогодні нормування починають з вимоги замовника щодо рівня моторесурсу двигуна до першого капітального ремонту. Для автотракторних двигунів такий моторесурс повинен становити 1000...12000 м.-год, для тепловозних – 20000...25000 м.-год, для малообертових суднових – 45000...50000 м.-год і т.д.

Крім того, доцільно до цієї норми надійності додати показники безвідмовності та строку служби.

Таким чином, сьогодні *норма надійності* нового двигуна включає:

- моторесурс до першого капітального ремонту M;
- імовірність безвідмовної роботи $R(t)$;
- середнє напрацювання до відмови T_m;
- інтенсивність (небезпека) відмов $\lambda(t)$;
- строк (термін) служби до списання, або призначений термін служби $T_{\text{служ}}$.

Знання й дотримання цих норм надійності ДВЗ дозволяє забезпечити і норми надійності його елементів: імовірність безвідмовної роботи R_i, інтенсивності відмов λ_i, середнього напрацювання до відмови T_{m_i}, ресурсу M_i.

Визначення норм надійності для двигуна та його елементів виконується за допомогою спрощених аналітичних методів розрахунку, що базуються на таких припущеннях:

✓ імовірність безвідмовності при параметричних чи переміжних відмовах $R_{\text{в}}(t) = R_{\text{с}}(t) = 1$, тобто $R(t) \approx R_{\text{а}}(t)$. Нагадаємо, що параметрична відмова характеризується відхиленням якогось основного чи контрольованого параметра за допустимі межі (для ДВЗ це стосується просадок потужності двигуна або частоти обертання колінчастого вала на режимах номінальному або максимальної потужності, просадки крутного моменту на режимі максимального крутного моменту, рівнів вібрацій чи димності, рівнів температур відпрацьованих газів чи масла у картері, а також тиску масла у картері та ін. Неврахування параметричних і переміжних відмов дозволяє призначити норму надійності із запасом, що корисно;

✓ всі елементи двигуна – рівнонадійні; це також сприяє запасанню норми надійності двигуна;

✓ закон зміни імовірності при катастрофічних (раптових) відмовах – експоненціальний, тобто інтенсивність відмов не залежить від часу; звичайно і це допущення дозволяє одержати норму надійності двигуна із запасом.

Слід відзначити, що не всі норми надійності двигуна розраховуються, тоді як розраховуються всі норми його елементів. Це стосується варіантів розрахунків норм надійності, коли норми для елементів визначаються за заданими нормами для двигуна. Не обчислюються такі норми надійності двигуна, як моторесурс чи термін служби. Їх визначають, виходячи з порівнянь умов забезпечення цих норм надійності для прототипного та створюваного двигунів.

Моторесурс, як норму надійності, встановлюють із рівнів, характерних для нових двигунів конкретного типу (призначення) кращих світових фірм – розробників ДВЗ.

Основними критеріями при призначенні значень ресурсів ДВЗ згідно з [39] є:

- належність двигуна до однієї з груп (високої чи підвищеної обертовості; середньо- чи малообертові);
- рівні форсування двигунів за середнім ефективним тиском або частотою обертання;
- значення протитиску на випуску.

При цьому треба брати до уваги, що затягування з проведенням капітального ремонту завжди економічно доцільно, оскільки його вартість у декілька разів перевищує вартість нового двигуна (наприклад, для дизелів типу ЯМЗ – у 2...3 рази).

Строк служби слід призначати, виходячи, перш за все, з доцільної кількості капітальних ремонтів, морального зносу двигуна.

Після розрахунків нормативних значень показників безвідмовності їх контролюють шляхом порівняння отриманих величин із статистикою експлуатації двигунів подібного класу. Деяка усереднена інформація наведена у табл.5.12 для автотракторних двигунів. Для ДВЗ іншого призначення та типу треба мати відповідні дані.

Для аналітичного розрахунку нормативів безвідмовності двигуна чи його елементів треба задаватися рівнем імовірності безвідмовної роботи двигуна для визначеного напрацювання $R(t)$. Для того щоб не допустити

нереального нормування надійності, виконують й аналізують декілька варіантів його розрахунку.

З урахуванням таких підходів можливі два принципово відмінних варіанти аналітичних розрахунків норм надійності:

- ✓ за нормою для двигуна $R(t_0)$ та значенням t_0 відшукують інші норми для двигуна (T_m, λ) та його елементів (T_{m_i}, λ_i, R_i);
- ✓ за нормою $R(t_0)$ для двигуна та нормативом для елемента λ_i відшукують інші норми для двигуна (T_m, λ) та його елементів (T_{m_i}, λ_i, R_i).

Розглянемо зазначені методики.

Перший варіант розрахунку норм надійності ДВЗ. Задані кількість елементів N двигуна, а також норма надійності двигуна $R(t_0)$ та призначений ресурс t_0.

Таблиця 5.12 – Усереднені значення показників експлуатаційної безвідмовності та довговічності автотракторних двигунів

Найменування об'єктів	Середнє напрацювання до відмови, T_m, год	Середнє напрацювання на відмову t_m, год	Інтенсивність відмов λ, 1/год.			Ресурс до заміни чи відновлення
			Верхня межа	Середнє значення	Нижня межа	
Тракторні дизелі типу СМД	200...350	150...400	$4{,}0\times10^{-3}$	$3{,}0\times10^{-3}$	$2{,}5\times10^{-3}$	8...10 тис. год
Автомобільні дизелі типу ЯМЗ	200...350	до 550	$4{,}0\times10^{-3}$	$3{,}0\times10^{-3}$	$2{,}5\times10^{-3}$	10...12 тис. год
Автомобільні бензинові двигуни типу ЗІЛ,	200...350	до 550	$4{,}0\times10^{-3}$	$3{,}0\times10^{-3}$	$2{,}5\times10^{-3}$	10...12 тис. год
в тому числі: • швидкоспрацьовувані деталі (вкладиші підшипників колінчастого вала, прокладки головок блоку)	1000...1200	до 1100	$11{,}0\times10^{-4}$	$9{,}0\times10^{-4}$	$7{,}0\times10^{-4}$	90...130 тис. год
• деталі середньої довговічності (ЦПГ, головки циліндрів, клапани)	1200...1500	до 1400	$9{,}0\times10^{-4}$	$7{,}0\times10^{-4}$	$5{,}0\times10^{-4}$	160...200 тис. км
• вузли підвищеної довговічності (блоки циліндрів, колінчасті вали)	1500...2000	до 1700	$7{,}0\times10^{-4}$	$5{,}5\times10^{-4}$	$4{,}0\times10^{-4}$	≈300 тис. км
Агрегати та вузли дизелів, у тому числі: • паливна апаратура двигунів СМД	2000...2300	1500...2000	$6{,}0\times10^{-4}$	$5{,}0\times10^{-4}$	$4{,}5\times10^{-4}$	5000 год.
• паливні насоси двигунів СМД	2000...2500	2000...2400	$5{,}0\times10^{-4}$	$4{,}0\times10^{-4}$	$3{,}5\times10^{-4}$	4000...4500 год
• форсунки	1400...1700	1500...2000	$7{,}0\times10^{-4}$	$6{,}0\times10^{-4}$	$5{,}0\times10^{-4}$	–
• акумулятори			$19{,}3\times10^{-6}$	$7{,}2\times10^{-6}$	$0{,}40\times10^{-6}$	–
• фільтри механічні			$1{,}8\times10^{-6}$	$3{,}0\times10^{-5}$	$1{,}1\times10^{-4}$	–
• колінчасті вали	≈2000	≈2000	$6{,}5\times10^{-4}$	$5{,}0\times10^{-4}$	$4{,}0\times10^{-4}$	–

Продовження таблиці 5.12

Найменування об’єктів	Середнє напрацювання до відмови, T_m, год	Середнє напрацювання на відмову t_m, год	Інтенсивність відмов λ, 1/год.			Ресурс до заміни чи відновлення
			Верхня межа	Середнє значення	Нижня межа	
Комплектуючі (деталі) дизелів, у тому числі:						
• шатунні шийки колінчастого вала	≈2500		$5{,}0\times10^{-4}$	$4{,}0\times10^{-4}$	$3{,}0\times10^{-4}$	
• поршневі кільця	≈700		$2{,}0\times10^{-3}$	$1{,}5\times10^{-3}$	$1{,}2\times10^{-3}$	
• розпилювачі форсунок	800...1500		$12{,}5\times10^{-4}$	$8{,}7\times10^{-4}$	$6{,}7\times10^{-4}$	
• поршні	≈1500		$8{,}0\times10^{-4}$	$6{,}7\times10^{-4}$	$5{,}0\times10^{-4}$	
• клапани газорозподілу	≈1500		$7{,}0\times10^{-4}$	$5{,}0\times10^{-4}$	$3{,}0\times10^{-4}$	

Будемо вважати двигун таким, що складається тільки з послідовно з'єднаних елементів. Це, по-перше, найпростіше; а по-друге, це дає мінімум R_i, що дозволяє призначати норму з гарантією.

Оскільки всі елементи двигуна рівнонадійні, то за теоремою множення імовірностей (формула (2.17)) отримуємо умову безвідмовності двигуна з імовірністю $R(t_0)$:

$$\bigcap_{i=1}^{N} R_i \geq R(t_0),$$

або

$$R_i^N \geq R(t_0),$$

або

$$R_i \geq \sqrt[N]{R(t_0)}. \qquad (5.83)$$

При експоненціальному розподілі, згідно з формулою (3.19), оскільки λ = const й однакова для елементів двигуна,

$$R_i \geq \exp(-\lambda_i t_0) = \exp\left(-\frac{\lambda}{N} t_0\right), \qquad (5.84)$$

де $\lambda_i \leq \dfrac{\lambda}{N}$ – максимально допустима небезпека відмови для елемента, або норма інтенсивності відмови для елемента.

Величину λ розраховують за формулою (3.19) для всього діапазону часу $(0 - t_0)$:

$$\lambda = -\frac{\ln[R(t_0)]}{t_0} = \text{const}. \qquad (5.85)$$

Якщо до *i*-го елемента входить f_i компонентів, то, виходячи з їхньої рівнонадійності, отримаємо потрібну для компонентів норму небезпеки (інтенсивності) відмов:

$$\lambda_{f_i} \leq \frac{\lambda_i}{f_i} \qquad (5.86)$$

Норма для середнього напрацювання до відмови обчислюється за формулою (3.24):

$$T_m = \frac{1}{\lambda}.$$

Потім визначають і норми середніх напрацювань на відмову для елементів:

$$T_m = \frac{1}{\lambda_i}.$$

Другий варіант розрахунку норм надійності ДВЗ. Задаються N та $R(t_0)$, а також норма надійності елементів λ_i. Вважаємо норматив для інтенсивності відмов двигуна

$$\lambda = N\lambda_i. \tag{5.87}$$

Далі уточнюємо призначений ресурс:

$$t_0 = -\frac{\ln R(t_0)}{\lambda}. \tag{5.88}$$

Потім використовуються формули (5.84), (3.24), (5.86).

Вважається, що зручнішим є другий варіант розрахунку норм надійності ДВЗ, оскільки усувається можливість нереального нормування рівня надійності двигунів, коли для реалізації норм надійності власне двигуна треба забезпечувати надвисокі нормативи безвідмовності його елементів. Краще при призначенні норм надійності йти від реальних норм надійності елементів двигуна, що дозволяє виконувати другий варіант розрахунку.

Сказане підтверджується відповідними прикладами для дизеля типу СМД-60.

Приклад 1. Задана норма надійності двигуна $R(t_0)$ = 0,5 при N = 44 та t_0 = 300 год.

Знайдемо інші норми надійності двигуна та його елементів.

$$\lambda = -\ln R(t)/t_0 = -\ln 0{,}5/300 = -(-0{,}692)/300 = 2{,}31\times10^{-3}\ 1/\text{год};$$

$$\lambda_i = \lambda/N = 2{,}31\times10^{-3}/44 = 5{,}23\times10^{-5}\ 1/\text{год};$$

$$T_m = 1/\lambda = 1/2{,}31\times10^{-3} = 433\ \text{год};$$

$$T_{m_i} = 1/\lambda_i = 1/5{,}23\times10^{-5} = 19200\ \text{год};$$

$$R_i = \exp(-\lambda_i t_0) = \exp(-5{,}23\times10^{-4}\times100) = \exp(-0{,}052) = 0{,}95.$$

Бачимо, що отримані норми елементів двигуна (наприклад, T_{m_i} = 19200 год при R_i = 0,95) не є реальними.

Приклад 2. Задана норма надійності елемента $\lambda_i = 5\times10^{-4}$ 1/год (згідно з табл. 5.12) при N = 10 та $R(t_0)$ = 0,5. Тут кількість розрахункових елементів двигуна зменшена завдяки спрощенню структурної його моделі, до якої включено шість циліндрових груп та чотири системи (паливоподачі, охолодження, повітропостачання та змащення).

Обчислимо інші норми надійності двигуна та його елементів.

$$\lambda = 5\times10^{-4}\times10 = 5\times10^{-3}\ 1/\text{год}.$$

$$T_m = 1/\lambda = 1/5\times10^{-3} = 200\ \text{год}.$$

$$T_{m_i} = 1/\lambda_i = 1/5\times10^{-4} = 2000\ \text{год}.$$

$$R_i = \exp(-\lambda_i t_0) = \exp(-5\times10^{-4}\times138) = 0{,}93.$$

$$t_0 = -\ln R(t_0)/\lambda = -\ln 0{,}5/5\times10^{-3} = 138\ \text{год}.$$

Бачимо, що визначені норми надійності відповідають експлуатаційній статистиці табл.5.12, тобто є реальними для практичного забезпечення.

5.4.5. Методика прогнозування структурної надійності ДВЗ

Подібне прогнозування базується на поняттях структурної надійності об’єктів.

Тому спочатку розглянемо такі поняття.

5.4.5.1. *Структурна надійність ДВЗ*

Структурною надійністю двигуна називають результуючу надійність його при заданій структурній моделі надійності та відомих значеннях надійності всіх елементів, що входять до ДВЗ.

Оскільки значення надійності окремих частин (елементів) системи змінюються залежно від режиму й умов їхньої роботи, то це повинно бути враховано шляхом призначення (й забезпечення) значень надійності кожного з елементів відповідно до режиму та умов роботи.

Розглянемо типові структури й визначимо їх оцінки надійності згідно із з’єднанням елементів двигуна.

Послідовне з’єднання (рис. 5.20) – це така структурна схема, при якій, якщо імовірність безвідмовної роботи будь-якого її елемента дорів-

нює нулю, то імовірність безвідмовності всього з'єднання також дорівнює нулю. Отже, йдеться про таку функціональну залежність елементів ДВЗ, коли відмова будь-якого елемента викликає відмову всього двигуна.

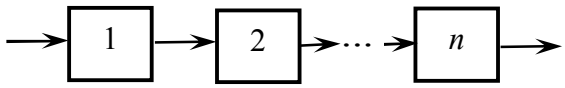


Рисунок 5.20 – Структурна модель послідовного поєднання елементів ДВЗ

Таким чином, аби конструктивні елементи були послідовно поєднані в конструкції, необхідна безвідмовна робота всіх елементів для безвідмовної роботи ДВЗ у цілому.

Остання умова, відповідно з теоремою помноження імовірностей, приводить до визначення загальної (сумарної) імовірності безвідмовної роботи послідовної схеми:

$$R_{\Sigma} = \bigcap_{i=1}^{n} R_i \,. \tag{5.89}$$

У загальному випадку R_i підпорядковуються різним законам розподілу. Тоді, оскільки $R_i = f_i(t)/\lambda_i(t)$, згідно з формулою (3.13), де $f_i(t)$ – частота відмов, $\lambda_i(t)$ – інтенсивність відмов, маємо:

$$R_{\Sigma} = \bigcap_{i=1}^{n} \frac{f_i(t)}{\lambda_i(t)} . \tag{5.90}$$

Тут $f_i(t)$ та $\lambda_i(t)$ залежать від видів законів розподілу, яким підпорядковуються імовірності безвідмовності їх елементів.

В окремому простішому випадку експоненціального закону розподілу для будь-якого з елементів послідовного з'єднання, коли $R_i = \exp(-\lambda_i t)$, одержуємо:

$$R_{\Sigma} = \bigcap_{i=1}^{n} \exp(-\lambda_i t) = e^{-\lambda_1 t} e^{-\lambda_n t} = \exp\left[-(\lambda_1 + \lambda_2 + \ldots + \lambda_n)t\right] = \exp(-\lambda_{\Sigma} t), \tag{5.91}$$

де

$$\lambda_{\Sigma} = \lambda_1 + \lambda_2 + \ldots + \lambda_n = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i \,. \tag{5.92}$$

Відповідно, середнє напрацювання до відмови

$$T_m = \frac{1}{\lambda_{\Sigma}} . \tag{5.93}$$

Якщо елементи рівнонадійні, то

$$R_\Sigma = R_i^n = \exp(-n\lambda_i t) = e^{-\lambda_\Sigma t}, \qquad (5.94)$$

де $\lambda_\Sigma = n\lambda_i$;

$$\lambda_i = \frac{\lambda_\Sigma}{n}; \quad T_m = \frac{1}{n\lambda_i}. \qquad (5.95)$$

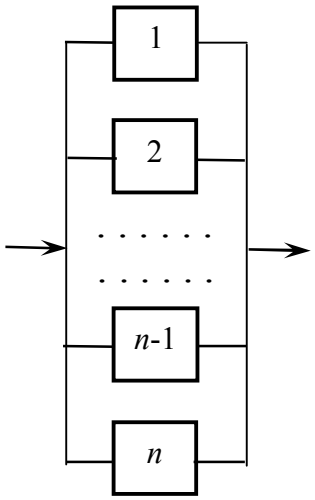


Рисунок 5.21 – Структурна модель паралельного з'єднання елементів ДВЗ

Паралельне з'єднання (рис. 5.21) – це така структурна схема, при якій, якщо імовірність відмов будь-якого її елемента дорівнює нулю, тобто хоча б один із елементів схеми буде абсолютно надійним, то імовірність відмов усього з'єднання також дорівнює нулю. Отже відмова будь-якого елемента при паралельному з'єднанні не веде до відмови системи в цілому.

Якщо імовірності безвідмовної роботи окремих елементів дорівнюють, відповідно, R_i, то їх ненадійності (тобто імовірності відмов) будуть:

$$Q_1 = 1 - R_1; \quad Q_2 = 1 - R_2; ...; \quad Q_n = 1 - R_n,$$

а результуюча ненадійність схеми (загальна імовірність відмови всієї схеми)

$$Q_\Sigma = Q_1 \times Q_2 \times ... \times Q_n = \bigcap_{i=1}^{n} Q_i = \bigcap_{i=1}^{n} (1 - R_i).$$

Тоді надійність паралельної схеми, або загальна імовірність безвідмовної роботи всієї такої схеми,

$$R_\Sigma = 1 - Q_\Sigma = 1 - \bigcap_{i=1}^{n} (1 - R_i). \qquad (5.96)$$

Тут у загальному випадку R_i можуть підпорядковуватися різним законам розподілу, тобто

$$R_i = f_i(t)/\lambda_i(t).$$

Але навіть коли R_i підпорядковуються найпростішому експоненціальному розподілу імовірностей, маємо:

$$R_\Sigma = 1 - (1 - e^{-\lambda_i t})^n, \qquad (5.97)$$

отже результуюча R_Σ не підпорядковується експоненціальному розподілу.

Для схеми з елементами однакової надійності $Q_1 = Q_2 = ... = Q_n$, відповідно

$$Q_{\Sigma} = Q_i^n = (1 - R_i)^n,$$

або

$$R_{\Sigma} = 1 - Q_{\Sigma} = 1 - (1 - R_i)^n. \qquad (5.98)$$

Паралельно-послідовне з'єднання – це комбінована структурна схема, розрахунок якої визначається саме структурою. На рис. 5.22 показана узагальнена послідовно-паралельна структурна модель, а на рис.5.23 – комбінована схема з'єднання елементів тракторного дизеля типу СМД-60.

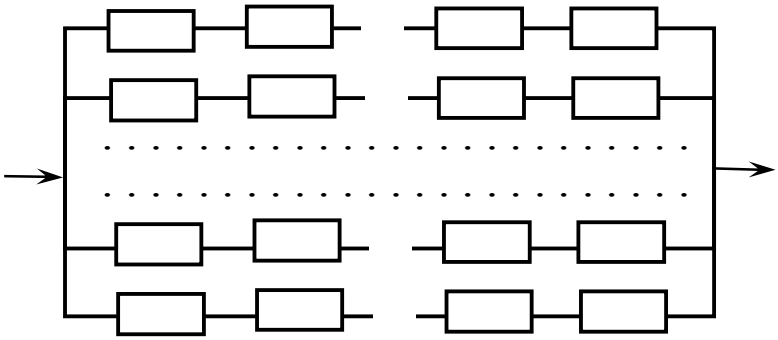


Рисунок 5.22 – Структурна модель послідовно-паралельного поєднання елементів

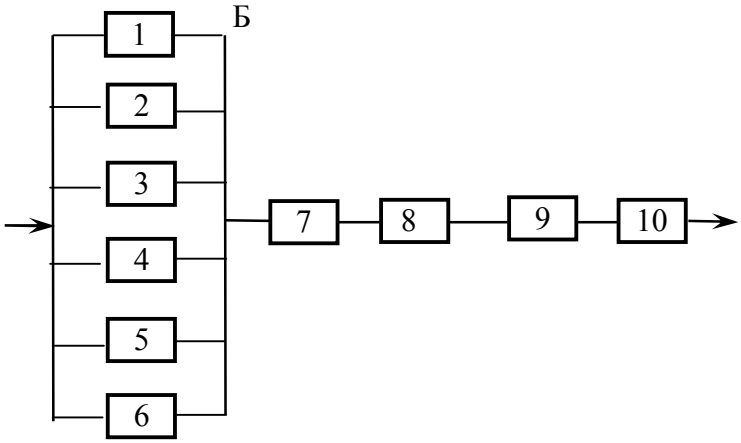


Рисунок 5.23 – Структурна модель тракторного дизеля типу СМД-60:

1–6 – циліндрові групи;
Б – блок циліндрів;
7 – паливна система;
8 – охолоджувальна система;
9 – система змащення;
10 – ТК

Розрахуємо структурну надійність двигуна згідно з моделлю рис. 5.23. Вважаємо, що всі елементи цього двигуна – рівнонадійні. Спочатку для групи Б:

$$R_{\Sigma}^{Б} = 1 - (1 - R_i)^{n_Б},$$

де $n_Б$ – кількість елементів у блоці циліндрів.

Далі згідно з (5.89):

$$R_{\Sigma} = R_{\Sigma}^{Б} \times R_i^n,$$

де R_i – імовірності безвідмовної роботи елементів 7–10, а n – їхня кількість.

Остаточно:

$$R_{\Sigma} = R_i^n [1 - (1 - R_i)^{n_Б}]. \qquad (5.99)$$

Якщо R_i – різні для різних елементів комбінованої схеми, то маємо:

$$R_{\Sigma} = \bigcap_{i}^{n} R_i \left[1 - \bigcap_{i=1}^{n_Б} (1\text{-}R_i \right]. \qquad (5.100)$$

Наведемо декілька прикладів щодо структурної надійності ДВЗ.

Приклад 1. Необхідно для автомобільного чотирициліндрового двигуна знайти імовірність безвідмовної роботи, якщо його структурна модель складається з чотирьох паралельно включених елементів з R_i = 0,8. Відповідно до формули (5.98) маємо:

$$R_{\Sigma} = 1 - (1 - R_i)^n = 1 - (1 - 0{,}8)^4 = 1 - 1{,}6 \times 10^{-3} \approx 1{,}0.$$

Звичайно така структурна модель далека від реальності, оскільки вона містить тільки з'єднання циліндрів ДВЗ, не враховуючи підключення до цього паралельного з'єднання систем двигуна як найважливіших елементів.

Приклад 2. Для тих же початкових даних знайти R_{Σ}, якщо структурна модель автомобільного чотирициліндрового двигуна з наддувом складається з блоку циліндрів за паралельною схемою та послідовно з'єднаних з цим блоком чотирьох систем, аналогічно рисунку 5.23.

Згідно з формулою (5.99) отримуємо:

$$R_{\Sigma} = [1 - (1 - R_i)^4] R_i^4 = [1 - (1 - 0{,}8)^4] 0{,}8^4 \approx 0{,}4.$$

Бачимо, що рівень надійності реальної моделі двигуна значно поступається ідеальній (паралельній) моделі. Для подальшого підвищення рівня надійності треба запроваджувати ефективні заходи щодо поліпшення надійності кожного елемента. Так, при R_i = 0,9 вже маємо: $R_{\Sigma} \approx 0{,}65$, що відповідає експлуатаційним даним для автомобільних ДВЗ при напрацюванні їх до 250...400 годин.

5.4.5.2. *Орієнтовний розрахунок надійності ДВЗ*

Орієнтовний розрахунок надійності повинен супроводжувати розробку ескізного проекту, коли ще відсутні повні дані щодо режимів та умов роботи окремих елементів розроблюваного двигуна, але вже визначилася його структура, тобто склад елементів та зв'язки між окремими елементами.

Такий розрахунок звичайно виконується при таких допущеннях:

- відмови елементів є події випадкові та незалежні одна від одної;

- враховуються тільки елементи, що входять до основної функціональної структурної моделі надійності;
- імовірність безвідмовної роботи елементів змінюється у часі за експоненціальним законом розподілу, тобто інтенсивність відмов не залежить від часу;
- урахування впливу умов роботи елементів виконується наближено.

До початку орієнтовного розрахунку будується структурна модель надійності ДВЗ.

Для прикладу використаємо структурну модель тракторного дизеля типу СМД-60, шестициліндрового, з наддувом, (рис.5.23).

Формула для розрахунку наведена вище у підп. 5.4.5.1 як для послідовно-паралельного з'єднання (формула 5.99).

Можливі два підходи. Перший – розрахунок виконують за обраними λ_i для елементів ДВЗ. Другий – розрахунок виконують за обраними λ_f для компонентів, що утворюють кожний елемент надійності двигуна.

При визначенні λ_i не треба обмежуватися простим зв'язком $\lambda_i = n_f \lambda_f$, де n_f – кількість компонентів у *i*-му елементі, а необхідно скласти частинну розрахункову модель кожного елемента та виконати розрахунок λ_i залежно від структури елемента за формулами, наведеними вище у підп. 5.4.5.1.

Для проведення орієнтовного розрахунку надійності ДВЗ потрібно:

✓ з якомога більшою вірогідністю обирати λ_f за статистикою експлуатаційних даних, приклад яких наведено в табл.5.12;

✓ враховувати вплив умов експлуатації за допомогою поправочного коефіцієнта K_λ за формулою

$$\lambda_f = K_\lambda \lambda_{f_0}, \tag{5.101}$$

де λ_{f_0} – небезпека (інтенсивність) відмов при лабораторних умовах роботи компонента. Звичайно λ_{f_0} визначають за лабораторними даними для партії дослідних зразків, виходячи з залежності $\lambda_{f_0} = 1/T_{mf_0}$ при допущенні, що ці дані підпорядковуються експоненціальному емпіричному закону розподілу.

Значення K_λ для різних умов експлуатації при орієнтовному розра-

хунку надійності ДВЗ можна визначати за табл.5.13, враховуючи дані [80].

Таблиця 5.13 – Поправочні коефіцієнти K_λ

Умови роботи виробу	K_λ
Лабораторні випробування	1,0
Експлуатація ДВЗ на стаціонарних силових установках	5...10
Експлуатація ДВЗ на рухомих об’єктах	10...20
Експлуатація ДВЗ на високогір’ї	20...80

Далі визначають λ_i. При цьому спираються на значення λ_{f_i} та використовують перехідні формули для конкретних структурних моделей кожного розрахункового *i*-го елемента.

5.4.6. Прогнозування загальної надійності ДВЗ

Двигун, як правило, являє собою систему з незмінною структурою у процесі роботи. Але відомі й конструктивні схеми ДВЗ і зі змінною структурою. До них відносять тепловозні двигуни з форсажною камерою згоряння, яку короткочасно включають на тривалих підйомах. Оскільки у дизелів коефіцієнт надлишку повітря суттєво більший за одиницю (для тепловозних дизелів $\alpha \geq 2{,}0$), то у ВГ міститься вільний кисень, що використовується для згоряння форсажної порції палива, яку у випускний колектор подає окрема секція ПНВТ через спеціальну форсунку. Надлишок енергії ВГ подається на силову турбіну, від якої вона надходить через механічну передачу на колінчастий вал тепловозного дизеля. Після закінчення тривалого підйому форсажну камеру відключають, а двигун працює далі на звичайному рівні форсування за агрегатною потужністю. Все це виключає переформування ДВЗ й забезпечує дуже високий рівень середньоексплуатаційної витрати палива та зниження токсичності ВГ дизеля для магістральних тепловозів.

Відомі системи газотурбінного наддуву потужних автотракторних дизелів з двома турбокомпресорами, один з яких відключається на часткових експлуатаційних режимах. За цим же принципом побудовані конструктивні схеми ДВЗ з відключенням частки робочих циліндрів на часткових навантаженнях. Такі заходи також суттєво економлять паливо при експлуатації згаданих двигунів зі змінною структурою.

До двигунів з перемінною структурою можна віднести й такі, в яких автоматично виключається масляне охолодження поршнів на дольових режимах роботи. Це знижує витрати тепла до системи охолодження й покращує паливну економічність ДВЗ в експлуатації.

Розрахунок надійності двигуна з перемінною структурою при експлуатації звичайно виконують окремо для функціонування всіх елементів (у тому числі підключених на форсованих режимах) та для функціональної схеми з виключенням змінних елементів (форсажної камери, наприклад, і т.д.). Оцінку рівня надійності двигуна виконують за мінімальним рівнем надійності для зазначених функціональних схем двигуна зі змінною структурою.

Оскільки методично розрахунок надійності двигуна зі змінною структурою базується на розрахунку системи з незмінною структурою у процесі експлуатації, розглянемо методику повного розрахунку саме стабільної структурної моделі.

Як відзначено вище, метою такого розрахунку є визначення загальної надійності ДВЗ.

Загальна надійність двигуна – це поняття більш містке, ніж безвідмовність; воно включає також і відновлюваність, характеризуючи, таким чином, *надійність системи тривалого використання*.

Загальна надійність визначається імовірністю нормального функціонування:

$$R(t) = \hat{A}R_{\Sigma}(t) + (1 - \hat{A})p(\tau)R(t - \tau), \qquad (5.102)$$

де $\hat{A}$ – стаціонарний коефіцієнт готовності двигуна за формулою (3.39);

$R_{\Sigma}(t)$ – імовірність безвідмовної роботи двигуна до заданого часу t;

$p(\tau)$ – імовірність відновлення в інтервалі $(0 - t)$ за формулою (3.29), тобто виявлення відмови та перевірки працездатності двигуна;

$p(\tau) = 1 - \exp(-\tau/T_{в})$ ($T_{в}$ – середній час відновлення);

$R(t - \tau)$ – імовірність безвідмовної роботи двигуна за $(T - \tau)$ (термін часу, що залишається);

$1 - \hat{A}$ – імовірність несправного стану двигуна до початкового моменту часу його використання.

На практиці $T_{в} < T$, а $1 - \hat{A}$ ® 0; T – час справної роботи двигуна (напрацювання на відмову) у формулі (3.39), коли

$$\hat{A} = \frac{T}{T + T_{в}}.$$

Тому з достатньою вірогідністю

$$R(t) \approx K_Г R_\Sigma(t) = \frac{T}{T + T_в} R_\Sigma(t). \qquad (5.103)$$

Таким чином, імовірність нормального функціонування ДВЗ визначається коефіцієнтом його готовності та імовірністю безвідмовної роботи двигуна.

Розглянемо уточнений розрахунок $R_\Sigma(t)$ на основі формули

$$R_\Sigma(t) = R_a(t) R_в(t), \qquad (5.104)$$

де $R_a(t)$ – імовірність безвідмовної роботи двигуна при катастрофічних відмовах, коли елементи його виходять з ладу; $R_в(t)$ – імовірність безвідмовної роботи двигуна при параметричних відмовах, коли елементи його не виходять з ладу, але вихідні параметри ДВЗ виходять за допустимі межі.

Цей розрахунок виконується у такій послідовності:

✓ виділяють з двигуна основну функціональну блок-схему; справа у тому, що імовірність безвідмовної роботи двигуна у цілому залежить від імовірностей безвідмовної роботи основних його елементів, тобто тих, що визначають функціонування ДВЗ (поршень; шатун; колінчастий вал; паливний насос і форсунка; турбокомпресор; системи живлення, змащення й охолодження і т.д.). Інші елементи, які відіграють допоміжну роль (прилади контролю, блокування та захисту і т.д.), можна не враховувати;

✓ визначають режими роботи цих основних елементів двигуна; йдеться про характер навантаження, рівні механічних та термічних навантажень і т.п.;

✓ встановлюють зміни режимів роботи двигуна та його основних елементів внаслідок відмов допоміжних елементів;

✓ знаходять можливі в експлуатаційних умовах межі змін зовнішніх факторів: температури, вологості, тиску навколишнього середовища; вібрацій та ударів; складу й рівнів концентрації агресивних домішок у цьому середовищі (пил, сіль) і т.д.;

✓ обчислюють значення (рівні) надійності кожного з основних елементів двигуна стосовно появи катастрофічних відмов за формулою

$$R_{a_i}(t) = \exp(-\lambda_i' + \lambda_i'')t, \qquad (5.105)$$

де λ'_i – інтенсивність відмов з урахуванням зовнішніх умов роботи двигуна; λ''_i – те ж саме з урахуванням режимів його роботи; тут $\lambda'_i = K'\lambda'_{0_i}$; $\lambda''_i = K''\lambda''_{0_i}$; λ'_{0_i} – значення інтенсивності відмов елемента у нормальних зовнішніх умовах; λ''_{0_i} – значення інтенсивності відмов елемента при роботі двигуна на номінальному режимі;

✓ визначають значення надійності $R_{в_i}(t)$ кожного з основних елементів двигуна стосовно появи параметричних відмов, що викликані змінами: параметрів самого елемента, режиму та умов його роботи внаслідок параметричних відмов двигуна в цілому;

✓ розраховують безвідмовність роботи ДВЗ у цілому відповідно до його структурної схеми.

5.4.7. Прогнозування надійності ДВЗ з резервуванням

Якщо потрібна висока надійність двигуна, то значний ефект може дати *резервування* при тривалій експлуатації, в тому числі:

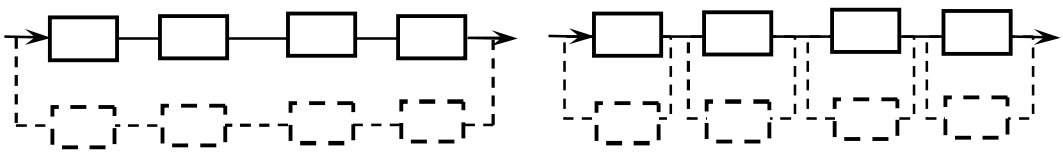
- резервування з заміщенням за рахунок запасних частин;
- резервування із дублюванням (навантаженим чи гарячим).

Прикладом навантаженого (гарячого) резервування є дублювання магістрального тепловоза у депо по його трасі при несприятливій кліматичній ситуації; таким резервом можуть також вважатися дублювальні дизель-генератори у моторних відділеннях суден чи дизель-генератори електростанцій.

Дублювання ненавантажене – це і є резервування заміщенням. При цьому резервні елементи (запчастини) включаються тільки при відмовах основних елементів двигуна, а при розрахунку резервні елементи розглядаються як такі, що входять до його структурної моделі.

Резервування дозволяє підвищити імовірність безвідмовної роботи ДВЗ до R_Σ ® 1,0.

Резервування може бути *залежним* чи *незалежним* (рис.5.24).



а *б*

Рисунок 5.24 – Схеми резервування:
а – залежне;
б – незалежне

Для оцінок ефективності різних схем резервування у практиці ДВЗ наведемо приклади.

Приклад 1. Задано імовірність безвідмовної роботи елемента чотиритактного двигуна R_i = 0,8. Яку ефективність матиме схема резервування запчастинами для двигуна за структурними моделями рисунку 5.24?

Спочатку розраховуємо імовірність безвідмовної роботи двигуна за умови послідовної схеми з'єднання елементів двигуна:

$$R_\Sigma = R_i^4 = 0{,}8^4 = 0{,}4.$$

Далі визначимо надійність цього двигуна при залежній схемі резервування запчастинами:

$$R_{\Sigma_a} = 1-(1-R_i^4)^2 = 1-(1-0{,}8^4)^2 = 0{,}64.$$

Тепер обчислимо надійність цього ж двигуна при незалежній схемі резервування запчастинами:

$$R_{\Sigma_б} = [1-(1-R_i)^2]^4 = [1-(1-0{,}8)^2]^4 = 0{,}85.$$

Бачимо, що схема рис.5.24,б є надійнішою, ніж схема рис.5.24,а, тобто в ній запасні частини використовуються ефективніше.

Приклад 2. Задано імовірність безвідмовної роботи елемента двигуна R_i = 0,6. Скільки треба мати запасних частин для цього елемента, аби кінцевий результат R_{Σ_i} складав 0,99?

Враховуємо, що запасні частини як резервні елементи включаються по паралельній схемі; кількість запасних частин позначимо *n*. Очевидно, що $R_{\Sigma_i} = 1-(1-R_i)^n$ або $1-R_{\Sigma_i} = (1-R_i)^n$. Після логарифмування маємо: $\lg(1-R_{\Sigma_i}) = n\lg(1-R_i)$, звідки

$$n = \frac{\lg(1-R_{\Sigma_i})}{\lg(1-R_i)} = \frac{\lg(1-0{,}99)}{\lg(1-0{,}6)} = \frac{\lg 0{,}01}{\lg 0{,}4} = 5{,}02.$$

Таким чином, необхідно мати не менше п'яти запасних частин для *i*-го елемента для забезпечення його майже абсолютної безвідмовності.

5.4.8. Прогнозування залишкового ресурсу ДВЗ

5.4.8.1. ***Відпрацювання ресурсу ДВЗ в умовах рядової експлуатації.***

Залишковий ресурс $M_з$ двигуна являє собою напрацювання від моменту τ оцінки його технічного стану до моменту, коли основні з'єднання досягають граничного стану, що й зумовлює необхідність направлення двигуна до капітального ремонту.

Прогнозування залишкового ресурсу ДВЗ та найбільш повне його використання, як свідчить практика, може суттєво скоротити експлуатаційні витрати.

Розглянемо цю проблему на прикладі автотракторних двигунів [87]. Саме таке прогнозування дозволяє контролювати відпрацювання ресурсу й визначати момент досягнення граничного стану двигуна.

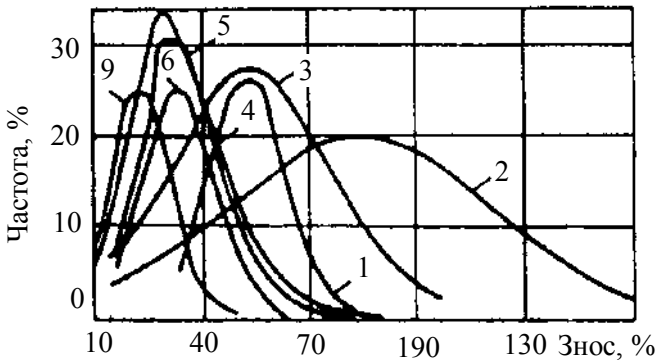


Рисунок 5.25 – Розподіли зазорів (зносів) у з'єднаннях деталей ЦПГ дизелів СМД-14, що направлені на перший капітальний ремонт:

1 – поршень-гільза; 2 – перше компресійне кільце-канавка поршня; 3 – овальність гільзи; 4 – стик першого компресійного кільця; 5 – пружність цього кільця; 6 – маслознімальне кільце-канавка поршня; 7 – пружність; 8 – зазор у стику цього кільця; 9 – знос гільзи

Аналіз експлуатації свідчить, що значна частина двигунів направляється на капітальний ремонт з далеко не повним відпрацюванням ресурсу основних з'єднаннь (циліндро-поршнева група, кривошипно-шатунний механізм, паливна апаратура та ін.). Розподіли імовірностей параметрів технічного стану деталей ЦПГ, наприклад, які наведені на рис.5.25, свідчать, що залишковий ресурс є значним по всіх з'єднаннях; тільки сполука "перше компресійне кільце – канавка поршня" мала найменший ресурс (400 год).

За даними НАТІ [87], резерв напрацювання тракторних дизелів за рахунок повного відпрацювання ресурсу основних з'єднань становить близько 100 % середнього напрацювання двигунів, що надійшли на ремонтний завод від господарств.

Цей та інші приклади свідчать, що використання прогнозування залишкового ресурсу ДВЗ у процесі експлуатації дозволить більш повно реалізувати ресурсні можливості, закладені в них, та в значній мірі виключати випадки передчасного направлення їх до капітального ремонту.

5.4.8.2. ***Прогнозування залишкового ресурсу***

Найбільш поширеним є нелінійне прогнозування. В такому випадку зміна параметра двигуна залежно від його напрацювання вважається лінійною. Тоді на основі початкового (номінального) значення параметра та значення параметра, який визначається діагностуванням на момент прогнозування, розрахунок залишкового ресурсу виконують за формулою

$$M_з = M(\tau)\left(\frac{P_{гран} - P_{поч}}{P(\tau) - P_{поч}} - 1\right),$$

де $M(\tau)$ – сумарне напрацювання двигуна з початку експлуатації; $P_{гран}, P_{поч}$ – граничне та початкове значення параметра, відповідно; $P_{гран}$ – за технічними умовами; $P(\tau)$ – значення параметра у момент визначення технічного стану ДВЗ з метою прогнозування.

Достатньо використовувати рівняння

$$P(\tau) = P_{поч} + bt^{\alpha},$$

де b – дослідний коефіцієнт; α – показник ступеня, що характеризує швидкість зміни параметра.

Тоді

$$M_з = M(\tau)\left[\left(\frac{P_{гран} - P_{поч}}{P(\tau) - P_{поч}}\right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1\right].$$

Значення показника ступеня α визначають дослідним шляхом. Наприклад, для тракторних ДВЗ можна використовувати такі значення α при прогнозуванні остаточного ресурсу [87]:

циліндро-поршнева група щодо прориву газів до картера:

до заміни поршневих кілець. 1,3

після заміни поршневих кілець. 1,5

щодо зазору у кривошипно-шатунному механізмі. 1,4

щодо спрацювання тарілки й сідла клапана газорозподілу. 1,6

щодо спрацювання висоти кулачків розподільчого вала. 1,1

щодо спрацювання зносу плунжерних пар ПНВТ. 1,1

Як параметр технічного стану при прогнозуванні $M_з$ треба використовувати критерії чи ознаки ресурсних відмов двигунів, приклади яких розглянуто вище у гл. 4. До них, наприклад, відносяться: прорив газів у картер двигуна, витрата масла, рівень диміння, зазори у з'єднаннях, рівні вібрацій у різних зонах корпусних деталей, рівні шумів та інші діагностичні параметри.

Для підвищення точності прогнозування рекомендується не обмежуватися визначенням $M_з$ за даними однієї перевірки діагностичного параметра, оскільки періодичне спостереження за зміною такого параметра по мірі збільшення напрацювання ДВЗ підвищує точність прогнозування й дозволяє спостерігати за динамікою спрацювання.

Звичайно виконують п'ять та більше діагностувань. Тоді

$$M_з = \left[M(\tau_{ост}) - M(\tau_{поч})\right] \times \left[\left(\frac{P_{гран} - P_{поч}}{P_{ост} - P_{поч}}\right)^{\frac{1}{\alpha}} - 1\right],$$

де $M(\tau_{ост}), M(\tau_{поч})$ – повні наробітки, відповідно, до останнього та початкового діагнозів з початку експлуатації ДВЗ; $P_{ост}, P_{поч}$ – значення параметрів, відповідно, за останнім та початковим діаметрами.

Показник α в останній формулі визначається на основі ряду діагнозів:

$$\alpha = \frac{\ln \dfrac{P_{ост} - P_{поч}}{P_i - P_{поч}}}{\ln \dfrac{M(\tau_{ост}) - M(\tau_i)}{M(\tau_{поч}) - M(\tau_i)}},$$

де $P_i = 0{,}5\left[M(\tau_{ост}) - M(\tau_{поч})\right]$; $M(\tau_i)$ – повний наробіток ДВЗ до моменту τ_i в інтервалі $(\tau_{ост} - \tau_{поч})$.

5.5. Оцінки надійності ДВЗ за результатами випробувань

Розрахункові оцінки надійності ДВЗ мають суттєвий недолік. Відсутність повноти вірогідності інформації щодо конкретних двигунів не дозволяє з необхідною точністю прогнозувати показники надійності та обирати ефективні шляхи їх підвищення.

Найбільші обсяги інформації щодо рівнів надійності двигунів та їхніх елементів одержують за результатами випробувань на надійність як в натурних лабораторних умовах, так і в умовах реальної експлуатації.

Тому випробування і є важливою ланкою програми робіт з підвищення надійності ДВЗ.

Випробування на надійність проводять:

а) для деталей, вузлів двигунів – з метою визначення закону розподілу досліджуваного показника надійності (напрацювання на відмову, ресурсу і т.д.) з обов'язковим урахуванням характеру різних відмов, терміну припрацьовування, терміну старіння тощо;

б) для двигунів у цілому – з метою визначення показників надійності (безвідмовності, ресурсів, наприклад).

Дані, що отримують, дозволяють виконувати перевірки вірогідності й точності розрахунків на надійність, накопичувати вихідні дані для аналогічних розрахунків чи прогнозування надійності конкретних двигунів, уточнювати методи й методики розрахунків показників надійності та, що головне, обирати й обґрунтовувати шляхи підвищення цих показників на стадії проектування, створення та доведення нових ДВЗ.

Тому такі дані важко переоцінити. Дуже важливо, щоб для планування та проведення випробувань на надійність на всіх їхніх етапах виділявся найбільш кваліфікований персонал, що, на жаль, не завжди робиться (кращі сили намагаються направити на проектування). У таких випадках іноді настають нездоланні труднощі внаслідок неочікуваних і незрозумілих відмов та нездатності персоналу виявити та усунути причини (чинники) цих відмов. Висококваліфікована група випробувачів, що працюватиме за ретельно обміркованою програмою й отримуватиме підтримку керівника фірми (підприємства) у вигляді необхідних фондів, приміщень і дорогого обладнання, може запобігти або взагалі усунути більшість неприємностей при забезпеченні роботи двигунів без рекламацій з причини катастрофічних відмов.

Випробування на надійність мають ряд принципових переваг:

- можна швидко одержувати необхідні дані щодо надійності (особливо при прискорених випробуваннях);
- виникає можливість диференційовано (роздільно) оцінювати вплив різних факторів на надійність;
- при проведенні лабораторних випробувань можна забезпечити використання складних утомних стендів з сучасним обладнанням, багаторазове відтворювання умов та повторення експериментів, залучення висококваліфікованого персоналу; все це робить результати випробувань на на-

дійність суто вірогідними;

- лабораторні випробування можна проводити на зразках, моделях, що значно спрощує та здешевлює їх.

Звичайно, сучасні випробування на надійність ДВЗ вимагають значних витрат часу та коштів. Тому перед проведенням випробування на надійність треба старанно виконувати основні етапи їхньої підготовки, а саме забезпечувати:

- ✓ обґрунтування необхідності випробувань;
- ✓ вибір об'єкта випробувань;
- ✓ вибір способу випробувань;
- ✓ підбір устаткування й обладнання;
- ✓ складання програми проведення випробувань;
- ✓ визначення кількості зразків, терміну випробувань;
- ✓ вибір методики обробки результатів випробувань;
- ✓ чітке визначення кінцевої мети випробувань.

Випробування на надійність ДВЗ та їхніх деталей, вузлів, систем поділяють на дві групи – *лабораторні* (стендові) та *експлуатаційні*.

Серед *лабораторних випробувань* виділяють такі:

а) на перевірку запасу міцності;
б) на перевірку опору втоми;
в) прискорені (ресурсні та інші);
г) на перевірку віброміцності;
д) на оцінку залишкового ресурсу;
е) контрольні.

Розглянемо зазначені види випробувань на надійність.

5.5.1. Випробування на перевірку запасів міцності деталей ДВЗ

Такі випробування проводять для одержання даних щодо міцності деталей вузлів за запасами міцності, що визначаються експериментально за формулами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_{\max}}, \qquad (5.106)$$

де σ_{-1}, τ_{-1} – граничні витривалості згину й кручення матеріалу; $\sigma_{\max}$, $\tau_{\max}$ – максимальні нормальні та дотичні напруження, що виникають у деталях ДВЗ при експлуатації.

Для визначення напружень використовуються наступні сучасні методи:

а) *покриття крихкими лаками*. У якості лака застосовують розчин

гідрату окису барію $Ba(OH)_2$ у розплавленій каніфолі. Лак наносять на деталь (яка попередньо нагрівається до 150 °С) пульверизатором, а потім деталь охолоджують протягом 20 год у спеціальній сушильній шафі до нормальної температури (20 °С). Після випробувального напрацювання за тріщинами на лаці, які з'являються під час сушіння деталі у шафі визначають найбільш напружені місця та характер напруженого стану (розподілення напружень по поверхні деталі).

б) *тензометрування* застосовують з урахуванням результатів, отриманих шляхом покриття поверхні деталі крихкими лаками. Кількісне визначення напружень виконують за допомогою тензометрів, які наклеюють у напрямках, що є нормальними до тріщини, та вздовж її (на поверхні лаку); звичайно наклеюють два тензометри – такий, що є перпендикулярним щодо тріщини та інший – паралельний тріщині. Вимірювання деформацій (і напружень) проводять за результатами визначення активного (омічного) опору мікродроту тензодатчика за допомогою мостової схеми, що перетворює зміну електроопору в електричний сигнал. Найбільш поширені у практиці випробувань ДВЗ константанові дротові тензодатчики з тензобазою 5; 10; 20 мм та опором R = 100...300 Ω, а також фольгові датчики з базою 1,0; 1,5; 3; 5; 10; 20 мм та R = 100...200 Ω. При наклеюванні тензодатчиків використовують клеї БФ-2, БФ-4, ціакрин та ін. (для дротових модифікацій) та вінефлексовий лак ВЛ-931 та ін. (для фольгових датчиків). Методом тензометрування випробують відповідальні болтові з'єднання (болти шатуна, кріплення противаг чи кришок корінних підшипників колінчастого вала, вісі шестерень). При тензометруванні рухомих деталей (поршні, клапани, шатуни та ін.) значної уваги потребують важільні струмознімачі, бажано – безперервної дії. Такі струмознімачі розробляють індивідуально для конкретного двигуна з урахуванням його розміщення між колінчастим валом та блоком циліндрів, рівня частоти обертання цього вала і т.д. При тензометруванні деталей, що обертаються (колінчасті, розподільні вали, ротори турбокомпресорів тощо), використовують специфічні безперервні ртутні чи інші струмознімачі.

в) *Торсіографування* застосовується при вимірюваннях крутильних колінчастих та інших валів систем ДВЗ; для цього використовують спеціальні вимірювачі кута закручування й крутного моменту на валу; це дозволяє побудувати залежність крутильних напружень від навантажень.

5.5.2. Випробування деталей ДВЗ на втому

Більшість деталей двигунів працюють в умовах нестаціонарних, у тому числі циклічних, навантажень від сил газів та інерційних.

Метою випробувань таких деталей на утому є визначення границь витривалості, що визначають за експериментальними кривими утоми (криві Велера), приклад однієї з яких наведено вище (див. рис.5.7).

Для проведення випробувань використовують 6...10 деталей або їхніх елементів.

У випадку випробувань на утому колінчастих валів при деформаціях вигину потрібно звичайно 6...8 однотипних щок. Для блоків та головок циліндрів, у яких розміри перерізів напружених елементів можуть значно відрізнятися, кількість деталей, що одночасно випробуватимуться, доцільно збільшити.

Випробування шатунів колінчастих валів ведуться до зруйнування не менше 1/3 перерізу стрижня шатуна (чи шийки колінчастого вала) або до досягнення базової кількості циклів навантаження (наприклад, для автотракторних ДВЗ, вона дорівнює 10^7 циклів).

Приклад схеми установки для випробувань колінчастих валів на утому показаний на рис.5.26. Для таких випробувань використовують важільні утомні стенди з електромеханічним чи електромеханічним приводом.

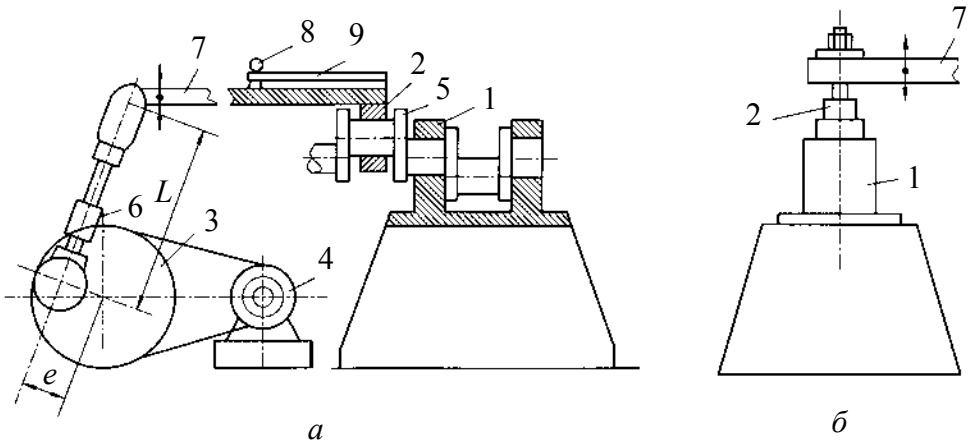


Рисунок 5.26 – Установка для випробувань колінчастих валів на утому:
а – з електромеханічним приводом;
б – з електромагнітним приводом

При випробуваннях на *стенді з електромеханічним приводом* (рис.5.26, а) колінчастий вал корінними шийками закріплюють в опорах 1, шатунними шийками – у затискачах 2 важеля 7. Вал навантажують за допомогою збудника 3, який приводиться до руху від електродвигуна 4. Конструкція збудника дозволяє змінювати плече кривошипа *l*, тим самим задавати потрібну амплітуду вигинального моменту за перерізом щоки 5 колінчастого вала. Крім цього, змінюють довжину *L* важеля гвинтом 6. Такий стенд дозволяє проводити випробування з будь-яким ступенем асиметрії навантажувального циклу. Вигинальний момент визначають за прогином важеля 7 та тарувальним коефіцієнтом. Цей прогин вимірюють інди-

катором 8, що закріплений на балочці 9. Частота зміни навантаження на стенді становить для автотракторних дизелів 750 циклів/хв.

При випробуванні на *стенді з електромагнітним приводом* (рис. 5.26, б) корінна шийка, як і раніше, закріплюється у затискачах опори стенда, а шатунна – в зажимах важеля. Навантаження колінчастого вала здійснюється за допомогою електромагніта 1 збудника, осердя якого 2 закріплене на важелі 7. Потрібне навантаження встановлюється за допомогою зміни вихідного сигналу від підсилювача. На цьому стенді частота зміни навантажень може бути збільшена до 2500 циклів/хв і вище. Навантаження контролюється тензодатчиком, який наклеєно на важіль 7. Випробування на електромагнітному стенді ведуться за симетричним циклом навантаження.

Випробування на утому шатунів виконують при знакозмінному навантаженні, коли відношення сил розтягнення до сил стискування дорівнює 1:5 (коефіцієнт асиметрії – 0,2). Для утомних випробувань використовують установки колонного типу з частотою навантаження, яка збігається з частотою навантаження двигуна в експлуатації. Під час випробування контролюють кількість циклів навантаження, місце руйнування та рівень навантаження шатуна. Результати випробувань одержують у вигляді залежності кількості циклів навантаження від розмаху напружень чи сил навантаження.

5.5.3. Методи прискорених випробувань ДВЗ на надійність

Розвиток двигунобудування потребує розробки та впровадження нових конструктивних рішень для підвищення надійності ДВЗ. Якщо ресурс роботи двигуна, наприклад, сьогодні становить 10...12 тис. годин, тобто 5...6 років експлуатації, то прийняття рішень з впровадження нових конструкцій не може стільки тривати. Таким чином, прискорення випробувань стає ефективним заходом створення перспективних двигунів чи модернізації існуючих.

Прискорення одержання показників надійності двигунів вимагає інтенсифікації чинників відмов, скорочення ресурсів за рахунок підвищення швидкості й кількості навантажень за одиницю часу, збільшення впливів зовнішнього середовища, скорочення перерв у роботі тощо.

Прискорені випробування дуже поширені. По-перше, вони надають можливість оперативного вирішення проблеми надійності, збільшення кількості варіантів, що досліджуються.

Такі випробування принципово відрізняються від реальної експлуатації, але треба при їхній організації максимально наближатися до умов експлуатації, перш за все, з точки зору якісної подібності реальних та змодельованих процесів, які відповідають за відмови, в тому числі ресурсні.

Це позначається на формулюванні *вимог до методів прискорення випробувань ДВЗ на надійність*:

- кількісну та якісну оцінки відмов при випробуваннях деталей слід зіставляти з оцінками їхніх експлуатаційних відмов;
- під час проведення прискорених випробувань має забезпечуватися визначення показників надійності у коротший термін, ніж в умовах експлуатації;
- оціночні показники тривалості випробувань повинні найповніше відображати значення рівнів досліджуваних параметрів та умови випробувань ДВЗ;
- метод скорочення тривалості випробувань та методи визначення оціночних показників надійності повинні бути погоджені з призначенням, експлуатаційними режимами та умовами роботи ДВЗ, які випробуються;
- режими та умови випробувань необхідно добирати так, щоб коефіцієнти прискорень виникнення відмов були приблизно однакові для максимальної кількості деталей чи двигунів;
- не допускається у процесі прискорених випробувань досліджувати такі види відмов, що не зустрічаються (не типові) в експлуатації двигуна конкретного призначення;
- характер навантаження на деталь у процесі прискорених випробувань та на сам ДВЗ при його експлуатації мають бути ідентичними.

На практиці знайшли широке застосування *відносні* та *абсолютні* прискорені випробування. У першому випадку порівнюють напрацювання на відмову серійного двигуна (чи деталі) та нового двигуна (деталі). У другому випадку вирішують більш складну задачу – визначають коефіцієнт прискорення випробувань:

$$K_{\text{пр}} = \frac{t_{m_e}}{t_{m_{\text{в}}}}, \qquad (5.107)$$

де t_{m_e} – середнє напрацювання на відмову в умовах експлуатації; $t_{m_{\text{в}}}$ – те ж саме в умовах прискорених випробувань.

За (5.107) маємо:

$$t_{m_e} = K_{\text{пр}} t_{m_{\text{в}}} . \qquad (5.108)$$

На практиці значення $K_{\text{пр}}$ суттєво змінюється – від 5 до 100 і вище. Найбільшим є прискорення зносних (абразивних) прискорень пар “поршень – гільза циліндрів” чи термомеханічної утомної тривалої міцності ($K_{\text{пр}}$ при цьому досягає 50...100 та більше); найменші прискорення слід очікувати при підвищенні жорсткості робочого циклу ДВЗ, яка, як відомо, суттєво обмежена небезпекою катастрофічних відмов внаслідок пригоряння поршневих кілець чи детонації.

Треба мати на увазі, що при зростанні $K_{\text{пр}}$ збільшується помилка визначення кінцевих показників надійності.

Розглянемо сучасні методи скорочення тривалості випробувань ДВЗ на надійність.

5.5.3.1. ***Метод більшого використання часу і частоти навантажень ДВЗ без зміни рівня навантажень та умов роботи.***

Отже йдеться про інтенсифікацію використання двигунів на режимах пуску, прогріву, для випробувань пускових агрегатів (коли вони працюють не лічені секунди як при пусках ДВЗ, а десятки годин і безперервно, наприклад, в умовах спрацювання пилом, що подається у двигуни з повітрям, яке всмоктується, чи з маслом). Така інтенсифікація розглядається як суттєве збільшення частоти пусків, прогрівів тощо.

До цього методу також відносять цілодобові випробування двигунів виробничого призначення, які забезпечують напрацювання 500...1000 годин за місяць.

Такий метод дозволяє значно скоротити термін одержання показників надійності у тому випадку, коли в умовах експлуатації двигун або його вузли (системи) використовуються рідко або короткочасно.

5.5.3.2. Метод прискорення випробувань на реальних експлуатаційних режимах в умовах, що забезпечують найбільш інтенсивне виникнення відмов.

Якщо двигун в умовах експлуатації працює в основному на часткових режимах, то тривалість випробування його на надійність можна скоротити шляхом зміни характеру імовірнісного розсіювання навантажень в умовах випробувань, не виходячи з діапазону навантажень та умов роботи, характерних для експлуатації двигуна конкретного призначення. Цим методом проводять випробування деталей циліндро-поршневої групи автотракторного ДВЗ на прискорення корозійно-абразивного зношування; для цього знижують температуру охолоджувальної води до 30...40 °С.

Даний метод застосовується і в таких випадках:

✓ при прискоренні випробувань автомобільних двигунів на безвідмовність за рахунок збільшення навантаження до номінального режиму

замість спектра часткових режимів у реальній експлуатації;

✓ при прискоренні випробувань гільз циліндрів високофорсованих швидкохідних двигунів на стійкість проти кавітації;

✓ при організації роботи тракторного двигуна в найважчих експлуатаційних умовах (глибока оранка, наприклад, чи трелювальні роботи).

5.5.3.3. ***Метод прискорення випробування деталей двигунів при більш жорстких режимах навантажень, ніж в умовах експлуатації, які не змінюють характер навантажень.***

Цього можна досягти підвищенням середнього ефективного тиску, частоти обертання колінчастого вала, кута випередження вприскування чи запалювання, протитиску на випуску, зниженням чи підвищенням температури охолоджувальної води, збільшенням зазорів, зміною швидкості навантаження і т.д. Так, для прискореної перевірки небезпеки руйнувань деяких елементів поршнів (кромок КЗ або кільцевих чи міжклапанних перемичок), підвищують жорсткість робочого циклу двигуна $\Delta p/\Delta\varphi$, максимальний тиск робочого тіла p_z за рахунок збільшення кута випередження вприскування палива. Для форсування кавітації гільз циліндрів збільшують зазор у сполученні "поршень – гільза". Бажано, щоб значення параметрів, які характеризують підвищення навантажень, не перевищували крайніх значень, що мають місце під час експлуатації. Головне – збільшення навантажень не повинно змінювати характер роботи деталей та умов змащування, охолодження. Ступінь підвищення жорсткості навантажень призначається експериментально. Цей метод дуже поширений; ним користуються провідні фірми Cammins (США), Leiland (Англія), Comatzu (Японія).

5.5.3.4. ***Метод прискорення випробувань при жорстких режимах навантажень, що змінюють характер самих навантажень ДВЗ чи їхніх деталей.***

Якщо треба посилити жорсткість навантажень для збільшення $K_{\text{пр}}$, застосовують більше форсування навантажень деталей двигуна, по суті шляхом моделювання форсованих умов цих навантажень, навіть при тому, що відбуваються зміни характеру експлуатаційних навантажень.

Наприклад, для швидкої перевірки термостійкості головок циліндрів тракторних двигунів водяного охолодження застосовують *метод теплових ударів* за рахунок почергової подачі холодної та гарячої води. При цьому змінюється характер охолодження головки циліндрів. Для прискорення перевірки тривалої міцності деталей чи елементів КЗ використовують цикли з підвищеними значеннями p_z та $\Delta p/\Delta\varphi$. Для прискорення опору втомі поршнів їхню вогневу поверхню нагрівають полум'ям пальника, а потім охолоджують водою. Більш жорсткі зовнішні умови можна забезпечити за ра-

хунок збільшення кількості пилу, що подається з повітрям і маслом, підвищенням або зниженням температури навколишнього середовища.

При використанні цього методу необхідно ретельно зіставляти числові результати прискорених (модельних) випробувань та даних експлуатації й корегувати висновки.

5.5.3.5. ***Метод використання апріорної інформації, яку отримано в умовах експлуатації, щодо залежності показників надійності від технічного стану.***

Різновидом цього методу є *метод екстраполяції*. Ним можна користуватися, якщо відомі залежності показників надійності від технічного стану двигуна. У такому випадку висновок щодо терміну служби (довговічності) деталей ДВЗ можна робити ще до того, як вони досягли граничного стану. Так, за угаром картерного масла можна судити про зносостійкість маслозмімальних кілець при досягненні рівня угару до 30 % граничний рівень – 4,5 %. Аналогічно визначається спрацювання та залишковий ресурс з проривання газів до картера двигуна. Віброакустичним чи будь-яким іншим способом можна простежити за зміною зазорів основних з'єднань двигуна без розбирання та на основні екстраполяції визначеної закономірності скороченого терміну зношування спрогнозувати довговічність з'єднань.

5.5.3.6. ***Метод використання залежності зносостійкості деталей від швидкості їх зношування.***

Довговічність D деталей пар тертя ДВЗ суттєво залежить від їхньої зносостійкості:

$$D = U_{\text{д}} \big/ V_{\text{зн}}^{\text{к}}, \qquad (5.109)$$

де $U_{\text{д}}$ – допустиме абсолютне спрацювання (зазор), мм; $V_{\text{зн}}^{\text{к}}$ – швидкість зношування, мм/год; к – коефіцієнт, що враховує особливості зношування при збільшенні зазорів у парах тертя, зміни властивостей матеріалів при спрацюванні.

Скорочення тривалості забезпечується за рахунок використання досить поширеного методу порівняння швидкостей спрацювання.

У безрозмірному варіанті (методи радіоактивних індикаторів, спектрографічні та ін.) цей метод дозволяє швидко визначити вплив на спрацювання швидкісних чи навантажувальних режимів двигуна та його регулювання, характеру організації робочого процесу, сортів масла й палива, теплового режиму двигуна, особливостей перехідних процесів, ступенів очищення повітря чи масла та ін. Для виявлення абсолютних значень спрацювання конкретних поверхонь тертя треба застосовувати, наприклад, метод штучних баз.

Все це дає можливість прискорювати випробування без форсування навантажень (режимів роботи) двигуна та умов випробувань. Тому такий

метод є поширеним при проведенні, перш за все, порівнювальних випробувань.

5.5.3.7. ***Форсування відмов застосуванням спеціального робочого циклу ДВЗ.***

Так, під час прискорених випробувань розпилювачів форсунок дизелів на закоксовування можна забезпечити прискорення цього процесу у 70...80 разів за рахунок циклу зі збільшенням циклової подачі палива й на такті розширення. При цьому різко змінюють і кут випередження паливоподачі. Подачу додаткового палива здійснюють з автономної системи живлення, при чому сумарна циклова подача палива не повинна більш ніж на 10...20 % перевищувати максимальну циклову подачу, яка має місце під час експлуатації. На рис.5.27 показана схематично індикаторна діаграма нормального та спеціального прискорювального циклів ДВЗ.

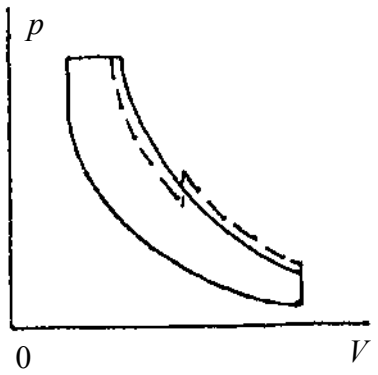


Рисунок 5.27 – Схематичні індикаторні діаграми нормального (—) та спеціального прискорювального закоксовування розпилювачів

Прискорення процесу коксування отворів розпилювачів дизельних форсунок при використанні робочого циклу двигуна з двофазною подачею палива досягається за рахунок проникнення гарячих газів з циліндра ДВЗ до поверхонь соплових каналів та у порожнину під голкою форсунки.

Це підвищує температуру палива і стінок соплових каналів й інтенсифікує закоксовування. Значну роль відіграє посилення контакту палива з киснем.

5.5.3.8. ***Досвід проведення прискорених випробувань двигунів на надійність.***

Усі провідні моторобудівні фірми велику увагу приділяють організації та проведенню прискорених випробувань на надійність. Аналіз методів, що використовуються, показав, що кожна фірма віддає перевагу розробці власних прискорювачів та вибору навантажувальних циклів.

У табл.5.14 наведено особливості прискорених випробувань на надійність провідних моторобудівних фірм з застосуванням при цьому різних методів скорочення тривалості часу до одержання показників надійності. Іноді фірми використовують комплекси методів різного призначення для оцінки надійності ДВЗ. Наприклад, фірма Leyland (Англія) випробування дизелів проводить у три етапи по 500 годин кожний. Випробування ведуться погодинними циклами навантажень, причому від етапу до етапу навантаження зростають

Таблиця 5.14 – Особливості прискорених випробувань на надійність

Фірма, країна	Тип двигуна, що випробується	Особливості випробувань											
		Термін випробування, год	Застосування змінних режимів	Форсування за p_e	Форсування за n	Підвищення $t_{ox_{max}}$	Зниження $t_{ox_{min}}$	Сумісна зміна режиму експлуатації та t_{ox}	Робота на часткових навантаженнях	Робота при перевантаженнях	Робота в режимах "пуск-зупинка"	Робота при подачі пилу з повітрям, маслом	Робота при змінах кута $\theta(p_z)$
Ruts, Англія	Б	500	+	-	+	-	-	-	+	+	-	-	-
Leyland, Англія	Д	1500	+	+	+	-	-	-	-	+	+	-	+
Fiat, Італія	Б	1000	+	-	-	+	-	-	-	+	-	-	-
MTU, Німеччина	Д	1500	+	-	-	+	-	+	-	+	+	-	+
Cammins, США	Д	500	+	-	-	+	-	+	-	+	-	-	+
MAK, Німеччина	Д	1500	+	+	-	+	-	-	-	+	+	-	-
Tatra, Чехія	Д	1000	+	-	-	-	+	+	-	-	-	-	-
Doyts, Німеччина	Д	1500	+	-	-	+	+	+	-	-	-	-	-
Volvo, Швеція	Д	3000	+	-	-	+	+	+	-	+	-	-	-
Conatsy, Японія	Д	1000	+	+	+	-	-	-	-	+	-	+	-
ХКБД, Україна	Д	500	+	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+
ГСКБД, Україна	Д	1200	+	-	-	+	+	+	+	-	+	+	+
НАТІ, Росія	Д	250	+	-	-	+	+	+	+	-	+	+	+
ЯМЗ, Росія	Д	200	+	+	-	+	+	+	-	+	+	+	+

Позначення: +(-) – метод застосовується (не застосовується) при випробуваннях;
Б(Д) – бензиновий двигун (дизель)

(табл.5.15). На останньому етапі випробувань двигун форсують на 5 % щодо циклової подачі палива та на 10 % щодо частоти обертання колінчастого вала при максимальній потужності.

Таблиця 5.15 – Етапи навантаження дизелів при прискорених випробуваннях

Тривалість режиму, хв	Режими роботи двигуна		
	I етап (500 годин)	II етап (500 годин)	III етап (500 годин)
20	$N_{e_{ном}}$	$M_{кр_{max}}$	$M_{кр_{форс}}$
10	Стоп	Стоп	Стоп
20	$N_{e_{ном}}$	$M_{кр_{max}}$	$M_{e_{max}}$
10	Холостий хід	Холостий хід	Холостий хід

Фірма Fiat (Італія) випробовує на надійність автомобільні бензинові двигуни двома методами прискорених випробувань. Для дослідження деталей ЦПГ проводяться 100-годинні випробування 10-хвилинними циклами в умовах різкої зміни теплового, швидкісного та навантажувального режимів роботи двигунів (табл.5.16). Тривалість випробувань на кожному режимі – 1 хв. При таких випробуваннях перевіряється також і надійність газового стику.

Таблиця 5.16 – Цикл навантажень автомобільних бензинових двигунів при прискорених випробуваннях ЦПГ

Режими роботи	Частота обертання колінчастого вала, хв$^{-1}$	Температура охолоджувальної рідини, °С
Холостий хід	1000	30
Повне навантаження	5000 (0,9 $n_{ном}$)	30
Холостий хід	1000	90
Повне навантаження	5000	90
Холостий хід	1000	90
Повне навантаження	5000	30
Холостий хід	1000	30
Повне навантаження	5000	90
Холостий хід	1000	90
Повне навантаження	5000	90

Для перевірки загальної надійності двигунів фірма Fiat проводить 100-годинні стендові випробування з 10-хвилинними циклами. У процесі випробувань температура охолоджувальної рідини постійно підтримується

на максимальному для експлуатації рівні 90...95 °С. Температура масла підтримується постійною протягом кожного циклу, але з кожним новим циклом $t_м$ змінюється так: 110 °С ® 120 °С ® 130 °С, що значно перевищує середньо-експлуатаційне значення.

Фірма Comatzu з метою гарантування надійності двигуна проводить стендові прискорені випробування трьох типів. Перше випробування має на меті перевірку можливостей виникнення тріщин від утоми, схоплювання та відшарування поверхонь тертя, наявності пошкоджень від газових сил та інтенсивності спрацювання пар тертя. Загальна його тривалість становить 1000 годин.

Перед випробуванням двигун форсують за частотою обертання середнім ефективним тиском на 15 %. Двигун під час випробування працює на змінних режимах, які постійно чергуються 6-хвилинними циклами (табл.5.17). Температура охолоджувальної рідини підтримується на максимальному для експлуатації рівні 90...95 °С.

Таблиця 5.17 – Цикли навантажень ДВЗ на змінних режимах перед випробуваннями на надійність

Тривалість етапів навантажувального циклу	Частота обертання колінчастого вала	Крутний момент
30 с	$1{,}05\ n_{\text{хх}_{\min}}$	0
5 хв	$1{,}05\ n_{\text{ном}}$	$1{,}05\, M_{e_{\max}}$
30 с	$1{,}05\ n_{\text{хх}_{\min}}$	0

Для одержання максимальних температур деталей КЗ двигун форсують і примушують його велику частину часу працювати на режимах навантажень. Таким чином, при *першому випробуванні* підвищені газові, інерційні та теплові навантаження (безперервно на номінальному режимі) дозволяють довести коефіцієнт прискорення випробувань до 6...9 для відмов, що пов’язані зі змінними тепловими навантаженнями та до 1,2...4,7 для спрацювань поверхонь тертя.

Друге випробування призначене для оцінки зміни властивостей масла та його витрати. Це випробування проводять на постійному режимі роботи двигуна (номінальному).

При *третьому випробуванні* визначають зносостійкість деталей

ЦПГ, а також вплив їх зношування на показники двигуна й витрати картерного масла. Двигун працює на номінальному режимі з подачею абразивного (кварцового) пилу з повітрям до циліндрів. Коефіцієнт прискорення випробування $K_{пр}$ за даними японської фірми досягає 100, а тривалість – 80 годин.

У ХКБД (м. Харків, ДП завод ім. Малишева) [83] для більш швидкої оцінки термоутоми поршневої жароміцної накладки застосовують прискорені випробування з використанням змінних режимів скид–накид (табл.5.18). Експериментальне дослідження температур накладки засвідчило, що при такому навантажувальному циклі випробувань забезпечується найбільший діапазон температур та, як результат, найбільша зміна термопружних напружень, що і прискорює утомні випробування.

Таблиця 5.18 – Характеристики навантажень при оцінках поршневих накладок на термоутому

Тривалість етапів випробувань, с	Потужність дизеля	Частота обертання колінчастого вала
144 (скид)	0	0,5 $n_{xx_{max}}$
108 (накид)	$N_{e_{max}}$	$n_{ном}$

У ГСКБД (м. Харків) для оцінок термоутоми гострих кромок КЗ поршнів розроблено метод прискорення циклічних випробувань [84]. До його основи покладено відтворення особливостей навантаження двигуна в процесі виконання найбільш важких сільськогосподарських робіт (оранка та інш.). Для стендового випробування обрано цикл змінних навантажень тривалістю 44 с (скид – 22 с; накид – 22 с). За цей час навантаження змінюється від нуля до максимальної потужності ($N_{e_{max}}$), а частота обертання колінчастого вала – від $n_{xx_{min}}$ (мінімальні оберти на холостому ході) до $n_{ном}$ (оберти на номінальному режимі) і навпаки. Відповідно до зміни навантаження дизеля значних коливань зазнає і температура кромок КЗ. Аналіз матеріалів експлуатаційних та стендових випробувань показав, що для забезпечення ресурсу двигуна у 6000 годин еквівалентними є 10^5 циклів прискорених випробувань, що прискорює руйнування кромок поршнів від утоми до 125 годин, тобто $K_{пр}$ = 6000/125 ≈ 50.

Наведемо приклади запроваджуваних на ЯМЗ форсованих випробувань деталей циліндро-поршневої групи з кількісними оцінками ефектив-

ності методів прискорень.

Зносостійкість деталей. Низький темп радіального експлуатаційного спрацювання поршневих кілець та гільз циліндрів зумовив необхідність застосування прискорених випробувань на спрацювання цих деталей. Забезпечувалися схожість (подібність) епюр зносу та підвищення його темпу. Визначено, що зменшення температури охолоджувальної води мало впливає на спрацювання; тому виконувалось посилення спрацювання абразивними частинками (пил кварцовий з питомою поверхнею 5600 см^2/г), що звичайно використовуються для випробувань повітроочисника. Пилозатор подавав 0,5 г/м^3 пилу до повітря перед серійним повітроочисником (така концентрація пилу відповідає роботі двигуна з силовим засобом в умовах пилової бурі). Гранично допустиме спрацювання циліндрів досягалось після прискорених випробувань тривалістю 90...160 год. Форма епюри зносу наблизилася до епюри експлуатаційного спрацювання. Таким чином, імітувалось спрацювання двигуна як за значенням, так і за епюром, який відповідав експлуатаційному пробігу автомобіля 120...150 тис. км при звичайному запиленні повітря на впуску ДВЗ.

Тривала міцність поршневого комплекту. Вивчалася напруженість бобишок та міжкільцевих перемичок. Навантаження днища здійснювалось гідравлічно від нуля до 110 кг/см^2 через вогневу поверхню. За допомогою тензодатчиків вимірювалися напруження у бобишках. Для скорочення строків випробувань збільшували кут випередження вприскування, що привело до зростання напружень у 1,5 разу. Але ефективнішими були такі способи форсування випробувань:

- введення фаски на внутрішній поверхні бобишки, що підвищує напруження на торці бобишки у 10 разів;
- збільшення внутрішнього діаметра поршневого пальця, тобто зменшення моменту опору його перерізу; зниження останнього на 10 % приводить до зростання напружень на торці бобишки у 2 рази.

За такою методикою проводять випробування поршнів на двигуні протягом 250...300 год; відмови поршнів засвідчено вже через 100 год роботи, при 300 год імовірність справної роботи поршнів падає до 0,6.

При виборі висоти перемички збільшують значення p_z до 0,12...0,22 МПа за рахунок зміни кута випередження вприскування (при цьому одночасно у 2...3 рази вищою стає швидкість зростання тиску газів у циліндрі на початку згоряння – $\Delta p/\Delta\varphi$). У результаті напруження в основі

перемички зростають на 70 %; одночасно, на 50...60 °С (при збільшенні кута випередження вприскування) підвищуються температури в зоні перемички, що зменшує на 25...30 % граничну міцність поршневого алюмінієвого сплаву.

У випадку необхідності оцінки якостей матеріалу чи ефективності термообробки для скорочення часу випробувань висоту перемички зменшують на 2...3 мм. Після 200...250 годин випробувань імовірність справної роботи поршня у цій зоні знижується до 0,6...0,7; при цьому $K_{пр} \approx 25$.

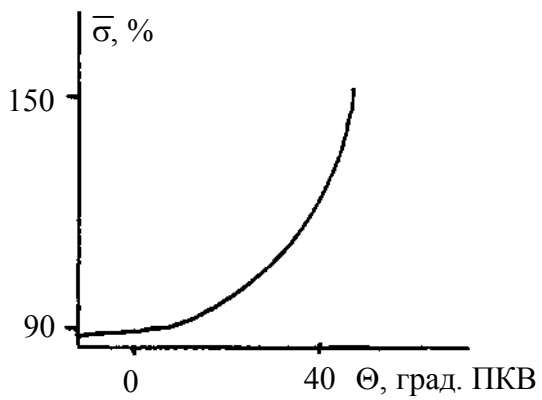


Рисунок 5.28 – Залежність напружень σ у головці блока циліндрів двигуна типу ЯМЗ від кута випередження вприскування при n = 2100 хв$^{-1}$

Тривала міцність головок блока циліндрів. Оцінка їх схильності до тріщиноутворення у зоні міжкільцевих перемичок перевірялася форсовано шляхом підвищення температурних напружень за рахунок збільшення кута випередження вприскування, а також періодичної різкої зміни температури охолоджувальної рідини (теплових ударів) та зміною швидкісного й навантажувального режимів роботи двигуна (рис.5.28). У табл.5.19 наведено характеристики циклу навантаження головок циліндрів.

Таблиця 5.19 – Цикл навантаження

Режим випробування	$t_{ох}$, °С	n, хв$^{-1}$	N_e, кВт	Тривалість, хв
Пуск-прогрів	20...40	1100	холостий хід	1
Номінал	40...90	2100	175	25
Охолодження	90...40	1100	холостий хід	10
Зупинка / промивання водою систем ДВЗ	40...20	–	–	15 / 1 год

За такими навантажувальними циклами були випробувані варіанти головок блока циліндрів протягом 300...500 год роботи двигуна на стенді. Тріщини у перемичках з’явилися вже після 100...150 год випробувань; після 300 год перемички розтріскалися у 50 % головок. Зауважимо, що під час

звичайних експлуатаційних випробувань тих же головок їх руйнування відбулося після 8000 годин. Такий метод найбільш вірогідний при порівняльних випробуваннях ($K_{пр} = \frac{8000}{100} = 80$).

Кавітаційні руйнування гільз циліндрів. Кавітація цих деталей виникає в умовах стенда лише після 2...3 років. Розроблено метод її прискорення у 30...40 разів за рахунок збільшення зазору у парі "поршень–гільза циліндрів" до 0,6...0,7 мм та зменшення $t_{ох}$ до 55 °С (максимальна інтенсивність кавітації спостерігалася саме при такій температурі охолоджувальної рідини). Режим форсованих (прискорених) кавітаційних випробувань застосовано такий:

✓ збирання двигуна із зазором у сполученні "поршень–гільза" 0,7 мм;

✓ випробування на режимі холостого ходу при n = 2100 хв$^{-1}$ та $t_{ох}$ = =50...55 °С протягом 150 год.

При таких випробуваннях після 150 год виникають кавітаційні руйнування гільз і блоків циліндрів, що є аналогічними таким на дизелях ЯМЗ в експлуатації через 150...200 тис. км пробігу (6000...8000 мотогодин), тобто $K_{пр} = \frac{8000}{150} \approx 50$.

5.5.4. Випробування деталей ДВЗ на віброміцність

По суті, це теж випробування на утому зі своєю специфікою.

Навантаження окремих деталей двигуна визначається вібраціями відносно блока циліндрів (вентилятор, повітроочисник, паливопроводи, патрубки, кронштейни та ін.).Для того, щоб при випробуваннях на втому таких деталей їхнє навантаження наближалося до експлуатаційного, рівень вібрацій слід змінювати за допомогою їх збудження. Якщо спектр вібрацій двигуна у місці розташування деталі (що випробовується) відомий, то його відтворюють електродинамічним вібратором, визначаючи та враховуючи допустимий рівень прискорення для умов роботи даної деталі. Зіставляючи цей рівень з рівнем вібрацій двигуна, визначають коефіцієнт запасу вібростійкості. Імітувати повний спектр вібрацій двигуна не обов'язково. Звичайно деталь може мати декілька частот власних коливань, при яких виникають найбільші напруження. Спектр вібратора повинен охоплювати самі

ці частоти власних коливань деталі.

Найчастіше використовуються електродинамічні вібратори з двома підходами:

- при методиці випробувань з постійною частотою вібрацій;
- при методиці випробувань зі змінною частотою вібрацій за часом.

Наприклад, випробування вентилятора автотракторного двигуна ведуться при постійній частоті навантажувальних вібрацій. Однак при цьому лопаті руйнуватимуться за різні проміжки часу, оскільки резонансні частоти кожної лопаті – різні; різниться характер вібрацій: для деяких з них – згинальний, для інших – крутильний. Тому крильчатки прирівнюють за середнім часом до руйнування всіх лопатей.

Якщо випробування проводять зі змінною частотою вібрацій за часом (до більшої частоти, ніж найбільша власна частота), то при змінах цієї частоти у прямому та зворотному напрямку до резонансного збудження послідовно входять протягом кожного випробувального циклу кожна з лопатей, тобто всі вони працюватимуть в однакових умовах.

Електромеханічні вібратори використовуються і для випробувань утомних характеристик повітроочисників (як навісних агрегатів), пружин штовхачів паливних насосів і т.д.

5.5.5. Випробування на оцінку залишкового ресурсу ДВЗ

Звичайно такі випробування проводяться з метою вибіркової перевірки напрацювання, що залишився у двигуна на момент часу τ до призначеного ресурсу M. Таким чином, залишковий ресурс

$$M_з = M - M(\tau), \qquad (5.110)$$

де $M(\tau)$ – сумарне напрацювання двигуна до моменту часу τ.

Існуючі методики розрахункових прогнозів залишкового ресурсу ДВЗ за результатами їхніх зносів [30] чи за кількістю виробленої двигуном енергії [39], на жаль, зменшують свою вірогідність, чим більшим стає напрацювання t.

Тому виникає необхідність у коректуванні прогнозних оцінок залишкового ресурсу за результатами натурних випробувань деякої представницької вибірки партії двигунів.

Таким випробуванням повинен передувати ретельний аналіз технічного стану двигуна за результатами зовнішнього огляду (у тому числі під час роботи), мікрометражу деталей, вузлів, систем, вивчення систематизо-

ваних даних щодо рекомендацій, ремонтних карт тощо. З урахуванням цього аналізу складається та реалізується програма моторних випробувань вибірки двигунів, при яких приділяється увага, перш за все, визначенню залишкових можливостей саме тих агрегатів, вузлів, систем, деталей, надійність яких викликає навіть найменший сумнів.

Подібні моторні випробування проводяться як за методикою експлуатаційних перевірок, так і за методиками прискорених експериментів, про які вище йшлося.

5.5.6. Контрольні випробування ДВЗ

Усі попередні випробування є визначальними. Але крім того, існують контрольні випробування на надійність, що проводяться з метою перевірки відповідності кількісних значень показників надійності вимогам стандартів чи технічних умов. Такі випробування проводяться у строки, які передбачені стандартами чи ТУ на двигун. Метою контрольних випробувань є також оцінка ефективності конструкторсько-технологічних заходів, що запроваджуються для підвищення рівня надійності двигуна.

Ставиться кінцева мета – оцінити з певною надійною імовірністю те, що надійність ДВЗ не менша від заданого рівня.

Організація та проведення контрольних випробувань регламентується державним стандартом України ДСТУ 3942-2000 [86]. Згідно з цим стандартом випробування ведуть за одним з планів: [NUN]; [NUT]; [NUr]; [NMT]; [NMr], де N – кількість зразків для випробування; U – плани, в яких зразки, що відновилися, не замінюються новими; T – час випробування; r – кількість відмов, до виникнення яких ведуть нагляд; M – плани, в яких зразки, що відновилися, замінюються новими або ремонтуються.

Плани контрольних випробувань при цьому трактуються так:

[NUN] – план випробувань, згідно з яким одночасно випробуються N зразків, причому зразки, що відмовили під час випробувань, не відновлюють і не замінюють; випробування припиняють, коли відновлять усі зразки;

[NUT] – план випробувань, згідно з яким одночасно випробують N зразків, причому зразки, що відмовили під час випробувань, не відновлюють і не замінюють; для кожного зразка, який не відмовив, випробування припиняють по закінченні часу випробувань або напрацювання T;

[NUr] – план випробувань, згідно з яким одночасно випробують N зразків; зразки, що відмовили під час випробувань, не відновлюють і не

замінюють; випробування припиняють, коли кількість зразків, що відмовили, досягає r;

[NMT] – план випробувань, згідно з яким одночасно випробують N зразків; після кожної відмови зразок відновлюють; кожний зразок випробують до закінчення часу випробувань або напрацювання T;

[NMr] – план випробувань, згідно з яким одночасно випробують N зразків; після кожної відмови зразок відновлюють; випробування припиняють, коли сумарна по всіх зразках кількість відмов досягає r.

Порядок планування і проведення випробувань установлено для контролю таких нормованих показників надійності (норм надійності ДВЗ) та їхніх елементів:

- середнього напрацювання T_m до відмови;
- середнього напрацювання t_m на відмову.

Подібні контрольні випробування на надійність включають наступні етапи:

✓ планування випробувань (визначення кількості контрольованих ДВЗ чи їхніх елементів та кількості відмов чи зразків, що відмовили, що дозволяють прийняти рішення з точністю й вірогідністю, які вимагаються, про відповідність або невідповідність об'єктів заданим вимогам до рівня надійності); вибір стратегії проведення випробувань (з відновленням або без відмовлення зразків, що відмовили); визначення правила припинення випробувань; розробка програми випробувань;

✓ проведення експериментів (або випробувань) для накопичення необхідних статистичних даних;

✓ математичне оброблення даних щодо надійності;

✓ прийняття рішення про відповідність або невідповідність об'єктів (двигунів, елементів) заданим вимогам з надійності.

Передбачено такі плани випробувань:

✓ для контролю T_m – плани [NUT] і [NUr];

✓ для контролю t_m – плани [NMT] і [NMr].

Зміст планів контрольних випробувань регламентується ДСТУ 3942-2000 [86].

5.5.7. Особливості експлуатаційних випробувань ДВЗ на надійність

Як вже відзначалося, остаточна оцінка надійності ДВЗ дається тільки експлуатаційними випробуваннями.

При цьому спостереження та тривалі експлуатаційні випробування відбуваються на тлі всієї складності експлуатаційних умов.

Краще за все, при масовому виробництві проводити *"активні" експлуатаційні дослідження* великих партій підконтрольних двигунів в умовах різних базових господарств. Саме так робиться, наприклад, на ЯМЗ, де експлуатаційні випробування виконують співробітники фірми-розробника.

При визначенні залишкового ресурсу, як правило, проводять *"пасивні" експлуатаційні дослідження*, в тому числі для з'ясування впливу експлуатаційних умов на надійність ДВЗ, розробки програм лабораторних випробувань вузлів, агрегатів тощо. Результати таких випробувань використовуються для обґрунтованого прогнозування залишкового ресурсу двигунів різних призначень, тобто для їх подальшого ефективного використання у конкретних умовах експлуатації до капітального ремонту.

За кількістю параметрів, що перевіряються, такі випробування значно поступаються лабораторними стендовими випробуваннями на надійність. Як правило, обмежуються перевірками параметричної надійності ДВЗ, тобто дрейфуванням агрегатної потужності N_e, частоти обертання n колінчастого вала, паливної економічності g_e, токсичності викидів з відпрацьованими газами під час тривалої експлуатації двигуна. При цьому використовуються як традиційні так і специфічні методи випробувань, у першу чергу, такі, що застосовуються при побудові сучасних комп'ютерних систем керування ДВЗ. Останні методи викладені у т. 3 даної серії підручників.

Крім того, контролюються ресурсні напрацювання за результатами завершених чи незавершених експлуатаційних випробувань на надійність, а також середні напрацювання до відмови T_m і на відмову t_m.

Звичайно, термін експлуатаційних випробувань значно перевищує тривалість лабораторних випробувань на надійність ДВЗ; це компенсується тим, що експлуатаційні вимірювання не вимагають додаткової вимірювальної апаратури.

5.5.8. Методика визначення показників надійності ДВЗ за результатами випробувань

Для математико-статистичної обробки результатів випробувань доцільно використовувати методику, викладену вище у розділі 5.1. Рекомендується її скорегувати за допомогою формули Стержерса та критерію Пірсона. Викладемо порядок такої обробки:

✓ застосовуючи формулу Стержерса, визначають оптимальну ширину інтервалу по осі випадкових величин x (такими можуть бути показники безвідмовності, ресурсів та ін.):

$$\Delta x = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{1 + 3{,}3 \ln n},$$

де $x_{\max}, x_{\min}$ – максимальне та мінімальне значення експериментальних випадкових величин; n – кількість експериментальних точок (значень величин);

✓ обчислюють кількість інтервалів дослідження:

$$K = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{\Delta x};$$

✓ розраховують кількість Δn_i значень x_i, що потрапляють до інтервалу Δx_i;

✓ визначають дослідні частоти потрапляння в інтервали значень x_i:

$$m_i^* = \frac{\Delta n_i}{n},$$

на базі яких будують гістограму $m_i^* = f(x_i)$;

✓ вивчаючи гістограму, висувають гіпотезу про теоретичний розподіл випадкових величин x_i, який апроксимуватиме експериментальний розподіл (гістограму);

✓ визначають точкові оцінки параметрів гіпотетичного розподілу x_i;

✓ розраховують теоретичні частоти потрапляння в інтервали m_i за формулами для обраного гіпотетичного розподілу;

✓ знаходять складові критерію Пірсона:

$$\frac{(m_i^* - m_i)^2}{m_i};$$

- ✓ розраховують критерій Пірсона:

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^{\kappa} \frac{(m_i^* - m_i)^2}{m_i};$$

- ✓ перевіряють правдоподібність обраної гіпотези:
  - а) згідно з критерієм Пірсона;
  - б) згідно з критерієм Романовського;
- ✓ визначають (розраховують) показники надійності за результатами випробувань.

5.5.9. Визначення кількості зразків ДВЗ (деталей, вузлів) для випробувань на надійність

Кількість зразків, яка необхідна для отримання вірогідних даних за результатами випробувань, залежить від характеру розподілу цих результатів, значень розсіювання їх, а також бажаної точності цих даних (середньої відносної похибки оцінок випробувань) при конкретному значенні надійної імовірності.

Для найбільш поширеного при випробуваннях ДВЗ чи їхніх елементів нормального закону розподілу імовірностей кількість зразків для випробувань

$$n = \frac{z_\beta \nu^2}{\varepsilon^2}, \qquad (5.111)$$

де ν – коефіцієнт варіації, що характеризує розсіювання даних випробувань; ε – відносна похибка результатів випробувань, %; z_β – величина, що характеризує вірогідність результатів випробувань і залежить від надійної імовірності β (β – надійна імовірність одержання таких значень показника, що буде відрізнятися від реального не більше, ніж на величину відносної

похибки ε).

Формула (5.111) може використовуватись з достатньою вірогідністю і для розподілів імовірності логарифмічно-нормального, Вейбула.

За даними НАТІ (Росія), для тракторних і комбайнових дизелів (що капітально не ремонтувалися) при випробуваннях на зносостійкість ν = 0,36...0,50; для дизелів, що пройшли капітальний ремонт, цей показник ν = 0,53...0,71. Для автомобільних ДВЗ ν = 0,16...0,36 (до першого капітального ремонту) та ν = 0,50...0,75 (між капітальними ремонтами).

При випробуваннях на відмову β ≥ 0,95 (z_β = 2,18); в умовах прискорених випробувань β = 0,8 (z_β = 1,28), а для порівняльних прискорених випробувань β = 0,6 (z_β = 0,85), що значно зменшує кількість зразків для випробувань.

Для визначення оціночних експлуатаційних показників надійності при модернізації ДВЗ обирають ε ≤ 0,2 (20 %). Для ДВЗ на стадії доводки можна задавати ε ≤ 0,3 (30 %). У випадках, коли від рівня надійності роботи двигуна (чи його елементів) залежить безпека експлуатації, необхідно обирати ε ≤ 0,05 (5 %).

Таким чином, для визначення кількості зразків для випробувань треба знати значення величин ν, z_β, ε й обґрунтувати їх вибір.

У табл.5.20 наведено значення *n* за формулою (5.111). У будь-якому випадку бажано обмежувати кількість зразків для випробувань, тому що це суттєво спрощує випробування на надійність. При цьому, звичайно, слід забезпечити необхідну вірогідність результатів випробувань.

Таблиця 5.20 – Кількість об’єктів випробувань *n*

Відносна похибка ε , %	При коефіцієнті варіації ν (при зменшенні коефіцієнта варіації розсіювання даних випробувань збільшується)													
	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,05	1,15	1,25	1,35	1,50
Надійна імовірність β = 0,80														
5				60	90	125	160	225	285	325	425			700
10				18	27	39	51	61	74	90	110			
15				9	13	19	25	30	40	48	63			
20				6	9	12	15	20	25	29	35			

Закінчення табл. 5.20

Відносна похибка ε , %	При коефіцієнті варіації ν (при зменшенні коефіцієнта варіації розсіювання даних випробувань збільшується)													
	0,15	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95	1,05	1,15	1,25	1,35	1,50
Надійна імовірність β = 0,90														
5	25	67	130	152	220	300	420	510	570	750	935	>1000	>1000	>1000
10	8	19	33	37	57	80	100	150	185	225	275			
15	6	10	17	19	28	39	51	67	81	102	129			
20	4	6	10	12	19	25	32	40	50	60	70			
Надійна імовірність β = 0,95														
5	30	96	190	218	340	500	640	820	940	>1000	>1000	>1000	>1000	>1000
10	11	26	47	59	93	135	178	227	270					
15	9	13	23	30	45	61	82	112	139					
20	5	8	14	19	29	39	50	65	79					
Надійна імовірність β = 0,99														
5				438	690	1000	>1000	>1000	>1000	>1000	>1000	>1000	>1000	>1000
10				122	186	270	350	445	540	700	900	>1000	>1000	>1000
15				58	88	129	174	224	276	325	390			
20				36	53	74	100	131	163	197	215			

5.5.10. Комп’ютеризація випробувань ДВЗ на надійність

5.5.10.1. Вимоги до вимірювань параметрів ДВЗ при випробуваннях їх на надійність

Випробування ДВЗ на надійність передбачають визначення показників не тільки надійності фізичної, але й параметричної.

При таких випробуваннях доводиться вимірювати весь можливий спектр характеристик чинників відмов (тобто процесів, що їх викликають), а також з’ясовувати результати дії цих чинників – зазори, вібрації, напруження і т.д.

У зв’язку зі складністю, багатофакторністю, тривалістю випробувань на надійність ДВЗ особливо актуальним стає комп’ютерне супроводження програм вимірювань.

Сьогодні намітилися прогресивні тенденції розвитку вимірювальної техніки для випробувань ДВЗ. По-перше, вимірювальні схеми все ширше включають автоматичні пристрої для обробки експериментальної інформації, її перетворення та видачі у коло керувального (зворотного) зв’язку для впливу на хід експерименту та його корегування відповідно до про-

грами, яку заздалегідь було складено. По-друге, використання принципів дії (механічних, пневматичних, оптичних, хімічних та інших) зміщується до пристроїв та вузлів первинних перетворювачів (датчиків, сенсорів) та апаратно-програмних засобів (інтерфейсів). Відзначимо, що у керувальних та обробляючих блоках автоматизованих вимірювальних схем віддається перевага цифровій обробці сигналів від датчиків, причому переважає використання програмованих інформаційно-обробляючих систем універсального застосування, в тому числі з елементами інтелекту. Такі системи відрізняються особливою параметричною надійністю внаслідок наявності у них самоконтролю, самокалібровок й автоматичних корекцій, а також програмованих елементів.

Виникає можливість одночасно розвивати техніко-метрологічні й програмні засоби забезпечення випробування, щоб раціоналізувати не тільки безпосередньо вимірюваний процес, але й експеримент у цілому. Програмно-обчислювальні засоби, крім забезпечення обліку обробки значної кількості дослідних даних, повинні виконувати контроль і корегування відповідно до програми випробувань показників функціонування власне двигуна (його агрегату, вузла, системи), а також забезпечувати швидке усунення небезпеки для обслуговуючого персоналу при катастрофічних відмовах.

На рисунку 5.29 наведено загальну класифікацію величин, що вимірюються при випробуваннях ДВЗ на надійність [58].

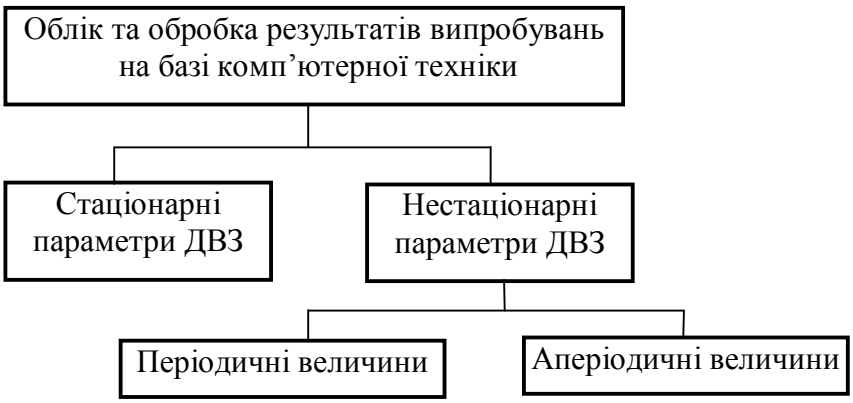


Рисунок 5.29 – Загальна класифікація вимірюваних величин при випробуваннях ДВЗ за допомогою ЕОМ

До стаціонарних параметрів (величин) належать в основному вихідні показники ДВЗ (агрегатна потужність, частота обертання колінчастого вала, крутний момент), усереднені характеристики процесів у його системах, параметри навколишнього середовища, а також ряд квазістаціонарних характеристик, що дуже повільно змінюються за часом, або такі, деяка нестаціонарність яких зумовлена відомою нестабільністю роботи ДВЗ при постійному навантаженні.

До нестаціонарних періодичних величин відносять характеристики процесів у робочому тілі й деталях ДВЗ, зміна яких за часом з високою частотою зумовлена циклічним протіканням робочого циклу двигуна й пов'язаними з ним теплообміном, напруженнями та ін.

До нестаціонарних аперіодичних величин відносять такі, які пов'язані з низькочастотним характером протікання перехідних процесів у двигуні при змінах його навантаження.

У табл.5.21 подано основні стаціонарні величини, що вимірюються, наприклад, при випробуваннях на надійність (фізичну та параметричну) середньообертового дизеля [58]. До неї включені також аперіодичні параметри.

Таблиця 5.21 – Основні стаціонарні та аперіодичні величини, що вимірюються при випробуваннях на надійність середньообертових дизелів

№ п/п	Вимірювані величини	Місце закладення (установлення) датчиків	Діапазони вимірювань	Найбільші похибки вимірювань (у % від максимуму)	Номери точок вимірювань	
					6-циліндровий дизель	8-циліндровий дизель
1	Температура охолоджувальної рідини, °С	Зона випробувального стенда	0...50	0,5	1	1
2	Вологість навколишнього середовища %	–"–	0...100	2,5	2	2
3	Тиск навколишнього середовища, кПа	–"–	85...110	0,5	3	3
4	Кількість обертів, $с^{-1}$	Дизель	0...30	0,1	4	4
5	–"–	Турбонагнітач	0...800	0,1	5	5

6	Сила на гальмі стенда, Н	Гальмівний пристрій стенда	0...50000	0,6	6	6

Продовження табл. 5.21

№ п/п	Вимірювані величини	Місце закладення (установлення) датчиків	Діапазони вимірювань	Найбільші похибки вимірювань (у % від максимуму)	Номери точок вимірювань	
					6-циліндровий дизель	8-циліндровий дизель
7	Витрата палива, кг·год$^{-1}$	Дизель	10...1000	0,2	7	7
8	Тиск наддуву, кПа	Після нагнітача	0...400	0,6	8	8,9
9	–”–	Після охолодника наддувного повітря	0...400	0,6	9	10, 11
10	Тиск відпрацьованих газів, кПа	Перед турбіною ТН	0...400	0,6	10, 11	12...15
11	–”–	Після турбіни ТН	0...10	0,6	12	16, 17
12	Тиск повітря, кПа	Перед нагнітачем	-10...0	0,6	13	18, 19
13	Втрата тиску повітря, кПа	На вимірювальному соплі перед нагнітачем	-5...0	0,6	14	20, 21
14	Температура повітря, °С	Перед нагнітачем	0...100	0,6	15	22, 23
15	–”–	Після нагнітача	0...300	0,6	16	24, 25
16	Температура повітря, °С	Після охолодника наддувного повітря	0...100	0,6	17...20	26...33
17	Температура відпрацьованих газів, °С	Після циліндра	0...600	0,6	21...26	34...49
18	–”–	Перед турбіною ТН	0...700	1,0	27, 28	50...53
19	–”–	Після турбіни ТН	0...600	1,0	29	54, 55
20	Димність відпрацьованих газів, %	Вихлопний колектор	0...100	2,5	30	56, 57
21	Витрата масла, кг·год$^{-1}$	Дизель	0,1...10	5,0	31	58
22	Хід рейки ПНВТ, мм	ПНВТ	0...100	2,5	32	59
23	Тиск в картері, кПа	Картер	-5...5	1,5	33	60
24	Тиск масла, кПа	Перед маслорадіа-	0...1000	1,5	34	61

		тором				
25	–”–	Перед масло-фільтром	0...1000	1,5	35	62

Продовження табл. 5.21

№ п/п	Вимірювані величини	Місце закладення (установлення) датчиків	Діапазони вимірю-вань	Найбільші похибки вимі-рювань (у % від мак-симуму)	Номери точок вимірювань	
					6-цилін-дровий дизель	8-цилін-дровий дизель
26	–”–	Після масло-фільтра	0...1000	1,5	36	63
27	–”–	Перед дизелем	0...1000	1,5	37	64
28	–”–	Перед турбо-нагнітачем	0...1000	1,5	38	65, 66
29	Тиск палива, кПа	Перед паливним фільтром	0...600	1,5	39	67
30	–”–	Перед дизелем	0...600	1,5	40	68
31	Тиск пускового по-вітря, кПа	–”–	0...35	1,5	41	69
32	Тиск прісної води, кПа	Після водяного насоса	0...600	1,5	42	70
33	–”–	Вхід до дизеля	0...600	1,5	43	72
34	–”–	Вихід з дизеля	0...600	1,5	44	73
35	Тиск охолоджу-вального масла, кПа	Вхід у розпилю-вальну форсунку	0...1000	1,5	45	73
36	Температура прі-сної води, °С	Вхід у дизель	0...100	1,0	46	74
37	–”–	Вихід з дизеля	0...100	1,0	47	75
38	–”–	Після охолодника	0...100	1,0	48	76
39	–”–	Після заоболон-кового простору циліндра	0...100	1,0	49...54	77..92
40	–”–	Після турбіни ТН	0...100	1,0	55	93, 94
41	–”–	Після охолодника форсунки	0...100	1,0	56	95
42	Температура мор-ської води, °С	Після насоса	0...50	1,0	57	96
43	–”–	Після масло-радіатора	0...100	1,0	58	97
44	–”–	Вихід з силової установки	0...100	1,0	59	98

45	Температура масла, °С	Вхід до дизеля	0...100	1,0	60	99

Закінчення табл. 5.21

№ п/п	Вимірювані величини	Місце закладення (установлення) датчиків	Діапазони вимірювань	Найбільші похибки вимірювань (у % від максимуму)	Номери точок вимірювань	
					6-циліндровий дизель	8-циліндровий дизель
46	Температура масла, °С	Вихід з дизеля	0...100	1,0	61	100
47	–”–	Після маслорадіатора	0...100	1,0	62	101
48	–”–	Вхід у распилювальну форсунку	0...100	1,0	63	101
49	–”–	Перед турбонагнітачем	0...100	1,0	64	103, 104
50	–”–	Вихід з розпилювальної форсунки	0...100	1,0	65	105
51	Температура палива, °С	Після паливного насоса	0...150	1,0	66	106
52	–”–	Перед дизелем	0...150	1,0	67	107
53	Температура морської води, °С	Перед охолодником наддувного повітря	0...50	1,0	68	108
54	–”–	Після охолоджувача наддувочного повітря	0...50	1,0	69	109
55	Концентрація сажі, г/м^3	Система випуску	0...3		70	110
56	Вміст оксиду азоту, г/м^3	–”–	0...5		71	111
57	Вміст вуглеводнів, г/м^3	–”–	0...3		72	112
58	Вміст оксиду вуглецю, г/м^3	–”–	0...3		73	113
59	Резервні точки вимірювань при випробуваннях агрегатів	Передача, генератор тощо			74	114
60	–”–	–”–	–”–		75	115

Вимірювання цих величин дозволяє вирішувати ряд задач оптимізації робочого процесу за критеріями надійності (як фізичної, так і параметричної); до них слід віднести вимірювані величини № 1–20, 22, 27, 30, 35, 37, 42, 46, 49, 52, 53, 55–58; при цьому контролюються величини № 4–8, 11, 17, 18, 20–42, 44–53. Для оптимізації конструктивних елементів й вузлів за тим же критерієм надійності необхідна інформація щодо результатів вимірювань величин № 1–9, 11, 14–18, 21, 27, 28, 30, 31, 33, 35–58 та контрольних величин № 4–8, 11, 16–18, 20–42, 44–53. Тривалі випробування на параметричну надійність та довговічність (строк служби) передбачають, як бачимо, вимірювання практично всіх стаціонарних величин, наведених в табл. 5.21, при обов'язковому контролі переважної їх кількості. Звернемо увагу на величини, вимірювання яких пов'язане з необхідністю запобігання відмов і подальших зупинок двигуна; це величини № 4, 17, 18, 37, 40, 44, 46, 52.

Таким чином, на один крок експерименту можуть припадати більше 100 первинних вимірювань. Тривалість подібного кроку обмежена потребою в отриманні всього масиву дослідних даних та їх експрес-обробки у режимі моторного випробування, тобто, як правило, не перевищує декількох хвилин. Природно, що одночасне вимірювання такої великої кількості параметрів і характеристик неможливе без автоматизації процесу вимірювань.

З цього випливає важлива вимога щодо технічних вимог при випробуваннях на надійність сучасних та перспективних ДВЗ – необхідність розробки і широкого використання автоматизованих вимірювальних комплексів з високою швидкістю й чутливістю на базі комп'ютерів з відповідним інтерфейсом. Порядок величини такої швидкодії визначається у реалізації частоти 100 Гц запиту, що ставиться до кожного датчика, при кількості останніх не менше 100...150.

Зупинимося на особливостях тільки вимірювань періодичних нестаціонарних величин при випробуваннях ДВЗ, оскільки аперіодичні перехідні процеси відбуваються так повільно порівняно зі швидкодією автоматичних засобів вимірювань, що можливе визначення їхніх характеристик як вимірювання квазістаціонарних величин (тому останні й були включені вище у табл.5.21: № 22, 55–58).

Цифровий облік періодичних величин, що швидко змінюються, наприклад тисків чи температур газів у циліндрах протягом робочого циклу, вимагає квантування (дискретизації) вимірюваних сигналів через короткі проміжки часу з метою перетворення отриманих дискретних значень у цифрові.

Точність такої дискретизації значною мірою залежить від частоти квантування.

При цифровому відтворенні вимірюваного сигналу частота квантування визначається вищими гармоніками сигналу. Наприклад, для автомобільного дизеля аналіз сигналів тиску згоряння засвідчив, що достатньо враховувати 70-ту гармоніку, а для суднового середньообертового двигуна – 35-ту гармоніку. У таких випадках частоти квантування лежать у межах 1,0...3,5 кГц. Для дискретизації її сигналів тиску згоряння при вимірюваннях на часткових (долевих) навантаженнях при номінальній швидкохідності двигуна необхідна частота квантування подвоюється.

Все це дозволяє сформулювати ще одну вимогу до вимірювань при моторних випробуваннях двигунів на надійність. Мова йде про необхідності створення вимірювальних пристроїв, які забезпечують реалізацію високих частот квантування.

Не менш важливою вимогою до засобів технічних вимірювань у ДВЗ є необхідність забезпечити вірогідність результатів усереднення великої кількості робочих циклів чи вимірювань токсичних компонентів у відпрацьованих газах і т. ін. При цьому приймально-вимірювальний пристрій повинен гарантувати отримання середніх значень великої кількості окремих вимірювань (від 30 до 100) у ритмі квантування, тобто з високою частотою дискретизації.

При моторних випробуваннях на надійність ДВЗ часто виникає необхідність одночасного вимірювання характеристик декількох періодичних процесів; це ще більше ускладнює реалізацію вимог, які сформульовані вище.

5.5.10.2. Випробувальні стенди з комп’ютерним керуванням для досліджень стаціонарних процесів у ДВЗ.

Включення комп’ютерних засобів до випробувального стенда може суттєво підвищити ефективність вимірювання стаціонарних величин лише за умови ретельного узгодження характеристик комп’ютерної схеми керування і власне стенда. З цією метою проводять пошуково-відсіювальні експерименти для накопичення вихідних даних щодо створення автоматизованого моторного стенда з використанням ЕОМ, у тому числі:

- формується масив вимірювальних (запитуваних) стаціонарних величин (точок вимірювань), наприклад, згідно з табл. 5.21;
- визначаються обчислюванні стаціонарні величини й розробляються відповідні розрахункові алгоритми;
- обирається спосіб усереднення показників ДВЗ та їх зберігання у накопичувачі;
- обирається спосіб видачі результатів випробувань;
- призначаються контрольовані показники;

- призначаються граничні значення сигналів попередження й зупинки ДВЗ, що випробовується, при катастрофічних відмовах;
- складаються таблиці лінеаризації вимірюваних величин, що дозволяє спростити обробку отримуваної інформації при збереженні високої її точності.

На основі таких вихідних даних на заключному етапі пошуково-відсіювальних експериментів обираються параметри апаратної частини вимірювально-обчислювального комплексу, які дозволятимуть ефективно реалізувати такі етапи обліку й обробки вимірюваних величин за допомогою ЕОМ:

✓ лінеаризацію вимірюваних величин для підвищення точності їх визначення із закладанням до пам'яті комп'ютера кривих (графіків) лінеаризації для кожного конкретного вимірювання;

✓ реєстрацію отриманих дослідних даних у фоновому накопичувачі, що дозволяє їх використовувати у випадках непередбачених зупинок випробувань;

✓ перевірку вимірюваних показників на їхню відповідність визначеним граничним умовам;

✓ реєстрацію заздалегідь призначених показників у накопичувачі системи протоколювання;

✓ отримання середніх значень показників, що передаються для друкування;

✓ перетворення двійкових значень виміряних величин у десяткові числа або у графічну інформацію.

Програмне забезпечення потребує сучасних мов програмування.

За результатами пошуково-відсіювальних експериментів та з урахуванням плану конкретного моторного випробування щодо надійності ДВЗ виконується узгодження характеристик комп'ютерної частини випробувального стенда, що й дозволяє обґрунтовано обрати раціональну схему вимірювально-обчислювально-керуючого автоматизованого комплексу.

Розглянемо ефективні схеми використання ЕОМ при випробуваннях ДВЗ на їхню надійність [58].

На рис.5.30 наведено варіанти використання головного обчислювального пристрою продуктивністю 16 біт у схемі дизельного випробувального стенда для вивчення надійності двигунів. Така схема дозволяє за допомогою одного комп'ютера вирішувати всі потрібні задачі обліку й обробки вимірюваних сигналів, видачі результатів випробувань, їх архівування, керування випробувальним стендом. Основною перевагою такого стенда є компактність його комп'ютерної частини. До недоліків віднесемо труднощі освоєння складної програмної системи та уразливість щодо зовнішніх та внутрішніх джерел похибок.

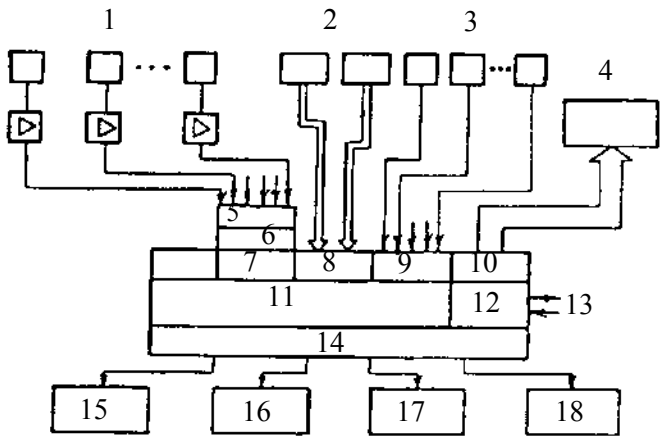


Рисунок 5.30 – Блок-схема обчислювального пристрою дизельного випробувального стенда:
1 – місця аналогових вимірювань у дизелі; 2 – вимірювальні прилади; 3 – датчики імпульсів системи дискретизації; 4 – пристрої керування та регулювання випробувального стенда; 5 – мультиплексер; 6 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 7 – паралельний ввід; 8 – інтерфейс; 9 – ввід лічильника імпульсів; 10 – паралельний вивід; 11 – головний комп'ютер випробувального стенда; 12 – комутаційний вузол передавання даних на центральний комп'ютер; 13 – центральний комп'ютер (при декількох випробувальних стендах); 14 – вивідні пристрої головного комп'ютера; 15 – відеопристрій; 16 – клавіатура ЕОМ; 17 – друкувальний пристрій ЕОМ; 18 – зовнішні накопичувачі ЕОМ

Можлива (рис.5.31) структура багатопозиційної обчислювальної техніки випробувального стенда ДВЗ [58]. У ній передбачено просторове й логічне розділення на підпорядкований комп'ютер, що забезпечує виконання задач технічних вимірювань на випробувальному стенді, а також керуючий комп'ютер, який забезпечує функціонування систем двигуна та стенда.

Відзначимо порівняну простоту налагодження, включення у роботу дизельно-комп'ютерного комплексу, догляд за ним та обслуговування у зв'язку з автоматизацією керування роботою стенда. Порівняно зі системою "головний комп'ютер – випробувальний стенд" схема, що розглядається, має недолік, який спричинений збільшенням кількості ЕОМ і, відпо-

відно, кількості робочих програм (обчислювальних та керуючих).

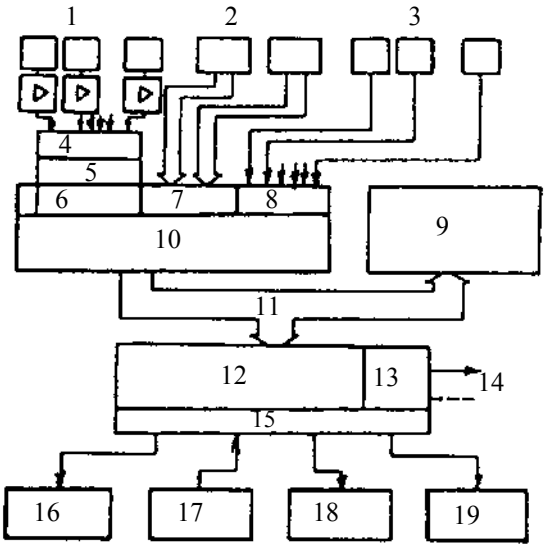


Рисунок 5.31 – Блок-схема дизельного вимірювального комплексу із стендовими та керуючими комп'ютерами:

1 – місця аналогових вимірювань у дизелі; 2 – вимірювані прилади; 3 – датчики імпульсів блока дискретизації; 4 – мультиплексер; 5 – АЦП; 6 – паралельний ввід; 7 – інтерфейс; 8 – ввід лічильника імпульсів; 9 – пристрій керування та регулювання випробувального стенда; 10 – стендовий комп'ютер; 11 – з'єднувальна шина; 12 – керуючий комп'ютер; 13 – комутаційний вузол передачі даних на центральний комп'ютер; 14 – центральний комп'ютер (при декількох випробувальних стендах); 15 – вузли виводу; 16 – відеопристрій; 17 – клавіатура ЕОМ; 18 – друкувальний пристрій ЕОМ; 19 – зовнішні накопичувачі ЕОМ

На рисунку 5.32 показана схема, в якій реалізована концентрація подальшого розділення функцій комп'ютерів вимірювальної та моторної частин стенда.

Наведені схеми можуть використовуватися при створенні сучасних випробувальних стендів для випробування ДВЗ на надійність. Однак слід віддавати перевагу апаратному забезпеченню випробувань дизелів на базі багатопозиційних обчислювальних пристроїв. При цьому слід чітко розділяти ЕОМ, що застосовуються при випробуваннях двигуна, і комп'ютери, які забезпечують вимірювання, та комп'ютер керування, що як правило розміщений у приміщенні, ізольованому від випробувального моторного стенда.

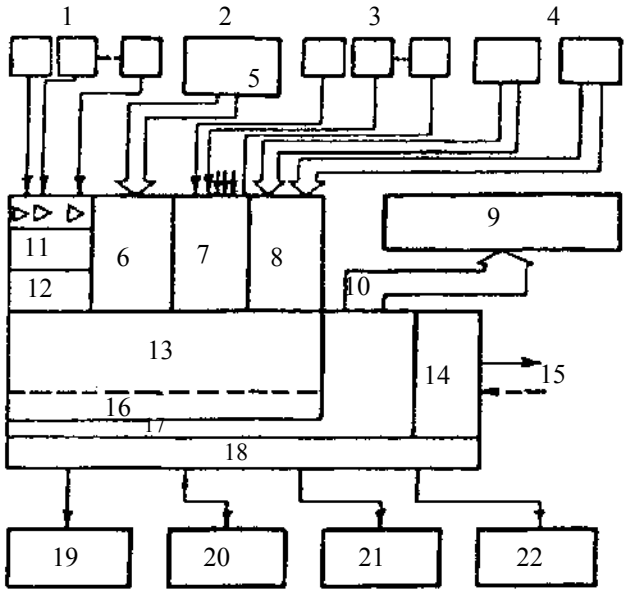


Рисунок 5.32 – Блок-схема попередньої обробки дослідних даних за допомогою модульних вимірювальних систем:

1 – місця аналогових вимірювань у ДВЗ; 2 – блок вимірювання витрати палива; 3 – датчик імпульсів блока дискретизації; 4 – вимірювальні прилади; 5 – механічна частина блока вимірювання витрати палива; 6 – електрична частина динамічних паливних ваг; 7 – ввід лічильника імпульсів; 8 – інтерфейс; 9 – пристрої керування та регулювання випробувального стенда; 10 – вальна шина; 11 – мультиплексер; 12 – АЦП; 13 – попередня обробка за допомогою обчислювального модуля; 14 – комутаційний вузол передачі даних на центральний комп'ютер; 15 – центральний комп'ютер; 16 – пристрої з'єднання модулів; 17 – стендовий комп'ютер; 18 – вузли виводу; 19 – відеопристрій; 20 – клавіатура ЕОМ; 21 – друкувальний пристрій ЕОМ; 22 – зовнішні накопичувачі ЕОМ

На рис.5.33 наведено загальну схему випробувального моторного стенда на базі ЕОМ для контролю надійності та якості ДВЗ з переважно стаціонарними вимірюваними й керувальними параметрами. Тут потоки інформації розділені на сенсорну частину для сприйняття у комп'ютері вихідних сигналів від датчиків вимірюваних величин та на акторну (керуючу) частину для підстроювання керувальних кіл з допомогою підпорядкованого комп'ютера. Для великорозмірних багатоциліндрових двигунів можуть стати потрібними до 150 сенсорних і до 15 акторних ліній інформації.

Безпосередньо на випробувальному стенді розміщена стендова ЕОМ з простою периферією, яка має точки поєднання з вимірювальними пристроями та виконавчими системами. Такий стендовий комп'ютер може являти собою не самостійний комп'ютер, а складовий компонент вимірюва-

льної техніки, розташованої на стенді. При цьому слід виходити з того, що в першу чергу необхідно забезпечувати високу функціональну надійність вимірювань та раціональність сполучення стендової ЕОМ з комп'ютером керування. Треба враховувати також, що стендовий комп'ютер та його периферія знаходяться у важких умовах експлуатації (вібраційність, теплонавантаженість і т. ін.), що вимагає їх якісного обслуговування персоналом.

Інформаційний ланцюг починається з датчиків (сенсорів) і перетворювачів вимірюваних величин. Залежно від вимог первинних дослідних даних на входи стендової ЕОМ потрапляють зображення безперервно-аналогових (або дискретно-безперервно-перервних чи попередньо оброблених цифрових) сигналів. Виміряні сигнали у подальшому обробляються за допомогою аналогових мультиплексорів, АЦП та лічильників, що можна розглядати інтегрованими до стендової ЕОМ. Такі сигнали обробляються послідовно один за одним, у результаті чого вимірювані величини перетворюються у дискретно-безперервні цифрові сигнали.

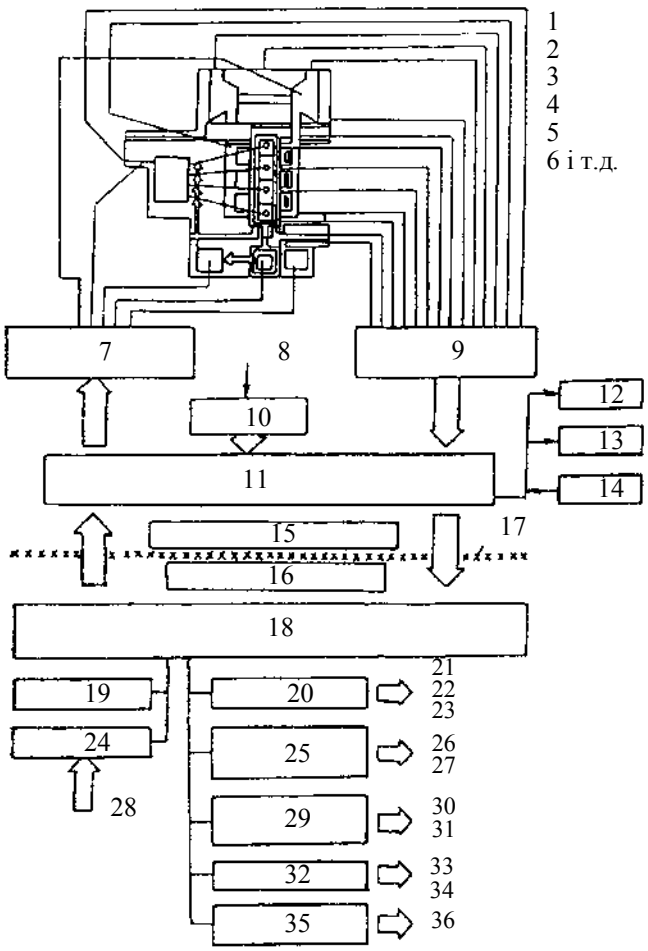


Рисунок 5.33 – Схема автоматизованого випробувального стенда з комп'ютерним керуванням для вимірювань стаціонарних та аперіодичних параметрів і характеристик ДВЗ:

1 – тисків; 2 – температур; 3 – кількостей; 4 – частоти обертання колінчастого вала; 5 – концентрацій; 6 – крутного моменту, кутів повороту, напружень, зазорів тощо; 7 – інформація для керуванням стендом; 8 – програма випробувань ДВЗ; 9 – інформація датчиків; 10 – накопичувач (пам'ять); 11 – стендовий комп'ютер; 12 – дисплей; 13 – друкувальний пристрій; 14 – клавіатура стендової ЕОМ; 15 – операції, що виконуються безпосередньо на стенді; 16 – пульт керування; 17 – розмежування у просторі; 18 – керуючий комп'ютер; 19 – клавіатура керуючої ЕОМ; 20 – дисплей цієї ЕОМ; 21, 22, 23 – діалог, значення, кета; 25 – графічний дисплей; 26, 27 – діаграми, графіки, відповідно; 28 – діалог, виклик програми та скидання її; 29 – друкувальний пристрій; 30, 31 – таблиці й протоколи результатів, відповідно; 32 – графопобудовник; 33, 34 – діаграми, графіки, відповідно; 35 – механізм переміщення дискет; 36 – накопичення інформації у банку даних

Тривалість інтервалу запиту вимірюваної точки залежно від програми випробувань звичайно складає $t_з$ = 10...100 мс. Згідно з цим можна визначити максимальний час обробки інформації, отриманий від і-го сенсора (датчика) при запиті:

$$t_{обр} = t_з / i .$$

У межах цього часу кожний вимірюваний сигнал підлягає кільком ступеням обробки.

Серед них особлива роль відведена стендовому комп'ютеру та його периферійним органам, які вирішують такі задачі:

✓ облік та накопичення інформації щодо вимірюваних величин;

✓ первинне ущільнення цієї інформації у значущі параметри, наприклад, потужність двигуна, питома витрата палива чи масла, напруження у деталях і т.д.;

✓ відображення отриманих параметричних значень на дисплеї з метою полегшити візуальний доступ до них випробувачів;

✓ складання "за бажанням" протоколів вихідної інформації;

✓ виклик з накопичувача показників заданого режиму відповідно до програми випробувань;

✓ автоматичне виконання команд керування випробування згідно з такою програмою;

✓ можливе втручання обслуги у роботу випробувального стенда за допомогою клавіатури комп'ютера.

Крім того, стендовий комп'ютер повинен мати програмне забезпечення для передачі інформації на керуючий комп'ютер і для формування керувальних дій на ДВЗ у випадках перевищення ним граничних значень основних контрольованих величин.

Комп'ютер керування, на відміну від стендового, обладнаний більш поширеною периферією, що необхідно для вирішення різноманітних задач; так він має більшу ємність пам'яті й велику швидкість обробки інформації, поширене програмне забезпечення функціональних систем ДВЗ. Він має можливості видавати результати обробки даних випробувань у вигляді графіків на екрані чи через графопобудовувач і т.д.

На відміну від стендових ЕОМ, керуючий комп'ютер використовується і для математичної обробки експериментальних даних при оцінках моторних тривалих випробувань на основі відповідних програмних заходів.

Чітко проглядається ефект комп'ютеризації випробувань двигуна. Йдеться про широкі можливості автоматизації керування процесами отримання вимірювальної інформації та її концентрації (у вигляді поля характеристик) за допомогою керуючого комп'ютера.

Слід розширювати програми моторних випробувань на повністю автоматизованих моторних стендах. Їх особливість полягає у тому, що після завершення вимірювань на конкретних кроках експерименту виконується автоматичне підстроювання наступного кроку (згідно з заданою програмою) режиму випробувань після досягнення нового теплового зрівноваженого стану ДВЗ. Таким чином, при реалізації дуже складних програм випробувань на надійність двигунів людина усувається від участі у визначенні всього поля характеристик як робочого процесу, так і надійності. При виникненні неприпустимих перешкод забезпечено автоматичне відключення випробувального стенда.

Згадана вище концепція комп'ютеризації систем вимірювань та керування автоматичних випробувальних дизельних стендів широко використовуються відомими фірмами AVL (Австрія), Shenk (Німеччина), Simens (Німеччина), Ford (США), Ricardo (Англія) та ін. [58].

5.5.10.3. Випробувальні стенди з комп'ютерним керуванням для досліджень нестаціонарних процесів у ДВЗ.

Розглянемо комп'ютеризацію вимірювань нестаціонарних величин як періодичних так і аперіодичних.

Для випробувальних стендів з використанням ЕОМ для досліджень нестаціонарних процесів звичайно використовуються вимірювальні та комп'ютерні засоби стендів, на яких вивчаються стаціонарні процеси, які розглянуті вище. Потрібно лише задіяти відповідні датчики нестаціонарних аналогових сигналів з високою швидкодією, скласти й реалізувати програми керування випробуванням з вірогідним вимірюванням характеристик нестаціонарних чинників (процесів), що зумовлюють утомні відмови; кавітаційні, зносні та інші ефекти, відмови від термомеханічних навантажень у зонах концентрації напружень та ін.

При цьому слід мати на увазі, що нестаціонарний вимірюваний сигнал складається з детермінованої та стохастичної (випадкової) складових. Для виявлення за результатами експерименту вірогідного закону зміни вимірюваного параметра треба вирішувати задачу усереднення у кожний момент часу сенсорних сигналів при багаторазовому відтворенні нестаціонарного процесу, що вивчається, на кожному кроці експерименту. Таке усереднення дозволяє усунути невизначеності, зумовлені стохастичністю. Необхідно накопичувати цифрові сигнали дискретно відносно часу та амплі-

туди вимірюваного нестаціонарного процесу, для чого АЦП у накопичувачі повинні мати відповідну роздільну здатність (близько 10 біт). Максимальне значення шагу квантування, наприклад, при вимірюваннях періодичних процесів у 4-тактному ДВЗ (крутильні коливання колінчастого вала, вібраційні збудження, цикли навантажень деталей, термічні навантаження деталей та ін.):

$$\Delta\varphi_{max} = \frac{720}{\nu\mu_{max}},$$

де $\Delta\varphi$ – у градусах П.К.В.; ν – частота квантування; μ_{max} – вища гармоніка частотної полоси сигналу.

Окремо розглянемо випробування силових агрегатів, наприклад, автомобілів з ДВЗ, на динамічних випробувальних стендах, коли навантаження імітують умови експлуатації агрегатів і двигунів.

На таких динамічних стендах з ЕОМ на основі фізичного та математичного моделювання сумісних експлуатаційних характеристик ДВЗ і силових агрегатів (наприклад, транспортних засобів) можуть виконуватися автоматичні облік й обробка нестаціонарних вимірюваних величин, перш за все, параметрів перехідних процесів. Це й дозволяє вивчати й оцінювати надійність двигунів конкретних силових засобів на реальних експлуатаційних режимах (згідно з моделлю експлуатації) при мінімальних витратах коштів і, головне, часу.

Для аналізу експлуатаційних впливів на надійність, наприклад, транспортних ДВЗ (параметричну і фізичну) застосовують три види динамічних стендів [58]:

- роликові (з біговими барабанами) випробувальні стенди;
- динамічні моторовипробувальні стенди з компонентами транспортних засобів;
- динамічні моторовипробувальні стенди без компонентів таких засобів.

На рис.5.34 наведено схему роликового випробувального стенда, що містить ЕОМ для обліку та аналізу показників надійності двигуна при зміні опорів рухові транспортного заходу. Крім того, цей комп’ютер бере

участь у моделюванні гальмівного моменту як функції частоти обертання роликів відповідно до заданої програми випробувань дизеля.

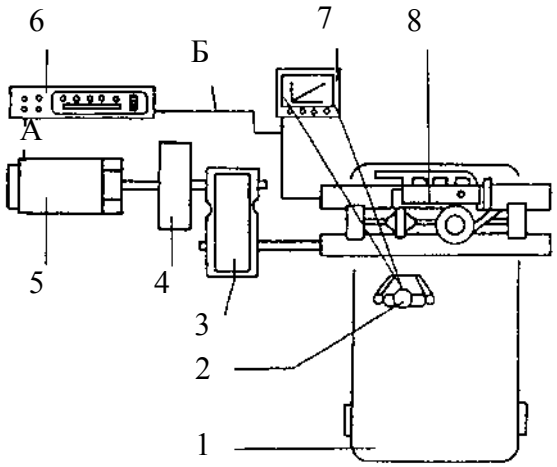


Рисунок 5.34 – Схема роликового випробувального стенда з ЕОМ:

1 – автомобіль; 2 – водій; 3 – передача випробувального стенда; 4 – інерційна маса; 5 – навантажувальний пристрій; 6 – ЕОМ для обчислювань при дослідженні опорів руху автомобіля; 7 – керувально-діагностичний прилад на пульті водія; 8 – дизель з передачею трансмісії;
А – задане значення;
Б – фактичне значення

Випробування на стендах за схемою рис.5.34 передбачають наявність комплектного автомобіля, що дозволяє оцінювати сумісну роботу ДВЗ з реальними трансмісією та ходовою частиною.

Звичайно у випадках офіційно визначених випробувальних циклів не допускається заміна водія автомобіля автоматичною вимірювально-керувальною технікою. Однак, як свідчить практика, використання ЕОМ дозволяє без суттєвого погіршення вірогідності результатів випробування проводити й останні в автоматичному режимі.

Аналогічні функції виконує ЕОМ і у схемі динамічного моторного стенда з компонентами автомобіля (рис. 5.35).

Оскільки тут немає натурного автомобіля, до стендового комп’ютера, на відміну від попередньої схеми, переходять додаткові функції. Так, ця ЕОМ бере участь у моделюванні не тільки гальмівного моменту, а й у імітації відсутньої на стенді трансмісії автомобіля. Дія на педалі газу, зчеплення й гальма виконується або водієм, або автоматично за допомогою виконавчого пристрою.

Слід особливо підкреслити ряд переваг стенда, схему якого подано на рис.5.35. Так, на стадії розробки силової установки немає необхідності виготовляти останню (автомобіль, трактор, тепловоз та ін.), що суттєво скорочує час підготовки випробування. Забезпечується більш висока відтворюваність результатів, оскільки на динамічному стенді усуваються впливи кліматичних чи дорожніх умов, а також використовуються спеціальні лабораторні прилади. Природно, що розширюються діапазони змін при динамічних випробуваннях навантажень та швидкостей руху, оскільки моделювання останніх виконується без обмежень, що накладаються конкретним профілем шляху.

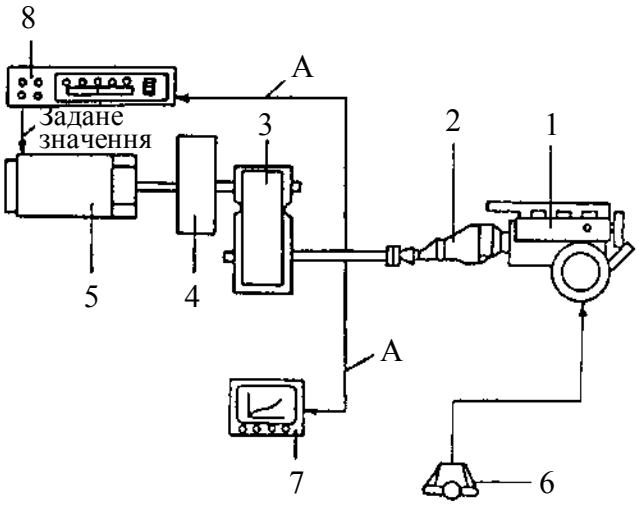


Рисунок 5.35 – Динамічний моторний випробувальний стенд з компонентами автомобіля:

1 – дизель; 2 – передача дизеля; 3 – передача випробувального стенда; 4 – інерційна маса; 5 – навантажувальний пристрій; 6 – водій; 7 – керуючий прилад на пульті водія; 8 – ЕОМ для вимірювань й обчислень при досліджені опорів руху автомобіля; А – фактичне значення

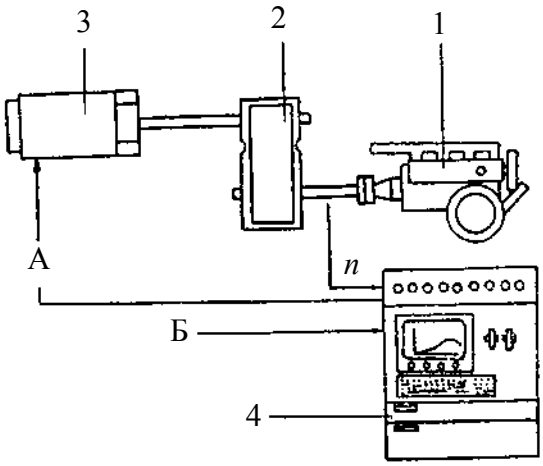


Рисунок 5.36 – Динамічний моторовипробувальний стенд без компонентів силової установки:

1 – двигун; 2 – передача випробувального стенда; 3 – навантажувальний пристрій; 4 – пристрій, що моделює автомобіль

Нарешті, при випробуваннях на довговічність можна домогтися значної економії часу за рахунок інтенсифікації режимів роботи транспортного заходу імітацією на стенді навантажень, що перевищують експлуатаційні, збільшенням циклів навантажень у одиницю часу. Отже це дозволяє використовувати динамічний стенд для прискорених випробувань ДВЗ на надійність. Така перевага є принциповою.

При вирішенні ряду задач дуже ефективними є динамічні моторновипробувальні стенди без компонентів автомобіля (рис.5.36). Комп'ютер у такій схемі вбудовано у пристрій, що моделює автомобіль чи іншу силову установку.

У таких схемах відсутні вла-

сне автомобіль та його трансмісія. Фактори, що адекватно імітують дії трансмісії та передачі на дизель, моделюються за допомогою електричних виконавчих пристроїв. Останні змінюють паливоподачу й дозування її, керують зчепленням і переключенням швидкостей, тому зникає фактор суб'єктивності водія, а весь хід випробувань може бути повністю автоматизованим.

Керуючий комп'ютер випробувального стенда на основі програм, що задаються, діє на пристрої електричного моделювання характеристик силової установки, а також забезпечує аналіз наслідків змін цих дій.

Розглянута схема динамічного стенда пов'язана з ускладненням математичних моделей силової установки та її елементів порівняно із математико-програмним забезпеченням стендів зі схемами згідно з рис.5.34 та 5.35. Наприклад, комп'ютер цього стенда дозволяє автоматизувати дуже складні й трудомісткі випробування для досягнення впливу перехідних процесів не тільки у двигуна, а й у системах силової установки на надійність і двигуна, і силової установки.

Подібні динамічні випробування не можуть бути вірогідними без проведення робіт зі створення засобів вимірювань нестаціонарних величин, що відрізняються підвищеними динамічними (частотними) характеристиками й точністю. Підвищена чутливість вимірювальних засобів особливо необхідна при дослідженнях перехідних процесів у транспортних установках, коли треба забезпечити точність інтегральних значень миттєвих рівнів таких параметрів, що виникають з дуже високою частотою.

Контрольні запитання та завдання

1. У якій послідовності виконують обробку експериментальних даних щодо надійності ДВЗ?

2. Які дані повинні входити до емпіричної інформації для аналізу надійності двигуна?

3. Що являє собою графічна інтерпретація розподілу імовірностей експериментальних даних щодо надійності ДВЗ?

4. Поясніть визначення показників надійності ДВЗ.

5. Що розуміти під виявленням теоретичного розподілу імовірностей за експериментальними даними?

6. Сформулюйте аналітичні методи виявлення теоретичного закону розподілу імовірностей за емпіричними даними.

7. Охарактеризуйте графоаналітичний метод виявлення теоретичного розподілу імовірностей за емпіричними даними.

8. Що таке регресивний аналіз експериментальних даних щодо надійності ДВЗ?

9. Що таке кореляційний аналіз експериментальних даних щодо надійності ДВЗ?

10. Наведіть підхід до обробки експериментальних даних щодо надійності ДВЗ за результатами незавершених експлуатаційних випробувань.

11. Як прогнозувати тривалу термомеханічну міцність теплонапружених деталей двигунів?

12. Як прогнозувати тривалу віброміцність навісних деталей та вузлів ДВЗ?

13. Викладіть основи прогнозування тривалої кавітаційної міцності деталей ДВЗ.

14. Опишіть методику оцінки ремонтопридатності ДВЗ.

15. Які задачі прогнозування надійності ДВЗ треба вирішувати на кожному етапі створення й використання двигуна?

16. Охарактеризуйте особливості сучасних аналітичних методів прогнозування надійності ДВЗ.

17. Викладіть порядок аналітичного розрахунку загальної надійності ДВЗ.

18. Якою є методика вибору та розрахунку норм надійності ДВЗ?

19. Опишіть методику прогнозування структурної надійності ДВЗ.

20. Як виконати орієнтовний розрахунок надійності ДВЗ?

21. Викладіть методику повного розрахунку загальної надійності ДВЗ.

22. Як виконати розрахунки надійності ДВЗ з резервуванням?

23. Охарактеризуйте місце випробувань у оцінках надійності ДВЗ.

24. Назвіть основні етапи підготовки випробувань на надійність ДВЗ.

25. Назвіть види лабораторних випробувань на надійність ДВЗ.

26. Охарактеризуйте випробування на перевірку запасів міцності деталей ДВЗ.

27. Охарактеризуйте випробування деталей ДВЗ на утому.

28. Які вимоги формулюються для методів прискорених випробувань ДВЗ на надійність?

29. Назвіть основні методи прискорення випробувань на надійність

ДВЗ.

30. Сформулюйте принципи випробувань деталей ДВЗ на віброміцність.

31. Що розуміється під випробуванням на оцінку залишкового ресурсу ДВЗ?

32. Для чого потрібні та як проводять контрольні випробування ДВЗ?

33. Поясніть особливості експлуатаційних випробувань ДВЗ на надійність.

34. Як визначають показники надійності ДВЗ за результатами випробувань?

35. Викладіть методику визначення кількості зразків ДВЗ для випробувань на надійність.

36. Сформулюйте вимоги до вимірювань параметрів ДВЗ при випробуваннях їх на надійність.

37. Сформулюйте етапи обліку та обробки вимірюваних величин за допомогою ЕОМ при випробуваннях ДВЗ.

38. Викладіть принципи побудови вимірювально-обчислювально-керуючих автоматизованих комплексів при випробуваннях ДВЗ на надійність.

39. Поясніть схеми таких вимірювально-обчислювально-керуючих автоматизованих комплексів.

40. Чим відрізняються випробувальні моторні стенди з комп'ютерним керуванням для вимірювань стаціонарних та нестаціонарних величин?

41. Яку роль відіграють ЕОМ у роботі динамічних випробувальних стендів при дослідженнях надійності ДВЗ?

Глава 6. ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ДВЗ

У попередніх розділах підручника викладено теоретичні основи забезпечення надійності двигунів внутрішнього згоряння.

Тепер розглянемо принципи та практичні підходи до реалізації заходів щодо розробки, виготовлення й експлуатації сучасних і перспективних ДВЗ із заданим рівнем надійності.

6.1. Принципи забезпечення надійності ДВЗ

Застосовуються три групи методів підвищення надійності двигунів:

а) конструкторські;

б) технологічні;

в) експлуатаційні.

Вони вживаються на стадіях створення чи використання ДВЗ.

Найбільший ефект дає комплексне застосування всіх цих методів.

Розглянемо принципові напрямки забезпечення надійності двигунів.

Принципи конструювання надійних ДВЗ передбачають:

- створення достатніх запасів міцності;
- забезпечення мінімальних утомності та повзучості при нестаціонарних навантаженнях;
- спрощення конструкції; чим простішою є конструкція, тим вище внутрішньо притаманна їй надійність. Простіші вузли чи деталі – більш технологічні, тобто можуть бути виготовлені більш якісно; із-за зменшення їх кількості знижується імовірність відмов; при експлуатації легше обслуговувати більш простішу конструкцію, що підвищує її надійність;
- зменшення кількості нових деталей за рахунок уніфікації та стандартизації;
- забезпечення доступного та зручного обслуговування й ремонту;
- урахування інформації щодо відмов та неув’язок конструкцій у випущених зразках;
- відповідну організацію проектування. В першу чергу це стосується: глибокої проробки технічного завдання на створюваний двигун (біля 30 % конструктивних помилок, що знижують надійність ДВЗ, зумовлені

неретельною проробкою ТЗ); визначення та обґрунтування при цьому кількісних показників надійності; старанний аналіз літератури й експлуатаційного досвіду створення надійних двигунів-прототипів; призначення достатніх строків першого творчого етапу проектування, виходячи при цьому з того, що недостача часу на цей етап потім призводить до значних втрат внаслідок ненайкращих, недостатньо обміркованих конструктивних рішень; організації глибоких випробувань на надійність у лабораторних умовах чи під час підконтрольної експлуатації ДВЗ;

- введення до конструкції запобіжних пристроїв та блокувань, застосування яких дозволяє зменшити кількість відмов або локалізувати їх наслідки в окремих деталях;
- обладнання конструкції ДВЗ пристроями діагностування та автоматичного контролю, індикаторами, які сигналізують про відхилення у режимах роботи вузлів та агрегатів, дозволяють швидко визначити місце і характер відмов;
- забезпечення персональної відповідальності конструкторів за якість проектів, що вважається необхідною умовою створення надійних ДВЗ; до речі, помилки у кресленнях та їх виправлення й допрацювання порушують виробничий процес, створюють передумови зменшення надійності і т.д.

Принципи виробництва надійних ДВЗ націлені на:

✓ застосування прогресивних методів виготовлення деталей з необхідною мікро- та макрогеометрією;

✓ особливу увагу до якості остаточної механічної обробки пар тертя;

✓ особливу увагу до обробки деталей, що працюють в умовах змінних навантажень;

✓ зміцнення робочих поверхонь деталей;

✓ поліпшення чистоти обробки внутрішніх поверхонь литва;

✓ застосування досконалих методів виготовлення металевих сплавів, що забезпечуватимуть стабільність їх якості при тривалій експлуатації;

✓ якісне складання ДВЗ;

✓ якісні випробування ДВЗ після збирання з застосуванням методик та пристроїв оцінок показників надійності;

✓ високий рівень контролю якості, в тому числі використання статистичного контролю з відповідною математико-статистичною обробкою йо-

го результатів; автоматичне сортування пар тертя за геометричними розмірами зазорів у них у відповідні групи для зниження відбракування виготовлених виробів;

✓ зменшення впливів суб'єктивних факторів на хід технологічних процесів та якість виробів за рахунок механізації та автоматизації процесів виготовлення, збирання, випробовування; особлива увага повинна приділятися проміжному контролю якості виготовлення виробів між основними етапами загального технологічного процесу та усуненню за його результатами виявлених відхилень від техпроцесів чи запобіганню таких недоліків.

Принципи підвищення експлуатаційної надійності ДВЗ

забезпечують їхнє ефективне використання на протязі заданого ресурсу за рахунок:

▲ підтримання оптимальних експлуатаційних регулювань систем двигуна з систематичним їх контролем;

▲ поліпшення умов пуску, особливо в екстремальних умовах;

▲ підтримання потрібного теплового стану, в тому числі в екстремальних умовах;

▲ застосування відповідних сортів палива та масла;

▲ правильної регламентації операцій технічних доглядів (заміни мастила, очищення фільтрів, перевірки захаращення повітряочисника, перевірки герметичності впускного тракту тощо);

▲ безрозбірної діагностики технічного стану вузлів та механізмів;

▲ підтримання інших правил експлуатації, особливо стосовно режимів та характеру навантажень, систематичного контролю показників параметричної надійності за відхиленнями при тривалій експлуатації від паспортних рівнів агрегатної потужності, частоти обертання колінчастого вала, витрати палива, токсичності викидів, витрати масла та ін.

Враховуючи досвід кращих моторобудівних фірм, у тому числі країн СНГ (ЯМЗ, "АвтоВАЗ"), України (МеМЗ), можна стверджувати, що тільки комплексний підхід до забезпечення високої надійності ДВЗ за рахунок застосування ефективних конструкторських чи технологічних заходів може привести до суттєвих результатів.

Викладемо *конструкторсько-технологічні заходи щодо підвищення надійності ДВЗ*, спираючись саме на цей досвід, висвітлений у науково-

технічній літературі [1–44]. Реалізація таких заходів здатна втілити у життя наведені вище принципи забезпечення надійності ДВЗ.

Згрупуємо ці заходи залежно від очікуваного ефекту.

Підвищення міцності, що вимагає:

♦ зниження напруг шляхом конструктивного вдосконалення;

♦ застосування більш міцних матеріалів;

♦ обмеження рівнів навантажень;

♦ підвищення ефективності раніше розроблених та освоєння нових більш ефективних методів зміцнення;

♦ зменшення концентрації напружень шляхом застосування конструктивних деконцентраторів та запобігання концентрації напружень, яку викликають технологічні фактори (риски і т.д.);

♦ запобігання чи зменшення залишкових напружень;

♦ зменшення динамічних (нестаціонарних складових термомеханічних напружень і т.д.

Зниження пружних деформацій. Цього досягають:

- зменшенням концентрації напружень;
- оптимізацією конструктивної схеми силових елементів за критерієм мінімізації перепадів механічних та термічних напружень, у тому числі нестаціонарних (при перехідних процесах, наприклад);
- зменшенням жорсткості робочого циклу двигуна на ділянці першої фази згоряння;
- обробкою з’єднань у вузлах та ін.

Підвищення жароміцності деталей та зменшення термічних напружень, для чого:

■ обмежують чи знижують температуру робочого тіла у циліндрах;

■ підвищують ефективність охолодження, перш за все локального охолодження теплонапружених зон ЦПГ (це дозволяє суттєво зменшити втрати теплоти в систему охолодження);

■ застосовують жарові накладки чи інші теплові бар’єри на деталях форсованих двигунів (при літровій потужності $N_л$ > 30…35 кВт/л);

■ удосконалюють конструкції теплонапружених деталей та ін.;

■ підвищують жароміцність чи жаростійкість матеріалів КЗ;

■ усувають небезпеку високотемпературної газової корозії деталей

випускного тракту, турбін для ТК та ін.

Зменшення зносу деталей шляхом:

▼ підвищення зносостійкості пар тертя;

▼ поліпшення фільтрації повітря, масла, палива, в тому числі усунення у повітряному заряді домішок агресивних солей;

▼ підвищення якості масел та палива, перш за все щодо концентрації в них сірки та її оксидів;

▼ підвищення герметичності порожнин картера та впускного тракту для ліквідації підсмоктувань забрудненого пилом повітря мимо повітроочисників;

▼ поліпшення очищення деталей від технологічного бруду, запобігання захаращення маслопроводів та маслоканалів у деталях;

▼ зменшення деформацій поверхонь пар тертя під силовим навантаженням;

▼ поліпшення роботи систем змащування для зменшення тертя у зонах спрацювання та відведення продуктів спрацювання з цих зон і т.д.

Запобігання корозії, кавітаційних руйнувань шляхом:

◄ підбору матеріалів деталей;

◄ застосування антикорозійного захисту (покриття деталей, домішки в охолоджувальну воду, масло);

◄ зменшення амплітуд вібрацій внаслідок зниження податливості й застосування гасителів коливань та ін.

Як засвідчив досвід, всі зазначені ефекти швидше та повніше досягаються при ретельному доведенні робочого процесу як з точки зору динамічності робочого циклу двигуна, зменшення втрат теплоти до системи охолодження, так і поліпшення економічності (більш економічний двигун, по суті, завжди надійніший, оскільки у КЗ виділяється менше індикаторної теплоти, що знижує теплонапруженість деталей ДВЗ).

6.2. Забезпечення надійності сучасних ДВЗ

Надійність двигунів закладається при їх створенні, забезпечується у виробництві та реалізується під час експлуатації.

Спираючись на викладенні вище принципи та конструкторсько-технологічні заходи щодо підвищення надійності ДВЗ, розглянемо основні

шляхи забезпечення їх надійності на стадіях проектування, розробки й виготовлення.

Оскільки критерієм ефективності зазначених заходів є експлуатаційна надійність двигунів, треба розглянути й напрямки підтримання їх конструкторсько-технологічної надійності в умовах тривалої експлуатації.

Природно, що кожна спроба підвищити надійність ДВЗ поєднує в собі напрямки конструкторсько-технологічно-експлуатаційного забезпечення.

6.2.1. Оптимізація параметрів та характеристик ДВЗ за критерієм надійності

Мова піде про експериментальне визначення параметрів чи характеристик двигунів, що доставляють оптимуми показникам надійності останніх.

6.2.1.1. *Оптимізація вихідних параметрів двигуна*

До вихідних параметрів двигуна відносять його агрегатну потужність N_e та частоту обертання колінчастого вала n.

Розглянемо оптимізацію цих параметрів за критерієм зносної довговічності ДВЗ на різних режимах його роботи.

В умовах експлуатації двигун працює на різних навантажувальних режимах, що визначають рівні зносу на кожному з них.

Оцінки зносної довговічності за навантажувальною характеристикою виконують шляхом аналізу зміни швидкості зношування основних деталей при постійній частоті обертання колінчастого вала та змінній паливоподачі.

Відношення *величини спрацювання* до часу (обсягу) виконаної роботи чи пробігу, на протязі якого спостерігалося зношування, називають *швидкістю зношування*. Показник власне зносу залежить від методу його визначення; наприклад, для поршневих кілець показником абсолютного зносу може бути: зменшення маси, зміна лінійних розмірів, підвищення радіоактивності картерного масла (у випадку застосування при вимірюваннях радіоактивних вставок). Відповідно швидкість зношування вимірюється у мг/год, мкм/год, імп/хв, мкм/км, мкм/тжм і т.д.

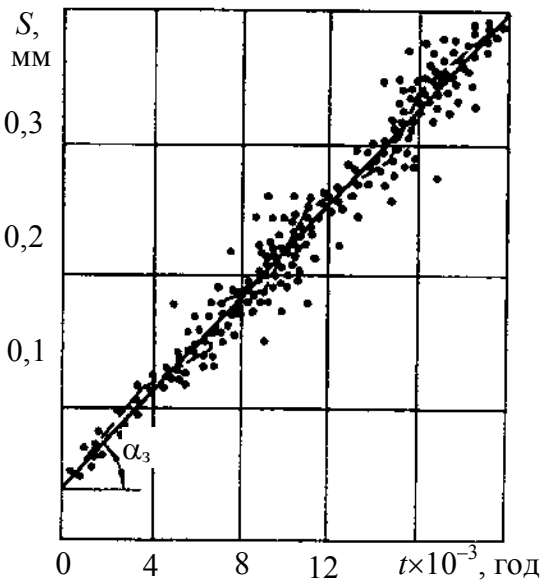


Рисунок 6.1 – Торцеве спрацювання S канавок під верхні ущільнювальні кільця суднових дизелів K8Z70/120 (n = 130 хв$^{-1}$)*:*

– – – емпірична залежність;

—— лінійна усереднена залежність

Для визначення швидкості спрацювання деталей у конкретних умовах експлуатації необхідно отримати залежність показника абсолютного зносу З від часу. Таку залежність, знайдену за результатами вимірювань, називають *лінією спрацювання* (штрихова лінія на рис.6.1 [50]). На практиці лінію зносу часто замінюють усередненою прямою (суцільна лінія). Тоді середня швидкість спрацювання $v_з$ (у мкм/год чи мг/год) у даних умовах експлуатації буде характеризуватися тангенсом кута її нахилу $\mathrm{tg}\alpha_з$ до осі часу. Виконуючи обробку даних експериментів (експлуатації) при порівняльній оцінці залежності швидкості зношування деталей двигуна від будь-якого фактора по осі ординат відкладають просто $\mathrm{tg}\,\alpha_з$ без позначення розмірностей.

Введено поняття *питомої швидкості зношування*, що являє собою відношення швидкості зношування до потужності двигуна, тобто $\mathrm{tg}\alpha_з/N_e$. *Коефіцієнтом відносної зносостійкості* називають відношення питомої зносостійкості в умовах впливу фактора до питомої зносостійкості на номінальному режимі серійного двигуна чи на іншому представницькому режимі (максимального крутного моменту тощо)

На рис.6.2 показані характеристики $\mathrm{tg}\alpha_з$ – усередненого спрацювання швидкохідних двигунів при їх роботі на навантажувальних характеристиках. Там же наведено характеристики питомої швидкості зношування $\mathrm{tg}\alpha_з/\overline{p}_e$.

Як бачимо, загальний вигляд цих залежностей для всіх розглянутих двигунів, що представлені на плакатах, практично однаковий.

З підвищенням навантаження під час роботи двигуна значною мірою збільшуються сили газів (p_z), тобто тиск на пари тертя ЦПГ та підшипники, зростають температури деталей, змінюються умови змащування: температури масла, зазори (внаслідок деформації деталей під дією зростаючих теплових та газових навантажень). Все це й інтенсифікує зношування дета-

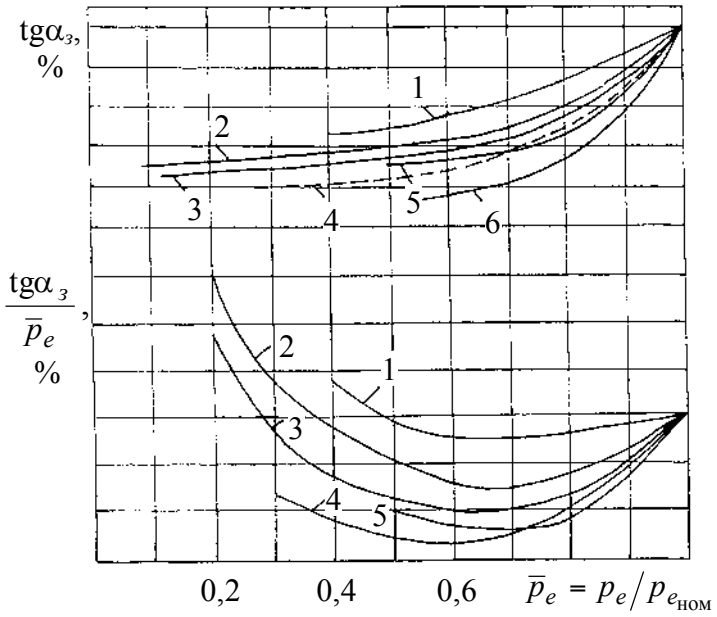


Рисунок 6.2 – Інтенсивність зношування деталей ЦПГ залежно від навантаження (при n = const*) на швидкохідні ДВЗ* [50]:

1 – А-01; 2 – Д-20; 3 – ЯМЗ-238НВ; 4 – Д-14; 5 – 2А3І; 6 – 411/8

лей.

Сказане підтверджується рис.6.3 та 6.4, де наведено інформацію щодо зміни параметрів двигуна та показників зношування одного з двигунів, поданих на рис.6.2, за навантажувальною характеристикою. Тут показана $t_г$ – температура гільзи циліндрів у верхньому її поясі (в зоні верхнього поршневого кільця при положенні поршня у ВМТ).

Бачимо, що характеристики спрацювання двигунів з іскровим запалюванням визначаються характером зміни коефіцієнта надлишку повітря α, а також α і $t_г$ (у дизелях).

На рис.6.4 коефіцієнт надлишку повітря відповідав мінімальній питомій витраті палива (α ≈ 1,1).

Аналіз рис.6.2, 6.3, 6.4 засвідчив, що існують чіткі оптимуми (мінімуми) зношування деталей ДВЗ впродовж навантажувальних характеристик.

Мінімальні спрацювання мають місце при навантаженнях 0,7…0,8 $\bar{p}_e$.

Інакше кажучи для кожного двигуна можна визначити оптимуми N_e за критерієм зносної довговічності деталей ЦПГ.

Таким чином, створюючи новий двигун, треба виходити не тільки з необхідності оптимізувати робочий процес, а й забезпечувати оптимальний (мінімальний) рівень спрацювання деталей. Слід при цьому підкреслити, що існують граничні рівні форсування двигуна за N_e, перевищення яких неминуче й суттєво зменшує зносну довговічність ДВЗ.

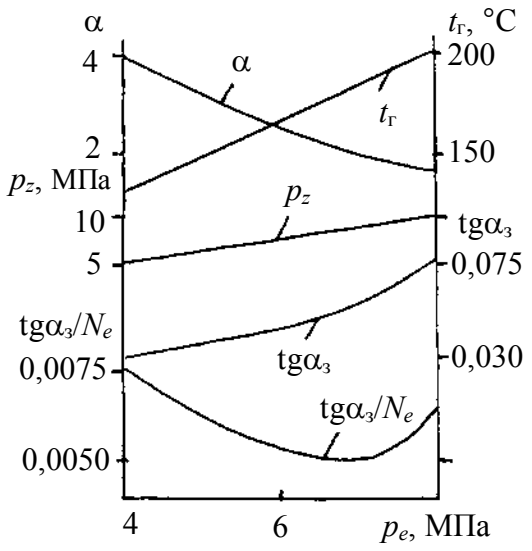


Рисунок 6.3 – Зміни показників робочого циклу, температури гільзи, циліндрів та спрацювання двигуна ЯМЗ-238Н з наддувом в умовах навантажувальної характеристики

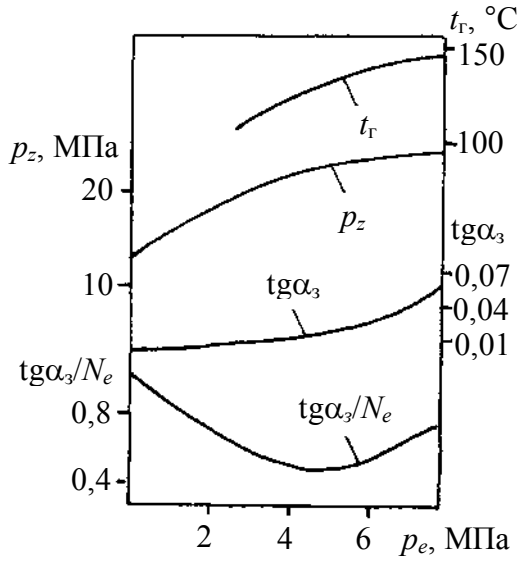


Рисунок 6.4 – Зміни показників робочого циклу, температури гільзи, циліндрів та спрацювання двигуна ГАЗ-21 з наддувом в умовах навантажувальної характеристики при n = 2000 хв$^{-1}$

Розглянемо можливості оптимізації швидкохідності двигуна за критерієм зносної довговічності.

На практиці частіше мають на увазі не тільки частоту обертання колінчастого вала *n*, а перш за все середню швидкість поршня C_m. На рис.6.5 наведено результати спрацювання втулок циліндрів та ущільнювальних поршневих кілець двигунів різних типів.

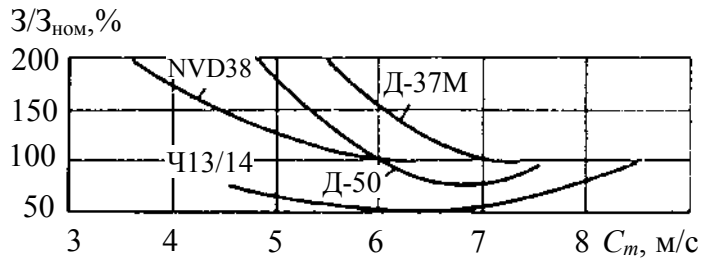


Рисунок 6.5 – Результати випробувань на знос двигунів різних типів [50]:

З/З$_{ном}$ – відносне спрацювання порівняно з номінальним режимом;

З – абсолютне спрацювання

Як бачимо, у межах від 6 до 8 м/с має місце явний мінімум швидкості зносу деталей ЦПГ.

Потрібно при створенні нового двигуна обирати рівень *n* для номіналу, враховуючи дані рис.6.5.

Особливо підкреслимо необхідність такого врахування при вивченні

впливу перехідних процесів двигуна на його зносну довговічність. З графіків рис.6.5 виходить, що робота ДВЗ на неусталених режимах, коли середня швидкість поршня (як і частота обертання колінчастого вала) значно відрізняється від номінальної C_m, слід чекати суттєвої інтенсифікації зношування деталей ДВЗ.

Таким чином, можна зробити загальний висновок щодо необхідності пов'язувати рівні форсування за N_e та n нового двигуна з рівнем зносної його довговічності за даними тривалого доведення конструкції двигуна в умовах різних навантажувальних та швидкісних характеристик.

6.2.1.2. ***Оптимізація регулювань двигуна***

Продовжимо приклади використання оптимізаційного підходу для підвищення зносної довговічності ДВЗ.

Проаналізуємо можливості оптимізації таких регулювань двигуна, як склад горючої чи робочої суміші (α), кутів випередження вприскування палива й запалювання (Θ, $\varphi_{зап}$) за критерієм зношування.

Крім того, розглянемо оптимізацію таких експлуатаційних регулювань, як тиск початку вприскування палива у дизелях та температура охолоджувальної рідини.

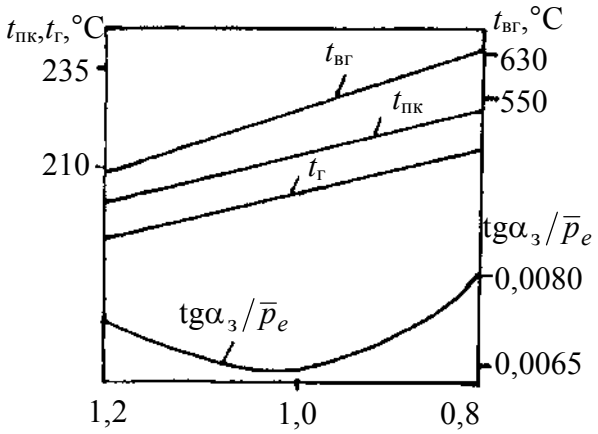


Рисунок 6.6 – Вплив складу робочої суміші $\overline{\alpha}$ на спрацювання деталей ЦПГ тракторного дизеля типу СМД-31 (N_e = 185 кВт, n = 2000 хв$^{-1}$)

Як свідчить експлуатація ДВЗ, оптимальний вибір зазначених характеристик дозволяє суттєво підвищити зносну довговічність основних деталей, перш за все, ЦПГ.

У дизелях і двигунах з іскровим запалюванням збагачення суміші, підвищуючи температуру робочого циклу й температури деталей, збільшує зноси останніх. Це підтверджується даними рис.6.6 та 6.7. На рис.6.6 показано зміну зносу двигуна типу СМД-31 при підвищенні циклової подачі палива на номінальному режимі. Тут $\overline{\alpha} = (\alpha/\alpha_0)_{ном}$, де α_0 – коефіцієнт надлишку повітря на номінальному режимі до збагачення робочої суміші; $\overline{p}_e = (p_e/p_{e_0})_{ном}$

– те ж саме стосовно p_e (середній ефективний тиск). Бачимо, що залежність інтенсивності зносу від складу робочої суміші дизеля має свій оптимум, і з цього потрібно виходити при створенні нового дизеля й виборі α та циклової подачі палива на його номінальному режимі. Слід пам'ятати, що при необґрунтованому збагаченні робочої суміші за рахунок збільшення циклової подачі палива форсовано збільшується зношування деталей двигуна, перш за все – ЦПГ.

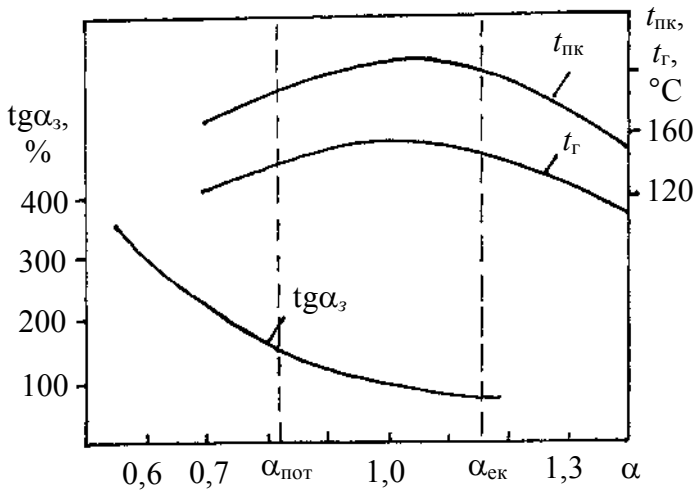


Рисунок 6.7 – Вплив складу горючої суміші α на спрацювання деталей ЦПГ автомобільного двигуна з іскровим запалюванням типу ЗІЛ (N_e = 90 кВт, n = 3000 хв$^{-1}$):

$\alpha_{ек}$ – на режимі g_e = min;

$\alpha_{пот}$ – на режимі N_e = max

На рис.6.7 показано зміну зношування двигуна з іскровим запалюванням при зміні складу горючої суміші. Тут для кожного α підбирали оптимальний кут випередження запалювання.

На рис.6.6 та 6.7 показані також $t_{пк}$ – температура у зоні верхнього компресійного поршневого кільця; $t_г$ – температура гільзи циліндра у верхній її зоні; $t_{вг}$ – температура відпрацьованих газів, що непрямо свідчить про тепловий стан деталей ЦПГ.

З рис.6.7 маємо, що температури поршня та гільзи циліндрів стають найбільшими при економічному складі суміші $\alpha_{ек}$ = 1,05…1,10. При збагаченні горючої суміші (α < 1) спостерігається неповнота згоряння й деталі менше нагріваються; при збідненні суміші (α > 1,1) зменшується кількість підведеної теплоти і деталі двигуна також нагріваються менше. З графіків рис.6.7 випливає, що при збагаченні суміші спрацювання різко інтенсифікується. Це пов'язано з розрідженням змащення на дзеркалі гільзи бензином (який не допалено через α < 1). Останнє збільшує механічне стирання, що перевищує ефект зниження температури гільзи при збагаченні суміші.

І, головне, показано, що найменше спрацювання має місце при економічному складі горючої суміші. Цей оптимум треба завжди пам'ятати

при побудові моделі експлуатації автомобільного бензинового двигуна, обмежуючись найменшим напрацювання його при $\alpha_{пот}$ = 0,82…0,85.

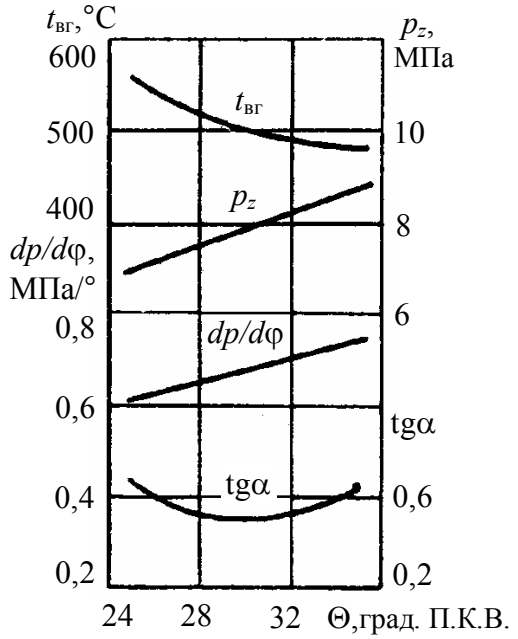


Рисунок 6.8 – Зміна зношування верхнього компресійного кільця від кута випередження подачі палива у дизелі Д-20 [50]

На рис. 6.8 наведено залежності показників робочого циклу та швидкості зносу верхнього компресійного кільця швидкохідного дизеля від кута випередження паливоподачі Θ до ВМТ.

Відхилення Θ у бік збільшення викликає зростання швидкості зносу на 30 %, що є наслідком підвищення максимального тиску p_z у циліндрі двигуна та швидкості $\Delta p/\Delta\varphi$ зростання тиску на першій стадії згоряння палива у КЗ.

Зменшення Θ від оптимуму Θ = = 30…32 град. П.К.В. також інтенсифікує знос. При цьому визначальний вплив на знос має підвищення середньої температури робочого циклу за рахунок зростання температури газів при їх розширенні, про що свідчить підвищення температури відпрацьованих газів $t_{вг}$ із зменшенням Θ. Збільшення температури газів збільшує температури деталей та їх зношування.

Звичайно, кожному двигуну відповідатиме свій оптимум Θ. При створенні нового двигуна це треба враховувати при регламентації експлуатаційного регулювання паливної апаратури.

На рис. 6.9 показані залежності p_z, $t_{вг}$ й tgα для двигуна з іскровим запаленням типу ГАЗ від кута випередження запалення $\varphi_{зап}$.

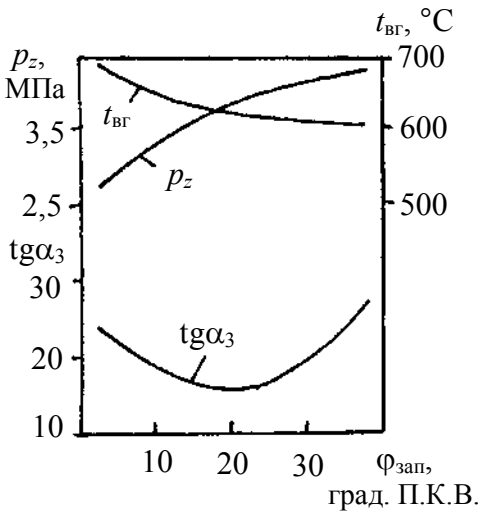


Рисунок 6.9 – Залежності p_z, $t_{вг}$ та $tg\alpha_3$ двигуна з іскровим запаленням типу ГАЗ від кута випередження запалювання

Оптимум (мінімум) tgα відмічено

при $\varphi_{зап}$ = 20 град ПКВ до ВМТ.

При збільшенні $\varphi_{зап}$ від 20 до 35 град ПКВ збільшується швидкість зношування компресійного кільця (верхнього) у два рази, що пояснюється згорянням більшої частини палива до приходу поршня у ВМТ в умовах зменшення об'єму циліндра. Це викликає підвищення температури і тиску газів у циліндрі, збільшення зносу від сил тертя, погіршення умов змащення (зривання масляного шару), посилення тепловіддачі до стінок КЗ й підвищення температури деталей ЦПГ.

Із зменшенням величини $\varphi_{зап}$ від оптимального значення $\varphi_{зап}$ = = 20 град. П.К.В. швидкість зношування також зростає. Це пояснюється перенесенням згоряння значної частини палива на лінію розширення. Останнє викликає підвищення температури відпрацьованих газів (та температури робочого тіла у циліндрі ДВЗ) й погіршення умов змащення сполучення поршня з гільзою циліндрів в зв'язку з більш тривалим контактуванням високотемпературних й агресивних продуктів згоряння із стінками циліндрів на протязі робочого циклу двигуна.

Зрозуміло, що кожному двигуну й умовам роботи його ЦПГ відповідає свій оптимум $\varphi_{зап}$, що треба брати до уваги при призначенні регламентних регулювань паливної апаратури двигуна з іскровим запаленням при експлуатації.

Як показує практика, підтримання оптимального регулювання тиску початку подачі палива (тиску затягування пружини голки форсунки) дозволяє скоротити зношування деталей ЦПГ. Це підтверджується даними рис. 6.10, де показана зміна показників робочого процесу, теплонапруженості та швидкості зношування зони верхнього компресійного кільця швидкохідного дизеля типу Д-20 при зміні затягування пружини голки форсунки [50]. Зменшення тиску початку вприскування палива негативно впливає на якість розпилю-

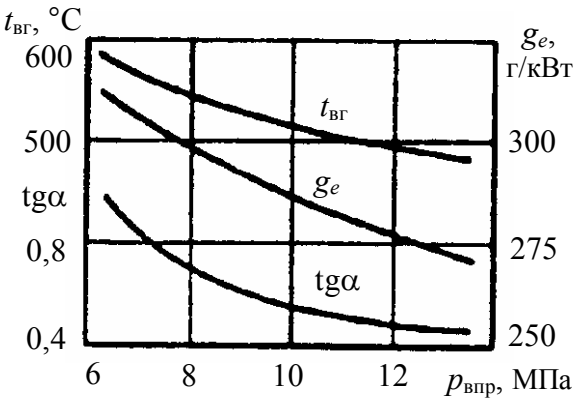


Рисунок 6.10 – Вплив затягування пружини голки форсунки на знос верхнього поршневого кільця дизеля Д-20

вання, яка, як відомо, погіршується із зменшенням тиску вприскування. Це й викликає інтенсифікацію зносу деталей ЦПГ в умовах підвищення температури, перш за все, зони поршневих кілець та гільзи циліндрів.

Зрозуміло, що при підвищенні тиску наддуву треба підвищувати і $p_{впр}$ до 18 МПа й більше.

В рядовій експлуатації можливе комплексне одночасне порушення регулювання двигуна, що максимізує його зношування, яке пов'язане з одночасним зростанням динамічних и теплових навантажень пар тертя. Мова йде про порушення, кожне з яких найбільш відхиляється від оптимумів, коли знос є мінімальним. У табл. 6.1 наведені відповідні сполучення регулювань кута випередження паливоподачі, циклової подачі палива (тобто складу робочої суміші α) та тиску початку вприскування. При цьому регулювання не виходили за межі регламентованих діапазонів.

Дані таблиці 6.1 свідчать про те, що одночасні сполучення експлуатаційних регулювань можуть викликати при тривалому використанні швидкохідного двигуна збільшення майже утричі рівня зносу деталей ЦПГ. Це може привести й до катастрофічної втрати зносної довговічності ДВЗ. При створенні нових форсованих двигунів треба звернути увагу на звуження регламентованих діапазонів експлуатаційних регулювань.

До важливих для ДВЗ слід зарахувати й регулювання систем охолодження та масляної.

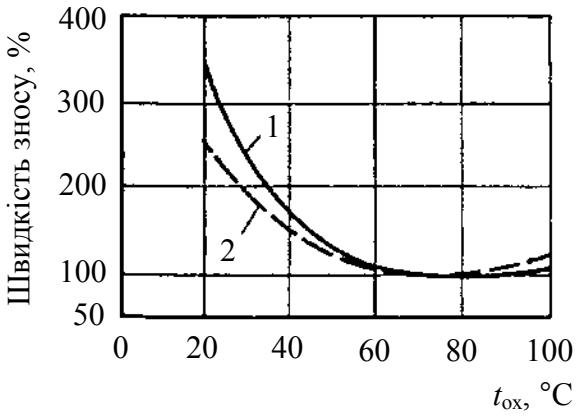


Рисунок 6.11 – Залежність відносної швидкості зношування гільз циліндрів бензинового (1) *й дизельного* (2) *швидкохідних двигунів від* $t_{ох}$

Робота ДВЗ на дуже низькому чи високому температурному режимі $t_{ох}$ знижує зносну довговічність (зношуваність) його деталей (рис.6.11) [50].

Вище показано, що це пов'язано із швидкістю газової й електрохімічної корозії, яка залежить від зниження температури кородуючої поверхні, що визначається $t_{ох}$. При цьому знос зростає для високосірчистих палив та сольового забруднення повітря на впуску.

Таблиця 6.1 – Неоптимальні за критерієм зносу сполучення експлуатаційних регулювань тракторного дизеля типу Д-50 при напрацювання 2000 м.-годин

Зміни регулювань	Відносне збільшення зносу деталей, %						
	1-е компресійне кільце (за вагою)	1-е компресійне кільце (за зазором у замку)	1-е компресійне кільце (за товщиною)	Канавка під 1-е компресійне кільце (за зазором)	Шатунний підшипник (за зазором)	1-е компресійне кільце (за висотою)	Гільза циліндрів (розмір у верхньому поясі)
Кут випередження паливоподачі збільшився на 21 %	120	143	141	156	147	153	139
Теж на 29 %	125	176	140	156	138	162	167
Циклова паливоподача збільшена на 40 %	113	197	165	158	178	157	156
Тиск початку вприскування збільшився на 40 %	122	166	160	175	187	142	134
Комплексне одночасне порушення регулювань: – кут випередження паливоподачі Θ збільшився на 21%; – циклова паливоподача $g_ц$ збільшилася на 22,5 %; – тиск початку вприскування $p_{впр}$ зменшився на 40 %	128	238	167	172	197	184	190
Комплексне одночасне порушення регулювань: – Θ збільшився на 29 %; – $g_ц$ збільшилася на 22,5 %; – $p_{впр}$ зменшився на 40 %	133	202	174	260	230	170	241

Бачимо, що температурний оптимум припадає на рівень температури охолодження $t_{ох}$ = 75…85 °С, який треба забезпечувати з використанням засобів автоматичного регулювання й оптимізації за означеним критерієм.

При зростанні $t_{ох}$ від 90 °С до 115 °С знос деталей ЦПГ підсилюється у зв’язку із збільшенням відкладень на деталях й погіршенням умов змащення (зниження несучої здатності шару масла внаслідок зменшення його в’язкості).

На рис. 6.12 показані інтенсивності зношування деталей ЦПГ залежно від тиску масла при дорожніх випробуваннях двигуна з іскровим запа-

ленням типу ЗІЛ-130 [50].

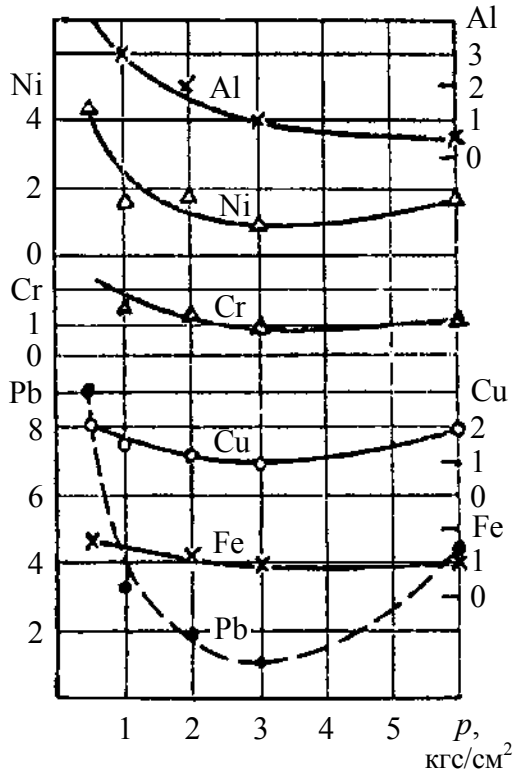


Рисунок 6.12 – Залежність зміни інтенсивностей зношування деталей двигуна типу ЗІЛ від тиску масла

Бачимо, що із зменшенням тиску масла від 6 кгс/см^2 (0,6 МПа) інтенсивність зношування деталей спочатку, як правило, зменшується, сягаючи оптимуму (мінімуму) при тиску 2,5…3 кгс/см^2 (0,25…0,3 МПа), а потім суттєво збільшується.

Подібні ж результати було отримано й на двигуні типу ЗМЗ-53 [50].

При тиску, більшому, ніж 0,3 МПа, інтенсивність зношування підшипників збільшується внаслідок переважного діяння підвищеної циркуляції абразивних часток у потоці масла. Це не позначається на зносах верхніх компресійних кілець та гільз циліндрів, оскільки масло до цих деталей надходить очищеним у відцентрових пастках колінчастого вала; крім того, його кількість (із абразивними частками, що містяться у маслі) обмежується маслозбірними кільцями.

6.2.1.3. *Оптимізація характеристик моторних палив за критерієм надійності*

Характеристики палив впливають на динаміку процесу згоряння, тобто на p_z, $\Delta p/\Delta\varphi$, а через це – на зношування деталей ЦПГ.

На рис. 6.13 показані експериментальні залежності зношування деталей бензинового двигуна типу ГАЗ з пробігом 40…50 тис. км [54].

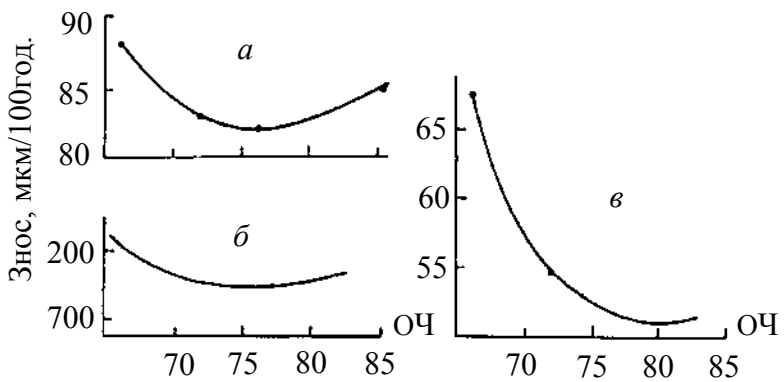


Рисунок 6.13 – Знос деталей КШМ та ЦПГ двигуна з іскровим запаленням:

а – знос гільз циліндрів;
б – знос шатунних та корінних шийок колінчастого вала;
в – знос компресійних кілець по висоті

Ці залежності засвідчують оптимуми (мінімуми) зносу відповідних деталей при зміні октанового числа бензину ОЧ, яке визначає детонаційну стійкість палива.

Зростання зносу при зменшенні октанового числа (ОЧ) є наслідком дедалі більшого виявлення детонаційного характеру процесу згоряння з коливальними явищами газів, що зривають масляний шар зі стінок циліндра і, таким чином, збільшують силу тертя. Крім того, різка зміна сил вібрацій також збільшує тертя навіть за наявності цілісності масляного шару.

При збільшенні октанового числа також з'являється тенденція до посилення зношування, оскільки паливо з високим октановим числом має збільшений індукційний період [54], що приводить до затягування згоряння і підвищення температур пар тертя, що й посилює зношування деталей ЦПГ.

Таким чином, необхідно узгоджувати марку бензину з вимогами щодо зносної довговічності двигуна, беручи до уваги наявний ступінь стиску ε та виходячи з оптимального рівня ОЧ.

На рис. 6.14 показано, що зменшення цетанового числа ЦЧ дизельного пального суттєво прискорює й збільшує знос деталей дизеля. Це викликано різким зростанням динамічності робочого циклу $\Delta p/\Delta\varphi$ та p_z. Оптимум ЦЧ припадає на рівень 55…60, що треба враховувати при оцінках експлуатаційних якостей дизельного пального при тривалому його використанні для дизелів.

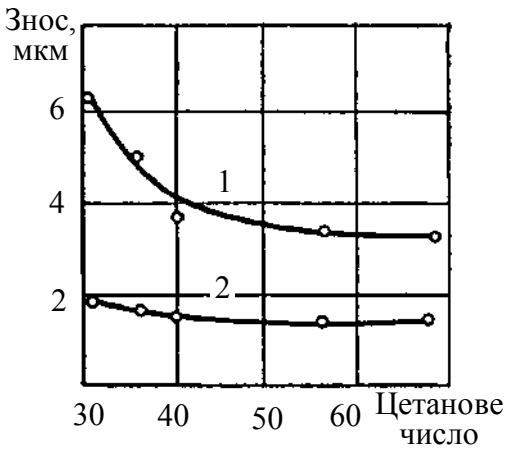


Рисунок 6.14 – Залежність зносу циліндрів у верхньому поясі (1) *та шатунних шийок колінчастого вала* (2*) швидкохідного дизеля Д-37М* [62]

Треба узгоджувати якість дизельного палива зі ступенем стиску дизеля ε й рівнем його форсування по літровій потужності $N_л$, які можуть впливати на оптимальне значення ЦЧ.

Підкреслимо, що оптимізацію регулювань ДВЗ за критерієм зносної довговічності (як і оптимізацію його вихідних параметрів) необхідно пов'язувати з негативним впливом підвищеного вмісту сірки у бензинах чи дизпаливах, що характерно для постачання останніх до України. При вмісті

сірки в бензині, що перевищує 0,15 %, інтенсифікується зношування деталей двигунів. Так, наприклад, при концентрації сірки 0,4% знос гільз циліндрів бензинових ДВЗ підвищується у 2,5 рази по відношенню до зносу при концентрації сірки 0,15%. Подібне відбувається й у дизелях, де при вмісті сірки до 0,2 % знос деталей мінімальний, а при підвищенні концентрації сірки у дизпаливі до 0,8…1% зносна довговічність гільз циліндрів зменшується вдвічі [62]. Механізм впливу сірки у паливі на зношування деталей ДВЗ розглянуто вище, у гл. 4.

Також, як про це йшла мова у главі 4, треба означену оптимізацію завжди узгоджувати із впливом пилозабруднення впускного повітря на зносну довговічність деталей двигунів. Мова йде як про рівні пропускання абразивного чи абразивно-сольового пилу повітроочисником при різному забрудненні навколишнього середовища, так і , що головне, про неякісного обслуговування впускної системи двигуна (її розгерметизацію) під час рядової експлуатації. В таких умовах при підсмоктуванні 1 % нефільтрованого повітря великої запиленості швидкість зношування, наприклад, верхніх компресійних кілець може зрости у 3…4 рази [62].

І, нарешті, оптимізацію параметрів й характеристик ДВЗ за критерієм зносної їх довговічності треба запроваджувати з урахуванням впливу пускових зносів деталей, що, як відомо, є суттєвою складовою загального експлуатаційного зносу двигуна.

Пускові зноси залежать від теплового стану двигуна. Найбільший знос відбувається на протязі першої години роботи, тобто на протязі запуску й прогріву ДВЗ до нормального теплового стану. Пускові зноси різко залежать від ступеня попереднього прогріву двигуна (рис. 6.15).

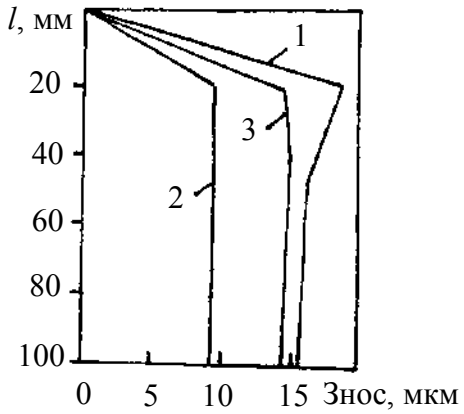


Рисунок 6.15 – Середній знос гільз циліндрів типу ЗІЛ-130 [82]:

1 – знос після 100 пусків та прогрівів;
2 – знос після 150 тис. км форсованих дорожніх випробувань;
3 – знос після 600 годин стендових випробувань;
l – відстань від вогневої плити головки циліндрів

Роль пускових зносів наочно підтверджується даними рис. 6.15, де порівнюються зноси пускові зі зносами при форсованих дорожніх випробуваннях з мінімальною кількістю пусків та зі зносами при стендових випробуваннях.

Результати такого порівняння свідчать про те, що середньомаксимальна величина зносу гільз циліндрів бензинового двигуна типу ЗІЛ за один пуск-прогрів еквівалентна більш ніж 1500 км пробігу при форсованих дорожніх випробуваннях або 6 годинам роботи двигуна в стендових умовах [82].

6.2.2. Конструкторсько-технологічні рішення, направлені на підвищення надійності сучасних високообертових автомобільних дизелів масового виробництва

Російські ВАТ "Заволзький моторний завод" та Науково-дослідний конструкторсько-технологічний інститут двигунів з 1996 року ведуть роботи щодо створення надійного перспективного дизеля для легкових автомобілів середнього класу та малотонажних вантажних автомобілів. На основі узагальнення досвіду кращих фірм Росії та зарубіжжя була розроблена концепція такого двигуна.

Нижче викладено цей досвід з урахуванням того, що висвітлені тенденції підвищення надійності таких дизелів характерні й для дизелів інших класів і призначень [81], в тому числі в Україні.

На основі аналізу сучасних конструкцій дизелів означеного класу і призначення можна обирати пріоритетні напрямки й розробляти конструкції корпусних деталей, ЦПГ й КШМ, систем перспективних дизелів українського виробництва, що забезпечуватимуть задані показники надійності.

6.2.2.1. *Корпусні деталі й приводи механізмів*

На дизельних двигунах легкових автомобілів використовуються в основному безгільзові та гільзові чавунні блоки циліндрів, а головки циліндрів виконуються із сірого чавуну або алюмінієвого сплаву. Алюмінієві блоки та головки циліндрів мають двигуни фірм Citroen (модель 4UD3) й Renault (модель F8Q). Чавунні блоки та головки циліндрів мають двигуни фірм Ford, Toyota, Nissan.

Фірма AVL у дизелі LEADER застосовує симетричний за конструкцією, розрахований на незначні деформації блок-картер, що забезпечує

знижену витрату масла та невеликий рівень шуму. Блок-картер оточений додатковим кожухом з алюмінієвого литва, який виконує функцію картера з масляним піддоном.

Фірма Steyr-Daimler-Puch AG у серії дизелів з безпосереднім вприскуванням M1 застосовує моноблочну конструкцію блока та головки циліндрів, що відлиті у вигляді однієї корпусної деталі. У такій конструкції відпадає необхідність використання прокладки головки блока циліндрів та усувається слабке місце (шляхом забезпечення герметичності газового та водяного стиків), що часто виникає у дизелях з турбонаддувом та безпосереднім вприскуванням палива. При цьому у зв'язку з відсутністю болтів кріплення головки циліндрів створюються умови для застосування оптимальних конфігурацій впускних чи випускних каналів у головці, а також порожнин для направлених потоків охолоджувальної рідини, які не допускають високих концентрацій термонапруг. Моноблочна конструкція не викликає викривлень форми дзеркала циліндра у зв'язку з відсутністю монтажних деформацій та забезпеченням рівномірного охолодження циліндра за рахунок симетричних кільцевих зазорів водяної оболонки та направлених потоків охолоджувальної рідини.

Широкому розповсюдженню подібних конструкцій перешкоджають технологічні проблеми, що виникають при виготовленні моноблочної конструкції корпусних деталей, а також значна трудомісткість розбирально-збиральних операцій при усуненні в експлуатації відмов механізмів, наприклад газорозподілу чи ЦПГ. Однак сьогодні ВАТ ГАЗ освоює виробництво двигуна цього сімейства за ліцензією фірми.

Фірма Mercedes-Benz для дизеля OM602DE29LA підвищила жорсткість блок-картера, який відливають із сірого чавуну, шляхом підсилення опорних стояків постель корінних підшипників.

На дизелях легкових автомобілів, як правило, застосовується верхнє розташування одного чи двох розподільних валів з приводом або зубчастим ременем (гаситься шум) або ролико-втулковим ланцюгом (збільшується довговічність).

У табл. 6.2 міститься огляд особливостей конструкцій корпусних деталей та приводів механізмів останніх моделей автомобільних дизельних двигунів і перелік ефектів, що досягаються при їх застосуванні. Дані цієї таблиці віддзеркалюють світовий, в тому числі російський та вітчизняний

досвід, який доцільно враховувати при створенні вітчизняних перспективних дизелів різних класів та призначень. На узагальненні цього багатого досвіду й базуються нижченаведені рекомендації принципового характеру.

Пояснимо ці рекомендації.

Конструкція блок-картера повинна звести до мінімуму монтажні й теплові деформації дзеркала циліндра. Рівень зносостійкості циліндрів при цьому повинен забезпечити заданий ресурс двигуна.

Перспективні конструктивні рішення по блок-картеру:

- матеріал блок-картера – сірий чи високоміцний чавун;
- верхня плита блок-картера повинна бути жорсткою, аби не допустити прогинів верхньої привалкової площини під діянням газових сил й прогоряння прокладки головки блока; для оптимізації товщини плити слід використовувати розрахунковий метод кінцевих елементів (МКЕ) та випробування в натурних умовах;
- бобишки з нарізними отворами під елементи кріплення головки циліндрів розміщуються за водяною оболонкою на достатній глибині;
- кінцеві зазори водяної оболонки для охолодження циліндрів виконуються симетричними відносно осі циліндра практично по всій висоті; порожнини водяної оболонки повинні забезпечити направлені потоки охолоджувальної рідини без застійних зон чи парових пробок;
- для підвищення зносостійкості циліндра можливе застосування тонкостінних гільз циліндрів із зносостійкого чавуну або термічно обробленої сталі.

Картерна частина блок-картера повинна мати оптимальну (за критерієм матеріалоємності) жорсткість, для якої характерні незначні переміщення корінних опор під навантаженням.

Конструктивні рішення по картерній частині блок-картера:

- ✓ площина рознімання блок-картера з масляним піддоном розташовується суттєво нижче осі колінчастого вала;
- ✓ міжциліндрові перегородки та бокові стінки картера мають розвинуте оребрення, що оптимізоване за допомогою МКЕ;
- ✓ взаємне положення корінних підшипників та міжциліндрових перегородок фіксується з високою швидкістю за допомогою втулок, які розташовані співвісно елементам кріплення та виконують роль штифтів.

В конструкції головки циліндрів повинні бути реалізовані технічні рішення, які забезпечують її ресурс та зниження маси, в тому числі:

▾ конфігурації порожнин водяної оболонки головки циліндрів повинні забезпечити направлений потік охолоджувальної рідини без застійних зон чи парових пробок;

▾ спеціальні канали (свердлення) служать для підведення охолодника до зон охолодження форсунок і міжклапанних перемичок;

▾ за допомогою МКЕ та експериментального моделювання відпрацьовується конструкція головки циліндрів таким чином, аби максимальні температури й градієнти температур на режимах максимальної потужності чи максимального крутного моменту були у допустимих межах;

▾ для відливки головки циліндрів застосовуються високоміцні алюмінієві сплави;

▾ для сідел клапанів використовується зносостійкий матеріал, що сумісний з матеріалом клапанів;

▾ днище головки циліндрів повинно мати необхідну жорсткість, яка не допустить проривання прокладок газового стику; для оптимізації товщини днища також застосовуються МКЕ та експериментальне моделювання;

▾ для поліпшення динамічних характеристик приводів впускних та випускних клапанів застосовуються коромисли (важелі) з високою жорсткістю або забезпечується безпосередній контакт кулачка розподільного вала зі штовхачем клапана.

Таблиця 6.2 – Перспективні особливості конструкцій корпусних деталей й приводів механізму газорозподілу

Об’єкт	Модель дизеля чи автомобіля, фірма	Особливості конструкції	Ефект
Блок циліндрів	Дизель М1, фірма Steyr-Daimler-Puch AG (Австрія)	Моноблочна відлита конструкція блока та головки циліндрів із сірого чавуну, симетричні кільцеві зазори водяної оболонки	Мінімальні монтажні й теплові деформації дзеркала циліндра забезпечують мінімальні зноси циліндрів
		Відсутність болтів кріплення головки до блока циліндрів	Підвищення надійності газорідинного стику у зв’язку з відсутністю прокладки між головкою та блоком циліндрів

Продовження табл. 6.2

Об'єкт	Модель дизеля чи автомобіля, фірма	Особливості конструкції	Ефект
		Відсутність болтів кріплення головки до блока циліндрів	Підвищення надійності газорідинного стику у зв'язку із відсутністю прокладки поміж головкою та блоком циліндрів
Блок-картер	Турбодизель OM602DE29LA, фірма Mercedes-Benz (Німеччина)	Блок-картер відлито із сірого чавуну. Циліндри, що розточуються у блоці, додатково хонінгуються. Бобишки з нарізаними отворами під елементи кріплення головки циліндрів розміщені за порожнинами водяної оболонки на достатній глибині під площиною рознімання блока з головкою циліндрів, аби звести до мінімуму монтажні деформації дзеркала циліндра Застосовано розвинуте оребрення опорних стояків постель корінних підшипників й бічних стінок картера, на 30 % підсилені кришки корінних підшипників у порівнянні з вихорокамерним варіантом дизеля серії 600 Мастильний піддон з алюмінієвого сплаву відливається під тиском. Масловідкидаючий щиток забезпечує подачу масла до всіх точок (зон) маслотракту при великих нахилах двигуна та при екстремальних прискореннях	Висока зносостійкість циліндра Підвищення міцності блок-картера з метою забезпечення надійності дизеля Забезпечення надійності дизеля, перш за все, зносної довговічності пар тертя
	Турбодизелі автомобілів Audi 100TDI та Audi 80TDI (Німеччина)	Блок-картери обох дизелів із сірого чавуну безгільзової конструкції з посиленим оребренням перегородок у площині корінних підшипників. Для запобігання "розкриттю" контактного стику кришки підшипника збільшено довжину нарізної ділянки болта та введено метод затягування болтів, при якому перевищується границя текучості при розтягуванні. Для кришок підшипників застосований високом	Забезпечення надійності дизеля шляхом підвищення довговічності та ресурсу підшипників колінчастого вала

Продовження табл. 6.2

Об'єкт	Модель дизеля чи автомобіля, фірма	Особливості конструкції	Ефект
	Турбодизель XD3ER, фірма Pengeot (Франція)	Блок-картер відлито із сірого чавуну. Площина рознімання з масляним піддоном розташована суттєво нижче вісі колінчастого вала. У блок установлені термооброблені сталеві гільзи	Підвищення жорсткості блок-картера
	Турбодизель " Андорія" (Польща)	Блок-картер відлито із сірого чавуну, не має зовнішнього оребрення. Площина рознімання з масляним піддоном розташована значно нижче вісі колінчастого вала	Підвищення жорсткості блок-картера
	Турбодизель Sofim, фірма Iveco (Італія)	У блок циліндрів запресовані з невеликим натягом гільзи циліндрів, що виконані із більш зносостійкого чавуну Блок-картер відлито із сірого чавуну, бічні стінки виконані без оребрення, площина рознімання блок-картера та нижньої картерної частини співпадає з віссю колінчастого вала. Нижня картерна частина має блочну конструкцію й коробчату форму Вона містить опори колінчастого вала та фланець кріплення масляного піддону	Підвищення ресурсу двигуна Досягнуто високу жорсткість блок-картера з метою забезпечення заданого ресурсу
	Турбодизель TS-54V, фірма IMR (Югославія)	Блок-циліндрів – відлитий із чавуна, з запресованими тонкостінними сухими гільзами із зносостійкого чавуна товщиною 1,5 мм. На нижній площині рознімання блок-картера з масляним піддоном, що співпадає з віссю колінчастого вала, виконано масивний фланець. До останнього по всьому периметру болтами кріпиться відлитий алюмінієвий маслопіддон, що грає роль нижнього силового зв'язку	Підвищення ресурсу дизеля Підвищення жорсткості блок-картера
Головка циліндрів	Дизелі M1, фірма Steyr-Daimler-Puch AG (Австрія)	Двоклапанна головка циліндрів відлита суцільно з блок-картером у моноблочній конструкції Застосовані сідла клапанів із зносостійкого матеріалу та клапани із сплаву "Німоник" Направлений потік охолоджувальної рідини без застійних зон; застосовані спеціальні отвори (водяні пістолети), що підводять охолоджуючу рідину локально до міжклапанних перемичок.	Підвищена жорсткість моноблочної конструкції Забезпечення заданого ресурсу Забезпечення теплового стану та градієнтів температурних полів у заданих межах

Продовження табл. 6.2

Об'єкт	Модель дизеля чи автомобіля, фірма	Особливості конструкції	Ефект
	Турбодизель LEADER, фірма AVL (Австрія)	Чотириклапанна блочна головка циліндрів з вертикальним центральним розташуванням насос-форсунки Застосовані зносостійкі сідла клапанів Застосовані короткі випускні канали, що об'єднуються безпосередньо перед фланцем колектора	Зменшена нерівномірність температурного поля головки циліндрів Підвищення ресурсу дизеля Створені умови для доброго охолодження сідел випускних клапанів
	Дизель E290TD, фірма Mercedes-Benz (Німеччина)	Застосовані зносостійкі сідла клапанів на двоклапанній головці циліндрів У клапанному приводі з верхнім розподільним валом кулачки знаходяться у контакті безпосередньо з штовхачами, що оснащені гідравлічними компенсаторами теплового зазору	Підвищення ресурсу двигуна Забезпечена висока жорсткість клапанного привода з доброю динамікою клапанного привода на високих частотах роботи дизеля
	Турбодизелі автомобілів Audi 100TDI та Audi 80TDI (Німеччина)	На зовнішню поверхню прокладки головки циліндрів наноситься покриття, що поліпшує її ущільнювальні властивості й антикорозійні властивості	Забезпечена надійність прокладки без додаткового підтягування болтів до максимального тиску згоряння 13 МПа
Поршнева група та КШМ (ця позиція відноситься до розділу 6.2.2.2)	Дизель M1, фірма Steyr-Daimler-Puch AG (Австрія)	Поршні з алюмінієвого сплаву з каналами для охолодження та зміцнюючими вставками під поршневі кільця. Подача масла до поршнів здійснюється із спеціальних форсунок, що живляться з масломагістралі двигуна Повноопорний сталевий колінчастий вал з демпфером крутильних коливань на носку колінчастого вала	Забезпечення заданого ресурсу дизеля, перш за все – поршневого комплекту Зниження небезпеки крутильних коливань

Закінчення табл. 6.2

Об'єкт	Модель дизеля чи автомобіля, фірма	Особливості конструкції	Ефект
	Турбодизель OM602DE29LA, фірма Mercedes-Benz (Німеччина)	Застосовано комплекс заходів: – для поршня підібрано алюмінієвий сплав, що пройшов тривалі термічні випробування; – головна частина поршня охолоджується маслом через кільцевий канал у днищі; подача масла під керованим тиском здійснюється форсункою; – кромки горловини КЗ мають достатній радіус, аби не допустити їхнього прогоряння чи розтріскування; – під верхнє компресійне кільце установлений нерезистовий кільцетримач; – сталевий колінчастий вал зміцнений загартуванням всіх галтелей; – для корінних підшипників застосовані високоякісні підшипникові матеріали; для шатунних підшипників використовують вкладиші з напиленим робочим шаром	Забезпечено заданий ресурс, перш за все – тривала міцність поршневого комплекту та колінчастого вала й підшипників котіння.
Привід механізму газорозподілу та насос-форсунок	Турбодизель OM602DE29LA, фірма Mercedes-Benz (Німеччина)	Для приводу верхнього розподільчого вала та паливного насоса фірми Bosch застосовується ланцюгова передача з дворядним роликовим ланцюгом з нерухомою посадкою середньої пластини ланцюга замість попередньої плаваючої; на планку натягуючого пристрою нанесений шар поліаміду. Кулачки верхнього розподільного вала находяться у контакті зі штовхачами клапанів, які оснащені гідравлічними компенсаторами зазору	Забезпечення надійності привода із зменшенням втрат на тертя. Не потрібне регулювання в приводах клапанів у експлуатації
	Турбодизель LEADER, фірма AVL (Австрія)	У головці циліндрів розміщені два розподільних вали з короткими роликовими одноплечими важелями високої жорсткості Привід до насос-форсунки здійснюється через короткий роликовий важіль від випускного розподільного вала	Забезпечення надійності вузлів

6.2.2.2. *Циліндропоршнева група та кривошипно-шатунний механізм*

Деталі ЦПГ та КШМ працюють у складних й важких умовах: високі температури і тиски, що циклічно змінюються, великі швидкості зворотно-поступального руху при обмеженому змащенні у корозійному середовищі в присутності абразиву.

Вони є дуже вразливим ланцюгом в автомобільному дизелі, що лімітує ресурс та строк його служби.

Викладемо найбільш ефективні заходи щодо підвищення надійності деталей ЦПГ та КШМ.

Поршні. Матеріалом поршнів служать алюмінієвокремнієві сплави, високоміцні чавуни, сталі, металокерамічні й керамічні матеріали.

У практиці автомобілебудування найбільш широко використовуються два типи алюмінієво-кремнієвих сплавів: евтектичні (11…13 % Si) – для неформованих дизелів й заевтектичні (17…25 % Si) – для дизелів з помірним й високим форсуванням.

Викликає практичний інтерес розроблений у Росії новий порошковий алюмінієвий сплав 01379. За комплексом властивостей цей сплав перевищує відомі поршневі алюмінієві сплави, в тому числі новий силумін АК12Д (12 % Si) щодо тривалої міцності при 300 й 350 °С у 1,5…1,7 рази, зносостійкості у 5…7 разів, границі втомленості більше, ніж у 2 рази; він має найбільш низькі значення коефіцієнта лінійного розширення. Почалася у ВНДІ-сталь (Росія) розробка технології отримання заготовок поршнів для двигунів автобусів й автомобілів Icarus, Mercedes та Volvo зі сплаву 01379 методом об’ємного штампування, при цьому не треба застосовувати нерезистові вставки у канавки поршневих кілець.

Для підвищення працездатності поршнів з алюмінієвого сплаву вміст у ньому міді (Cu) збільшують від 1 до 3…5 %. Відмічається, що литий алюмінієвий поршень із вставкою з аустенітного чавуну під перше поршневе кільце є економічно найбільш прийнятним рішенням для швидкохідних автомобільних дизелів, особливо з діаметром циліндрів, меншим за 150 мм.

За останні роки збільшився інтерес закордонних фірм до використання сірого чавуну як матеріалу поршнів, однак застосування матеріалів із зниженою теплопровідністю може привести до небажаного збільшення ви-

кидів оксидів азоту NO_x у ВГ через підвищення температури газів у КЗ двигуна.

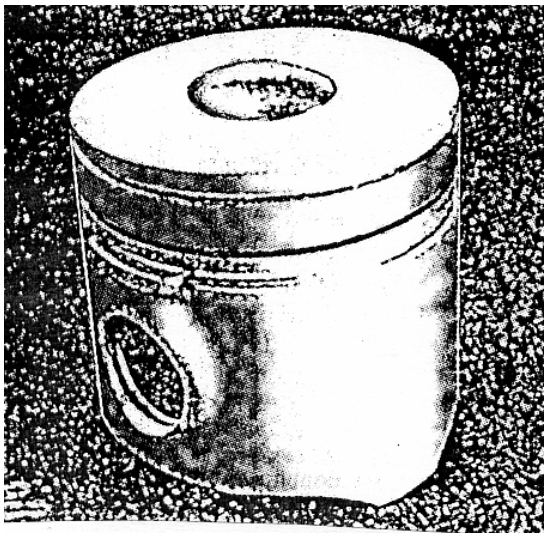


Рисунок 6.16 – Поршень із зміщеним уверх компресійним кільцем [81]

Інше рішення, яке сприяє зменшенню викидів неспалених вуглеводнів C_nH_m, пов'язане із значним зміщенням верхнього компресійного кільця до днища поршня для зменшення паразитного об'єму його верхнього пояса. Однак таке рішення веде до підвищення напруг у головці поршня й може викликати труднощі відпрацювання надійності першого поршневого кільця та його канавки. На рис. 6.16 показаний поршень із звуженою горловиною КЗ, зміщеним уверх компресійним кільцем і зміцненою композитними матеріалами канавкою під це кільце.

Фірмою Flognet Monopole (Франція) розроблений дослідний поршень з алюмінієвого сплаву, що має на робочій поверхні наклеєні тонкі накладки із композиційного матеріалу, що зменшують коефіцієнт тертя на 50 % й такі, що допускають роботу поршня при температурі 250 °С.

Одним із засобів зменшення тертя у поршнях та їхнього зносу, а також термоміцності є застосування складених поршнів у двигунах. Такі поршні дозволяють розвантажити чавунну чи сталеву жарову головку від бічних зусиль, коли такі зусилля сприймаються тільки направляючою алюмінієвою юбкою поршня. Вони широко розповсюджені у високонапружених дизелях. Але поршні такої конструкції досить коштовні. Крім того, такі поршні мають більшу масу, ніж поршні, що зроблені монолітно з алюмінієвих сплавів.

Для підвищення антифрикційності алюмінієвих поршнів на робочу поверхню їхніх юбок наносять антифрикційні покриття (графітол, молікоте та ін.); сьогодні широко використовують покриття із строком служби, що сягає строку служби поршневого комплекту. Такі перспективні покриття мають графітову основу з доданням дрібнодисперсних часток керамічних

матеріалів, дисульфіду молібдену і т. д. Фірма Kolben-Schmigt (Німеччина) застосовує нову технологію нанесення тонкого шару молібдену на направляючу частину юбки поршня для високофорсованих дизелів з турбонаддувом потужністю від 44 до 74 кВт.

Важливий напрямок удосконалення поршнів пов'язаний із зниженням їхньої маси. Відношення маси поршня до його діаметра до 1986 р. для автомобільних ДВЗ виробництва США складало 6,5…7 г/мм, а Японії – 5…6 г/мм. Вважається, що це відношення у найближчі роки стане меншим за 5 г/мм.

Зменшення маси поршня потребує:

- застосування монолітної конструкції поршня з алюмінієвого сплаву;
- зменшення висоти ущільнювального жарового пояса головки поршня з одночасним зменшенням висоти юбки поршня;
- зменшення жорсткості бобишок під поршневий палець, застосування зміцнювання площини отворів у бобишках, використання поршнів із скошеними торцями бобишок (це одночасно збільшує несучу здатність бобишок та зменшує середні значення контактного тиску та прогину поршневого пальця;
- застосування поршнів із відкритою (неглибокою) КЗ;
- застосування нерезистової вставки під верхнє компресійне кільце, зменшення поперечного перерізу юбки поршня, виключення сталевих пластин для терморегулювання, що використовувалися раніше;
- зменшення відстані від днища поршня до осі поршневого пальця;
- зменшення кількості поршневих кілець;
- застосування композитних матеріалів.

Інститутом поршневих машин Ганноверського університету для двигунів легкових автомобілів розроблені поршні полегшеної конструкції. У порівнянні із серійним поршнем висота жарового пояса зменшена на 55 %, а висота юбки – на 50 %. В результаті цього маса поршня знизилася на 35 %. Довжина шатуна збільшена на 11 % без збільшення висоти блок-картера, що суттєво (додатково) знизило втрати на тертя та знос у ЦПГ. Такі заходи з позитивним ефектом запровадили фірми BMW та Mercedes-Benz.

Зниження втрат на тертя поршня у парі з дзеркалом циліндра досяга-

ється також оптимізацією зазору між ними (це свідчить й про зниження зношуваності поверхонь цієї пари тертя). За даними фірми Mahle, що отримані при випробуваннях автомобільних 4-циліндрових двигунів з літражем 2 л при частоті обертання колінчастого вала n = 2000…4700 хв$^{-1}$, втрати на тертя при зазорі 50 мкм мають найменше значення; по мірі зменшення зазору до 10 мкм ці втрати (і зноси) збільшуються. Збільшення зазору до 80 мкм веде також до збільшення втрат на тертя і відповідно зносів у означеній парі (рис. 6.17).

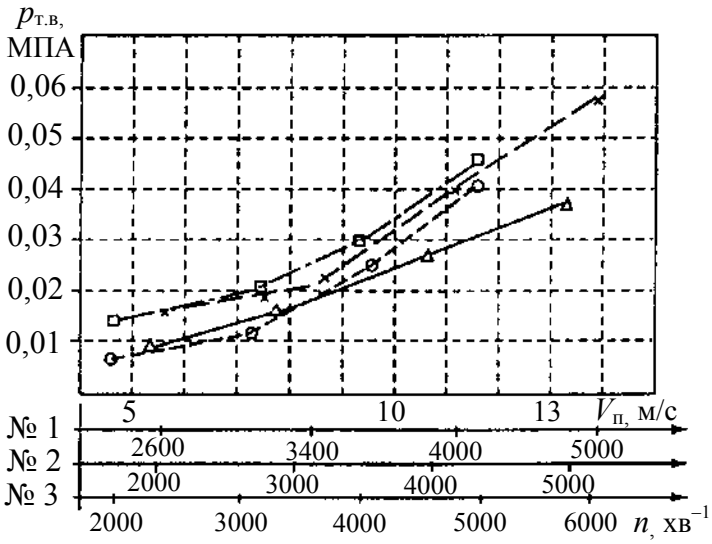


Рисунок 6.17 – Залежність умовного середнього тиску втрат на тертя у поршневому комплекті від частоти обертання колінчастого вала (швидкості поршня) двигунів №№ 1– 3 при різних значеннях зазорів у парі "поршень – гільза циліндрів":

№ 1 – 0,040 мм (×);
№ 2 – 0,075 мм (Δ);
№ 3 – 0,030 мм (□)

Випробування показали, що поршень з оптимізованим за гідродинамічними показниками профілем бічної поверхні відрізняється підвищеною надійністю й безшумністю при роботі.

Для зменшення зазору між юбкою поршня та дзеркалом циліндра використовуються:

- біметалеві терморегульовані конструкції поршня;
- матеріали поршня з низьким коефіцієнтом термічного розширення;
- системи масляного охолодження поршнів, що стабілізують при експлуатації температурний стан поршня на оптимальному рівні.

На сучасних двигунах застосовуються поршні з овально-бочкоподібною формою юбки. В таких поршнях виключається можливість несприятливого кромкового контакту юбки поршня з циліндром при неминучих перекосах поршня під час поперечних переміщень його у циліндрі, поліпшуються умови змащення через утворення підйомної газодинамічної сили,

що сприяє зменшенню втрат на тертя, компенсуються деформації поршня від бічних й теплових навантажень, зменшуються суттєво зноси у парі “поршень–циліндр”.

Деякі фірми, наприклад Mahle, Cummins, для підвищення маслоємності поверхні юбки поршня використовують рельєф, що прискорює процес припрацювання, підвищує зносостійкість, надає поверхні високі протизадирні якості й зменшує втрати на тертя поршня по дзеркалу циліндра.

Для зменшення втрат на тертя юбка поршня виконується жорсткою із значною кількістю крапкових гребінців, що відокремлені западинами. З цією ж метою виконуються кільцеві виїмки для попадання надлишків масла. Є пропозиції створювати на юбці жорсткість з різною висотою мікронерівностей, збільшуючи її величину за висотою юбки у напрямі знизу уверх.

Тертя та знос поршня залежать від бічних навантажень, а останні, у свою чергу, залежать від кута нахилу шатуна до осі циліндра. Зниження бічних навантажень тому досягається подовженням шатуна, а також зміщенням розташування поршневого пальця відносно осі циліндра.

Для зміцнювання бобишок поршнів та зменшення тертя й зносу у бобишках виконується овалізація отвору під поршневий палець з утворенням масляних карманів глибиною до 0,8 мм. Такий захід підвищує несучу здатність робочої поверхні бобишок.

Значна увага приділяється охолодженню поршнів, оскільки форсування двигуна за питомою потужністю ($N_л$ у кВт/л), застосування турбонаддуву вимагає ефективного відведення теплоти від термонавантажених деталей ЦПГ.

Для відведення теплоти від поршнів звичайно на високофорсованих дизелях легкових автомобілів застосовується масляне охолодження поршневих комплектів за рахунок системи змащення ДВЗ (рис. 6.18). Масляне охолодження поршнів двигунів Audi й Volkswagen з інтенсивністю 10 л/хв дозволило знизити температуру поршнів на 30…40 °С.

Для усунення небезпечного падіння тиску масла у головній масломагістралі при роботі ДВЗ на малих частотах обертання колінчастого вала при збільшених зазорах у з’єднаннях, що змащуються під визначеним тиском, у форсунках чи у спеціальному масляному каналі розташовуються

обмежувальні клапани, які відрегульовані на тиск відкриття 0,14...0,18 МПа.

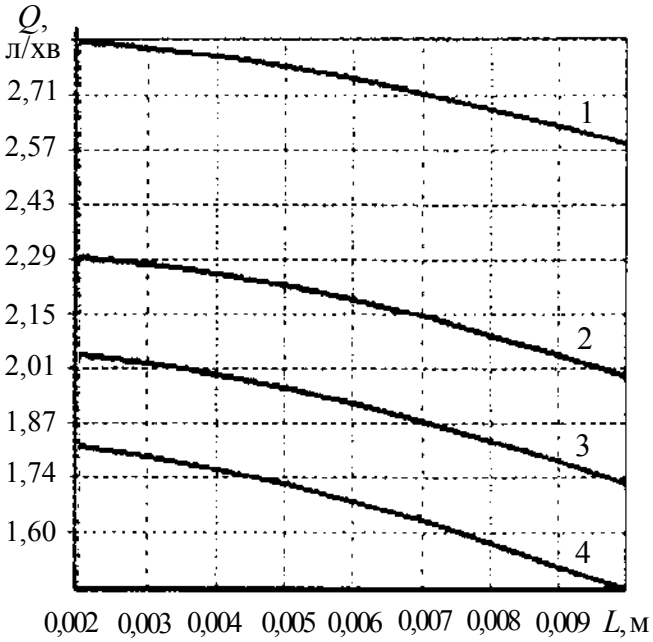


Рисунок 6.18 – Залежність потоку масла через форсунку охолодження поршня ($t_{масла}$ = 80°С; $p_{масла}$ = 0,15 МПа) *від довжини циліндричної ділянки форсунки та діаметра отвору на виході:*
d = 0,0020 (1); 0,0018 (2); 0,0017 (3); 0,0016 (4)

Найбільш ефективним, як свідчать розрахунки та випробування, щодо зниження температури поршня, є його охолодження, при якому масло подають форсункою у кільцеву порожнину у днищі поршня спеціальним каналом. Таке охолодження, як правило, застосовують на дизелях з турбонаддувом та охолодженням наддувного повітря. Кількість масла, що подається, різне й складає від 1,2 до 2,3 л/хв на одну форсунку (наприклад, у дизелі Audi100TDI N_e = 88 кВт; zV_h = 2,5 л; S/D = 95,81 мм/мм; n = 4250 хв$^{-1}$ потік масла через форсунку дорівнює 2 л/хв.

Для підвищення ефективності маслоохолодження поршнів за рахунок підвищення далекобійності струменів масла та збільшення маслоподачі через форсунку рекомендовано кут для конусної ділянки форсунки 130…140 градусів, а відношення діаметра отвору на виході d до довжини циліндричної ділянки L – до 0,4 (наприклад, при d = 2 мм вибирають L = 5 мм). Аналіз впливу параметрів d та L на потік масла через форсунку (рис. 6.18) показав, що цей потік у більшій мірі залежить від діаметру отвору на виході, ніж від довжини циліндричної ділянки форсунки.

Поршневі кільця. На швидкохідних двигунах (n = 4000…6000 хв$^{-1}$) поршневі кільця заслуговують значної уваги, оскільки втрати на їх тертя складають до 80 % сумарних втрат у ЦПГ [81]. При цьому 55 % втрат на тертя припадає на долю маслозбірного кільця, оскільки воно створює тангенціальне зусилля, яке у 3…4 рази перевищує зусилля компресійних кілець.

На протязі свого розвитку закордонне автомобільне двигунобудування йде шляхом зниження кількості поршневих кілець, підбору їхньої пружності, оптимізації форми й геометричних характеристик.

Практично всі сучасні автомобільні дизелі мають на поршнях три кільця: два компресійних та одне маслозбірне. Дуже важливе значення при розробках поршневих кілець має конструктивний пошук форм їхньої робочої поверхні. Широке розповсюдження в сучасних ДВЗ отримала криволінійна (бочкоподібна) форма робочої поверхні верхніх, іноді й других (якщо у кільця є зносостійке покриття) компресійних кілець. Доцільність такої робочої поверхні поршневих кілець пояснюється тим, що завдяки опуклій формі робочої поверхні кільце "спливає" на масляному клині й сковзає по робочій поверхні циліндра. Дослідження останнього часу свідчать про те, що кільця з бочкоподібною робочою поверхнею мають більш низькі втрати на тертя та знос, ніж звичайні кільця прямокутного перерізу з циліндровою поверхнею. Було виконано дослідження впливу профілю робочої поверхні першого компресійного кільця на втрати щодо тертя. При цьому бочкоподібність досліджених кілець було поділено на три групи: слабка – менш ніж 10 мкм; звичайна – 10…20 мкм; сильна – більш ніж 20 мкм. Кільцям із слабкою бочкоподібністю властиве максимальне тертя; кільця з сильною бочкоподібністю мають середні втрати на тертя, а добре припрацьовані – найменше значення таких втрат.

Існує тенденція до зменшення висоти поршневих кілець, оскільки такі поршневі кільця у порівнянні з високими кільцями швидше припрацьовуються, викликають менше тертя, менше зношуються через свою малу масу й краще пристосовуються до конкретної поверхні дзеркала циліндра. Необхідно відмітити, що дуже низькі компресійні поршневі кільця (менші за 1,5 мм) мають низьку стійкість до зносів через їхню легку скручуваність.

Дослідження впливу висоти поршневого кільця й сили притискування його до дзеркала циліндра на силу тертя й зношуваність свідчить, про те що зменшення сили притискування більше знижує силу тертя та знос, ніж зменшення висоти кільця. У деяких компресійних кілець висота знижена до 1 мм. Такі кільця виробляють з пружинних чи нержавіючих сталей.

Важливе значення також має оптимізація відстані між компресійними та маслозбірними кільцями.

Великі літрові потужності сучасних високофорсованих автомобільних дизельних двигунів, виділення великої кількості важких вуглеводнів у вигляді сажі, смол наклали відбиток на конструкцію їхніх поршневих кілець.

Аналіз конструкцій 32 моделей сучасних автомобільних дизельних двигунів 19 фірм з діапазонами діаметрів циліндрів від 75 до 95 мм показав, що на всіх моделях використовуються комплекти з трьох кілець.

Першим (верхнім) компресійним кільцем служать кільця прямокутного перерізу з циліндричною поверхнею (у 78 % дизелів), а також кільця з рівнобічною трапецією (19 %). Висота кілець прямокутного перерізу складає 1,5 мм (у 4 %), 1,75 мм (у 20 %), 2 мм (у 72 %), 2,5 мм (у 4 %). Висота кілець трапецеїдального перерізу складає 2,5 мм (у 85 %), 3 мм (у 17 %).

Другим компресійним кільцем служать хвилинне кільце з конусоподібною поверхнею (у 47 %), хвилинне кільце з циліндричною проточкою у нижній частині зовнішньої поверхні (у 19 %), кільця прямокутного перерізу з циліндричною проточкою у нижній частині зовнішньої поверхні (у 12,5 %), кільця прямокутного перерізу з внутрішньою фаскою (у 12, 5 %), а також кільця прямокутного перерізу з внутрішньою виточкою (у 9,4 %). Висота всіх кілець, незалежно від форми, складає 2 мм.

Як маслозбірне використовувалося кільце однієї конфігурації – коробчасте, прорізне з витим пружним розширювачем та зустрічними фасками. Висота кільця 3,0 мм (у 37,5 %) та 4,0 мм (у 62,5 %).

Слід підкреслити, що форми перерізу кілець, їхні розміри, послідовність установлення в комплекті багато в чому залежать від способу сумішоутворення (наявність розділеної чи нерозділеної КЗ) у дизелі.

Комплекти кілець, що використовуються на автомобільних дизелях, мало відрізняються від комплектів кілець на бензинових ДВЗ. Різниця полягає в тому, що маслозбірні кільця дизелів мають хромове покриття практично на 100 % моделей, а перевагу віддають чавунним монолітним маслозбірним кільцям з витим пружинним розширювачем. Це пояснюється тим, що такі кільця мають високу гнучкість, можуть бути виготовлені на будь-який питомий тиск. Найбільш важлива перевага даного кільця пов’язана із незначним падінням його пружності при зносі кільця у процесі експлуатації.

Трапецієподібні поршневі кільця мають високу стійкість проти при-

горяння у канавках поршнів. Кут конуса цих кілець призначають у межах 6…15 градусів, висоту – 2,5…3,5 мм. Дія таких кілець базується на тому, що шар нагару й відкладень мастила у вигляді смол, що утворюються між торцевими поверхнями кільця та канавки, сприймають не тільки напругу від удару, який виникає під час посадки кільця на торець канавки, але й розтягуючу напругу через конічну торцеву поверхню. Тому внаслідок осьового й радіального руху кільця нагар постійно руйнується та усувається з торця канавки.

Останнім часом на дизелях легкових автомобілів при нерозділених КЗ, високому наддуві та зменшеному жаровому поясі перевага віддається компресійним кільцям з трапецієподібним поперечним перерізом.

У випадку застосування верхнього компресійного кільця прямокутної форми на ньому виконуються кільцеві канавки висотою 3…6 мкм та глибиною 20 мкм.

На форсованих дизельних двигунах верхніми компресійними кільцями служать також кільця прямокутного перерізу з бочкоподібною робочою поверхнею. Бочкоподібність виконується симетричною чи асиметричною й складає 4…12 мкм. Така форма робочої поверхні кілець забезпечує оптимальне розподілення масла по ходу поршня, виключає кромковий контакт кільця із дзеркалом циліндра й розривання масляного шару при перекладанні поршня.

Нижніми компресійними кільцями служать прямокутні кільця зі скосом робочої поверхні (“хвилинні”) від 45′ до 1 град 30′ та скребкові зі скосом робочої поверхні й проточками у нижній частині робочої поверхні. Такі кільця, залишаючись компресійними, виконують одночасно функції маслозбірних кілець, бо забезпечують добрі властивості: маслозбірні (надлишки масла скидаються зі стінок циліндра у картер) та маслорозподільні (рівномірно розміщується плівка мастила по периметру циліндра).

Матеріали поршневих кілець дизельних автомобільних двигунів мають більш широку номенклатуру, ніж матеріали поршневих кілець бензинових ДВЗ. Це обумовлено підвищеними термомеханічними навантаженнями на поршневі кільця дизелів.

Більшість моделей дизельних двигунів мають компресійні поршневі кільця зі зносостійким покриттям по високоміцному чавуну. Зносостійкими покриттями є хром, молібден, плазмове напилення. На форсованих, на-

приклад, дизелях деяких автомобілів верхні компресійні кільця виготовлені зі сталі з молібденовим покриттям робочої поверхні.

За останні роки у Японії поширені поршневі кільця з нержавіючої сталі, що містять 17 % Cr. Після газового азотування на поверхні такого кільця утворюється зносостійкий шар, що містить CrN та Cr. Іншим способом обробки є нанесення покриття CPN-200, яке являє собою Ni-Co-P матрицю з розподіленими у ній частками Si_3N_4. Нанесення на робочу поверхню молібденових чи нікелевих сплавів здійснюється методом термічного чи плазмового напилення. Починає розповсюджуватися метод іонного нанесення покрить 1P-200, при якому на поверхнях утворюються плівки із TiN та CrN товщиною 20 мкм та більше. Покриття 1P-200 зношується у 2 рази менше, ніж хромові покриття у найбільш важких умовах роботи.

Покриття поверхні кілець оксидом хрому (Ceramic процес) забезпечує більш суттєве зниження коефіцієнта тертя при високих температурах, ніж у випадках застосування хромових чи молібденових покрить.

Деякі закордонні фірми виробляють методами порошкової металургії металокерамічні поршневі кільця на залізній основі. Металокерамічні кільця мають добрі властивості самозмащення й можуть надійно працювати у широкому діапазоні робочих температур. Однак такі кільця ще не мають масового використання.

Поршневий палець. Зниження втрат від тертя й зносу можливе за рахунок:

- застосування плаваючого поршневого пальця, що прокручується підчас роботи як у бобишках поршня, так і у поршневій головці шатуна; внаслідок цього зменшується відносна швидкість сковзання пальця й знижуються тертя та знос;
- зменшення маси поршневого пальця в основному внаслідок раціонального профілювання його внутрішньої порожнини; такі пальці застосовуються на дизелях фірм Opel, Ford, Nissan, Flognet Monopole, Mercedes-Benz тощо.

Застосування поршнів зі скошеними торцями бобишок під поршневий палець у сполученні із застосуванням шатунів з трапецієподібною верхньою головкою дозволяє зменшити довжину пальця і відповідно його масу. При такому конструктивному рішенні збільшується також несуча здатність бобишок та зменшуються середні значення контактного тиску й

прогину пальця.

Ефективним є спосіб, пов'язаний із внутрішнім оребренням пальця. У такому виконанні палець стає на 40 % легшим традиційного без суттєвих витрат на виробництво. Форма такого пальця при поздовжньому перерізі показана на рис. 6.19. Внутрішнє оребрення посилює жорсткість пальця та його опір прогинанню.

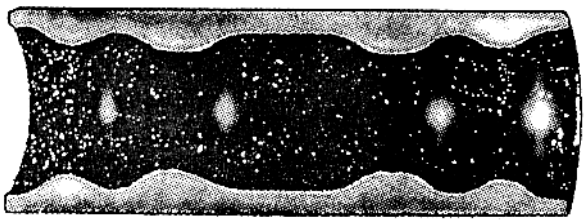


Рисунок 6.19 – Поршневий палець із внутрішнім оребренням

Профілювання зовнішньої поверхні пальця забезпечує вирівнювання напруг й зниження вихідних контактних тисків на поверхні отворів бобишок поршня та верхньої головки шатуна. Форма та глибина рельєфу на ділянках контакту з бобишками поршня та поверхнею отвору верхньої головки шатуна повинна відповідати локальному прогинанню пальця під розрахунковим навантаженням. Слід відмітити, що за даними фірми Kolben-Schmidt застосування профільованого пальця замість циліндричного дозволяє на 40 % підвищити несучу здатність бобишок поршня.

Установка у отвори бобишок поршня втулок із матеріалів з більшою несучою здатністю (алюмінієво-мідні сплави, алюмінієві бронзи) дозволяє також скоротити палець та зменшити його масу.

Циліндри. За конструкцією циліндри сучасних автомобільних ДВЗ поділяються на такі групи:

- моноблоки з відлитими у них циліндрами;
- блоки циліндрів з установленими в них тонкостінними сухими чи знімними мокрими гільзами.

Моноблок забезпечує конструкції високу міцність, жорсткість, надійність та компактність. У такому випадку значно знижуються габаритні розміри й маса блока циліндрів, зменшуються витрати на його технологічну обробку.

Сухі гільзи установлюються як на дизелях, так і на бензинових ДВЗ. У практиці світового двигунобудування застосовуються два типи сухих гільз циліндрів: без верхнього опорного бурта та з верхнім опорним буртом. Товщина стінок таких гільз складає від 1 до 4 мм.

Сьогодні багато закордонних фірм широко застосовують мокрі гільзи не тільки на високофорсованих дизелях, але й на бензинових двигунах легкових автомобілів.

Основними матеріалами для виготовлення гільз циліндрів автомобільних двигунів є сірий чавун та сірий легований чавун.

Легуючі домішки дозволяють отримати більш сприятливу структуру сірого чавуну й покращити його фізико-механічні якості. Найбільший ефект у підвищенні надійності досягається при комплексному раціональному легуванні сірого чавуну (Mo, Cr, Ni та Cu) в оптимальному співвідношенні з основними елементами сплаву (C, Si, Mn, P). Раціональне комплексне легування дозволяє отримати таку вихідну будову матеріалу циліндрів, яка у процесі тертя й інших чинників відмов здатна на всіх експлуатаційних режимах ДВЗ забезпечувати необхідну зносостійкість, міцність, антифрикційність чавуну.

Аналіз конструкцій дизелів автомобілів фірм Volkswagen, Opel, BMW, Renault, Fiat, Nissan та інших показує, що безгільзові блоки циліндрів дизелів виготовляються з малолегованого чавуну (сірого) чи високоміцного чавуну з твердістю дзеркала циліндра 200…220 HB. Довговічність забезпечується за рахунок точності виготовлення (мінімальна овальність, конусність) та конструктивних рішень, що знижують термічні та монтажні деформації.

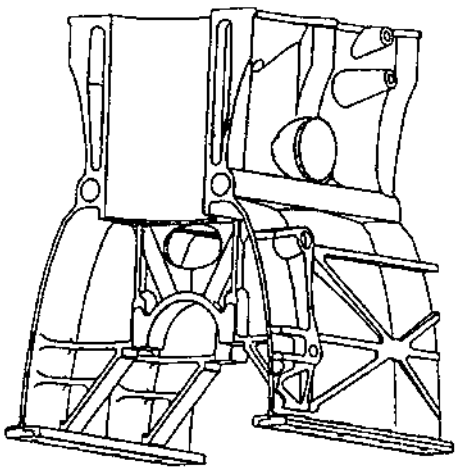


Рисунок 6.20 – Підсилені опорні стояки корінних підшипників дизелів Daimler-Benz OM 604, 605, 606

У перспективних дизелях фірми Daimler-Benz (наприклад, OM 604, 605, 606) блок-картери виготовлені з сірого чавуну з додатковою обробкою дзеркала циліндра, так званим плосковершинним хонінгуванням. Крім того, для покращення відведення теплоти у стінках між циліндрами виконано похилі отвори для направленої циркуляції охолоджувальної рідини. У зв’язку з підвищенням механічних навантажень на елементи блок-картера дизеля з безпосереднім вприскуванням палива запроваджено додаткові заходи щодо підвищення жорсткості опорних стояків

корінних підшипників колінчастого вала та бічних стінок картера (рис. 6.20). Для підвищення механічної міцності посилено приблизно на 30 % кришки корінних підшипників.

Ряд закордонних фірм як матеріал для циліндрів використовують алюмінієві сплави з використанням кремнію. В такому випадку із алюмінієвого сплаву звичайно виготовляють монометалевий (безгільзовий) блок з відлитими у ньому циліндрами, на робочу поверхню яких наноситься гальванічне покриття на базі нікелю та кремнію.

Перевага монометалевих алюмінієвих блоків полягає у тому, що знижується їх маса на 50 % у порівнянні з чавунним блоком циліндрів, підвищується його теплопровідність й знижується теплонапруженість.

До недоліків монометалевих алюмінієвих блоків циліндрів відноситься низька зносостійкість циліндрів в умовах високих температур та навантажень, необхідність застосування спеціальних сплавів та складних технологій виготовлення, що значно підвищують їх вартість. Вони застосовуються на двигунах легкових автомобілів фірм Citroen, Ferrari, Porsche, Daimler-Benz, Audi.

Досвід свідчить про те, що сила тертя у зоні контакту деталей ЦПГ, маслоємність робочих поверхонь, припрацьованість, задирання та зносостійкість дзеркала гільзи залежать від її шорсткості. У цьому відношенні найкращі результати дають гільзи з визначеним характером плосковершинного хонінгування та опорною поверхнею 65…85 %. Плосковершинний профіль являє собою чергування відносно великих й малих площадок, відповідно із неглибокими й глибокими рисками, тобто сполучення 2-х класів шорсткості: R_1 – площадка з високою чистотою обробки (R_a = = 0,16…0,63 мкм) та R_1 – площадка з грубою обробкою (глибина западин 4…6 мкм). Неглибокі чи глибокі риски розташовані паралельно одна одній. Проведені дослідження показали, що найбільш прийнятним мікрорельєфом робочої поверхні циліндрів, який забезпечує утримання маслоємності поверхні у межах 0,034…0.050 $см^3/см^3$, є мікропрофіль R_a = = 0,84…1,18 мкм, R_{max} = 7,82…14,96 мкм, R_z = 7,31…13,12 мкм.

Одним з прикладів сучасного виконання блок-картера автомобільного дизельного двигуна є блок-картер дизеля 2-D1 ECOTEC (рис.6.21).

Цей блок-картер виготовлено із сірого чавуну, циліндри відлиті з блоком як одне ціле, відстань між осями циліндрів дорівнює 93 мм для всіх

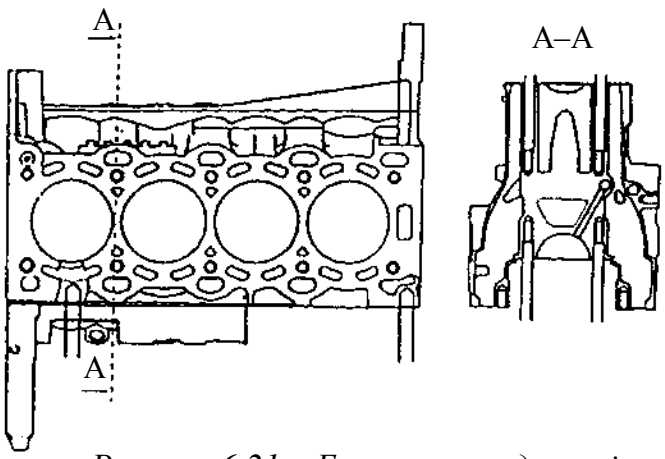


Рисунок 6.21 – Блок-картер двигунів TCOTEC, модель 20D1

двигунів ряду. Приливки для отворів під силові болти кріплення головки циліндрів проходять до нижньої частини циліндра, нижче положення поршня в НМТ. Застосовані при цьому довгі болти кріплення головки циліндрів забезпечують сумісно із сталевою ущільнювальною прокладкою надійну роботу газового стику без підтягування силових болтів у експлуатації. Одночасно усувається деформація робочої поверхні циліндрів за всією довжиною ходу поршня. Завдяки досягнутої жорсткості блок-картера величина проривання газів до картера зберігається на низькому рівні на протязі всього строку служби двигуна. У нижній зоні між циліндрами відсутні проходи для охолоджувальної рідини. Однак у верхній зоні блока такі проходи між циліндрами передбачені, що сприяє рівномірному розподілу температур. Відхилення температур по стінках циліндрів на працюючому двигуні складає менше 10 °С.

Корінні і шатунні підшипники. Такі підшипники сучасних форсованих дизелів для автомобілів працюють у важких умовах. Питомі навантаження сягають до 100 МПа; відносні швидкості сковзання – 8…15 м/с; енергія, що виділяється – біля 1 Вт/мм^2 при коефіцієнті тертя до 0,1.

Зниження втрат на тертя у КШМ й відповідні зноси поверхонь можливе при оптимізації елементів конструкцій, застосуванні технологічних методів підвищення антифрикційних та протизносних властивостей поверхонь пар тертя, поліпшенні мікро- та макрогеометрії.

За оцінками фірми Daimler-Benz втрати на тертя у шатунних й корінних підшипниках складають відповідно 10 та 12,5 % сумарних втрат на тертя у ДВЗ.

Австрійська фірма Miba, що виробляє підшипники сковзання для швидкохідних дизелів, за останні роки розробила декілька нових варіантів підшипників. До них віднесемо підшипники типу Rillenlager й останню розробку фірми – підшипники Bial. Підшипники першого типу розраховані

на високі максимальні питомі тиски від 350 до 450 МПа, а другого типу мають на 15…20 % більш високу у порівнянні із стандартними біметалевими підшипниками несучу здатність з приблизно однаковими трибологічними властивостями.

Використання нових підшипникових матеріалів із вказаними несучими властивостями дозволяє зменшувати площі робочих поверхонь підшипників у порівнянні з традиційними конструкціями.

Фірми Daimler-Benz та Ysuzu застосовують при складанні дизелів селективне підбирання вкладишів (за товщиною) підшипників колінчастого вала, що забезпечує оптимальний зазор у підшипників й підвищує надійність їхньої роботи.

Втрати на тертя та зноси підшипників залежать від відношення його ширини до діаметра. За даними фірм Clacier Mitol Co й General Motors оптимальне відношення складає 0,4…0.6. При збільшенні діаметра підшипника на 50 % втрати на тертя (та зноси) зростають у 2,0…2,6 рази.

Шатун. Втрати на тертя та зноси деталей КШМ можна знизити зменшенням бічної сили поршня на циліндр, про що мова вже йшла вище. Можна цю проблему вирішити зменшенням маси шатуна за допомогою таких конструктивних й технологічних заходів:

- виконання верхньої головки шатуна трапецієподібної форми із зменшеною верхньою менш навантаженою частиною опорної поверхні;
- застосування шатунів з косим розніманням нижньої головки, що дозволяє переходити на менший діаметр шатунних болтів;
- виключення поздовжнього свердлення у стрижні шатуна для масляного охолодження поршнів, що дозволило концерну Mercedes-Benz на дизелях OM604, OM605 та OM606 зменшити на 20 % площу поперечного перерізу стрижня без зниження міцності й відповідно полегшити шатун;
- застосування технології зміцнення поверхні шатуна з відповідним зменшенням поперечного перерізу його стрижня;
- зменшення упорних торцевих поверхонь нижньої головки шатуна за рахунок виконання нижньої кришки його з меншою шириною;
- застосування тонкого антифрикційного покриття у верхній головці шатуна.

6.2.2.3. *Мастильна система дизеля*

Мастильна система сучасного дизельного двигуна для легкових та

малотонажних автомобілів являє собою гідравлічну систему із зміною потоків, тисків і температур моторного масла залежно від режиму та умов роботи ДВЗ. Високі вимоги, що ставляться до конструкції двигунів щодо підвищення їх надійності, обумовлюють необхідність удосконалення мастильних систем, їх агрегатів та вузлів, введення до них елементів керування й електронної автоматики.

Для забезпечення високих ресурсних показників двигунів застосовують:

- комбіновані циркуляційні мастильні схеми, де під тиском змащуються корінні та шатунні підшипники колінчастого вала, підшипники розподільних та проміжних валів, з'єднань "вісь – коромисло" у механізмах газорозподілу, підшипники приводів ПНВТ й агрегатів, підшипники турбокомпресора тощо;
- подачу мастила під тиском до форсунок системи охолодження поршнів, до вакуумного насоса, до гідрокомпенсаторів теплового зазору у механізмі газорозподілу;
- струминне підведення масла до окремих напружених деталей (стінки робочих циліндрів, шестерні, рокери, ролики і т.д.);
- розбризкування масла для змащування деталей ЦПГ та КШМ.

На рис. 6.22 показана функціональна схема мастильної системи, яка характерна для більшості форсованих автомобільних дизелів.

Тиск масла та керування ним. Тиск масла є одним з головних параметрів, які визначають, в основному, кількість масла, що підводиться для змащення й охолодження пар тертя, головним чином, до підшипників КШМ.

Досвід експлуатації показує, що при високому тиску надмірне прокачування масла крізь підшипники та інтенсивне розбризкування його по стінках циліндрів веде до нагароутворення, збільшує навантаження на фільтри та маслонасос.

Невиправдано мала витрата масла може порушити умови рідинного тертя у підшипниках, а також призвести до з'єднань температури їх поверхонь, що викликатиме інтенсивний знос та задирання пар тертя. Для кожного двигуна фірми визначають своє оптимальне значення тиску масла у мастильній системі, яке залежить від типу ДВЗ, його конструктивних особливостей, режимів роботи й умов експлуатації.

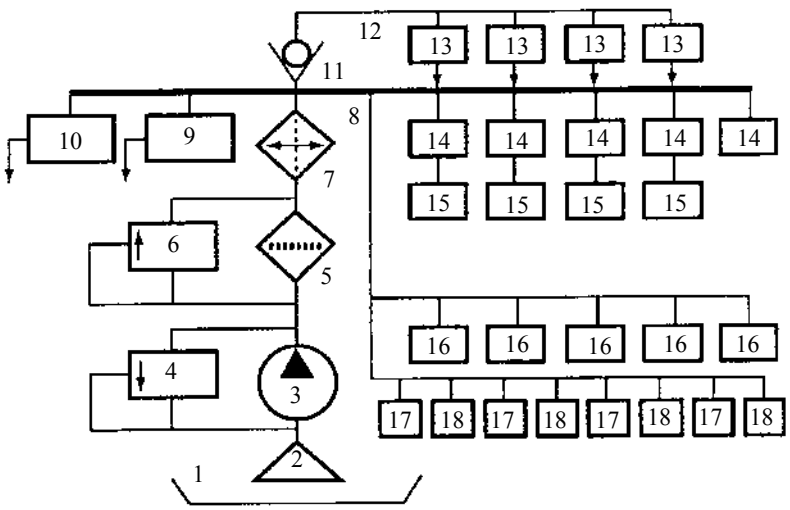


Рисунок 6.22.– Функціональна схема мастильної системи форсованого автомобільного дизеля:

1 – масляний картер; 2 – маслоприймач; 3 – маслонасос; 4 – редукційний клапан; 5 – маслофільтр; 6 – перепускний клапан фільтра; 7 – рідинно-масляний теплообмінник; 8 – головна масломагістраль; 9 – ТКР; 10 – вакуумний насос; 11 – клапан магістралі охолодження поршнів; 12 – магістраль охолодження поршнів; 13 – форсунки для охолодження поршнів; 14 – корінні підшипники; 15 – шатунні підшипники; 6 – підшипники розподільного вала; 17 – коромисла; 18 – втулки

Тиск масла залежить від функціональної схеми мастильної системи, тобто від способів підведення масла до з'єднанань та деталей двигуна; менш значний вплив на тиск масла справляє навантаження двигуна, у більшій мірі на ньому позначається швидкісний режим роботи, від якого залежить продуктивність масляного насоса.

Проведені дослідження показали, що найменший знос деталей автомобільних двигунів спостерігається при тиску масла 0,25…0.35 МПа, а подальше підвищення цього тиску практично не поліпшує умов змащення підшипників сковзання ДВЗ. Однак при форсуванні цих дизелів фірми суттєво підвищують рівні тиску масла у мастильній системі до 0,7…0,8 МПа на виході з масляного насоса та до 0,51…0,68 МПа у головній магістралі за фільтром-теплообмінником. Це необхідно не тільки у зв'язку з високим рівнем форсування за літровою потужністю двигуна, а й із необхідністю забезпечення належних умов для нормальної роботи з'єднань та деталей у діапазоні частот обертання колінчастого вала від 650 хв$^{-1}$ до 5000 хв$^{-1}$ та вище .

Одним з шляхів підвищення ефективності мастильних систем є вве-

дення в них елементів автоматизації керування залежно від режиму та умов роботи двигуна.

Підтримання необхідних гідравлічних параметрів у системі змащення покладається на різні клапани, конструкція та кількість яких визначається в основному гідравлічним опором масляного тракту та конструктивними особливостями агрегатів. Постійний тиск у головній масломагістралі в більшості випадків забезпечується наявністю запобіжного чи редукційного клапана після масляного насоса й розташуванням зливного клапана у кінці масломагістралі.

Направляючі клапани установлюються у магістралях або форсунках охолодження поршнів й пропускають масло при досягненні заданого тиску. Для виключення зливання масла із фільтрів та із системи змащення двигуна під час стоянки застосовуються зворотні клапани. Сьогодні все більше розповсюдження отримують дросельні розподільники (диференційні клапани). Диференційні клапани змінють потік й напрям руху масла шляхом часткового відкриття прохідного перерізу залежно від тиску у головній масломагістралі. Як правило, зливна магістраль редукційного клапана поєднується з масломагістраллю до повнопоточного фільтра, що дозволяє збільшити приблизно на 50 % строк служби фільтрувального елемента до забруднення, скоротити пропускання неочищеного масла до підшипників.

Для того щоб збільшити ресурс та знизити втрати потужності (механічні втрати), на двигунах застосовуються засоби автоматичного регулювання тиску й інтенсивності маслоподачі до вузлів тертя залежно від температури масла.

Температура масла та керування нею дозволяють підтримувати під час експлуатації двигуна на оптимальному рівні таку характеристику моторного масла, як кінематична в’язкість. Граничне значення такої в’язкості масел обмежено необхідністю забезпечувати рідинне тертя у різних вузлах ДВЗ, що є однією з важливих умов досягнення високої експлуатаційної надійності двигунів.

Температура масла у різних вузлах двигуна неоднакова, тому при роботі на високотемпературному режимі (для економії палива) орієнтуються на максимальну температуру масла в картері.

Аналіз значень температур масла в дизелях кращих моторних фірм

світу засвідчив розкидання цих температур у різних моделей: у картері, в основному, у межах 100…140 °С; у зоні розташування деталей приводів клапанів – при 100…125 °С; в зоні першого компресійного кільця – при 200…250 °С (в окремих конструкціях 275 °С). Очікується, що в перспективних моделях дизелів температура в зоні першого кільця може зрости на 10 °С, а у картері чи в зоні механізму приводу клапанів – на 5…15 °С.

Температура деталей безпосередньо в парах тертя може сягати 270…300 °С при температурі масла в картері 150…160 °. Це враховують в існуючих конструкціях дизелів легкових автомобілів, в яких температура масла у магістральній системі, як правило, на вході до теплообмінника обмежується рівнем 140…150 °С.

Регулювання температури моторного масла та його в'язкості є важливим фактором у відношенні підвищення ресурсу ДВЗ. Підтримання оптимальної температури масла забезпечує зменшення зносу поверхонь тертя деталей.

Для керування температурою масла та її підтримання у заданому інтервалі при будь-яких режимах чи умовах експлуатації двигуна перевагу віддають рідинно-масляним теплообмінникам. Такі маслорадіатори мають ряд переваг перед повітряно-масляними:

- ✓ швидке прогрівання масла після пуску двигуна;
- ✓ малу протяжність або повну відсутність зовнішніх масляних комунікацій й крана відключення;
- ✓ незалежність теплогідравлічних характеристик від кліматичних умов й забруднень зовнішнього середовища.

Теплообмінники розташовуються як на повному потоці, так і на відгалуженні. Більш доцільним слід вважати повнопоточне включення теплообмінника до головної масломагістралі. Це дозволяє подавати до пар тертя на високотемпературному режимі роботи двигуна більш охолоджене масло, ніж при частковопоточному включенні.

Робота ДВЗ у різних умовах експлуатації з різними навантаженнями (різними видами робіт) викликає необхідність введення до мастильних систем елементів автоматичного керування температурою масла.

Застосування на двигунах термочутливих розподільників, що регулюють потік масла до теплообмінника залежно від температури, дозволяє скоротити на 10…15 хв термін прогрівання до 80 °С при температурі пові-

тря 20 °С, запобігає надмірному переохолодженню масла у мастильній системі та підтримує температуру масла у заданих межах.

Включення теплообмінника може здійснюватися при досягненні визначеної температури (як правило, при 80…90 °С).

Застосування керованого клапана замість стандартного термостата дозволяє підтримувати температуру масла в картері в межах 107 + 5,6 °С на усталених режимах й при перехідних процесах. При цьому температуру 107,2 °С було обрано з міркувань, що вона достатня для випаровування води, яка проникає до мастильної системи, а в'язкість масла при цій температурі достатня для забезпечення надійного змащення поверхонь тертя ДВЗ.

Контроль технічного стану мастильної системи за допомогою датчиків служить для підвищення надійності двигунів, для зниження технічного обслуговування та, перш за все, для запобігання аварійним ситуаціям.

Діагностика мастильної системи націлена на контроль тиску та температури масла, інформування водія щодо відкриття масляних фільтрів.

На двигунах зарубіжних автомобілів, крім означених параметрів, автоматично контролюється рівень масла в картері. Крім того, установлюють датчики, що сигналізують про попадання повітря до масла на основі визначення негативного градієнта тиску масла за часом.

Підведення масла до КШМ. Значний вплив на надійність кривошипно-шатунного механізму справляє спосіб підведення масла до підшипників, в тому числі, місце виходу масляного каналу у шатунній шийці. Найбільше розповсюдження сьогодні отримав спосіб, при якому підведення масла до шатунних підшипників здійснюється або крізь кільцеву маслорозподільну канавку у вкладишах корінних підшипників та крізь канал з одним отвором у корінній шийці, або крізь канавку у верхньому вкладиші корінного підшипника та наскрізне свердлення у корінній шийці, яке поєднано з каналом підведення масла до шатунного підшипника. В останньому випадку надійність роботи корінного підшипника підвищується через збільшення товщини масляної плівки у навантаженій зоні.

Розташування отвору у корінних шийках для подачі масла до шатунних підшипників у навантаженій зоні чи в ненавантажених зонах корінних підшипників не впливає на гідротеплові параметри шатунних підшипників.

Підведення масла до шатунного підшипника повинно здійснюватися через один отвір у шатунній шийці, який розташований у менш наванта-

женій зоні. Місце підведення масла до підшипників необхідно обирати з урахуванням мінімальної тривалості перебування отвору у зоні, в якій тиск масляної плівки перевищує тиск подачі мастильного матеріалу. Звичайно отвір для цього матеріалу слід розташовувати у секторі 60…90° від вертикальної осі при положенні поршня у ВМТ. При розташуванні отвору під кутом, близьким до 90°, для виключення миттєвого запирання отвору притискування інерційним навантаженням підшипника до поверхні шатунної шийки звичайно на підшипнику виконують вибірку поблизу розподільчої площини. За результатами досліджень сучасних зарубіжних ДВЗ слід відмітити, що отвори найчастіше розташовуються у секторі 30…80º. Рекомендується для практичного використання розташовувати отвір під кутом 50° від вертикальної осі при положенні поршня у ВМТ, при відліку цього кута у напрямку обертання колінчастого вала.

В більшості двигунів підведення масла здійснюється до кожного корінного підшипника колінчастого вала індивідуально від головної маслосагістралі, як це виконано, наприклад на двигунах серії CA японської фірми Nissan.

В ідеальному випадку положення свердлення для маслоподачі повинно оптимізуватися для кожного підшипника, виходячи з умов забезпечення підведення масла з малонавантаженого боку, що дозволяє зменшити опір тертю та знос. Подібна оптимізація запроваджується останнім часом на двигунах, наприклад, Audi, Volkswagen та ін.

Відомо, що суттєво впливає на надійність роботи шатунних підшипників колінчастого вала тиск масла на вході й виході з каналів, що підводять масло. Необхідно враховувати, що при перевищенні тиску масла від відцентрових сил під тиском на вході у канал підведення масла до шатунного підшипника можливий розрив потоку масла, в результаті чого погіршиться надходження масла у шатунні підшипники й можливий навіть їхній задир. Усунення канавок чи отворів для подачі масла від підшипників крізь шатун до днища поршня підвищує надійність шатунних підшипників.

Змащення циліндрів й поршнів здійснюється розбризкуванням масла, що витікає із зазорів у підшипниках, та струменем масла з форсунок охолодження поршнів.

На більшості сучасних дизелів застосований поршневий палець плаваючого типу, що змащується розбризкуванням у верхній головці шатуна

та у бобишках поршня. Подачу масла під тиском до поршневого пальця застосовано у найбільш форсованих дизелях.

З метою створення кращих умов для підведення масла до поршневих пальців рекомендується в отворах бобишок під поршневий палець виконувати серпоподібні наскрізні виїмки з обох боків у площині, яка перпендикулярна до осі поршня, або підводити масло до поршневого пальця крізь спеціальні свердлення, що поєднують дно канавки маслозбірного кільця з отвором під поршневий палець. Для таких цілей у верхній головці шатуна та бобишках поршня під поршневий палець звичайно виконують отвори для підведення масла, крізь які масло розбризкуванням подається до поршневих пальців.

Проведений аналіз показав, що до механізму газорозподілу сучасних автомобільних двигунів масло надходить під тиском з головної магістралі за відповідними свердленнями у блок-картері та головці циліндрів. Масло підводиться до опор розподільного вала, до втулок коромисел клапанів, направляючих гідроштовхачів, до гідронатягувачів ланцюгів приводу розподілення, підшипників проміжного вала для приводу маслонасоса; до форсунок струминної маслоподачі на одну із зірочок (шестерень) розподілення для зрошування маслом ланцюгів, башмаків та зірочок приводу розподільного механізму; до спеціальних свердлень коромисел клапанів для змащування струменем масла їхніх роликів, торців клапанів та кулачків.

Для рівномірного підведення масла до гідравлічних штовхачів клапанів на двигуні фірми Opel (чотири клапани на циліндр, легковий автомобіль) канал для маслопідведення виконаний вертикально посередині двигуна, а потім розгалужується. Канали підведення масла до гідравлічних штовхачів перекриваються від стікання масла зворотними клапанами. Це забезпечує швидке нарощування тиску масла, компенсацію теплового зазору у механізмі приводу клапанів, запобігає стук у клапанах при пуску ДВЗ.

Ведучі фірми значну увагу приділяють питанню зменшення спінювання масла з точки зору підвищення надійності роботи пар тертя та гідравлічних штовхачів клапанів. Вміст піни у маслі, що не перевищує 3 %, вважається нормальним.

Зазори у підшипниках турбокомпресора для наддуву підібрані таким чином, що не допускають надлишкової витрати масла крізь них. Підведен-

ня масла до цих підшипників здійснюється під тиском, як правило, крізь зовнішню трубку після повнопоточного маслофільтра. Змащення підшипників ТКР нефільтрованим маслом не допускається.

Вдосконалення агрегатів мастильної системи привертає увагу розробників перспективних автомобільних ДВЗ, які пов'язують з цим, перш за все, підвищення надійності форсованих моделей.

Застосування литого масляного картера із легких сплавів з внутрішнім та зовнішнім оребренням, спеціальними перегородками дозволяє знизити температуру масла на 5…10 °С (тобто частково забезпечувати функції теплообмінника) та підвищити жорсткість блок-картера. На нових легкових автомобілях фірми Audi (N_e = 118 кВт; S/D = 77,4/4,81 мм; zV_h = = 1,994 л) навіть відпала необхідність у використанні маслорадіатора. Підвищення жорсткості блок-картера на дизелях фірми за рахунок застосування оребреного масляного картера дозволило зменшити деформації блок-картера двигуна та зноси підшипників колінчастого вала.

Для підвищення загальної жорсткості блок-картера на багатьох двигунах литий маслокартер жорстко поєднують з коробкою передач або картером маховика. Фірма Mercedes-Benz, наприклад, на нових дизельних двигунах OM6022DE29LA та OM601 для таких цілей застосовує литий маслокартер із збільшеною шириною верхнього ущільнювального фланця. Очікується, що у найближчі роки литі алюмінієві маслокартери отримують ще більше застосування в автомобільних ДВЗ.

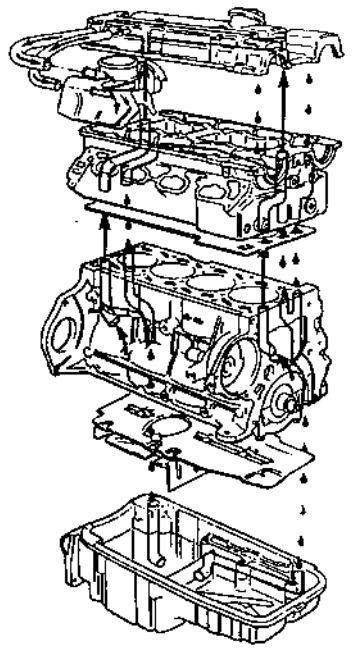


Рисунок 6.23 – Нова система внутрішньої вентиляції та стікання масла двигуна фірми Opel

Зниження спінювання масла досягається також оптимізацією конструкції й розташуванням масловідбивального щитка у масляному картері (рис. 6.23). Застосовуються також нові конструкції щитків із спеціальними заглибинами, отворами й вирізами, застосовуються сотові вставки з пластмаси, забезпечується зворотній стік мастила з блок-картера під рівень масла у маслопіддоні. Масловідбивальні щитки такого типу

забезпечують, крім того, надійну подачу масла до всіх точок змащення при великих нахилах двигуна, а також екстремальних поздовжніх й поперечних прискореннях.

Розроблено нову концепцію “інтегрованої” масляної системи, що здатна фіксувати рівень масла, його температуру та продовжити строк служби масла.

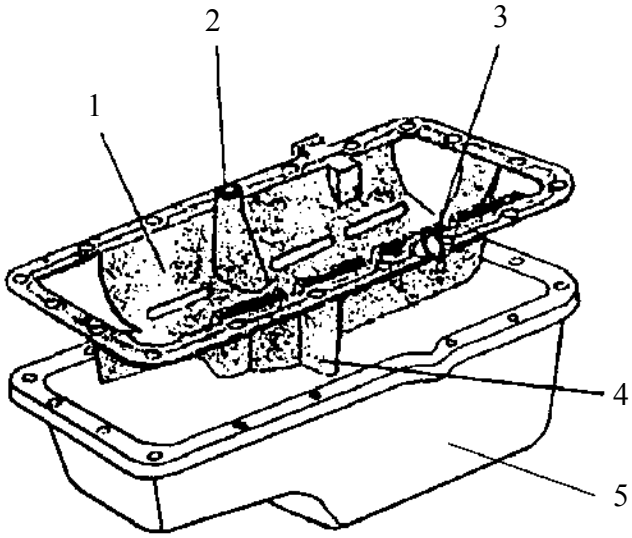


Рисунок 6.24 – Загальний вид нової маслосистеми фірми DuPont

1 – термопластичний масляний лотік;
2 – маслозабірник;
3 – датчики рівня, температури масла та положення колінчастого вала;
4 – маслоуловлювач;
5 – масляний піддон

Головною відміною нової маслосистеми фірми DuPont є використання спеціального термопластичного лотка, що розташований між колінчастим валом та масляним піддоном; лотік зменшує опір повітря при обертанні цього вала (рис. 6.24). Перший такий лотік було розроблено та застосовано на двигунах фірми GMC, що зменшило потужність, яка витрачається на обертання колінчастого вала. Крім того, цей лотік виконує функцію ущільнювальної прокладки між блок-картером та піддоном, включає до себе датчики рівня й температури масла, положення колінчастого вала.

Продуктивність масляного насоса у дизельних автомобільних двигунів повинна бути більше приблизно на 25…30 %, ніж у бензинових ДВЗ з такими ж робочими об’ємами zV_h. Фірма Ricardo для дизелів з турбонаддувом рекомендує продуктивність масляного насоса обирати 0.8 л/хв на кожний кіловат потужності двигуна.

Частота обертання вала насоса повинна бути обмежена коловою швидкістю головок зубців ротора, яка повинна перевищувати 8 м/с.

Для забезпечення працездатності з’єднань двигуна, що змащуються під тиском, необхідно розробляти та застосовувати конструкції насосів з оптимізацією їх подачі та керуванням її значення залежно від режимів роботи двигуна. Для цієї ж мети рекомендується використовувати масляні

насоси героторного типу.

Останнім часом замість шестеренних насосів із зовнішнім евольвентним зачепленням із пари прямозубих шестерень все більше розповсюдження отримують маслонасоси з внутрішнім евольвентним зачепленням та епіциклоїдальним зачепленням (героторні) з приводом безпосередньо від носка колінчастого вала двигуна. Вони виконуються по можливості не окремим агрегатом, а компонуються або у шестірні розподілення, або у передній кришці газорозподілення чи у передньому торці блок-картера двигуна.

Героторні насоси мають ряд переваг у порівнянні із шестеренними насосами:

- збільшений об'єм у западинах між зубцями роторів забезпечує швидку подачу масла до поверхонь тертя у момент запуску;
- кращу плавність зачеплення, безшумну роботу та менші пульсації тиску;
- більшу компактність та меншу масу;
- об'ємний ККД вище на 10 %, а механічний – на 20 %;
- малу чутливість до відхилень зазорів у зачепленні;
- кращу характеристику у великому діапазоні робочих швидкісних режимів;
- спрощення конструкції привода, оскільки ведучий ротор можна установлювати безпосередньо на носку колінчастого вала.

В конструкціях вітчизняних та зарубіжних двигунів у системах змащення використовуються як внутрішні канали, так і зовнішні маслопроводи.

Зовнішні маслопроводи застосовують в обмеженій кількості, оскільки при цьому виявляється значна імовірність їхніх механічних пошкоджень, підтікання масла у з'єднаннях і навіть катастрофічної відмови двигуна через втрати масла у системі змащення внаслідок руйнування зовнішніх маслопроводів. Як зовнішні маслопроводи використовуються резинові (фірма Steyer M14TC) чи полімерні шланги з металевим обплетенням або сталеві, мідні, латунні трубки. Металеві трубки, як правило, виконуються з компенсаторами у вигляді зігнутих колін або резинових шлангів для усунення руйнування маслотрубок від вібрацій.

Внутрішні масляні канали виконуються свердленням або, у меншій мірі, заливанням сталевих труб у блок-картер чи в інші деталі. Заливання

сталевих маслорозподільних трубок у блок-картер з алюмінієвого сплаву утворює значні остаточні напруги у ньому й відповідно деформації циліндрів й постель корінних підшипників колінчастого вала через різні значення коефіцієнта теплового розширення алюмінію чи сталі. Досвід ОАО ЗМЗ показав, що усунення залитих сталевих маслорозподільчих трубок та введення замість них свердлень маслоканалів у блок-картері позитивно впливає на довговічність деталей ЦПГ, шийок та підшипників колінчастого вала.

Аби зменшити втрати тиску у маслотракті, рекомендується обирати такі перерізи каналів для всмоктування й нагнітання з урахуванням швидкостей циркулюючого масла: у першому каналі – не більш 2 м/с, у другому – не більш 5 м/с.

Особлива увага приділяється системі очищення масла на авто-ДВЗ.

У світовому моторобудуванні на двигунах, в основному, застосовуються дві схеми систем маслоочищення.

Перша схема складається з одного повнопоточного паперового фільтра. До другої належать комбіновані системи очищення, до складу яких входить, крім повно-поточного паперового фільтра, ще додатковий частково-поточний об’ємний фільтр або відцентровий маслоочисник.

Комбінована система фільтрації масла, при якій з масла усуваються частки різних розмірів, забезпечує найбільш надійний захист двигунів від абразивного зносу.

Найбільше поширення за кордоном для автомобільних двигунів отримали так звані “фільтри, що привертаються” (90 % всіх двигунів легкових автомобілів оснащені саме такими). На відміну від змінних паперових фільтруючих елементів, у таких фільтрів всі елементи одноразові: фільтруючий елемент, ущільнення, клапани, корпус.

Завершуючи огляд зарубіжних розробок, наголосимо на тому, що кращі світові фірми досягли значних успіхів у створенні надійних ДВЗ нового покоління.

Треба підкреслити, що й моторобудівники країн СНГ, в тому числі України, також накопичили багатий досвід по цій глобальній проблемі. Практика відомих підприємств та КБ (завод імені Малишева, ЯМЗ та ін.) показала, що тільки комплексним, одночасним та направленим діянням на конструкцію та технологію виготовлення ДВЗ можна досягти суттєвого поліпшення довговічності й безвідмовності як сучасних, так і перспектив-

них двигунів.

Пояснимо це на прикладі *комплексного підходу ЯМЗ до забезпечення надійності своєї продукції [5, 35, 36, 62] у напрямках поліпшення умов роботи деталей в двигунах та удосконалення їх конструкцій. Розглянемо кожний з цих напрямків.*

Поліпшення умов роботи деталей при експлуатації на ЯМЗ досягнуто за рахунок забезпечення надійного захисту поверхонь тертя від абразивних часток, удосконалення систем змащення й охолодження, застосування палив та масел підвищених якостей, поліпшення робочого процесу та ін. При цьому запроваджено такі заходи:

а) *антиабразивний захист*; як засвідчили дослідження ЯМЗ, при експлуатації деталей ЦПГ та підшипників колінчастого вала основним був абразивний знос, тому особливу увагу було приділено:

➢ зменшенню кількості абразивів, що потрапляють до систем ДВЗ при виготовленні з виробничим брудом (ливарна земля, стружка); це досягнуто за рахунок сучасних методів очищення зворотного масла у системі циркуляції на випробувальній станції підприємства, додаткової заміни масла при обкатці двигунів, створення більш ефективних мийних пристроїв для очищення всіх відповідальних деталей, причому для промивання складної головки циліндрів задіяна мийна машина з паралельною тонкою фільтрацією мийного розчину різними сітчастими та тканинними матеріалами, а також більш ефективні миючі (в тому числі підігріті) розчини. На ЯМЗ, і це дуже важливо, застосовано ефективну систему кінцевого контролю чистоти деталей шляхом вибіркового їх контролю на лабораторній установці тобто повторного миття – прокачування деталей (таких, що вже пройшли серійні миття й очищення), які надходять до збирання, та подальшої їх оцінки за вагою й розміром забруднень на спеціальному фільтрі. Визначено також показник загальної забрудненості двигунів після їхньої обкатки, який дозволяє кількісно оцінювати ефективність означених заходів щодо забезпечення чистоти ДВЗ в цілому;

➢ експлуатаційному захисту двигуна від абразивів; це досягнуто розробкою та запровадженням сучасного багатоступеневого повітряочисника з передочисником (ліквідує просікання паперових елементів великими твердими частками), ежекційним відсмоктуванням пилу; при цьому коефіцієнт очищення сягає 99,6…99,9 %. Дуже важливо, що створено і задіяно у рядовій експлуатації герметичні конструкції ущільнень всіх рознімань

у двигунах з застосуванням довговічних матеріалів (з ресурсом більше 7 тис. годин; вдосконалено конструкцію маслофільтра із зменшеним опором і т.д.;

б) *удосконалення системи змащення ДВЗ*; аналіз результатів експлуатації двигунів типу ЯМЗ показав, що надійна робота пар тертя вимагає оптимізації умов змащення всіх основних пар тертя, головним чином за такими параметрами, як тиск масла в зонах динамічних контактів та його витрати, що забезпечуватиме необхідну товщину масляного шару й інтенсивне безперервне відведення теплоти чи продуктів зносу від деталей. Після ретельних досліджень прокачувань крізь всі пари тертя двигуна було збільшено в середньому на 30 % продуктивність маслонасоса (для конкретного двигуна таке збільшення визначалося індивідуально). Тиск при тривалій експлуатації регулювався таким чином, щоб при збільшених зазорах він забезпечувався на рівні 0,3 МПа, що підтримувалося спеціальним диференційним клапаном;

в) *застосування масел підвищених якостей*; були розроблені й розробляються композиції із серійних присадок для забезпечення добрих миючих та диспергуючих властивостей; при експлуатації це забезпечило достатню чистоту деталей ЦПГ, картерного простору, постійно ефективну роботу фільтрів; все це суттєво підвищило ресурс ДВЗ при збільшенні до 4 разів строків заміни масел та ТО масляної системи (фільтрів тощо);

г) *вдосконалення системи охолодження*; воно було направлено на стабілізацію теплового режиму роботи двигуна при будь-яких умовах експлуатації, який наближено до оптимального ($t_{ох} \approx 80…85$ °С), а також на збільшення надійності роботи всієї системи та її основних вузлів. Так, спеціально підбирають корозійно- й ерозійно стійкі матеріали корпусу водяної помпи, крильчатки, підшипників; для ущільнень крильчатки та підшипників використовують більш зносостійкі матеріали. Були проведені роботи щодо забезпечення рівномірності циркуляції охолоджувальної рідини за циліндрами, інтенсифікації локального охолодження термонапружених зон у головці циліндрів і т.д. Особливу увагу було приділено усуненню небезпеки кавітації гільз циліндрів за рахунок ліквідації явищ аерації у заоболонковому просторі двигуна та визначенню оптимальних прохідних перерізів водомагістралей. Ретельно були відстеженні заходи щодо евакуації повітря з підкапотного простору, усунення рециркуляції повітря до радіатора, оптимізації положення радіатора відносно вентилятора;

д) *поліпшення робочого процесу*; при цьому виходили з того, що надійність двигуна обумовлюється й характеристиками його робочого процесу. Для цього запровадили заходи щодо суттєвого підвищення паливної економічності, зменшення динамічності циклу ($\Delta p/\varphi$) та деякого підвищення коефіцієнта надлишку повітря. Так, перехід від нефіксованого (при збиранні) розташування струменів палива у КЗ до фіксованого дозволив значно (на 3…4 г/(кВт×год) покращити паливну економічність; зменшення на деяких модифікаціях ЯМЗ на 9 % діаметра горловини КЗ у поршні при збереженні робочого об'єму (літражу) збільшило долю палива, що потрапляє на стінки КЗ, при цьому жорсткість ($\Delta p/\varphi$) робочого процесу зменшилася на 25 % без погіршення вихідних показників дизеля. Були модернізовані фази газорозподілу, що збільшило коефіцієнт наповнення η_v від 0,82 до 0,87 та підвищило α у тій же мірі. Останнє є принциповим з урахуванням нерівномірності паливоподачі по циліндрах й відмін умов експлуатації, оскільки створюється великий запас до критично низьких значень α (коли спостерігається перегрівання деталей ЦПГ). Пішли на зниження у дизелів з наддувом й ступені стиску ε, що зменшило p_z на 0,5…0,7 МПа; для найбільш масової модифікації типу ЯМЗ-238НВ визнали можливим навіть зменшити тиск наддуву, що також зменшило p_z на 0,4…0,6 МПа.

Перш ніж розглянути другий напрямок заходів ЯМЗ, зауважимо, що вище наведені якісні оцінки ефективності заходів щодо підвищення надійності швидкохідних двигунів.

Тому доречно навести *конструкторсько-технологічні заходи ЯМЗ* з кількісними оцінками більшості з них щодо ефектів підвищення надійності.

Означені заходи розбиті на три групи:

а) *стабілізація геометричних форм та розмірів деталей, поліпшення їхніх конструкцій та матеріалів, зменшення термомеханічних напруг*. Забезпечено стабілізацію геометрії посадочних поверхонь деталей, особливо корпусних, за рахунок підвищення жорсткості їх конструкцій та штучного старіння. Для усунення деформації блоків циліндрів, головок блоків та інших базових деталей від релаксації остаточних напруг на ЯМЗ застосовано процес штучного старіння їхніх відливок у електропечах при t = 575 °С на протязі 12 годин. В конструкції двигунів типу ЯМЗ на відміну від звичай-

ної коробчастої схеми циліндрового поясу блока застосована схема, за якою циліндрові отвори блока оперезані стінками, що створюють навколо гільз циліндрів суцільний пояс, впродовж якого розташовані бобишки шпильок кріплення головок циліндрів. Такий захід у 3 рази зменшив монтажну деформацію гільз. Останнє разом із штучним старінням блока значно стабілізувало правильність геометричної форми гільзи при тривалій експлуатації двигуна, в результаті чого стало можливим знизити знос циліндрів та поршневих кілець. Крім того, посилено стінки й міжциліндрові перемички блоків, а також кришки корінних опор дизелів (типу ЯМЗ-236, ЯМЗ-138), стінки опор та картерної частини блоків дизелів (типу ЯМЗ-240). Підвищено жорсткість картерної частини блоків циліндрів за рахунок введення поперечних стягуючих болтів, що пов'язують кришки корінних опор з бічними стінками блока; це поліпшило працездатність колінчастого вала й вкладишів підшипників, приводу маслонасоса та інших сполук.

Для усунення небезпеки кавітаційних руйнувань блока та гільзи циліндрів (внаслідок високочастотної вібрації гільзи від ударів при перекладках поршня) в зоні нижнього ущільнювального бурта було розташовано сильне резинове демпфірувальне ущільнювальне кільце. В результаті були усунені випадки кавітації після 6000 годин роботи, що раніше ставалися.

Основними дефектами головок блоків циліндрів були знос фаски випускного клапана (що різко зростав після 5000 годин) та тріщини у міжклапанній перемичці головок дизелів з досить високим наддувом. Для їхнього усунення для всіх моделей ЯМЗ розроблено конструкцію із змінними сідлами під випускні клапани, а для ЯМЗ-240, 240Н та ін. застосована головка циліндрів із залитою у міжклапанну перемичку сталевою вставкою, що запобігає розвитку тріщин у чавуні головки.

Колись на ЯМЗ жолоблення валів після механічної обробки усувалося холодною правкою, що викликало остаточні напруги та остаточне жолоблення в експлуатації, яке знижувало надійність колінчастих валів та їхніх корінних підшипників. Пізніше холодна правка була усунена у зв'язку с транспортуванням та термообробкою валів у вертикальному положенні. Перецентрування валів після обробки корінних шийок, зменшення деформації валів після гартування ТВЧ й відпускання за рахунок алмазного розточування центрових фасок створили добру базу для подальших шліфувальних операцій. Запроваджено фрезерування корінних та шатунних шийок

замість токарної обробки, що зменшило остаточні напруги, забезпечило стабільне виконання лінійних розмірів колінчастого вала та його елементів.

Спостерігалися руйнування перемичок поршня утомного характеру, що пов'язувалося з крупнозернистістю металу з боку ливника та погіршенням на 10…15 % його механічних якостей. Для усунення такої відмови при тривалій експлуатації було запроваджено комплекс заходів щодо якості відливання (утеплений додаток із зменшеним перерізом живильника, модифікування сплаву до дрібнозернистої структури і т.д.), що разом із потовщенням у 1,5 рази першої перемички повністю усунуло цей дефект. Рекомендовано використати рідинне штампування поршнів, що поліпшить їх механічні властивості з 14,5 кг/мм^2 до 16 кг/мм^2.

Відмови випускних колекторів (тріщини) були усунені заміною низьколегованого чавуну на високоміцний легований Ni та Mo з кулястим графітом;

б) *поліпшення мікро- та макрогеометрії деталей*; для гільз циліндрів застосовано алмазне хонінгування замість шліфування, що суттєво підвищило чистоту поверхні. Для поршневих кілець введено покриття оловом верхніх хромованих кілець, введено одночасне копіювальне розточення й обточування кілець. Особливу увагу приділено застосуванню алмазного інструменту, що й забезпечило поліпшення мікро- та макрогеометрії деталей ДВЗ (гільзи циліндрів, колінчастого вала), де введено суперфінішування шийок за рахунок використання алмазної еластичної стрічки;

в) *підвищення зносостійкості поверхонь тертя, утомної та термічної стійкості деталей*; особливе місце на ЯМЗ займають способи підвищення зносостійкості та утомної (тривалої) міцності за допомогою електротехнологій. Так, запроваджено загартування колінчастих валів з їхнім обертанням, що значно підвищило довговічність валів внаслідок більш рівномірного прогрівання чи охолодження маси матеріалу, усунення у зв'язку з цим мікротріщин. Електрохімічна обробка профілю тавра шатуна дозволяє підвищити його утомну міцність на 50 %.

Значна увага на ЯМЗ приділяється зміцненням пластичним деформуванням. Для колінчастих валів підібрані оптимальні режими обкатування роликом галтелей шийок, вжито заходів щодо зменшення деформації вала при обкатці. Для клапанів запроваджено обкатування стрижня клапана ро-

ликом – стабілізуюче (перед кінцевим шліфуванням для усунення нерівномірних остаточних напруг, що виникають при виготовленні заготовки й попередньої механічної обробки деталі) та чистове (для стабільного поліпшення чистоти поверхонь та надання їм властивостей, які подовжують довговічність за рахунок збільшення на 15…20 % твердості поверхонь). Внаслідок цього стрижень клапана не шаржується абразивом інструменту, на його поверхні відсутні риски, надрізи та інші концентратори (технологічні). Виступи мікронерівностей при обкатуванні згладжуються, що збільшує фактичну площу контакту у зоні тертя й зменшує зноси стрижня впускних клапанів у 2,7 рази, випускних – у 1,6 рази. Додатково накочуються роликом канавки клапанів під сухарі; при цьому утомна міцність стрижнів клапанів зростає до 5 разів, що пояснюється відсутністю надрізів й рисок (подряпин) у канавці при її прорізанні різцем. Запроваджено й обкатку фаски клапана роликом, що стабілізує рівень високої чистоти у цій зоні й поліпшує роботу з’єднання.

Замість шліфування стрижнів й перехідних радіусів шатунних болтів та болтів кріплення противаг застосовано обкатування. Це суттєво підвищило чистоту поверхонь, забезпечило підвищення точності радіусів переходів, збільшило довговічність болтів. Застосовано алмазне вигладжування для підвищення якості й зносостійкості опорних поверхонь вала турбіни; при цьому забезпечена висока стабільність чистоти поверхні на надвисокому рівні із зміцненням поверхневого шару. Використовується азотування гільз циліндрів й колінчастих валів для підвищення утомної міцності цих деталей та їхньої зносостійкості (приблизно до 2,0 разів за утомною міцністю колінчастих валів). Застосовано підвищення тривалої міцності й безвідмовності випускних клапанів за рахунок накладок кобальтовим сплавом на фаски клапанів, що підвищує довговічність у 2…3 рази; клапани після 5000 годин напрацювання залишалися у задовільному стані.

Особливу увагу ЯМЗ приділяє надійності при створенні нових силових агрегатів [82].

Ці нові двигуни ЯМЗ-7512 (N_e = 264 кВт), ЯМЗ-7513 (N_e = 309 кВт), ЯМЗ-238ДЕ2 (N_e = 243 кВт), ЯМЗ-238БЕ2 (N_e = 220 кВт), ЯМЗ-7601 (N_e = 220 кВт), ЯМЗ-236БЕ2 (N_e = 184 кВт), ЯМЗ-236НЕ2 (N_e = 169 кВт) та інші є багатоцільовими й можуть використовуватися для установки на нових автомобілях, автобусах, тракторах, комбайнах. Вони знаходяться на

рівні зарубіжних аналогів за такими основними показниками:

- ✓ по димності, токсичності відповідають Європейським нормативам Euro-2;
- ✓ мінімальна витрата палива 194 г/(кВт×год) або 143 г/(к.с×год);
- ✓ витрата масла 0,2 % від витрати палива;
- ✓ ресурс до капітального ремонту 800 тис. км пробігу.

Для забезпечення цих високих параметрів при створенні означених двигунів зазнали змін більше 90 % деталей та вузлів, впроваджено нові конструкторсько-технологічні рішення:

- встановлено нову паливну апаратуру типу "Компакт-40", яка забезпечує підвищений до 120 МПа тиск вприскування палива (замість традиційного тиску 60…70 МПа); хід плунжера 14 мм, діаметр 12 мм; зменшено ефективний переріз соплових отворів до 0,24…0,26 мм^2 та підголковий об'єм до 0,5 мм^3, проте збільшено до п'яти кількість соплових отворів;
- змінено силову схему блока циліндрів: збільшено жорсткість (особливо в зоні газового стику) й міцність блока; підвищено надійність роботи ЦПГ та КШМ;
- автоматизовано очищення внутрішніх порожнин від пригарів;
- поліпшено схему потоку охолоджуючої рідини в верхній частині циліндрів;
- поліпшено аеродинамічні характеристики впускних та випускних каналів;
- встановлено нові сідла клапанів з підвищеною зносостійкістю та термоміцністю;
- поліпшено конструкцію газового стику між гільзою та головкою циліндрів, який ущільнюється за допомогою прокладки, що виконана з низьковуглецевої сталі, у зв'язку з чим необхідно було змінити конструкцію бурта гільзи й виконати лабіринтні канавки на привалковій поверхні головки циліндрів;
- для зменшення деформації гільз циліндрів збільшено жорсткість блока й головки циліндрів;
- водяні та масляні канали між блоком й головкою циліндрів мають ущільнювачі, які виконані з термостійкої гуми, які кріплять до сталевої прокладки (рис. 6.25);

- висоту поршнів зменшено на 15 мм, а їхню масу – на 20 %; у бобишок під поршневі пальці виконано скіс; змінено профіль поршня, камеру згоряння, введено виточки під клапани; поршні укомплектовано трьома новими поршневими кільцями (з профільованими торцями по гільзі циліндрів) та пальцем збільшеної жорсткості (рис. 6.26);

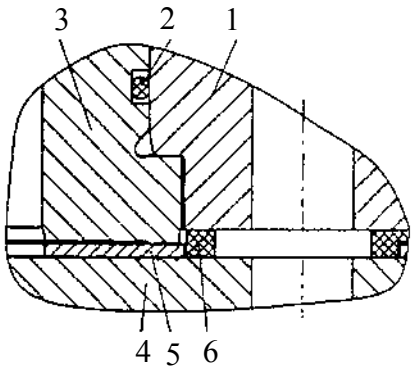


Рисунок 6.25 – Ущільнення газового стику:

1 – головка циліндрів; 2 – прокладка сталева; 3 – ущільнювач гумовий; 4 – блок циліндрів; 5 – кільце ущільнювальне; 6 – гільза циліндрів

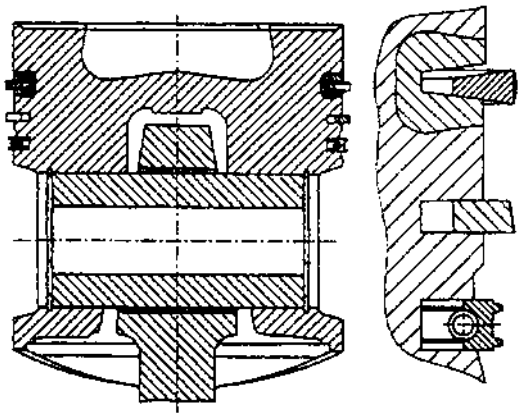


Рисунок 6.26 – Поршень з шатуном та кільцями

- міжосьову відстань у шатунах збільшено на 15 мм, верхня їхня головка виконана із скосами та з новою сталебронзовою втулкою;
- для підвищення надійності ЦПГ використовується більш ефективна форсунка масляного охолодження поршнів;
- поліпшено охолодження гільз циліндрів за рахунок введення кільцевих ребер у блоці циліндрів;
- вжито розподільний вал збільшеної жорсткості з оптимізованим профілем кулачків й фазами газорозподілу;
- посилено пружини клапанів, штовхачі з підшипниковою втулкою замість роликів; посилено також кріплення осей коромисел;
- завдяки застосуванню у повнопоточному фільтрі двох фільтрувальних елементів (замість одного) поліпшено фільтрацію масла, що забезпечило надійну роботу підшипників колінчастого вала при збільшених динамічних навантаженнях; з цією ж метою на передній кінець колінчастого вала установлено рідинний гаситель крутильних коливань;

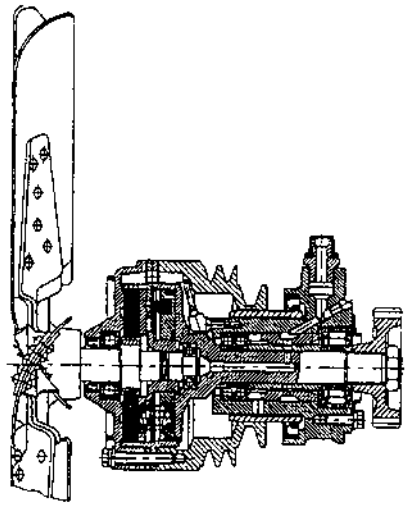


Рисунок 6.27 – Привід вентилятора з автоматичною муфтою включення

- для передавання збільшеного крутного моменту посилено кріплення маховика до колінчастого вала за рахунок болтів високого класу міцності, підвищено момент їхнього затягування, а відгинні м'які шайби замінено загартованою пластиною;
- для стабілізації теплового режиму, зниження шуму, поліпшення паливної економічності двигуни укомплектовано дисковою муфтою включення вентилятора (рис. 6.27);
- підвищено ККД турбокомпресора за рахунок зменшення діаметра вала (ротора) з 17 до 13 мм та оптимізації профілю лопаток компресора.

В результаті, що підтверджено досвідом експлуатації нових двигунів ЯМЗ, збільшився до 25…30 тис. км строк заміни масла у піддоні картера; витрати масла на доливання знизилися настільки, що став можливим пробіг 5…8 тис. км без дозаправлення моторним маслом; для змащення двигуна на відміну від іномарок, які використовують коштовні синтетичні чи напівсинтетичні мастила, використовуються масла виробництва Росії, виключено операцію підтягування головок циліндрів у процесі експлуатації.

Бачимо, що й ці нові розробки та заходи ЯМЗ відповідають напрямкам подальшого розвитку світового двигунобудування.

Доповнимо досвід ЯМЗ прикладами кількісних оцінок ефективності заходів щодо підвищення надійності деталей тракторних ДВЗ типу СМД, бензинових двигунів типу ЗІЛ та інших, які наведено у табл. 6.3.

Таблиця 6.3 – Кількісна оцінка ефективності заходів щодо підвищення надійності ДВЗ типів СМД, ЗІЛ та ін.

Заходи	Оцінка ефективності
Установлення у поршні біметалевої вставки з нірезиста чи сталі або плазмове зміцнення	Зменшує знос верхньої канавки у 1,7…2 рази
Заміна сталевих колінчастих валів на такі, що виготовлені з магнієвого (зносостійкого) чавуну	Зносостійкість шатунних й корінних шийок збільшується у 2 рази
Застосування для випускних клапанів жаростійких сталей типу ЕП-303	Забезпечує підвищення строків їхньої служби до 2,5 разів у порівнянні з легованою сталлю середнього класу

Продовження табл. 6.3

Заходи	Оцінка ефективності
Застосування пористого хромування верхніх компресійних кілець	Збільшує строк їхньої служби у 2…3 рази в порівнянні з нехромованими кільцями
Заміна пористого хромування твердим хромуванням компресійних кілець й впровадження хромування гільз циліндрів	Знос кілець при роботі у хромованих гільзах циліндрів зменшується утроє
Застосування плаваючого пальця поршня викликає його обертання при роботі КШМ, внаслідок чого кругова швидкість у з'єднанні пальця із шатуном зменшується удвічі	Приблизно в стільки ж разів зменшується знос пальця й вкладиша головки шатуна
Збільшення масловідвідного прорізу у маслозбірних кільцях поршнів	Підвищення довговічності по зносу кілець та гільз циліндрів удвічі

6.3. Технічне діагностування як ефективний засіб поліпшення експлуатаційної надійності ДВЗ

У попередніх томах цієї серії підручників (2, 3) викладено наукові основи, методи й комп'ютерізовані засоби для діагностування технічного стану двигунів при тривалій експлуатації.

Тому у цьому розділі доречно зупинитися лише на специфічних особливостях діагностування ДВЗ, яке націлене на оцінювання показників параметричної та фізичної надійності двигунів.

6.3.1. Актуальність передвідмовного діагностування ДВЗ

Під *передвідмовним діагностуванням двигунів* розуміється визначення, реєстрація та аналіз експериментальної інформації, що дозволяє оцінювати небезпеку відмов (як поточних, так і ресурсних) ДВЗ в цілому, його вузлів, з'єднань, агрегатів, систем, деталей без їх розбирання з використанням сучасного комп'ютерного супроводження.

Це дозволяє суттєво підвищити експлуатаційну надійність двигунів та, головне, різко скоротити витрати коштів й праці на підтримання їх у працездатному стані.

Таким чином, мета технічної передвідмовної діагностики – надання вичерпної інформації щодо передвідмовного технічного стану двигуна, його елементів. З'являється можливість передбачити відмову по контрольованому параметру й використати час до його виникнення для реалізації заходів щодо запобігання відмові, для доцільного ремонту, бо ремонтувати

та обслуговуватися будуть саме ті деталі чи вузли, які цього, за даними діагностування, потребують. Крім надійності, підвищується і ремонтоздатність двигунів, оскільки їхній ремонт може відбуватися за потребою.

Слід особливо відмітити, що технічне діагностування сприяє вирішенню важливих задач автоматизації та поглибленню контролю надійності ДВЗ й керування ними.

Система автоматизованого діагностування двигунів силових установок, перш за все, наземного транспорту (автотранспортних, тепловозних, суднових, тракторних, будівельних, танкових та ін.) все більше стає складовою частиною *керування якістю двигунів*. В останні роки стверджується тенденція світового та вітчизняного моторобудування, коли створення нових або модернізованих ДВЗ на всіх стадіях розробки супроводжується та забезпечується застосуванням автоматизованого технічного діагностування.

Визнано й підтверджено практикою, що запровадження діагностики у практику фірм-розробників та споживачів ДВЗ, особливо у регіонах з великою жорсткістю клімату, – один з найважливіших напрямків технічного прогресу у моторобудуванні.

Особливо підкреслимо актуальність діагностування без розбирання двигунів. Відомо, що будь-яке розбирання двигуна негативно впливає на його подальшу працездатність. З якою би ретельністю не було виконано розбирання й збирання, режим затягування кріпильних з'єднань завжди відрізняється від початкового. Внаслідок відмін у деформаціях матеріалів деталей при вторинному збиранні змінюється їхня геометрична форма, порушується співвісність і т.д. Це приводить до того, що при подальшому функціонуванні двигуна знов відбувається припрацювання деталей (вторинне припрацювання), яке, як відомо, супроводжується підвищеною швидкістю зносу деталей. На вторинне припрацювання витрачається до 30 % ресурсу роботи вузлів, агрегатів, систем, що зменшує їхню експлуатаційну довговічність.

За даними Флензбурзького дослідного інституту, 56 % розкриттів обстежених двигунів циліндро-поршневої групи фірми MAN були передчасними, а згідно з іншими джерелами ця цифра для двигунів фірми Sulzer сягає 70 % [88].

Практика свідчить про те, що до 30 % автомобільних двигунів екс-

плуатуються із значним недовикористанням потужності й перевитратою палива. Природно, що виявлення та усунення подібних параметричних відмов під час експлуатації без розбирання двигунів є бажаним.

Таким чином, безрозбірна діагностика необхідна як засіб суттєвого підвищення ефективності використання двигунів в експлуатації. По суті треба, щоб діагностування та використання його результатів для прогнозування технічного стану ДВЗ входили чи не найважливішою складовою до заходів щодо технічного обслуговування двигунів при тривалій експлуатації. Необхідно підкорити діагностику не тільки поточному контролю надійності, а й виявленню та попередженню відмов, підтриманню (й перевіркам) оптимальних регулювань, прогнозуванню технічного стану двигунів з метою повного (чи найповнішого) використання доремонтного та міжремонтного ресурсу ДВЗ. Завдяки кваліфікованій та планомірній службі діагностики можна забезпечити значне підвищення строку служби двигунів (у 2…2,5 рази); при цьому знижуватимуться витрати на ремонт, зменшуватиметься витрата пального, мастильних матеріалів, підвищуватиметься продуктивність праці. Цілком реальним, наприклад, стає зняття одного капітального ремонту за період амортизації двигуна.

6.3.2. Загальні принципи діагностування надійності ДВЗ

Перш за все таке діагностування виходить із принципів:

- безрозбірності двигуна чи його агрегатів, вузлів, систем, про що вже говорилося вище;
- універсальності методів діагностування;
- комплектності відповідних приладів;
- високої оперативності та автономності засобів діагностування;
- потрібної ефективності діагностування;
- комплексності вимірювань та ін.

Окремо треба виділити принцип електронізації та комп’ютерізації діагностики ДВЗ, оскільки всі попередні принципи побудови сучасних діагностичних комплексів базуються саме на комп’ютерному супроводженні, без чого автоматизація діагностичних процедур неможлива.

При розробці діагностичних комплексів для аналізу надійності ДВЗ особливої уваги заслуговують заходи щодо комплексності вимірювань та їх автоматизації й комп’ютеризації.

Зупинимося на цих питаннях.

Електроніка відкриває можливості створення комплексних діагностичних вимірювань, у яких поєднані декілька первинних перетворювачів-датчиків, в тому числі вимірників потужності, частоти обертання колінчастого вала, кута випередження вприскування, стану паливної апаратури, рівня температури робочого тіла, токсичності викидів з ВГ, рівня димності. Вони поєднуються, у свою чергу, з вимірниками ознак чи критеріїв відмов (зазорів, температур, вібрацій, термомеханічних напруг та ін.). Оскільки ознаки чи критерії відмов є наслідками комплексних діянь ряду впливових факторів, що відповідають первинним вимірюванням, комплексне, тобто практично одночасне визначення всього масиву величин, які характеризують надійність ДВЗ, сприяє найбільшій вірогідності результатів передвідмовного діагностування. Для автотракторних двигунів розроблено малогабаритні діагностичні прилади типу ЕМДП (вагою до 5…6 кг), які включають один стрілковий пристрій, що дозволяє, наприклад, діагностувати частоту обертання, кут випередження вприскування палива, температуру, загальний рівень вібрацій у діагностичних зонах ДВЗ. Сьогодні розробляються та використовуються більш складні комплексні діагностичні мікроелектронні установки, що дозволяють визначити безліч параметрів ДВЗ із прогнозуванням остаточного ресурсу.

Великі перспективи мають діагностичні засоби, що базуються на електроніці.

За допомогою відповідних датчиків й електронних схем перетворення інформації під керуванням ЕОМ сьогодні вимірюються величини діагностичних параметрів найбільш зручними електричними методами. Відповідні схеми та конструкції діагностичних вимірників не відрізняються від вимірників, що використовуються у комп’ютерних системах (КСК) ДВЗ, які наведені у томі 3 цієї серії підручників. Більш того, розповсюджені вимірювання діагностичних параметрів засобами самої КСК ДВЗ, коли діагностичний блок є складовою частиною системи керування.

6.3.3. Діагностичні й структурні параметри

Діагностування ДВЗ є по суті складовою системи контролю технічного стану (якості) двигунів *за діагностичними параметрами*.

У свою чергу технічний стан визначається *структурними параметрами*, що безпосередньо характеризують працездатність ДВЗ. Саме такі

параметри і є критеріями поточних та ресурсних відмов двигунів: зазори, зноси, розміри деталей і т. д.

Діагностичні параметри непрямо (посередньо) характеризують фізичну надійність , тобто працездатність двигунів; до них належать: агрегатна потужність, витрати палива та моторного масла, рівень вібрацій, шум, температура відпрацьованих газів, прорив робочого тіла до картеру і т.д. Такі параметри є ознаками відмов.

Звичайно, між структурними та діагностичними параметрами існують взаємозв'язки, що й дозволяє складні вимірювання (якщо вони можливі) перших замінити більш зручними й простими вимірюваннями діагностичних параметрів, що дуже важливо з точки зору безрозбірності ДВЗ при таких вимірюваннях.

Таким чином, можна за діагностичними параметрами з достатньою точністю визначати технічний стан двигунів. Саме тому державним стандартом України регламентовано кількісні оцінки зв'язків між десятками структурних та відповідними діагностичними параметрами автотракторних та інших ДВЗ.

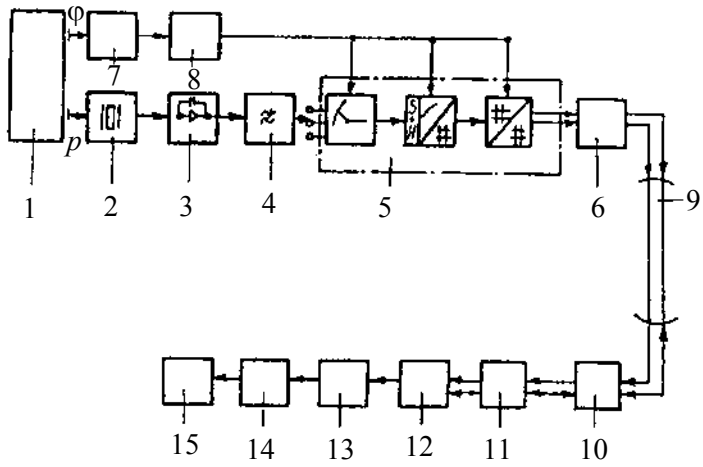


Рисунок 6.28 – Блок-схема обліку та обробки результатів індициювання ДВЗ при його діагностуванні:

1 – двигун; 2 – п'єзоелектричний датчик тиску; 3 – посилювач заряду; 4 – фільтр низьких частот; 5 – накопичувач цифрових сигналів; 6 – прилад передачі даних; 7 – датчик кутових переміщень; 8 – тригер; 9 – кабель омічної передачі; 10 – приймач даних; 11 – об'єднувальний пристій; 12 – пристрій керування приєднанням; 13 – ЕОМ; 14 – перетворювач вимірюваних значень; 15 – друкувальний пристрій

Діагностичні параметри можуть одночасно грати й роль структурних параметрів при визначенні *параметричної надійності* двигунів. Мова йде про показники, які пов'язані з перебігом робочого циклу, станом систем живлення паливом й повітрям та регулюванням. Найбільш повну інформацію по цій групі показників можна отримати із індикаторної діаграми двигуна та на основі визначення потужності й циклової витрати палива.

На рис. 6.28 наведено сучасну блок-схему обліку та обробки результатів діаг-

ностичного індициювання двигуна [58]. Нею передбачено, що динамічне аналогове вимірювання значення тиску p у циліндрі фіксуватиметься за допомогою п'єзоелектричного датчика.

Зображення безперервного сигналу тиску дискретно у вигляді цифр вимагало збудження послідовних імпульсів за допомогою датчика кута φ повороту колінчастого вала двигуна (1024 імпульси за кожний оберт), датчика переміщення поршня, відмітника ВМТ й НМТ й спеціального тригерного пристрою.

Отримана інформація оброблювалася у ЕОМ. На друк видавалися індикаторні діаграми у вигляді цифрових масивів через дискретні інтервали кутів обертання колінчастого вала, а також результати гармонічного аналізу цих діаграм на основі розкладення Фур'є. Визначаємо шаг квантування (дискредитації) періодичної функції тиску при відтворенні індикаторних діаграм відповідно до формули

$$\Delta\varphi = \frac{720}{\nu \times \mu}, \qquad (6.1)$$

де $\Delta\varphi$ – у градусах повороту колінчастого вала; ν – частота квантування; μ – гармоніка частотної смуги сигналу. Так, для дизелів Ч12/14,5 вищою виявилася гармоніка функції тиску $\mu_{max} = 70$, тому $\Delta\varphi = 2{,}1$ град. П.К.В.; для дизеля Ч20/26 величина $\mu_{max} = 35$, тобто $\Delta\varphi = 4{,}1$ град. П.К.В.

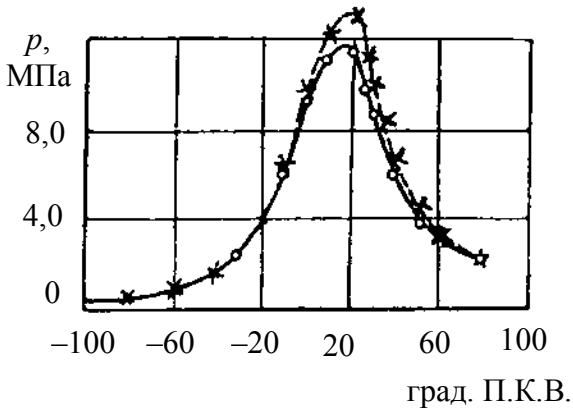


Рисунок 6.29 – Вплив індикаторного каналу на тиску у циліндрі дизеля типу Ч12/14,5:

—o— без індикаторного каналу;
—×— з індикаторним каналом довжиною 65 мм та діаметром 2 мм

При параметричному діагностуванні треба особливу увагу приділяти конструкціям датчиків та зведенню до мінімуму похибок, обумовлених їхньою глибиною закладення. У протилежному випадку можуть бути зведені до нуля переваги комп'ютеризації діагностування ДВЗ.

На рис. 6.29 показано, що розташування, наприклад, датчика тиску в індикаторному каналі, у порівнянні з монтажем

сенсора врівень із стінкою циліндра, суттєво деформує експериментальну діаграму, незалежно від комп'ютеризації процесів вимірювання та обробки дослідних даних [58].

Негативний вплив індикаторного каналу на експериментальну залежність тиску газів у циліндрі дизеля обумовлює похибки при термодинамічному аналізі цього дизеля, що викликало необґрунтовані і дуже суттєво завищені (на 17 %) значення середнього індикаторного тиску та коефіцієнта корисної дії.

Суттєву інформацію щодо параметричної надійності ДВЗ можна отримати вимірюваннями N_e та g_e.

Аналіз роботи тракторів, наприклад, показав, що без діагностики потужність двигунів у господарствах не перевищує 86 % від номінальної, а при застосуванні діагностики – 98 %, тобто енергетичне недовикористовування ДВЗ складає 10…12 % (візьмемо до уваги, що зниження номінальної потужності на 7 % та більше вважається параметричною відмовою за потужністю). Причинами зниження N_e та g_e у експлуатації є несправності та похибки регулювань системи живлення, механізму газорозподілу, незадовільна компресія та ін. Якщо своєчасно виявити ці несправності, можна, як правило, їх усунути та довести потужність і економічність майже до нормативу.

Сьогодні застосовуються безгальмівні методи діагностування N_e на неусталених режимах. Вони базуються на вимірюваннях кутових прискорень колінчастого вала на таких режимах (тобто на режимах розгону, вибігу). Цей метод тим точніший, чим менше циліндрів функціонують.

Складають рівняння безгальмівного неусталеного режиму роботи двигуна:

$$\left(z - z_{\text{викл}}\right)M_{i_1} = M_{\text{м}} + J\frac{d\omega}{d\tau}, \qquad (6.2)$$

де τ – час;

J – зведений момент інерції двигуна;

$\frac{d\omega}{d\tau}$ – кутове прискорення колінчастого вала;

z – кількість циліндрів двигуна;

$z_{\text{викл}}$ – кількість виключених циліндрів;

M_{i_1} – індикаторний момент одного циліндру;

$M_м$ – момент механічних втрат двигуна.

На основі рівняння (6.2) можна отримати різні алгоритми для оцінки N_e – за тривалістю розгону; за кутом обертання колінчастого вала, за зміною кутової швидкості впродовж вимірювального інтервалу.

У межах малої, але кінцевої зміни кутової швидкості $\Delta\omega = \omega_2 - \omega_1$ за період розгону $\tau_р$:

$$N_{e_{сер}} \int_1^2 d\tau = \frac{J}{1000} \int_1^2 \omega d\omega .$$

Далі:

$$N_{e_{сер}} \tau_р = \frac{J\left(\omega_2^2 - \omega_1^2\right)}{2000},$$

відкіля

$$N_{e_{сер}} = \frac{J\left(\omega_2^2 - \omega_1^2\right)}{2000 \times \tau_р}, \qquad (6.3)$$

де $N_{e_{сер}}$ – середня ефективна потужність (діагностовано) двигуна на дільниці розгону. Якщо зміну потужності за тривалість розгону (на цій ділянці) вважати лінійною, то рівняння потужності буде віднесено до швидкісного режиму з $\omega = 0{,}5 \times (\omega_1 + \omega_2)$.

Зв'язок потужності та кута обертання колінчастого вала при розгоні (у межах вимірювального інтервалу зміни ω) можна визначити на основі співвідношень

$$M_e = J\frac{d\omega}{d\tau} = J\frac{d\omega}{d\varphi} \times \frac{d\varphi}{d\tau} = J \times \omega \times \frac{d\omega}{d\varphi};$$

$$M_e d\varphi = J\omega d\omega;$$

$$M_{e_{сер}} = \frac{J\left(\omega_2^2 - \omega_1^2\right)}{2\varphi_р},$$

де $\varphi_р$ – кут обертання колінчастого вала за період зміни кутової швидкості від ω_1 до ω_2.

Тоді

$$N_e = \frac{M_{e_{\text{сер}}}\omega_{\text{сер}}}{1000} = \frac{J\left(\omega_2^2 - \omega_1^2\right)}{2000 \times \rho_{\text{р}}} \times \frac{\omega_2 + \omega_1}{2}. \qquad (6.4)$$

При встановлювальному значенні ω_1 та постійному значенні τ_p розгін відбувається до якогось значення ω. При цьому

$$\Delta\omega_{\text{р}} = \omega - \omega_1.$$

Тоді

$$N_e = \frac{J \times \left(\omega_2^2 - \omega_1^2\right)}{2000 \times \tau_{\text{р}}} = \frac{J}{2000 \times \tau_{\text{р}}}\left[\left(\omega_1 + \Delta\omega_{\text{р}}\right)^2 - \omega_1^2\right] =$$

$$= \frac{J}{2000 \times \tau_{\text{р}}}\left(2\omega_1 \times \Delta\omega_{\text{р}} + \Delta\omega_{\text{р}}^2\right) = \frac{J \times \Delta\omega_{\text{р}}}{2000 \times \tau_{\text{р}}}\left(2\omega_1 + \Delta\omega_{\text{р}}\right). \qquad (6.5)$$

Це рівняння установлює зв'язок потужності N_e із зміною кутової швидкості $\Delta\omega$ при нормованих (діагностичних) значеннях $\tau_{\text{р}}$ та ω_1.

Пояснимо фізичний зміст залежностей (6.3) – (6.5).

Якщо при роботі ДВЗ на холостому ході з малою частотою обертання колінчастого вала швидко пересунути важіль акселератора у положення до упору, то розгін двигуна відбувається при повній цикловій подачі палива. При цьому положення дозатора паливоподачі (наприклад, рійки ПНВТ) буде відповідати коректорній гілці характеристики двигуна до моменту зменшення подачі палива внаслідок роботи регулятора. Таким чином, в умовах розгону двигун завантажується до повної циклової подачі палива, а його індикаторна робота витрачається на подолання інерційних опорів рухомих мас деталей й механічних втрат ДВЗ.

При випробуваннях двигунів використовуються й гальмівні методи визначення N_e та інші. Однак вони суттєво поступаються безгальмівним через ускладнення схеми вимірювань (потрібні потужні гальмівні засоби) та суттєвих відхилень режимів випробувань від експлуатаційних.

На сучасних двигунах з електронним керуванням визначення питомої витрати палива g_e не викликає труднощів. Миттєва масова витрата палива вимірюється, наприклад, термоанемометричним методом (його розглянуто у томі 3 цієї серії підручників), що й дозволяє при даній N_e переходити від часової витрати палива до g_e.

При діагностичних оцінках технічного стану двигуна важливе зна-

чення має безрозбірне експрес-визначення зазорів у з'єднаннях рухомих пар: зазорів у ЦПГ, підшипниках тощо. Саме вони у першу чергу обумовлюють залишковий ресурс двигуна чи необхідність його повного розбирання та ремонту.

Перевірка N_e, g_e дозволяє виявити несправності й розрегулювання перш за все у системі живлення двигуна. Однак необхідність повної дефектації чи ремонтного втручання треба визначити безпосереднім діагностичним контролем всіх основних пар тертя ДВЗ.

Останнім часом широко використовуються безрозбірні й ефективні віброакустичні методи діагностування, які дозволяють за зміною параметрів вібрацій ДВЗ судити про ступінь зношення чи технічного стану конкретних вузлів, деталей, поверхонь й прогнозувати у кількісних оцінках залишковий ресурс кожного з'єднання двигуна, визначати й обґрунтовувати необхідність регулювального чи ремонтного втручання. В основі цих методів лежить аналіз змін показників вібрацій вузла, механізму та їхніх елементів у діагностичних зонах на протязі напрацювань між діагностичним контролем при експлуатації. Відміни при цьому діапазонів й рівнів вібраційних частот, дискредитації віброакустичних сигналів за кутом обертання колінчастого вала, вибір й обґрунтування місця установлення датчика, вибір режиму діагностування з урахуванням характерних особливостей сигналів надають можливість ретельно діагностувати ДВЗ без розбирання.

Поширені й інші методи діагностування довговічності двигунів: за аналізом проб масла із картера спектральним аналізом; оптоволоконним оглядом поверхонь деталей, вузлів і т.д.

Приклади використання арсеналу цих методів для визначення діагностичних та структурних параметрів ДВЗ наведені у розділі 6.3.5.

6.3.4. Засоби технічного діагностування надійності ДВЗ

Технічне діагностування надійності двигунів поділяють на функціональне й тестове [51].

Функціональне – діагностичний контроль двигуна без виведення його з експлуатації; за контрольні призначають експлуатаційні режими роботи ДВЗ.

Тестове – діагностичний контроль при тестових діяннях на режимах, що не відповідають нормальній експлуатації двигуна.

Діагностування реалізують за принципом “від цілого до часткового”. Це означає, що перш ніж робити поглиблену, поелементну діагностику ДВЗ, необхідно визначити його загальний технічний стан за вихідними показниками (N_e, M_e, n, g_e, токсичність викидів та їхня димність, рівні шумів та ін.).

Перед початком діагностування двигун слід обов’язково ретельно відрегулювати. При неправильному регулюванні потужність навіть нового, ще не зношеного ДВЗ, може знизитися на 20…30 % по відношенню до номінальної; у той же час потужність зношеного, але з правильним регулюванням двигуна може знизитися тільки на 5…7 % від номінальної. Таким чином, порушення регулювання може вплинути на діагностичний параметр навіть в більшій мірі, ніж зноси. Природно, що розрегулювання робить невірогідними діагностичні визначення показників надійності ДВЗ.

В загальному випадку процедура технічного діагностування ДВЗ на надійність складається з *основних етапів*:

- приєднання датчиків до елементів двигуна, в тому числі датчиків контролю структурних параметрів: зазорів, зносів, температур деталей, термомеханічних напруг та ін.;
- задання та стабілізація необхідних режимів роботи двигуна й діагностичної апаратури при тривалій експлуатації;
- визначення шляхів форсування ДВЗ та реалізація відповідних заходів за програмами діагностичних прискорених оцінок безвідмовності та довговічності двигуна та його елементів;
- реєстрація діагностичних та структурних параметрів ДВЗ;
- порівняння цих вимірювань із нормативними чи еталонними значеннями;
- прийняття діагностичного рішення й видача його результатів.

На сучасних двигунах, особливо масового виробництва та використання, конструктивно передбачені спеціальні приєднувальні місця для установлення датчиків системи технічного діагностування (СТД); схема їх розміщення на комбайновому дизелі типу СМД-31 показана на рис. 6.30.

Як функціональне, так і тестове діагностування виконуються автоматично за допомогою СТД.

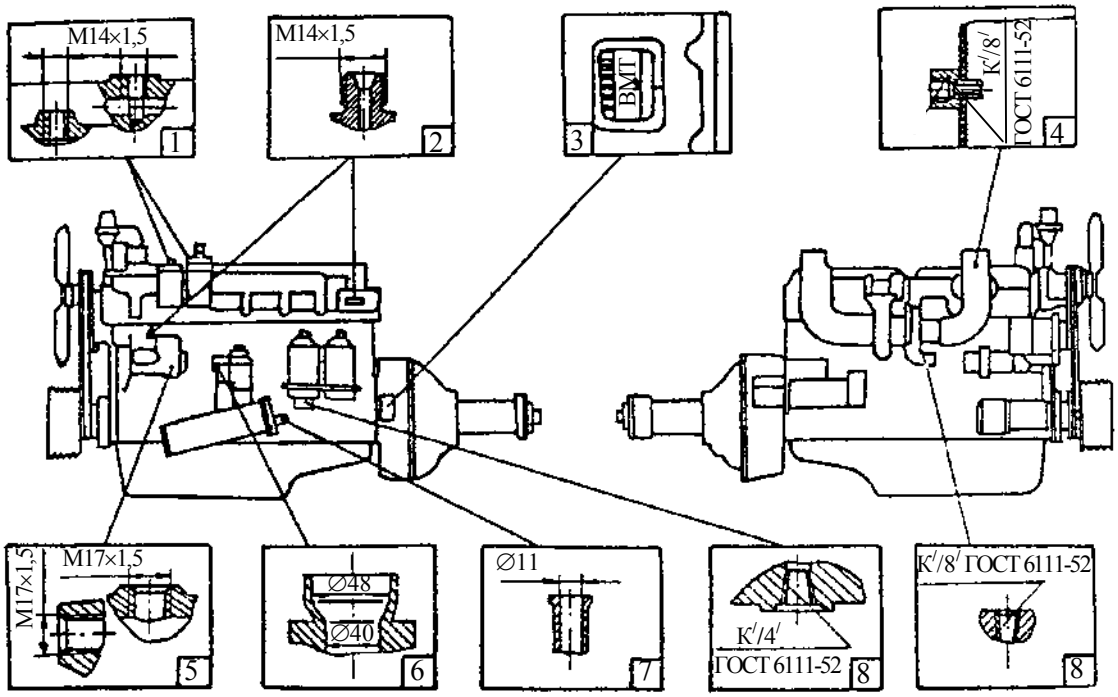


Рисунок 6.30 – Схема розміщення приєднувальних місць на дизелі СМД-31, які використовуються при діагностуванні надійності двигуна (його технічного стану):

1 – визначення ступеня захаращеності фільтра тонкого очищення палива;
2 – перевірка регулювань форсунок і паливного насоса високого тиску (ПНВТ);
3 – шкала на маховику, що використовується при визначенні ВМТ поршня першого циліндра та кута випередження вприскування палива;
4 – визначення ступеня захаращення повітряочисника;
5 – визначення тиску, що створюється паливоподавальною помпою;
6 – визначення кількості газів, що прориваються до картера двигуна;
7 – визначення рівня масла у картері дизеля;
8 – перевірка тиску масла у головній магістралі масляної системи;
9 – визначення тиску наддувного повітря

Вимоги до функціональних СТД:

✓ СТД повинні являти собою комплекси, що призначені для приймання, обробки, зберігання й видачі інформації щодо технічного стану й показників надійності двигунів у будь-який момент часу без порушень експлуатаційних режимів;

✓ число, вид та кількісні оцінки діагностичних та структурних параметрів й первинних сигналів для їхнього опису повинні вибиратися на основі попередніх теоретичних та експериментальних досліджень на двигунах подібного класу та призначення; такі дослідження особливо потрібні при діагностуванні складних процесів-чинників поточних та ресурсних

відмов ДВЗ;

✓ до основи СТД доцільно покласти блочний (модульний) принцип її побудови та уніфікації компонентів;

✓ методи та засоби СТД не повинні порушувати нормальної роботи двигуна на силовій установці;

✓ СТД повинна видавати інформацію щодо змін діагностичних та структурних параметрів технічного стану двигуна та його елементів, їхніх остаточних ресурсів, забезпечувати пошук місця відмови;

✓ СТД повинна бути забезпечена пристроями контролю її функціонування, в тому числі й самодіагностування в тому випадку, якщо СТД є блоком діагностування у складі комп'ютерної системи керування ДВЗ;

✓ відновлення працездатності СТД після її відмови не повинно супроводжуватися порушенням режиму роботи двигуна;

✓ вартість СТД повинна бути помірною;

✓ у технічній документації на СТД повинні бути передбачені місця для установлення первинних засобів вимірювання, тобто для приєднувальних місць на двигуні для діагностування надійності;

✓ СТД повинна бути автоматичною як щодо вимірювань, так і щодо обробки діагностичної інформації та її візуально-цифрового пред'явлення оператору; такі якості СТД забезпечуються її комп'ютеризацією;

✓ точність СТД повинна бути технічно й економічно доцільною.

Сьогодні розроблені й застосовуються бортові, стаціонарні й комбіновані СТД.

Бортові системи володіють основною якістю – максимальним наближенням СТД до двигуна, що забезпечує їхнє функціонування як єдиного цілого у будь-який момент експлуатації.

Стаціонарні системи передбачають їх закріплення на підприємствах із значною кількістю таких силових установок з двигунами, для яких використання бортових СТД не доцільне. До таких підприємств належать: залізничні депо; підприємства автотранспорту (АТП) та станції технічного їх обслуговування (СТО), порти річкового та морського флотів і т.д.

Комбіновані СТД займають проміжне положення. В них можуть передбачуватися збір та первинна обробка інформації на борту рухомого заходу; установлення діагнозу та прогноз залишкового ресурсу здійснюється, виходячи із інформації з борту рухомого заходу на базовий підрозділ

СТД.

Бортові СТД найчастіше застосовуються для автомобільних двигунів.

Для тепловозних дизелів прийнятна стаціонарна СТД, оскільки єдина така система здатна забезпечити діагностування значної кількості дизелів тепловозів, що збільшує економічну доцільність використання СТД.

Для судових дизелів найбільш прийнятні бортові й комбіновані СТД.

В загальному плані будь-яка СТД включає в себе:

- первинні перетворювачі (датчики-сенсори);
- вторинні перетворювачі (для перетворення аналогових первинних сигналів датчиків у кодовані сигнали, які можуть сприйматися мікропроцесором);
- пристрій зв'язку з об'єктом (вводу сигналу у ЕОМ);
- обчислювальний пристрій (ЕОМ), що забезпечує розрахунки за підготовленими алгоритмами та обробляє інформацію для діагнозу, прогнозу);
- друкувальний пристрій та дисплей як заходи візуалізації вихідної інформації;
- пульт керування СТД;
- пристрій ручного введення інформації у разі необхідності;
- джерело електроживлення СТД із стабілізатором вхідного струму;
- перетворювачі електроенергії для контурів СТД;
- пристрій захисту інформації при перериванні електроживлення;
- аварійні джерела електроенергії;
- пристрій контролю функціонування самої СТД та її самодіагностування (у СТД елітного класу ДВЗ).

Розглянемо СТД двигунів різного призначення.

Діагностування тепловозних дизелів та відповідні засоби. Комплексний підхід відрізняє систему, розроблену для оцінки технічного стану (надійності) тепловозних дизелів типу Д100 (магістральних тепловозів). Залежно від пробігу локомотива виконується повний цикл діагностування або часткове визначення параметрів технічного стану. Результати діагностування використовуються, перш за все, для регулювань кожного з дизель-генераторів при кожному ремонті. Концентрація металів у мастилі визначається через 4,5 тис. км; параметри, що характеризують стан ЦПГ та ПА,

вимірюються через 50…60 тис. км, а показники працездатності (нагар у порожнинах випуску, зазори у парах тертя, відкладення у порожнинах охолодження, вібрації та ін.) – через 100…110 тис. км пробігу локомотива. Важливо, що у розглянутій СТД передбачено діагностичний контроль не тільки характеристик працездатності ЦПГ, підшипників, але й параметрів, що визначають паливну економічність ДВЗ, стан інших пар тертя, теплонапруженість основних вузлів.

При розробці *СТД суднових ДВЗ* передбачена їх комп'ютеризація, що забезпечує автоматизацію діагностування за складеною заздалегідь програмою та обробку й аналіз діагностичних параметрів за принципом порівняння їх з еталонними значеннями. Систематичне спостерігання за такими параметрами дозволяє обґрунтовано прогнозувати необхідність технічного обслуговування дизеля та основних вузлів, починаючи з ЦПГ. Так, вимірювання у часі торкаються температур циліндрів (втулок) та кришок циліндрів; вимірюються при цьому показники деградації технічного стану ЦПГ та зміни діагностичних параметрів двигуна (потужність, витрата палива й масла, вібрації). Аналіз означених змін дозволяє прогнозувати й планувати ремонтні роботи та оцінювати залишковий ресурс.

Комп'ютеризовані *засоби технічного діагностування двигунів масового виробництва* розглянуто у томі 3 цієї серії підручників, оскільки вони, як правило, сьогодні є складовою частиною КСК ДВЗ автотранспортного призначення.

6.3.5. Методи діагностичного контролю структурних параметрів надійності ДВЗ

Методи визначення параметричної надійності двигунів розглянуті вище у цьому розділі.

6.3.5.1. *Загальна характеристика методів технічного діагностування надійності ДВЗ*

Зупинимося на методах безпосереднього вимірювання характеристик процесів – чинників відмов, в першу чергу зносних.

Відомо, що склад моторного мастила у картері ДВЗ містить інтегральну інформацію щодо безвідмовності та довговічності двигуна при тривалій експлуатації, а також аномалій під час його робочого процесу.

Вміст металів та інших інгредієнтів у мастилі можна визначити по-

шириним методом – спектрофотометрією [51]. Він дозволяє визначити, який метал міститься у мастилі та до якого кінематичного з'єднання (пари тертя) він належить, концентрацію абразивних часток (із пилу), а також виявити воду, що попадає у масло крізь ущільнення пари "поршень–гільза циліндрів". Практика показала, що за параметрами працюючого масла можна вірогідно діагностувати підвищені й аварійні зноси основних деталей ДВЗ, несправності паливної системи, систем очищення повітря й масла, порушення герметичності системи впуску та системи охолодження. Діагностування методом спектрального аналізу мастила застосовується при експлуатації тепловозних дизелів, у меншій мірі – автотракторних, ще менше – суднових. Для спектрального аналізу використовують спектрометри.

При роботі двигуна виникають періодичні й аперіодичні (при перехідних процесах) вібрації – механічні коливання стінок ЦПГ, перш за все. Перші обумовлені ударними імпульсами у навантажених кінематичних парах "поршень–циліндр", "клапан–сідло" та ін., динамічністю робочого циклу двигуна; інші – діянням сил тертя. Вібрації відбуваються на шумовому фоні залежно від частоти обертання колінчастого вала та інерційних мас рухомих деталей. Тому віброакустичне діагностування на визначених режимах роботи кожної кінематичної пари за допомогою окремих каналів вібрографа у оптимальних зонах установлення перетворювачів вібрацій дозволяє виявити зміни технічного стану основних сполучень ДВЗ при його тривалій експлуатації. Мова йде, в першу чергу, про зміни зазорів у цих сполученнях, які обумовлюють характеристики вібрацій.

Діагностується також технічний стан ущільнень КЗ двигуна. Найбільш поширеним є діагностування роботи кільцевого ущільнення поршня за прориванням газів у картер із надпоршневого простору за допомогою витратомірів.

Розроблені інші методи непрямого діагностування двигунів за температурою й димністю відпрацьованих газів за допомогою акустичного методу (з вимірюванням швидкості звуку у середовищах з різною температурою), димомірів та ін.

Останніми роками розповсюджено прямі методи діагностичного контролю абсолютних зазорів у з'єднаннях двигунів, температурних полів втулок, гільз та кришок, головок циліндрів і т.д.

Після загальної характеристики методів діагностування надійності

перейдемо до прикладів їх розробки, вивчення особливостей основних з них та оцінок ефективності використання у практиці сучасного моторобудування.

6.3.5.2. *Віброакустичний діагностичний контроль зазорів у з'єднаннях ДВЗ*

Як діагностичні параметри для оцінок величини зазорів у з'єднаннях двигунів за інтенсивністю вібрацій використовуються такі показники:

- амплітуда прискорення вібрації;
- фаза віброімпульсу відносно опорної точки;
- загальний рівень віброімпульсу;
- комплексні показники інтенсивності вібрацій.

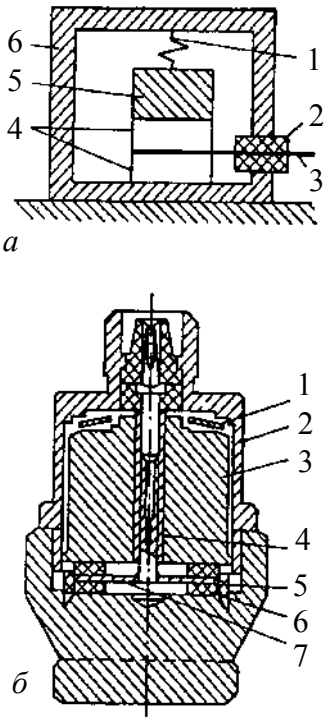


Рисунок 6.31 – Датчик вібрації
а – принципова схема:
1 – пружина; 2 – ізоляція;
3 – струмознімач;
4 – п'єзоелектричні елементи;
5 – інерційна маса; 6 – корпус;
б – конструктивний варіант:
1 – пружина; 2 – корпус датчика;
3 – інерційна маса; 4 – фторопластова втулка; 5 – ізолююче кільце; 6 – п'єзоелектричні кільця; 7 – контактна шайба

За допомогою спеціального датчика механічний сигнал вібрації, що виникає при співударі деталей, перетворюється в електричний сигнал.

Принципова схема датчика прискорення вібрації, що встановлюється за допомогою магнітного присоса на поверхні деталі, з якої знімаються показники вібрації, показана на рис. 6.31, а [87].

П'єзоелемент 4 (звичайно із титаната барію) затиснутий між нормованою інерційною масою 5 та корпусом 6 за допомогою пружини 1. При збільшенні інтенсивності вібрацій зростає прискорення маси 5; відповідно зростає сила інерції, що діє на п'єзоелемент. На гранях останнього виникає електричний заряд, який зростає по мірі збільшення тиску маси 5 на п'єзоелемент. При постійній масі 5 величина електричного заряду пропорційна прискоренню вібрації. Заряд знімається за допомогою струмознімача 3 й показання виводяться на прилад для візуалізації. З метою підвищення ефективності діагнос-

тичного сигналу підбирають найвигідніше місце установлення датчика та найвигідніший (чи найбільш прийнятний) в експлуатації режим діагностування (прокручування, холостий хід, робота з частиною відключених робочих циліндрів двигуна, навантажувальний режим, неусталений режим при перехідних процесах та ін.).

Застосовують виділення сигналу за характерною частотою, по фазі відносно опорної точки, по зоні ефективного діапазону вібрацій та ін. Порівняльно простими при експлуатації є прилади, що оцінюють технічний стан вузлів, механізмів по загальному рівню вібрації, але їхня точність не є високою. Більш вірогідним і надійним є діагностування приладами з розвинутою електронною схемою. До деталей, технічний стан яких може визначати необхідність капітального ремонту ДВЗ, належить циліндро-поршнева група. Тому визначення зазору у з'єднанні "поршень–гільза циліндрів" є однією з найбільш важливих задач при діагностуванні двигуна.

Розглянемо діагностичні основи формування віброакустичного сигналу для оцінки зазору у з'єднанні "поршень–гільза циліндрів" [87].

Виходячи з того, що перекладка поршня (найсуттєвіший чинник бічних вібрацій) у зоні ВМТ за кутом обертання колінчастого вала складає 10…28 градусів, отримано рівняння для визначення тривалості перекладки $\tau_п$ та поперечної швидкості поршня $v_п$ у момент співудару з гільзою циліндрів:

$$\tau_п = 8{,}3 \times \sqrt[3]{\frac{S \times m}{n \times P_{r_j} \times \lambda_к}}; \qquad (6.6)$$

$$v_п = 0{,}36 \times \sqrt[3]{\frac{S^2 \times n \times P_{r_j} \times \lambda_к}{m}}, \qquad (6.7)$$

де $\tau_п$ – тривалість перекладки поршня у зазорі при поперечному русі;

S – зазор між поршнем й гільзою циліндра;

m – маса поршня й зони біля верхньої головки шатуна;

n – частота обертання колінчастого вала;

P_{r_j} – результуюча сила тиску газів у циліндрі та сил інерції мас, які рухаються поступально;

$\lambda_к$ – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна.

Імпульс бічної сили при ударі поршня у стінку гільзи циліндрів

$$R = \int_{\tau_0}^{\tau_0+\tau} P d\tau = m \times v_n (1 + K) = 3{,}6 \times (1 + K) \times \sqrt[3]{S^2 \times n \times m \times P_{r_j} \times \lambda_к},$$

де $m \times v_n$ – кількість руху при ударі; K – коефіцієнт відновлення, що характеризує пружність матеріалу деталей, що співударяються ($K \approx 0{,}7$).

З урахуванням сил тертя поршня об кільця при перекладці

$$R = \int_{\tau_0}^{\tau_0+\tau} P d\tau - \int_{\tau_0}^{\tau_0+\tau} P_{поп} d\tau = m \times v_n (1 + K) - P_{поп} d\tau =$$

$$= 3{,}6 \times (1 + K) \times \sqrt[3]{S^2 \times n \times m \times P_{r_j} \times \lambda_к} - 1{,}8 \times P_{поп} \times \sqrt[3]{\frac{S \times m}{n \times P_{r_j} \times \lambda_к}}, \qquad (6.8)$$

де $P_{поп}$ – поперечна сила тертя між поршнем та кільцем, що чинить опір при переміщенні поршня у зазорі.

Таким чином, рівняння (6.8) дозволяє аналізувати віброакустичний сигнал для оцінки зазору у з'єднанні "поршень–гільза циліндрів".

Схема сил, що діють на поршень у момент перекладки на початку такту розширення, показана на рис. 6.32.

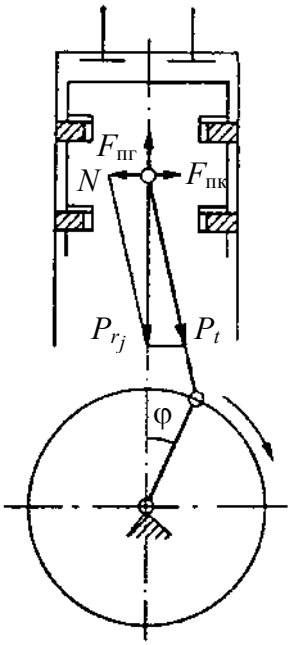


Рисунок 6.32 – Схема сил , які діють на поршень у момент його перекладки на початку такту розширення:

P_{r_j} – результуюча сила тиску газів та сил інерції поступальних мас;
N – бічна складова сили P_{r_j};
P_t – сила, що діє впродовж вісі шатуна;
$F_{пг}$ – поздовжня результуюча сила тертя поршневих кілець об гільзу;
$F_{пк}$ – поперечна результуюча сила тертя поршневих кілець у канавках поршня

Величина максимальної амплітуди віброімпульсу пропорційна величині імпульсу бічної сили при ударі. Таким чином, величина R може характеризувати величину амплітуди вібрації. Для одного типу двигуна та ви-

значеного режиму роботи це приблизно

$$R = C \cdot S^{2/3}, \tag{6.9}$$

де коефіцієнт C визначається рівнянням (6.8).

Тривалість перекладання поршня у зазорі по куту обертання колінчастого вала та фаза віброімпульсу по відношенню до ВМТ можуть бути визначені, виходячи з наступних положень.

Удар поршня об гільзу відбудеться при обертанні колінчастого вала відносно ВМТ за час $\tau_п$ на кут $\varphi_п$. Тоді

$$\tau_п = 60 \cdot \varphi_п / (n \cdot 360) = \varphi_п / (6 \cdot n);$$

$$\varphi_п = 6 \cdot n \cdot \tau_п,$$

де $\tau_п$ – кут обертання колінчастого вала від ВМТ до удару поршня об стінку гільзи циліндра; n – частота обертання колінчастого вала двигуна.

При визначенні величини зазору між поршнем та гільзою циліндрів треба враховувати, що залежно від режиму роботи двигуна, для якого діагностується це з'єднання, тобто при різних теплових умовах у цій парі тертя, може змінюватися і величина зазору в ній. Особливо це стосується з'єднань циліндро-поршневої групи. На робочих режимах (в умовах підвищених температур газів у циліндрі) граничні зазори, що відповідають цим високим температурам, та початкові зазори для нового двигуна будуть меншими, ніж зазори, які вимірювалися при температурі t = 20°C.

Тому остаточно зазор між поршнем та гільзою циліндрів S_n розраховують (оцінюють) за формулою

$$S_n = \Delta - \Delta S, \tag{6.10}$$

де Δ – зазор у з'єднанні "поршень–гільза циліндрів" за нормальних умов при t = 20 °C.

Значення теплового зазору

$$\Delta S = D_п \cdot \alpha_п \cdot \Delta t_п - D_г \cdot \alpha_г \cdot \Delta t_г, \tag{6.11}$$

де $D_п$, $D_г$ – діаметри поршня та гільзи циліндрів; $\alpha_п$, $\alpha_г$ – коефіцієнти розширення матеріалів поршня та гільзи циліндрів; $\Delta t_п$, $\Delta t_г$ – збільшення температур поршня та гільзи циліндрів (від t = 20 °C до температури зони перекладання у робочому стані на конкретному експлуатаційному (діагнос-

тичному режимі) $t_{роб}$.

При діагностуванні зазору $S_п$ можна визначити $t_{роб}$ термометрируванням гільзи циліндрів, що не викликає перешкод, оскільки ця деталь нерухома й струмознімання з неї досить нескладне.

Підкреслимо, що дійсні зазори у з'єднанні "поршень–гільза циліндрів" суттєво відрізняються (приблизно у 3 рази) від зазорів, які отримуються вимірюванням розмірів цих деталей при t = 20 °С у розібраному стані, що тільки підкреслює перевагу діагностування реальних зазорів на працюючому ДВЗ на основі залежності (6.9).

Аналіз результатів віброакустичної діагностики швидкохідних двигунів типу ЯМЗ-238НБ дозволив зробити деякі висновки й рекомендації:

- із збільшенням зазорів у ЦПГ від номінального до граничного відбувається збільшення амплітуди A віброімпульсів та фази цих імпульсів Δφ більш ніж вдвічі (рис. 6.33); амплітуда віброімпульсів сягає максимуму у смузі частот 4…6,5 кГц (номінальна частота обертання колінчастого вала дизеля n = 2100 хв$^{-1}$); раціональною слід вважати точку установлення вібродатчика в зоні на зовнішньому боці розвалу блока циліндрів на відстані 90…100 мм від площини рознімання головки та блока циліндрів;
- у смузі частот 1…3 кГц зафіксовано найбільш високий рівень сигналу при зміні зазору у шатунних підшипниках; зоною установлення датчика, що відповідає найбільшому сигналу, є стяжний болт картера двигуна;
- частотний діапазон віброімпульсів лежить у інтервалі 8…20 кГц; зона установлення датчиків – технологічні приливи на вихлопних каналах кожного циліндра.

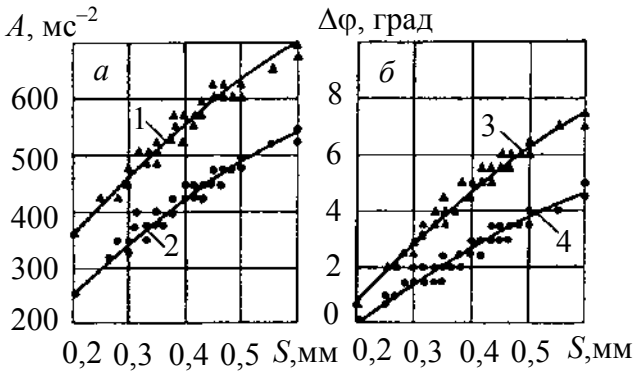


Рисунок 6.33 – Діагностичне визначення амплітуди A (а) та фази віброімпульсів Δφ (б) циліндро-поршневої групи залежно від дійсного зазору S у з'єднанні "поршень–гільза циліндрів" для партії дизелів типу ЯМЗ-238НБ:

1 – робота на половині циліндрів (ω = 100 с$^{-1}$);
2 – холостий хід (ω = 100 с$^{-1}$);
3 – один циліндр відключений (ω = 150 с$^{-1}$);
4 – холостий хід (ω = 150 с$^{-1}$)

6.3.5.3. *Діагностичний контроль зносів ДВЗ на основі спектрального аналізу відпрацьованого масла*

Оперативний діагностичний контроль двигунів на основі спектрального аналізу масел дозволяє оцінювати швидкість зношування, визначити технічний стан та якість експлуатаційного обслуговування агрегатів та їхніх пар тертя.

В умовах рядової експлуатації двигуни, наприклад автотракторні, працюють при різних швидкісних режимах й навантаженнях, під діянням яких деталі зношуються по – різному – з різною інтенсивністю.

Розглянемо результати діагностичного контролю дизелів типу ЯМЗ-138НБ тракторів К-700 [87] на основі спектрального аналізу масел з урахуванням навантаження в умовах експлуатації. Проби картерного масла з прогрітих двигунів відбиралися після напрацювання, що відповідало стабільному рівню концентрації (120…240 годин), а проби масла із агрегатів трансмісії – після 480 годин. Для кожного двигуна визначали витрату палива, по якій судили про навантаження ДВЗ (й пари тертя), концентрацію та швидкість надходження заліза до системи змащення від з'єднань двигуна. Всі двигуни використовували один сорт масла.

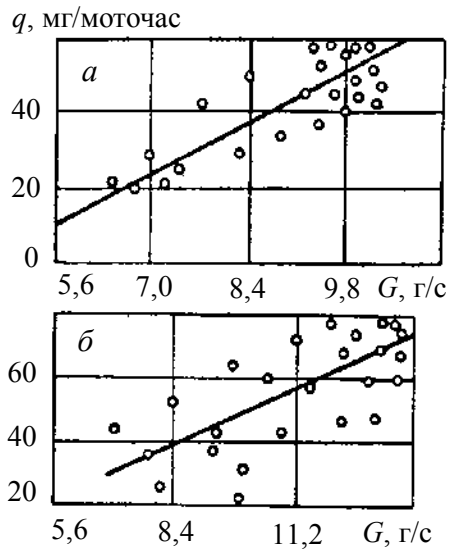


Рисунок 6.34 – Залежність швидкості надходження q заліза до системи змащення від витрати палива G для двигунів ЯМЗ-238НБ (а) та ЯМЗ-240Б (б)

Кореляційна обробка результатів діагностичного контролю показала, що між швидкістю зносу та швидкістю надходження продуктів зносу до картерного масла та маслоочисників й витратою палива G існує зв'язок (рис. 6.34).

Для визначення остаточного ресурсу діагностують не тільки швидкість надходження продуктів зносу до системи змащення, але й дійсну їхню концентрацію.

Для дизелів тракторів типу К-700 при їхній роботі в умовах рядової експлуатації результати діагностичного контролю за концентрацією продуктів зносу (заліза) у маслі показані на рис. 6.35.

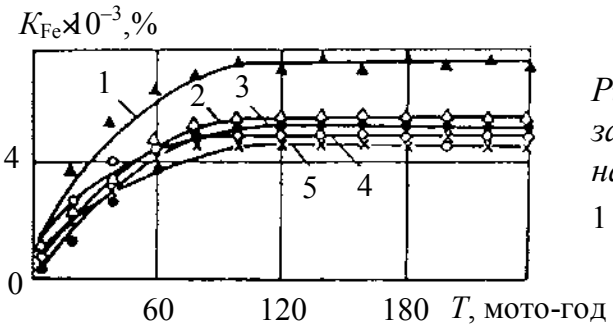


Рисунок 6.35 – Залежність концентрації заліза K_{Fe} у картерному маслі від напрацювання Т дизелів ЯМЗ-238НБ:
1 – 5 – номери тракторів, що працювали

6.3.5.4. *Діагностичний контроль ДВЗ за результатами аналізу зміни складу відпрацьованого масла*

Діагностичний контроль працюючого масла дозволяє виявити несправності двигунів, що можуть викликати їхні відмови. Зв'язок несправностей автомобільних двигунів з показниками складу працюючого масла показаний у табл. 6.4. Означені показники використовуються для діагностичного контролю двигунів у господарствах [87].

Таблиця 6.4 – Діагностичний контроль несправностей автомобільних двигунів за складом працюючого масла

Несправності	Діагностичний показник	Граничне значення показника
Несправність повітряного фільтра: відсутність герметичності у місцях з'єднань фільтра з ДВЗ	Підвищення вмісту кремнію	$\frac{0,002}{0,003}$, %
Негерметичність впускного тракту.	Підвищення вмісту неспалених домішок Підвищення вмісту кремнію.	0,1 % $\frac{0,002}{0,003}$, %
Несправність системи маслоочищення	Підвищення вмісту неспалених домішок	0,1 %
Несправність паливної апаратури: *у дизелів*: погане розпилювання палива форсунками; зменшення тиску початку вприскування при недостатньому затягуванні пружини форсунки; знос плунжерних пар ПНВТ; підтікання зливного трубопроводу; *у бензинових двигунів*: пропуск у системі запалення; неправильні регулювання дозатора палива; не працює вентиляція картера; порушення герметичності тракту бензонасоса	Зниження температури спалахування	170 °С 140 °С
Знос ЦПГ	Підвищення вмісту Fe	0,01 %
Знос втулки верхньої головки шатуна	Підвищення вмісту Cu	0,002 %
Знос підшипників колінчастого вала	Підвищення вмісту Cu, Pb	Відповідно 0,002 та 0,0035%

Бачимо, що увагу при діагностуванні приділяють визначенню забруднень масла, температурі спалахування, вмісту продуктів зносів пар тертя.

Забруднення абразивами визначають за вмістом кремнію у працюючому маслі. Допустимий вміст кремнію не повинен перевищувати 0,01 % для автотракторних дизелів, наприклад типів СМД чи ЯМЗ. Ця складова працюючого масла свідчить про несправності системи повітряочищення, тобто є важливим критерієм діагностичного контролю рівня довговічності двигуна.

Надходження палива до картерного масла двигуна може визначатися за температурою спалахування масла, допустимі значення якої для автотракторних вітчизняних ДВЗ не повинні бути нижчими за 170…180 °С. В бензинових двигунах температура спалахування може сягати 120…140 °С. Цей діагностичний параметр свідчить про несправності паливної апаратури, системи вентиляції картера та ін.

6.3.5.5. ***Діагностичні оцінки надійності колінчастого вала***

Узагальненими структурними параметрами підшипникових вузлів є зазори та стан поверхонь тертя. Саме ці параметри обумовлюють несучу здатність підшипника, тиск у шарі масла, умови тертя й тепловиділення, витрату масла та ін.

При безрозбірному діагностуванні колінчастого вала з метою визначення технічного стану його підшипників використовують теплогідравлічні параметри та геометричні характеристики масляного шару й переміщення вала.

Визначення теплогідравлічних параметрів (*тиску та температури масляного шару*) займає провідне місце у діагностичному контролі технічного стану підшипників колінчастого вала при тривалій експлуатації двигуна.

Тиск залежить від швидкісного режиму колінчастого вала, характеру його навантаження, властивостей масла і т.д.

Надлишковий тиск, що виникає при русі вала відносно вкладиша, визначається зазором й станом поверхні. Ці конструктивні параметри змінюються по мірі експлуатації підшипникового вузла, визначаючи величину тиску у шарі масла у конкретній зоні діагностичного вимірювання.

Для реєстрації зміни тиску у шарі масла корінного підшипника ДВЗ

по куту обертання колінчастого вала застосовують п'єзокварцові датчики, два з яких розташовують у корінній шийці вала у площині кривошипа та один у вкладиші підшипника. Кабелі датчиків, що встановлені у шийці вала, виводять через осьовий канал вала до торця та з'єднують з контактними кільцями струмознімача, який вкручено у торець вала. Знімання п'єзострумів з кілець здійснюють за допомогою платиноіридієвих контактів; запис діаграм виконують за допомогою комп'ютерних засобів. Висока чутливість датчиків (у вкладиші підшипника розташовують датчик аналогічної конструкції) забезпечується застосуванням диференціальної опорної частини кварцових пластин (рис. 6.36). Об'єм камери над мембраною датчика зводять до мінімуму.

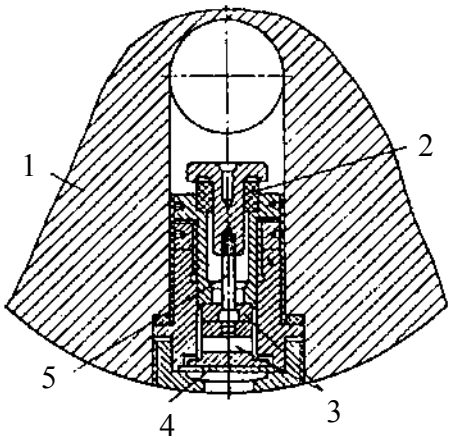


Рисунок 6.36 – Схема п'єзокварцового датчика з диференціальною опорою для кварцових пластин:

1 – корінна шийка колінчастого вала двигуна;
2 – ізолятор;
3 – кварці;
4 – мембрана;
5 – електрод

Гідродинамічний тиск вимірюють за допомогою мембранних датчиків, сигнал з яких подається на посилювачі і далі у електронну схему діагностичного пристрою. Датчики працюють за принципом зміни електричного активного опору тензорезисторів, що наклеєні на мембрану, яка згинається під діянням гідродинамічного опору у шарі масла. На рис. 6.37 показаний п'єзотермодатчик мембранного типу.

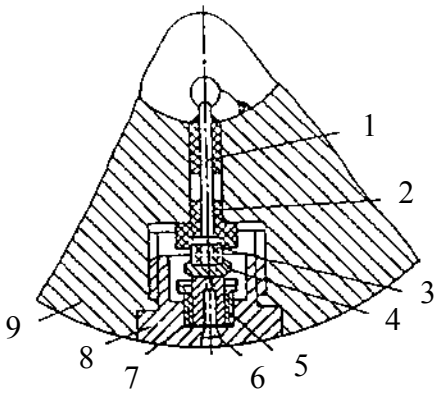


Рисунок 6.37 – Схема комбінованого датчика тиску масла у шарі підшипника:

1 – електрод; 2 – втулка;
3 – пластина; 4 – п'ята;
5 – гайка; 6 – штифт;
7 – мембрана; 8 – пробка;
9 – колінчастий вал

Відомо, що знос шийки вала збільшується при зменшенні тиску масла у зазорі “шийка – вал”. Це стосується й еліпсності шийки колінчастого вала, яка залежить від різниці інтенсивностей зношування шийки у площинах кривошипа, перпендикулярної до неї.

Таким чином, можна вірогідно визначати й прогнозувати (за наявності відповідних вихідних даних) по зміні тиску масла у підшипниках колінчастого вала їхній технічний стан, оцінювати знос та зміни геометричної форми колінчастого вала.

Треба підкреслити, що температура у зоні тертя є об’єктивним параметром стану підшипникового вузла. Досвіди показали, що при порушенні рідинного тертя різко зростає температура масла та температурний режим вкладиша та шийки.

Робота тертя при взаємному зміщенні шарів масла та мікровиступів поверхонь, що рухаються, перетворюється у теплоту, визначаючи температурний режим підшипника.

Температуру масла можна визначити безпосередньо у шарі масла. Однак частіше її вимірюють поблизу поверхні вкладиша, враховуючи, що температура за його товщиною змінюється на 1…1,3 °С/мм.

За допомогою хромель-копелевих (чи інших) термопар, що ізольовані кварцовою ниткою, контролюють, наприклад, рамові підшипники. Для установлення термопар у вкладишах таких підшипників свердлять глухі отвори діаметром біля 2 мм, які не доходять до робочої поверхні вкладиша на 0,5 мм (рис. 6.38). Стінки отворів ізолюють діелектричними втулками для виключення можливості приварювання спаю до стінки отвору. Для мінімізації теплообміну термопари з навколишнім середовищем ділянку термопари (довжиною 20…40 мм), що примикає до спаю, прокладають вздовж зовнішньої поверхні вкладиша у спеціальних канавках. Після установлення вкладишів у фундаментну ра-

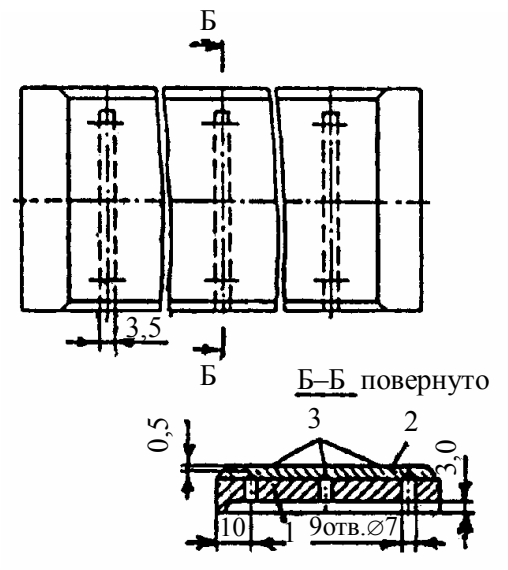


Рисунок 6.38 – Схема установлення термопар:

1 – вкладиш; 2 – антифрикційний шар; 3 – канали для установлення термопар

му проводи прокладають по стінках рами й для захисту від діянь масла та його пари вкривають склотканиною з епоксидним компаундом.

Для вимірювань температур підшипників використовують також хромель-копелеві термопари, гарячий спай яких заливають у капсули (діаметром 2 мм) із олова та закладають на відстані 0,3…0,5 мм від поверхні тертя. Термопарами вимірюють найбільшу й найменшу температури у зонах тертя та температуру у масляній канавці. Електричні сигнали від усіх датчиків й термопар передаються з шатуна за допомогою безперервного важільного струмознімача для вимірювань діагностичним комплексом.

Перспективним напрямком вимірювання середніх температур рухомих деталей є застосування безконтактних пристроїв з індуктивним зв'язком датчика та вимірювальної системи. Безконтактні методи передачі інформації від датчиків до приладу позбавлені багатьох недоліків й дозволяють виконувати вимірювання на протязі тривалого часу та при високій частоті обертання колінчастого вала.

Враховуючи досвід безконтактних вимірювань температур рухомих деталей ЦПГ [90], можна застосовувати даний метод для вимірювання температур підшипників ковзання, що постійно рухаються, наприклад, шатунного. Принципова схема вимірювань при безконтактному методі показана на рис. 6.39. Терморезистор 1, що закріплений на шатунній головці, двома провідниками пов'язаний з котушкою індуктивності 2, яку закріплено на головці шатуна. Ця частина схеми утворює вторинний вимірювальний ланцюг (контур), що рухається разом із шатуном. Первинна котушка 3, що намотана на феритовий стрижень, закріплена на нерухомому остові ДВЗ. Вона включена у плече вимірювального моста 5, який живиться від високочастотного генератора 4. У вимірювальну діагональ мосту включені посилювач 6, детектор 7 та реєструючий прилад 8. Нерухома частина схеми утворює первинний вимірювальний ланцюг. Міст ба-

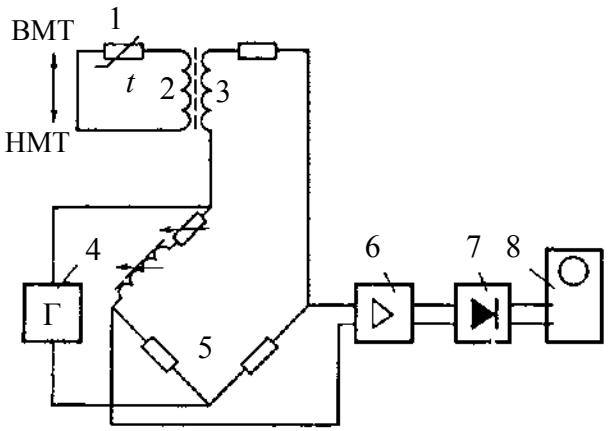


Рисунок 6.39 – Принципова схема безконтактного вимірювання температур

лансують при максимальному віддаленні вторинної котушки від первинної. При зближенні первинної та вторинної котушок вони починають взаємодіяти завдяки змінному магнітному полю, що створюється током у первинній котушці. Частина магнітного потоку, пронизуючи витки вторинної котушки, наводить у ній змінну ЕРС (електро-рухому силу). Під діянням цієї ЕРС у вторинному контурі проходить струм, що створює змінний магнітний потік. Частина цього потоку пронизує витки первинної котушки й наводить у ній деяку ЕРС, змінюючи тим самим режим роботи первинного контуру. Споживання енергії вторинним контуром із первинної котушки еквівалентно включенню у первинний контур опору, в якому витрачається та ж кількість енергії, що споживає вторинний ланцюг. В результаті на вимірюючій діагоналі з'являється напруга дисбалансу. При максимальному зв'язку вимірювальних ланцюгів величина сигналу залежить від опору тензорезистора, який обумовлюється температурою підшипника. Таким чином, амплітуда вихідного сигналу у момент максимального зв'язку котушок й характеризує температуру у зоні установлення датчика (первинного перетворювача). Один вимірювальний міст може обслуговувати декілька тензорезисторів.

Тепер зупинимося на *аналізі стану підшипників за товщиною масляного шару й переміщенням вала*.

Для вимірювання товщини масляного шару у підшипнику ковзання використовують ємнісний метод. Його принцип дії базується на зміні ємності між електродом, що закладений до шийки вала, та вкладишем підшипника при зміні зазору між ними. Зміна ємності вбудованого датчика (який включено до контуру задавального генератора високої частоти напруги, що генерується та далі посилюється) детектується й подається на прилад реєстрації.

Таке діагностування виконують для порівняльної оцінки технічного стану вкладишів та їх характеристик при тривалій експлуатації, впливу температури та тиску на товщину масляного шару. Цей метод дозволяє визначати таку товщину із точністю до 1 мкм.

Переміщення вала при його навантаженнях при роботі ДВЗ можуть грати вирішальну роль у забезпеченні несучої здатності підшипника: чим менше прогини вала, тим вищою стає несуча здатність підшипників. Тому діагностуванню зазорів з одночасним визначенням переміщень колінчасто-

го вала треба приділяти особливу увагу при контролі надійності підшипників вала.

Очевидно, що коли мінімальний зазор у підшипнику стає таким же, як і прогин шійки вала, наступає зіткнення шійки із поверхнею підшипника, внаслідок чого може виникнути напівсухе тертя. Тому як узагальнені показники технічного стану вала та підшипників рекомендується регламентувати й діагностувати два геометричних параметри:

- ✓ максимальний прогин колінчастого вала

$$\Delta_в = \frac{2W_i\sigma_{a_i} - \Delta_н L_p / K_н}{1/K_1 - L_p / K_н}, \tag{6.12}$$

- ✓ зазор між рамовою шийкою та нижнім вкладишем

$$\delta_i = \frac{\left[2W_i\sigma_{a_i} - \left(T_i / K_i\right)K_\delta\right]P_{\max}}{4L}, \tag{6.13}$$

де W_i – момент опору поперечного перерізу;

σ_{a_i} – амплітуда нормальних напруг, що допускається;

L_p – довжина рамової шийки;

L – відстань між суміжними шийками;

T_i – прогин від робочого навантаження;

$P_{\max}$ – максимальне радіальне зусилля на шийці мотиля;

$K_н$, K_1, K_δ – коефіцієнти.

Тут

$$K_н = \frac{1}{E}\left(\frac{L_p(2R_0 - r)r}{I_1} + \frac{R_0 l_м(2I_0 + I_ш)}{2I_2}\right);$$

$$K_1 = \frac{1}{E}\left(\frac{(2R_0 - r)r}{I_1} + \frac{R_0 l_м}{I_2}\right);$$

$$K_\delta = \frac{1}{E}\left(\frac{r(2L_p^2 - 3L_p)L_м^2}{I_1} - \frac{11(L_p + L_м)^3}{12I_2}\right);$$

E – модуль пружності матеріалу вала;

I_0 – осьовий момент інерції поперечного перерізу щоки у напрямі меншої жорсткості;

$L_м$ – довжина шийки мотиля;

$I_ш$ – осьовий момент інерції поперечного перерізу шийки до місця виміру прогину;

I_1 та I_2 – моменти інерції.

Для дизелів малої та середньої агрегатної потужності запропонований метод безконтактного електромеханічного вимірювання пружних прогинів колінчастого вала на працюючому двигуні. Вимірювання здійснюється за допомогою індуктивних датчиків, що розміщуються на спеціальних силумінових кронштейнах, які є продовженням щок шийок мотилів.

Дроти від кожного датчика, яких укладено у захисний кембрік, пропускають каналами колінчастого вала до ртутного струмознімача, що закріплений кронштейном на передній кришці циліндра двигуна. Для вимірювань пружних прогинів вала використовують датчики, що використовуються при визначенні товщини масляної плівки у підшипниках. Датчик являє собою дві реактивні котушки 4, намотані на П-подібний сердечник 3 (рис.6.40), що вбудований у металевий корпус 2.

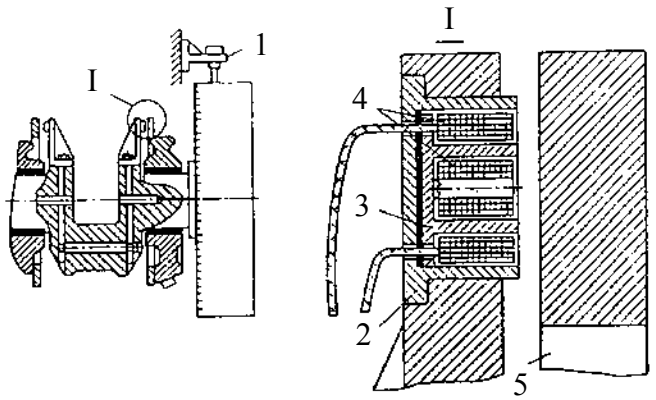


Рисунок 6.40 – Схема установлення індуктивних датчиків для вимірювання пружних прогинів колінчастого вала:

1 – пристрій для позначення ВМТ;
2 – корпус; 3 – сердечник;
4 – реактивні котушки;
5 – додатковий диск

Оскільки знос валів значно менший за знос вкладишів підшипників ковзання, а зміна зазору у підшипнику характеризується сумарним зносом вала й вкладиша, то при діагностуванні пар тертя треба знати швидкість зношування вкладиша. Її можна вимірювати за допомогою датчиків зносу. Чутливий елемент такого датчика являє собою тонкоплівковий резистор, що розташовується врівень з робочою поверхнею та зношується з нею разом.

6.3.5.6. *Діагностування надійності роботи паливної апаратури дизелів*

Поширеним є метод діагностування технічного стану та надійності

паливної апаратури дизелів, що базується на вимірюванні амплітудно-фазових параметрів тиску у нагнітальній магістралі паливної системи [87].

Він виходить із вимірювання параметрів частотно-часової групи, якими й характеризується більшість процесів дизеля. Якість процесу вприскування та стан деталей паливної апаратури, якщо виходити із вимог надійності як двигуна, так і власне самих агрегатів паливоподачі, можна оцінювати такими показниками, як кут випередження подачі палива, максимальний та середній тиск виприскування, фактор динамічності циклу (відношення кількості палива, що подається до циліндра двигуна за період затримки спалахування, до циклової подачі палива (це безпосередньо впливає на жорсткість робочого циклу дизеля: $\Delta p/\Delta\varphi$, p_z) та ін.

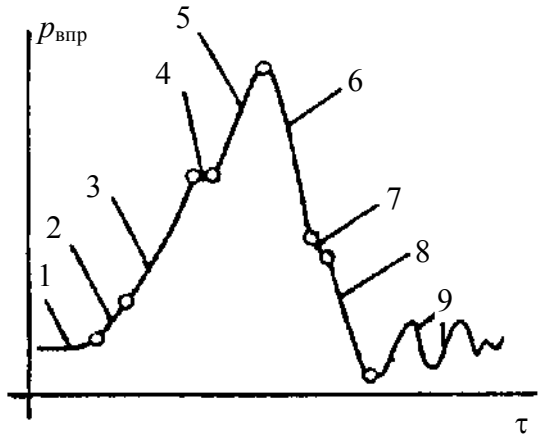


Рисунок 6.41 – Зміна тиску палива в трубопроводі у штуцера форсунки дизеля

При діагностуванні паливної апаратури за вказаними характеристиками аналіз її працездатності виконують за осцилограмами процесу вприскування шляхом виділення характеристик ділянок на них. Найбільшу інформативність забезпечує закон зміни тиску в трубопроводі у штуцера форсунки (рис. 6.41).

Ділянка 1 характеризує тиск перед початком паливоподачі. Незмінність тиску свідчить про те, що нагнітальний клапан та голка розпилювача функціонують без відхилень. Ділянка 2 виявляє початок подачі палива насосом (ПНВТ), а ділянка 3 – момент відкриття нагнітального клапана й початок формування хвилі подачі палива від ПНВТ до форсунки. На ділянці 4 відбувається падіння тиску у порожнині форсунки в результаті підйому голки. Ділянка 5 характеризується деяким збільшенням тиску палива у результаті нагнітального ходу плунжера, а на ділянці 6 тиск знижується від максимального тиску вприскування $P_{впр.max}$ до тиску відсічки паливоподачі $P_{відс}$ внаслідок припинення подачі палива ПНВТ відповідно до профілю паливного кулачка. Ділянка 7 визначає закриття голки розпилювача. Ділянка 8 відповідає моменту закриття клапана ПНВТ й розвантаження трубопроводу високого тиску. На ділянці 9 відбуваються затихаючі

коливання тиску під впливом відбитих хвиль у цьому трубопроводі.

За подібними осцилограмами тиску вприскування палива та їхнім розміщенням відносно позначки ВМТ виявляють більшість несправностей паливної дизельної апаратури.

Діагностування виконують шляхом порівняння еталонної та досліджуваної осцилограм, знятих на одному й тому ж режимі роботи двигуна. Їх аналіз показує, що зрушення максимуму осцилограми відносно ВМТ й нахил ділянки лінії початку паливоподачі визначають стан плунжерної пари, штовхача та приводу паливного насосу. Ордината ділянки падіння тиску у результаті початку підйому голки визначає зусилля затягування пружини форсунки та стан прецизійної пари “голка – корпус розпилювача”. Максимальний тиск палива $P_{\text{впр}\cdot\max}$ характеризує стан отворів розпилювача. За зміною тиску на ділянці 8 визначають несправність роботи нагнітального клапана. За осцилограмами можна виявити і такі відмови, як нещільність у запираючому конусі розпилювача, прихвачування голки, тріщини втулок плунжера й корпусів форсунок, поломки пружин та ін.

Результати осцилографічного діагностування сприяють розробці заходів що усунення виявлених несправностей паливної апаратури: підвищених зносів плунжерних пар ПНВТ й нагнітального клапана, зносів й закоксування розпилювальних отворів, заклинювання плунжерів та голок розпилювачів, руйнування пружин нагнітальних клапанів, форсунок й плунжерів.

Обробку отриманих при такому діагностуванні даних виконують на основі використання ЕОМ (як і при реєстрації осцилограм тиску палива у трубопроводі високого тиску дизеля.

6.3.5.7. ***Діагностування надійності роботи агрегатів наддуву***

Діагностування підшипників турбокомпресора для наддуву зводиться до вимірювання параметрів, які залежать від зазору. Одним із таких параметрів є переміщення вала ротора, яке можна вимірювати за допомогою індуктивних датчиків, що установлюються в корпусі турбокомпресора попарно й генерують електричні сигнали, які пропорційні зміщенню вала відносно датчиків. Таке рішення найбільш прийнятне для ТК з відносно малою масою ротора, що обертається у гідродинамічних підшипниках.

Іноді на найбільш навантажених підшипниках ковзання, які сприймають високі питомі тиски, установлюють термопари та терморезистори,

що вимірюють температури вкладишів. Безперервне вимірювання температури підшипника дозволяє прогнозувати та визначати момент початку задирки.

Існують й інші способи визначення зносу, загальні для всіх підшипників ковзання, наприклад, введення радіоактивних присадок до матеріалу підшипників, аналіз масла для визначення вмісту в ньому елементів, що входять до матеріалу підшипників і т. д. Для контролю взаємного зміщення деталей лабіринтів при зношуванні підшипників застосовують й рентгенапаратуру.

Перспективним вважають метод безконтактного термометрування робочих лопаток за допомогою фотоселекторних пірометрів (рис. 6.42).

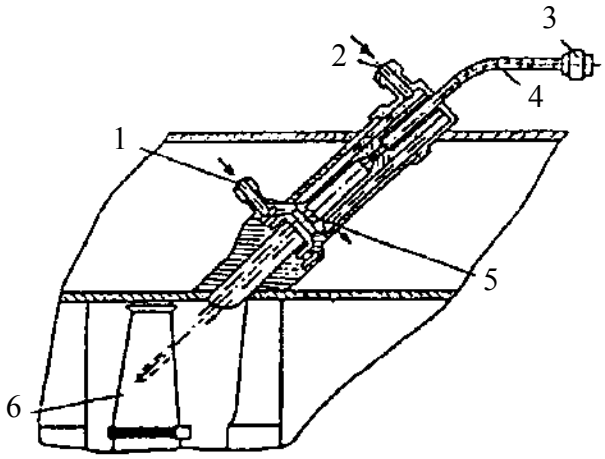


Рисунок 6.42 – Схема пірометра для діагностичного термометрування лопаток турбіни ТК:

1, 2 – повітряні канали відповідно обдування лінзи й охолодження світловоду; 3 – фотоелектрична приставка; 4 – світловод; 5 – лінза; 6 – лопатка турбіни;
® – напрям руху повітря

Принцип дії приладу базується на уловлюванні теплового випромінювання з плями візування на поверхні лопатки 6. При обертанні ротора пляма рухається по поверхні лопаток, “опитуючи” кожну з останніх за один оберт ротора. Таким чином й підлягає термометруванню кожна лопатка. Відповідна обробка сигналу дозволяє отримати оцінку температурного поля ротора. Залежно від потрібної діагностичної інформації використовують два типи обробної апаратури. Апаратура БВС (блок вимірювання середніх значень) дозволяє визначити середню температуру лопатки, середню максимальну та середню мінімальну температури та температуру максимально перегрітої лопатки. Апаратура типу БОС (блок обробки сигналу) вимірює температури кожної лопатки окремо й розкид температур лопаток. Для цього на двигун установлюють датчики положення ротора ТК, що дають синхронізуючий сигнал для вимірювань температур у потрібних то-

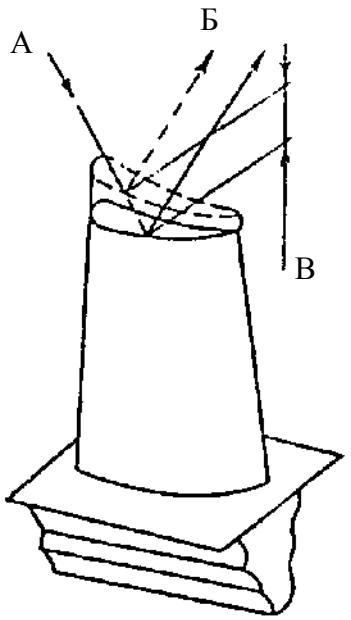


Рисунок 6.43 – Схема оптичного діагностування радіального зазору по кінцях лопаток:
А – джерело світла;
Б – відбиті промені;
В – вимірювання зазору

чках за кутом повороту ротора. Точність вимірювань температур можна забезпечувати у межах 15...20 °С, точність вимірювання розкиду температур окремих лопаток – біля 5 °С.

Для вимірювань радіальних зазорів у компресорі та турбіні застосовують оптичний діагностичний контроль (рис. 6.43). Датчик, що установлений на корпусі над лопатковим вінцем, фокусує промінь світла, який падає на торці пробігаючих лопаток. Відбитий промінь крізь оптичну систему надходить до вимірювальної схеми. Для інтенсифікації променя використовується гелій-неоновий лазер. При радіальному переміщенні торця лопатки турбіни (внаслідок зміни зазору між лопатками турбіни та її корпусом) змінюється положення відбитого променя на виході з оптичної схеми приладу, і величина сигналу реєструється.

6.4. Економічна ефективність підвищення надійності ДВЗ

У двигунобудуванні показники надійності вибираються, виходячи з економічної доцільності.

З точки зору споживачів надійність ДВЗ повинна бути такою, аби сума витрат на купівлю двигуна, його профілактичне обслуговування, ремонт та продуктивну експлуатацію була мінімальною.

Витрати, що пов’язані з експлуатацією, будуть тим менші, чим вище буде рівень надійності. З іншого боку, при підвищенні надійності двигуна збільшуються витрати на більш ретельну доводку конструкції ДВЗ, проведення спеціальних тривалих досліджень, урахування вимог до якості виготовлення, закупівлю більш дорогих матеріалів й техпроцеси, палива масла тощо.

Зі сказаного ясно, що рівень надійності ДВЗ повинен бути оптимальним, коли сумарна величина витрат на виробництво та використання дви-

гунів у визначених умовах на протязі заданого строку служби буде мінімальною.

Конструктору треба завжди пам'ятати, що зменшення вартості виготовлення ДВЗ за рахунок застосування дешевих матеріалів, простих способів обробки і т.д. вимагає ретельного аналізу та обґрунтування, у тому числі економічного. Отримана чи прогнозована економія може виявитися уявною (віртуальною), оскільки витрати на часті ремонти й запчастини, шкода від простоїв можуть багатократно перекрити економію при виготовленні.

Надійність ДВЗ з економічної точки зору можна характеризувати коефіцієнтом надійності

$$K_e = \frac{C_{\text{в}} + C_{\text{експ}}}{T}, \tag{6.14}$$

де $C_{\text{в}}$ – вартість виготовлення нового двигуна; $C_{\text{експ}}$ – сумарні витрати на експлуатацію, ремонти та обслуговування ДВЗ; T – період доцільної експлуатації двигуна.

Витрати на виготовлення

$$C_{\text{в}} = C + C_{\text{над}}, \tag{6.15}$$

де C – витрати, що не пов'язані з вимогами надійності; $C_{\text{над}}$ – витрати, що обумовлені вимогами надійності.

Для приблизної оцінки витрат, що пов'язані з підвищенням надійності ДВЗ, часто використовують метод порівняння з прототипом на основі емпіричної залежності:

$$C_{\text{над.}} = C_0 \left(\frac{t_m}{t_{m_0}} \right)^a . \tag{6.16}$$

Тут C_0 – вартість забезпечення надійності прототипу; t_m, t_{m_0} – напрацювання на відмови прототипу та двигуна, що розробляється; a – емпіричний коефіцієнт.

Одним із показників рівня надійності ДВЗ є доцільний строк служби. Він установлюється з економічних міркувань.

Оптимальною (доцільною) довговічністю слід вважати такий строк служби двигуна, при якому витрати на його використання (вартість придбання, ремонт та експлуатацію), віднесені до одиниці потужності (енергії,

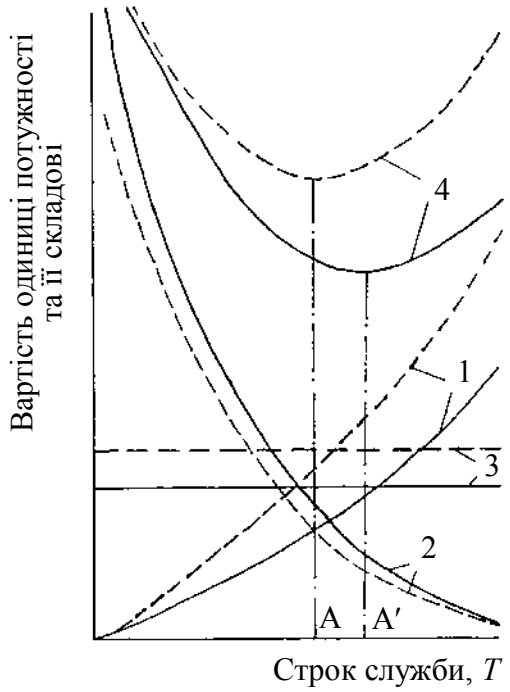


Рисунок 6.44 – Зіставлення оптимальних строків служби ДВЗ з різним рівнем надійності:

——— – двигун з підвищеним рівнем надійності;

– – – – – двигун із звичайним рівнем надійності (прототип);

T_A – оптимум строку служби двигуна із звичайним рівнем надійності;

T'_A – оптимум строку служби двигуна з підвищеним рівнем надійності

роботи та ін.), будуть мінімальними.

Його можна визначити згідно з рис. 6.44. Тут по осі ординат відкладені собівартість одиниці потужності та її складові, що дорівнюють відношенням статей витрат за строк служби, що розглядається, до виконаної роботи за цей же період. По осі абсцис відкладається строк служби.

Така стаття витрат (сумарна), як питомі поточні витрати на планові ремонти, обслуговування ДВЗ, паливо, масло, електроенергію, амортизаційні відрахування на капітальний та середній ремонт, збитки через все зростаючі простої із збільшенням напрацювання двигуна також збільшується (крива 1).

Питомі витрати на придбання двигуна на протязі часу служби припадають на все більшу виконану роботу, тобто зменшуються (крива 2).

Стаття витрат, що припадає на одиницю виробленої продукції, наприклад, основна зарплата, мало залежить від строку служби (крива 3).

Підсумовування значень за кривими 1, 2, 3 й визначає криву 4 залежності собівартості одиниці потужності від строку експлуатації. На цій кривій треба визначити екстремум (мінімум) сумарних витрат на придбання та використання ДВЗ, якому й відповідатиме оптимум T_A (T'_A).

Із рис. 6.44 бачимо, що підвищення надійності двигуна викликає збільшення строку його служби до першого капітального ремонту, оскільки $T'_A > T_A$. При подальшому підвищенні надійності ДВЗ характер зростання витрат на забезпечення надійності може призупинити зростання строку служби двигуна, що означатиме недоречність економічно невиправданого подальшого підвищення його надійності.

Контрольні запитання та завдання

1. Сформулюйте принципи конструювання надійних ДВЗ.
2. Сформулюйте принципи виробництва надійних ДВЗ.
3. Сформулюйте принципи підвищення експлуатаційної надійності ДВЗ.
4. Викладіть напрямки конструкторсько-технологічних заходів щодо підвищення надійності двигунів.
5. Як підвищити міцність двигунів?
6. Як забезпечити жароміцність деталей та зменшити термічні напруги?
7. Як зменшити знос деталей ДВЗ?
8. Як запровадити оптимізацію параметрів та характеристик ДВЗ за критерієм надійності?
9. Як оптимізувати регулювання двигунів за критерієм надійності?
10. Як оптимізувати характеристики моторних палив за критерієм надійності?
11. Охарактеризуйте можливі конструкторсько-технологічні рішення щодо підвищення надійності корпусних деталей й приводів механізмів сучасних ДВЗ.
12. Те ж – щодо циліндро-поршневої групи та кривошипно-шатунного механізму.
13. Те ж – щодо мастильної системи ДВЗ.
14. Що розуміється під комплексним підходом до забезпечення надійності ДВЗ?
15. Наведіть приклади кількісних оцінок ефективності конструкторсько-технологічних заходів щодо підвищення надійності ДВЗ.
16. Чому технічне діагностування є ефективним засобом поліпшення експлуатаційної надійності ДВЗ?
17. Обґрунтуйте актуальність передвідмовного діагностування двигунів.
18. Сформулюйте принципи діагностування надійності ДВЗ.
19. Назвіть діагностичні і структурні параметри сучасних двигунів.
20. Що розуміється під функціональним і тестовим діагностичним контролем двигунів?
21. Сформулюйте вимоги до функціональних систем технічного діа-

гностування (СТД).

22. Проаналізуйте склад сучасної СТД.

23. Дайте загальну характеристику методів технічного діагностування надійності ДВЗ.

24. Наведіть особливості віброакустичного діагностичного контролю зазорів у з'єднаннях ДВЗ.

25. Поясніть особливості діагностичного контролю зносів ДВЗ на основі спектрального аналізу відпрацьованого масла.

26. Поясність особливості діагностичного контролю ДВЗ на основі аналізу зміни складу відпрацьованого масла.

27. Як виконуються діагностичні оцінки надійності колінчастих валів двигунів?

28. Як виконати діагностування надійності роботи паливної апаратури дизелів?

29. Як виконати діагностування надійності роботи агрегатів наддуву ДВЗ?

30. Обґрунтуйте економічну оцінку ефективності і доцільності підвищення надійності ДВЗ.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Б.П. Башуров, Д.В. Беляев. Вероятностные модели прогнозирования работы элементов системы главного двигателя судовых дизельных энергетических установок // Двигателестроение. – 2001. – № 1. – С. 20 – 24.

2. Л.И. Погодаев и др. Оценка влияния присадок к маслу на износостойкость и триботехнические характеристики пар трения "СЧ-Cr гальванический" // Двигателестроение. – 2001. – № 1. – С. 24 – 28; там же. – 2001.– № 2. – С. 23 – 26.

3. В.П. Усков. Методика оценки ремонтопригодности деталей машин // Двигателестроение. – 2001.– № 1. – С. 30 – 34.

4. П.Б. Аратский и др. Сравнительное исследование влияния присадок к смазочным маслам на показатели трения и износа узлов ДВС // Двигателестроение. – 1999. – № 2. – С. 30 – 32.

5. Б.С. Антропов, Э.Я. Мардамиев. Исследование параметров предельного состояния автомобильных двигателей ЯМЗ// Двигателестроение.

– 1999. – № 2. – С. 32 – 33.

6. В.П. Усков. Исследование износов и возможностей повторного использования гильз цилиндров тракторных дизелей // Двигателестроение. – 1999. – № 2. – С. 35 – 38.

7. В.Н. Степанов и др. Снижение внутренних остаточных напряжений у деталей – гарантия качества дизелей // Двигателестроение. – 1999. – № 2. – С. 38 – 39.

8. Л.Б. Гецов и др. Эрозионные процессы в энергетических машинах // Двигателестроение. – 1999. – № 3. – С. 35 – 38.

9. В.В. Остриков, Г.М. Матыцин. Оценка фактического состояния работающих моторных масел // Двигателестроение. – 1999. – № 4. – С. 38.

10. И.А. Гусаков и др. Критерии долговечности и вопросы оценки ресурса до списания дизелей 6ЧН40/46 (S.E.M.T–Pielstick) // Двигателестроение. – 1995. – №(182) – С. 51 – 55.

11. С.В. Петров, А.Г. Сааков. Возможность решения актуальных задач двигателестроения с использованием новых защитных и упрочняющих технологий // Двигателестроение. – 1995. – №(182) – С. 61 – 65.

12. С.В. Путинцев, С.А. Аникин. Универсальная зависимость для нахождения динамической вязкости моторных масел в рабочем диапазоне температур // Двигателестроение. – 1995. – №(182) – С. 70 – 72.

13. В.Н. Половинкин и др. Повышение износостойкости деталей дизелей на основе геотрибоэнергетики // Двигателестроение. 1994. – №(181)– С. 41 – 42.

14. В.Д. Резников. Роль моторных масел в решении трибологических и экологических проблем // Двигателестроение. – 1994. – №(181) – С. 45 – 47.

15. Г.А. Комлев. Новые материалы для ДВС // Двигателестроение. – 1994. – С. 53.

16. Б.И. Богданов. Проблемы прочности и совершенствования материалов для ДВС // Двигателестроение. – 1994. – №(181) – С. 50 – 51.

17. В.А. Золотов и др. Химмотологические пути повышения ресурсов дизелей и сроков смены масел // Двигателестроение. – 1994. – №(181) – С. 51 – 53; там же 2001. – с. 22 – 23.

18. В.Б. Лянный и др. Диагностика дизелей на основе рентгеноспектрального анализа смазочного масла // Двигателестроение. – 1994. –

№(181) – С. 56 – 57.

19. В.Н. Половинкин и др. Система эксплуатационного контроля технического состояния судовых ДВС по составу отработавших газов // Двигателестроение. – 1994. – №(181) – С. 57.

20. С.Д. Гулин и др. Система предпусковой тепловой подготовки дизеля 4ЧН14,5/20,5 (Д-160) с использованием теплового аккумулятора // Двигателестроение. 1996. – № 2. – С. 17 – 19.

21. В.В. Печенин, Н.Д. Чайнов. Проектирование шатунов дизелей с учетом фреттинг-усталости // Двигателестроение. – 1996. – № 2. – С. 28 – 31.

22. С.И. Потапов и др. Применение тонкослойных полимерных покрытий для защиты от фреттинг-коррозии крышек коренных подшипников ДВС // Двигателестроение. – 1996. – № 2. – С. 31 – 33.

23. А.И. Голованов и др. Основные особенности построения и функционирования экспертной системы технического состояния дизелей в составе автоматизированной базовой системы диагностирования // Двигателестроение. 1996. – № 2. – С. 43 – 44.

24. А.А. Грин. Апробация методики диагностирования судового дизеля на базе системы измерения крутящего момента // Двигателестроение – 1996. – № 2. – с. 44 – 47.

25. А.Н. Шалай. Как повысить долговечность поршня? // Двигателестроение. – 1996. – № 2. – С. 51 – 52.

26. В.Е. Кривощеков. Оценка условий режимов эксплуатации дизелей и подшипников скольжения коленчатых валов // Двигателестроение. – 1996. – № 2. – С. 52 – 54.

27. В.П. Усков. Исследование износов и возможностей повторного использования поршней тракторных двигателей // Двигателестроение. – 1996. – № 2. – с. 54 – 58.

28. В.П. Булатов и др. Способы повышения фреттингостойкости коренных вкладышей дизелей // Двигателестроение. – 1997. – № 1–2. – С. 22 – 26.

29. К.С. Мухамеджанов и др. Использование современных покрытий для защиты лопаток автотракторных ГТД // Двигателестроение. – 2000. – № 1. – С. 32 – 34.

30. А.Е. Айзенцон и др. Методика прогнозирования остаточного ре-

сурса подшипниковых узлов КШМ для двигателя КамАЗ-740 с применением тестового вибрационного метода диагностирования // Двигателестроение. 2000. – № 4. – С. 22 – 25.

31. Л.И. Погодаев и др. Износостойкость пар трения “серый чугун – гальваническое хромое покрытие” при использовании смазочных композиций с различными присадками // Двигателестроение. – 2000. – № 4. – С. 32 – 37.

32. Б.С. Антропов и др. Методы обеспечения и контроля герметичности впускного тракта автомобильных двигателей // Двигателестроение. – 2000. – № 4. – С. 39 – 41.

33. Ф.Я. Рудик и др. Упрочение клапанных пружин ДВС электромеханической обработкой // Двигателестроение. – 2000. – № 3. – С. 29 – 30.

34. А.Д. Назаров. Определение параметров изнашивания и оценки технического состояния коренных подшипников коленчатого вала автотракторных двигателей // Двигателестроение. – 2001. – № 2. – С. 28 – 30.

35. П.А. Лощаков. Обеспечение надежности головных цилиндров форсированных дизелей ЯМЗ // Двигателестроение. – 1998. – № 4. – С. 26 – 29.

36. Б.С. Антропов и др. Методы повышения работоспособности подшипников коленчатого вала автомобильных дизелей // Двигателестроение. – 1998. – № 4. – С. 29 – 32.

37. А.В. Васильев, Е.А. Григорьев. Профилирование кулачков газораспределения ДВС с улучшенными гидродинамическими условиями смазки // Двигателестроение. – 1999. – № 1. – С. 25 – 29.

38. Б.М. Асташкевич, Г.С. Зиновьев. Износостойкость клапанов с упрочненными посадочными поверхностями // Двигателестроение. – 1998. – № 1. – С. 27 – 29.

39. Ю.В. Кромин. Метод расчета израсходованного и остаточного ресурсов дизелей в зависимости от особенностей эксплуатации на конкретном объекте // Двигателестроение. – 1996. – № 3–4. – С. 48 – 53.

40. Е.И. Крылов. Надежность коленчатых валов дизелей 6ЧРН36/45 // Двигателестроение. – 2000. – № 2. – С. 33 – 35.

41. Б.С. Антропов, С.Г. Кондаков. Критерии оценки нагруженности автомобильного двигателя в эксплуатации // Двигателестроение. – 2000. – № 2. – С. 35 – 36.

42. М.А. Григорьев. Методика ускоренных стендовых испытаний на безотказность бензиновых двигателей легковых автомобилей // Двигателестроение. – 1996. – № 1. – С. 54 – 56.

43. С.П. Косырев и др. Исследование остаточных напряжений в высоконагруженных деталях форсированных дизелей // Двигателестроение. – 2003. – № 2. – С. 21 – 23.

44. В.Б. Трофимов. Повышение надежности головки цилиндра двигателя 84ВН15/16 // Двигателестроение. – 2003. – № 3. – С. 19 – 21.

45. ДСТУ 3433-96. Надійність техніки. Моделі відмов. Основні положення. – Київ: Держстандарт України, 1998. – 41 с.

46. А.В. Николаенко, В.Н. Хватов. Расчет и экспериментальная оценка надежности автотракторных дизелей. – Л.: Агропромиздат, 1985. – 136 с.

47. Научные основы надежности и статистических методов контроля качества. Сборник. – М.: Изд-во стандартов, 1973 – 144 с.

48. В.С. Малышев и др. Анализ частиц износа в системах смазки дизельных двигателей методом феррографии // Двигателестроение. – 2002. – № 1. – С. 42 – 43.

49. ДСТУ 2860-94. Надійність техніки. Терміни та визначення. – Київ: Держстандарт України, 1995. – 92 с.

50. А.К. Костин и др. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / Под общ. ред. А.К. Костина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 284 с.

51. Конструктивные отличия и особенности технической эксплуатации ДВС в условиях стран Азии, Африки и Латинской Америки. Основы климатической принадлежности ДВС. – Ч.I / Колектив авторів; Під ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: УМКВО, 1988. – 230 с.

52. П.И. Кох. Климат и надежность машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 175 с.

53. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания / Балюк Б.К. – Київ: Наук. думка, 1983. – 104 с.

54. В.А. Акопов, В.Л. Строков. Повышение надежности автомобильных двигателей. – Ташкент: Фан, 1990. – 136 с.

55. Б.В. Гольд и др. Прочность и долговечность автомобиля. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.

56. Материаловедение: Учебник для высших технических учебных заведений. /Б.Н. Арзамасов и др./ Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. – 384 с.

57. Современные дизели: повышение топливной экономичности и длительной прочности / Под ред. А.Ф. Шеховцова. – К.: Тэхника, 1992. – 272 с.

58. Процессы в перспективных дизелях/ Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Харків: Основа, 1992. – 352 с.

59. Прогнозирование длительной прочности тугоплавких металлов и сплавов/ Кривенюк В.В. – Киев: Наук. думка, 1990. – 248 с.

60. В.О. Пильов. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: 2001. – 332 с.

61. В.В. Яковлев. Предупреждение кавитационной эрозии стенок цилиндровых полостей блока дизеля // Двигателестроение. – 1989. – № 6.– С. 55–59.

62. М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. Обеспечение надежности двигателей. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 324 с.

63. Дизели. Справочник / Под общ. ред. В.А. Виншейдта и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 488 с.

64. Влияние топлив и масел на надежность и долговечность тепловозных дизелей/ С.И. Севастьянов. – М.: Транспорт, 1971. – 160 с.

65. К.К. Папок, А.Б. Винтер. Нагары, лаковые отложения и осадки в автомобильных двигателях. – М.: Машгиз, 1956. – 156 с.

66. У.А. Абдулгазис. Проблемы и пути конструктивной адаптации автотракторных дизелей к природно-агрессивным условиям аридного климата. Дисс... докт. техн. наук. – Харьков: ХГАЖТа, 1994. – 390 с.

67. Металловедение. Самохотский А.И. и др. – М.: Металлургия, 1990. – 416 с.

68. Материаловедение: Учебник для высших учебных заведений / Б.Н. Арзамасов и др. /Под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1986. –384 с.

69. А.В. Николаенко и др. Повышение долговечности газотурбинных двигателей в режимах сельскохозяйственных агрегатов путем применения

защитных покрытий лопаточного аппарата // Двигателестроение. – 1996. – № 3–4, с. 35–39.

70. Справочник по надежности. W. Grant Ireson. – М.: Мир, 1964, Т. 1. – 295 с.

71. И.А. Мишин. Долговечность двигателей. –М.: Машиностроение, 1976. – 252 с.

72. Б. Козлов, И. Ушаков. Справочник по надежности. – М.: Советское радио, 1975. – С. 422–428, табл. П8.7, П8.8, П8.11, П8.12.

73. А.М. Григорьев и др. Повышение надежности автомобильных двигателей в пусковой период. – М.: НИИАвтопром, 1979. – 77 с.

74. Е.Е. Александров, В.В. Епифанов. Быстроходные гусеничные и армейские колесные машины: краткая история развития. Учебно-справочное пособие. – Харьков: НТУ “ХПИ”, 2001. – 376 с.

75. Пильов В.О., Шеховцов А.Ф., Прокопенко М.В. Прогнозування камер згоряння поршнів швидкохідних дизелів в експлуатації // Вісник НТУ “ХПІ”. Тематичний збірник наукових праць “Двигуни внутрішнього згоряння”. – Харків: НТУ “ХПІ”, 2001. – № 2. – С. 101–119.

76. Б.К. Балюк. Расчет долговечности вибронагруженных элементов двигателей // Двигателестроение. 1981. – № 5. – С. 18-20.

77. Б.К. Балюк. Вибрационная прочность двигателей внутреннего сгорания. – Киев: Наук. думка, 1983. – 104 с.

78. С.В. Серенсен и др. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. – М.: Машиностроение, 1975, 178 с.

79. А.А. Полищук и др. Типовые нормы времени на восстановление деталей двигателей тракторов и комбайнов. –Киев: Урожай, 1989. – 285 с.

80. Б.С. Сотсков. Основы теории и расчета надежности и устройств автоматики и вычислительной техники. Учебное пособие. – М.: Высшая школа, 1970. – 270 с.

81. Современные подходы к созданию дизелей для легковых автомобилей и малотоннажных грузовиков / А.Д. Блинов и др. / Под ред. В.С. Папанова и А.М. Минеева. – М.: НИЦ “Инженер”, 2000. – 332 с.

82. Э.П. Цигоев и др. Новые силовые агрегаты ЯМЗ // Двигателестроение, 2001. – № 2. – С. 3 – 5.

83. Н.К. Рязанцев и др. Ускоренные испытания поршневых накладок

// Двигатели внутреннего сгорания. Сб. науч. работ. – 1988. Вып. 47. – С. 20–23.

84. И.А. Коваль и др. Ускоренные испытания двигателей // Тракторы и сельхозмашины. – 1974. – № 12. – С. 3 – 5.

85. В.И. Бердин, С.А. Рогожина. Оценка точности прогнозирования показателя надежности при линейной экстраполяции. – М.: Надежность и контроль качества, 1978. – № 10.

86. ДСТУ 3942-2000. Надійність техніки. Плани випробувань для контролю середнього наробітку до відмови (на відмову). Київ: Держстандарт України, 2001. – 30 с.

87. Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. – Л.: Колос, 1981. – 295 с.

88. В.А. Шишкин. Анализ неисправностей и предотвращение повреждений судовых дизелей. –М.: Транспорт, 1986. – 192 с.

89. Диагностирование дизелей / Е.А. Никитин, Л.В. Станиславский, Э.А. Улановский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.

90. Н.Д. Чайнов и др. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. – М.: Машиностроение, 1977. – 152 с.

ЗМІСТ

ПЕРЕДМОВА. 3
ВСТУП. 5
Глава 1. ОСНОВНІ ПОНЯТТЯ ЯКОСТІ І НАДІЙНОСТІ ДВЗ. . . 7
1.1. Основні поняття якості ДВЗ. 7
1.2. Основні поняття надійності ДВЗ. 11
1.2.1. Двигун як об’єкт та його властивості. 11
1.2.2. Стан об’єкта. 13
1.2.3. Відмови та відновлення ДВЗ. 14
1.2.4. Поняття, що стосуються тривалості та обсягу роботи ДВЗ. 15
Контрольні запитання та завдання. 17
Глава 2. МАТЕМАТИЧНІ ОСНОВИ ТЕОРІЇ НАДІЙНОСТІ ДВЗ. 19
2.1. Використання теорії множин при оцінках надійності. . . 19
2.1.1. Поняття про множини, які використовуються у теорії надійності. 19
2.1.2. Зв’язок теорій множин та надійності. 21
2.2. Теорія імовірностей – математична основа теорії надійності 23
2.2.1. Необхідність імовірнісного підходу до надійності ДВЗ 23
2.2.2. Використання основних положень теорії імовірностей при аналізі надійності ДВЗ. 27
2.2.2.1. Поняття теорії імовірностей. 27
2.2.2.2. Теореми теорії імовірностей. 28
2.2.3. Закони розподілу випадкових величин, що використовуються при аналізі надійності ДВЗ 34
2.2.3.1. Закони дискретних розподілів імовірностей . . . 36
2.2.3.2. Закони безперервних розподілів імовірностей 40
2.3. Використання теорії випадкових величин при аналізі надійності 50
2.4. Математична статистика – теоретична основа експериментів та випробувань на надійність. 57
Контрольні запитання та завдання. 60
Глава 3. ПОКАЗНИКИ НАДІЙНОСТІ ДВЗ. 62
3.1. Класифікація показників надійності ДВЗ 62
3.2. Показники безвідмовності 63
3.2.1. Імовірність безвідмовної роботи. 64
3.2.2. Частота відмов. 65

3.2.3. Середнє напрацювання до відмови. 66
3.2.4. Середнє напрацювання поміж відмовами, середнє напрацювання на відмову. 68
3.2.5. Інтенсивність відмов (небезпека відмов). 69
3.2.6. Провідна функція потоку відмов. 70
3.2.7. Параметр потоку відмов. 70
3.2.8. Співвідношення між показниками безвідмовності. 71
3.3. Показники ремонтопридатності. 74
3.3.1. Імовірність відновлення. 74
3.3.2. Середній час (термін) простою. 76
3.3.3. Середній час відновлення. 76
3.3.4. Інтенсивність відновлення. 77
3.4. Показники безвідмовності та ремонтопридатності. 77
3.4.1. Коефіцієнт готовності. 77
3.4.2. Коефіцієнт простою 78
3.4.3. Коефіцієнт технічного використання. 78
3.4.4. Коефіцієнт оперативної готовності. 79
3.5. Показники довговічності. 80
3.5.1. Гама-процентний ресурс. 80
3.5.2. Медіанний ресурс. 81
3.5.3. Середній ресурс. 81
3.5.4. Середній сумарний ресурс. 81
3.5.5. Гама-процентний строк служби. 82
3.6. Показники збережуваності. 83
3.6.1. Гама-процентний строк збережуваності. 83
3.6.2. Середній строк збережуваності. 83
Контрольні запитання та завдання. 84
Глава 4. ПРОЯВИ ТА ЧИННИКИ ПОТОЧНИХ І РЕСУРСНИХ ВІДМОВ ДВЗ. 85
4.1. Прояви та класифікація відмов. 86
4.2. Експлуатаційні навантаження ДВЗ. 88
4.2.1. Характер експлуатаційних навантажень ДВЗ. 89
4.2.1.1. Автомобільні двигуни. 89
4.2.1.2. Тракторні двигуни. 91
4.2.1.3. Двигуни будівельно-дорожніх машин. 92
4.2.1.4. Тепловозні дизелі. 93
4.2.1.5. Суднові дизелі. 93
4.2.2. Неусталені режими та перехідні процеси та їх вплив на надійність ДВЗ. 94
4.2.3. Кліматичний фактор і надійність ДВЗ. 97

4.2.3.1. Тепловий режим навколишнього середовища. 98
4.2.3.2. Радіаційний режим навколишнього середовища. 100
4.2.3.3. Атмосферні опади та вологість. 101
4.2.3.4. Характеристики швидкостей вітру. 102
4.2.3.5. Характеристики ґрунтів 102
4.2.3.6. Біологічні діяння 103
4.2.3.7. Специфіка високогір'я. 103
4.2.3.8. Комплексний вплив складових кліматичного навантаження ДВЗ. 105
4.2.3.9. Технічна жорсткість клімату. 107
4.2.4. Вимушені коливання ДВЗ в експлуатаційних умовах. 111
4.3. Механізм поточних та ресурсних фізичних відмов ДВЗ. . 112
4.3.1. Зноси вузлів тертя ДВЗ. 113
4.3.2. Старіння матеріалів деталей ДВЗ. 123
4.3.3. Руйнування деталей ДВЗ при нестаціонарному тепломеханічному навантаженні. 125
4.3.3.1. Механізм руйнування твердих тіл. 125
4.3.3.2. Застосування кінетичної теорії міцності. 129
4.3.4. Кавітаційні пошкодження деталей ДВЗ. 132
4.3.5. Нагаро-, коксо-, лако-, осадкоутворення в ДВЗ. 134
4.3.5.1. Нагароутворення й коксоутворення у ДВЗ. . . . 137
4.3.5.2. Лакоутворення у ДВЗ. 146
4.3.5.3. Осадкоутворення у ДВЗ. 153
4.3.6. Електрохімічна корозія. 156
4.3.7. Високотемпературна газова корозія. 160
Контрольні запитання та завдання. 163
Глава 5. МЕТОДИ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ДВЗ. 166
5.1. Математико-статистична обробка експериментальних даних щодо надійності ДВЗ за результатами завершених експлуатаційних випробувань. 166
5.1.1. Облік емпіричної інформації для аналізу надійності 168
5.1.2. Графічна інтерпретація розподілу імовірностей експериментальних даних щодо надійності ДВЗ. . . . 170
5.1.3. Визначення показників надійності досліджуваних об'єктів. 176
5.1.4. Аналіз результатів обробки експериментальних даних щодо надійності ДВЗ. 176

5.1.5. Виявлення теоретичного закону розподілу за експериментальними даними. 177
5.1.5.1. Аналітичні методи виявлення теоретичного закону розподілу імовірностей за емпіричними даними. 178
а) Метод максимальної правдоподібності. 178
б) Метод найменших квадратів. 181
5.1.5.2. Графоаналітичний метод виявлення теоретичного розподілу імовірностей за емпіричними даними. 187
5.1.6. Методи статистичного аналізу експериментальних даних. 191
5.1.6.1. Регресійний аналіз експериментальних даних щодо надійності ДВЗ. 191
5.1.6.2. Кореляційний аналіз експериментальних даних щодо надійності ДВЗ. 193
5.2. Обробка експериментальних даних щодо надійності ДВЗ за результатами незавершених експлуатаційних випробувань. 194
5.3. Розрахунково-експериментальні методи прогнозування надійності ДВЗ. 197
5.3.1. Розрахунки тривалої міцності деталей ДВЗ до руйнування. 197
5.3.1.1. Метод прогнозування тривалої термомеханічної міцності теплонапружених деталей двигунів. 198
5.3.1.2. Метод прогнозування тривалої віброміцності навісних деталей та вузлів ДВЗ. 212
5.3.1.3. Прогнозування тривалої кавітаційної міцності гільз (втулок) циліндрів ДВЗ. 222
5.3.2. Методика кількісної оцінки ремонтопридатності двигунів. 226
5.4. Аналітичні методи прогнозування надійності ДВЗ на етапах їх створення, виробництва чи експлуатації. . . . 235
5.4.1. Задачі прогнозування надійності ДВЗ. 236
5.4.2. Загальна характеристика сучасних методів прогнозування надійності ДВЗ. 237
5.4.3. Порядок прогнозування загальної надійності ДВЗ. . . 239
5.4.4. Вибір та розрахунок норм надійності двигунів. 241
5.4.5. Методика прогнозування структурної надійності ДВЗ. 248

5.4.5.1. Структурна надійність ДВЗ. 248
5.4.5.2. Орієнтовний розрахунок надійності двигуна. . . 253
5.4.6. Прогнозування загальної надійності ДВЗ. 254
5.4.7. Прогнозування надійності ДВЗ з резервуванням. . . . 257
5.4.8. Прогнозування залишкового ресурсу ДВЗ. 259
5.4.8.1. Відпрацювання ресурсу двигунів в умовах рядової експлуатації. 259
5.4.8.2. Прогнозування залишкового ресурсу. 260
5.5. Оцінка надійності ДВЗ за результатами випробувань. . . . 262
5.5.1. Випробування на перевірку запасів міцності деталей ДВЗ. 264
5.5.2. Випробування деталей ДВЗ на втому. 265
5.5.3. Методи прискорених випробувань ДВЗ на надійність. 267
5.5.3.1. Метод більшого використання часу і частоти навантажень ДВЗ без зміни рівня навантажень та умов роботи. 269
5.5.3.2. Метод прискорених випробувань на реальних експлуатаційних режимах при умовах, що забезпечують найбільш інтенсивне виникнення відмов. 270
5.5.3.3. Метод прискорення випробування двигунів деталей при більш жорстких режимах навантажень, ніж в умовах експлуатації, які не змінюють характер навантажень. 270
5.5.3.4. Метод прискорення випробувань при жорстких режимах навантажень, що змінюють характер самих навантажень ДВЗ чи інших деталей. 271
5.5.3.5. Метод використання апріорної інформації, яку отримано в умовах експлуатації, щодо залежності показників надійності від технічного стану. 271
5.5.3.6. Метод використання залежності зносостійкості деталей від швидкості їх зношування. . . . 272
5.5.3.7. Форсування відмов застосуванням спеціального робочого циклу ДВЗ. 272
5.5.3.8. Досвід проведення прискорених випробувань двигунів на надійність. 273
5.5.4. Випробування деталей ДВЗ на віброміцність. 280
5.5.5. Випробування на оцінку залишкового ресурсу ДВЗ. 281

5.5.6. Контрольні випробування ДВЗ. 282
5.5.7. Особливості експлуатаційних випробувань ДВЗ на надійність. 284
5.5.8. Методика визначення показників надійності ДВЗ за результатами випробувань. 285
5.5.9. Визначення кількості зразків ДВЗ (деталей, вузлів) для випробувань на надійність. 286
5.5.10. Комп'ютеризація випробувань ДВЗ на надійність. 287
5.5.10.1. Вимоги до вимірювань параметрів ДВЗ при випробуваннях їх на надійність. 287
5.5.10.2. Випробувальні стенди з комп'ютерним керуванням для досліджень стаціонарних процесів в ДВЗ. 295
5.5.10.3. Випробувальні стенди з комп'ютерним керуванням для досліджень нестаціонарних процесів у ДВЗ. 302
Контрольні запитання та завдання. 306
Глава 6. ШЛЯХИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ДВЗ. 309
6.1. Принципи забезпечення надійності ДВЗ. 309
6.2. Забезпечення надійності сучасних ДВЗ. 314
6.2.1. Оптимізація параметрів та характеристик ДВЗ за критерієм надійності. 314
6.2.1.1. Оптимізація вихідних параметрів двигуна. 314
6.2.1.2. Оптимізація регулювань двигуна. 318
6.2.1.3. Оптимізація характеристик моторних палив. . . 324
6.2.2. Конструкторсько-технологічні рішення, направлені на підвищення надійності сучасних високообертових автомобільних дизелів масового виробництва. 327
6.2.2.1. Корпусні деталі й приводи механізмів. 327
6.2.2.2. Циліндропоршнева група та кривошипно - шатунний механізм. 335
6.2.2.3. Мастильна система дизеля. 349
6.3. Технічне діагностування як ефективний засіб поліпшення експлуатаційної надійності ДВЗ. 370
6.3.1. Актуальність передвідмовного діагностування ДВЗ. 370
6.3.2. Загальні принципи діагностування надійності ДВЗ. 372
6.3.3. Діагностичні і структурні параметри. 373

6.3.4. Засоби технічного діагностування надійності ДВЗ. 379
6.3.5. Методи діагностичного контролю структурних параметрів надійності ДВЗ. 384
6.3.5.1. Загальна характеристика методів технічного діагностування надійності ДВЗ. 384
6.3.5.2. Віброакустичний діагностичний контроль зазорів у з'єднаннях ДВЗ. 386
6.3.5.3. Діагностичний контроль зносів ДВЗ на основі спектрального аналізу відпрацьованого масла. 391
6.3.5.4. Діагностичний контроль ДВЗ за результатами аналізу зміни складу відпрацьованого масла. . . 392
6.3.5.5. Діагностичні оцінки надійності колінчастого вала. 393
6.3.5.6. Діагностування надійності роботи паливної апаратури дизелів. 399
6.3.5.7. Діагностування надійності роботи агрегатів наддуву. 401
6.4. Економічна ефективність підвищення надійності ДВЗ. . . 403
Контрольні запитання та завдання. 406
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ. 407

ВІДОМОСТІ ЩОДО АВТОРІВ

АБРАМЧУК Федір Іванович

Завідувач кафедри ДВЗ Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з теплонапруженості та оптимізації технічного рівня транспортних ДВЗ.

РЯЗАНЦЕВ Микола Карпович

Генеральний конструктор з танкових двигунів, заслужений діяч науки і техніки та академік Інженерної академії наук України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з конструювання, доводки та оптимізації технічного рівня перспективних танкових дизелів, Лауреат Державних премій України.

ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

Виконуючий обов’язки завідувача кафедри двигунів внутрішнього згоряння Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”, заслужений діяч науки та академік Академії Наук Вищої Школи України, професор, доктор технічних наук, керівник наукового напряму з надійності та тривалої міцності деталей перспективних ДВЗ, Лауреат нагороди Ярослава Мудрого АН ВШ України.

Навчальне видання

АБРАМЧУК Федір Іванович
РЯЗАНЦЕВ Микола Карпович
ШЕХОВЦОВ Анатолій Федорович

ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Серія підручників у 6 томах

Том 6

НАДІЙНІСТЬ ДВЗ

За редакцією А.П. Марченка
А.Ф. Шеховцова

Редактори: О.І. Шпильова
Л.А. Копієвська
О.С. Самініна
Л.Л. Яковлєва

План 2004 р., п.93

Підписано до друку Формат Папір
Друк – ризографія. Гарнітура Times. Ум. друк. арк. 22,0
Обл. - вид. арк. 27,4. Тираж 500 прим.
Зам. № Ціна договірна

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №116 від 10.07.2000.
Видавничий центр НТУ “ХПІ”. 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня НТУ “ХПІ”
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

ДВЗ
km/h 90.3
Vmin 3.500
km/h 85