

*П. М. Гащук¹, С. В. Нікінчук²*¹Львівський державний університет безпеки життєдіяльності,²Національний університет «Львівська політехніка»

HARD-SOFT-ТЕХНОЛОГІЯ ІНФОРМАЦІЙНОГО СУПРОВОДУ ПРОЦЕСУ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОТВОРЕННЯ/ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ В ДВИГУНІ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Детерміністичне і в певному сенсі «лінійне» трактування світу часто веде до визнання того, що чим точнішою потрібна його модель, тим складнішою вона має бути (як у разі формалізованого відтворення реальної системи, так і у разі втілення бажаних системних властивостей у процесі формалізованого синтезу чогось нового). Натомість дотримання принципу синергетичності веде до переконання, що завжди існує якась модель оптимальної складності – і тоді, коли йдеться про синтез нової системи, і тоді, коли провадиться аналіз властивостей реальної системи. Але ж моделлю реальності може слугувати також і якась частина цієї реальності, долучена до ретельно структурованого формального опису. Оскільки дослідними засобами проникнути в робочий простір серійного двигуна нема змоги, то доводиться використовувати дослідний двигун особливої конструкції, робочий простір якого відповідає законам подібності і слугуватиме моделлю-аналогом робочого простору серійного двигуна.

Мета роботи — обґрунтувати ефективність hard-soft-технології дослідження особливостей теплотворення і теплоспоживання в двигуні внутрішнього згоряння, яка б системно поєднувала в собі засоби математичного й алгоритмічного моделювання та засоби натурального симулювання. Необхідність впровадження hard-soft-технології впливає з надмірної складності теплових явищ, що перебігають у двигуні внутрішнього згоряння, та неможливості уповні підпорядкувати ці явища існуючим аналітичним модельним уявленням.

Поєднання натурності та аналітичності, реальності та віртуальності в моделюванні процесів у двигунах внутрішнього згоряння дозволяє принципово підвищити якість інформаційного забезпечення процесу проектування й конструювання двигунів. При цьому виникають природні підстави для втілення у моделюванні принципів евристичної самоорганізації, самонавчання, засобів штибу нейронних мереж тощо.

Наводиться приклад формування реального робочого простору двигуна внутрішнього згоряння з примусовим запаленням, покликаною доповнити математично-алгоритмічну двозонну модель теплотворення/теплоспоживання/тепловідведення.

Основною інформацією, яку можна добувати засобами hard-soft-технології в рамках, приміром, двозонної моделі робочого процесу в бензиновому двигуні, є змінюваність зі зміною кута повороту колінчастого вала двигуна: абсолютного тиску (індикаторна діаграма); абсолютної температури; теплоти, що пересилається всередині циліндра між зонами; коефіцієнта надлишку повітря; коефіцієнта тепловіддачі; інтенсивності тепловідлення у процесі згоряння палива; інтенсивності тепловідведення через стінки циліндра...

Ключові слова: двигун внутрішнього згоряння, модельний робочий простір, теплотворення, теплоспоживання, моделювання, подібність, hard-soft-технологія

Вступ. Детерміністичне і в певному сенсі безкомпромисно лінійне розуміння світу часто веде до визнання того, що чим точнішою потрібна його модель, тим складнішою вона має бути (як у разі формалізованого відтворення реальної системи, так і у разі втілення бажаних системних властивостей у процесі формалізованого синтезу чогось нового). Натомість дотримання принципу синергетичності веде до переконання, що завжди існує якась модель оптимальної складності – і тоді, коли йдеться про синтез нової системи, і тоді, коли провадиться аналіз властивостей реальної системи. Але ж моделлю реальності може слугувати також і якась частина цієї реальності, долучена до ретельно структурованого формаль-

ного опису.

Мета роботи — обґрунтувати ефективність hard-soft-технології дослідження особливостей теплотворення і теплоспоживання в двигуні внутрішнього згоряння (ДВЗ), яка б системно поєднувала в собі засоби математичного й алгоритмічного моделювання та засоби натурального симулювання. Необхідність впровадження hard-soft-технології впливає з надмірної складності теплових явищ, що перебігають у двигуні внутрішнього згоряння, та неможливості уповні підпорядкувати ці явища існуючим аналітичним модельним уявленням.

Коли розробляють, приміром, нові будівельні конструкції, часто вдаються до дослідження

властивостей їх зменшених натурально подібних моделей. Інколи за моделі правлять вже існуючі конструкції. Зокрема, французький інженер Фрейссіне, якому приписують винайдення попередньо напруженого бетону, впродовж 1905...1930 років побудував мости довжиною 30, 50, 100, 200 м в Алм'єні, Римі, Вільнев-сюр-Ло, Плуґастелі (римський — в Італії, інші — у Франції), попередні з яких слугували моделлю для кожного наступного.

Оскільки дослідними засобами повноцінно проникнути в робочий простір серійного двигуна нема змоги, то доводиться використовувати дослідний двигун особливої конструкції, робочий простір якого відповідає законам подібності і слугуватиме моделлю-аналогом робочого простору серійного двигуна. З'ясовано [1], що широкі можливості вивчення й ідентифікації найважливіших характеристик двигуна внутрішнього згоряння на легкому пальному (з іскровим запалом) розкриває саме теорія подібності.

Технологія дослідження робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння. Натурно-модельний робочий простір двигуна. Аналогії існують найрізноманітніші. Зокрема, можна звернути увагу на формалізовану параметричну аналогію (подібність) [2]. Виявляється також, що відстежуючи зміну з часом світлового потоку в коморі згоряння, можна об'єктивно оцінювати якість сумішоутворення в двигуні: цикли згоряння гомогенної суміші за характером зміни інтенсивності світлового потоку чітко відрізняються від циклів згоряння негомогенної суміші [3]. Цікаво, що у разі згоряння гомогенної суміші (приміром, пропану з повітрям) інтенсивність потоку світла синхронізована з перебігом тиску в циліндрі (навіть максимальна інтенсивність світла збігається з максимальним тиском), а от у разі негомогенної суміші (приміром, рідкого пального з повітрям, коли значна частка пального потрапляє на стінки циліндра) синхронність порушується.

Неминуча всесвітня енергетична криза потенційно пов'язана з вичерпанням викопних палив і критично негативним впливом на довкілля автомобільної техніки. Тож виникла гостра потреба винайти чисту, регенеративну форму енергії для майбутнього (і не тільки для автомобілів). Водень, найпоширеніший елемент у всесвіті, і власне він розцінюється як найпривабливіший носій енергії. Зокрема, водень розглядають як заміник пального в двигунах внутрішнього згоряння, хоча є тверді підстави вважати його енергоносієм радше для паливних осередків (елементів) [4]. Та все ж водневий двигун має перевагу використання «палива повторного чистого циклу». Проблемою є, звісно, можливість викиду окислів азоту.

Теоретичний термодинамічний коефіцієнт ефективності (корисної дії) отто-двигуна визначають як величину

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}},$$

де ε — ступінь стиснення, γ — тепловий показник пального чи радше пальної суміші.

Ступінь стиснення вимушено обмежують, уникаючи детонації. Збіднена ж повітряно-воднева суміш менш схильна до детонації за звичну повітряно-бензинову і тому може допускати вищі рівні стиснення. Параметр γ , виявляється, тим вищий, чим менш складною є молекулярна структура пальної суміші: водневій суміші з повітрям, що має набагато простішу молекулярну структуру порівняно з бензиново-повітряною сумішшю, відповідає значення зазначеного параметра $\gamma=1,4$ проти $\gamma=1,1$ у бензиново-повітряної (так декларують в [5]). Нижча теплотворна здатність водню $H_u = 120$ МДж/кг є більшою, ніж у бензину ($H_u = 44$ МДж/кг) чи природного газу ($H_u \approx 50$ МДж/кг). Ці та деякі інші аргументи ніби стають на користь потенційної привабливості водню як пального для двигуна внутрішнього згоряння [5].

В роботі [5] ретельно вивчалися потенції водню як пального для двигуна внутрішнього згоряння з безпосереднім його впорскуванням у робочий простір (direct injection IC engine). Дослідження процесів безпосереднього впорскування, сумішоутворення, займання та горіння пальної суміші здійснювали засобами моделювання у відомому середовищі CFD Code AVL FIRE (CFD – Computational Fluid Dynamics).

Технологія моделювання (симулювання) в програмному середовищі AVL FIRE робочого процесу, що перебігає в двигуні внутрішнього згоряння, витримала різні валідаційні процедури і нею користуються «на широку ногу». Та насправді кожен принципово новий результат симулювання завжди потребує експериментальної валідації.

З одного боку, в [5], як в багатьох інших дослідженнях такого штибу, подібність перенесена в програмне середовище CFD Code AVL FIRE, в якому може міститись скільки завгодно моделей, приміром, чи турбулентності, чи процесу згоряння... З іншого боку згоряння водню в ДВЗ можна тлумачити як модельне відображення згоряння якого-небудь іншого легкого пального.

Декларуючи, що завжди існує якась модель оптимальної складності, треба пам'ятати, що оптимальною модель може бути тільки у якомусь певному сенсі, а от в іншому сенсі вона може виявитися цілком не придатною для використання: отже «оптимальних» моделей має існувати аж ніяк не одна... Надмірно складна модель потребуватиме трудомісткої інформаційної її підтримки — так би мовити, постійного звертання за інформацією до реальності [1, 3, 6] (в [1] йдеться про досвід використання математичної моделі для відтворення робочого процесу двигуна

на внутрішнього згоряння, в [3] увагу зосереджено на дослідженні внутрішнього конвективного теплообміну в циліндрі двигуна внутрішнього згоряння, в [6] досліджували тепловий потік в поршні малого швидкохідного дизеля з використанням електричних аналогій і натурального експерименту). Тож цілком природним є бажання спробувати вмонтувати, занурити частину реальності — натурний робочий простір двигуна — безпосередньо в модель [7].

Перебіг процесу згоряння в ДВЗ з іскровим запаленням, приміром, принципово позначається на його ефективності, зокрема на витраті палива, викидах токсичних речовин з відпрацьованими газами, рівні шуму, механічних навантагах, прояві детонаційного згорання [8]. Турбулентний рух газів є одним з найважливіших чинників впливу на процес згорання. З іншого боку, турбулізація заряду за допомогою його завихрення в системі впускання позначається на наповненні циліндрів.

Для вимірювання параметрів турбулентного руху в коморі згоряння свого часу в Мюнхенському інституті двигунобудування було розроблено спеціальний моторний стенд і оптична система з лазерною установкою і пристроєм для реєстрації і обробки даних вимірювань [9].

Частина потоку засмоктуваного в циліндрі повітря скеровувалась через аерозольний генератор, у якому до повітря підмішувалися необхідні для вимірювань лазерним доплерівським анемометром дрібні світлорозсіювальні частинки титану розміром 1...2 мкм. За паливо використовувався газоподібний пропан. Він готувався у випарнику і подавався через комбіноване сопло в засмоктуване повітря.

За дослідницький ДВЗ правила одноциліндрова установка штибу Ricardo-Hydra з циліндричною коморою в днищі поршня: відношення «хід поршня / діаметр циліндра, мм/мм» — $S/D=84/87$, робочий об'єм циліндра — $V_h=0,5 \text{ дм}^3$, ступінь стиснення (стик) — $\epsilon=8,3$. Для вимірювання швидкостей руху газу в циліндрі була розроблена спеціальна головка циліндра, схема якої наведена на рис. 1. У ній змонтовано велике оглядове вікно 4, діаметр якого 44 мм складає половину діаметру циліндра. Світлові промені 1 спрямовуються лінзою 2 і дзеркалом 3. По колу КЗ розташовані чотири отвори 5 для монтування свічки запалення, датчика тиску і кварцевих вікон. Для спостереження за течією у впускному і випускному каналах передбачені додаткові оптичні вікна 6. Вихровий рух заряду в циліндрі створюється впускним клапаном 7 із ширмою. Напрямок і інтенсивність вихрового руху змінюється регульовальним механізмом 8. Додатковий вплив на турбулентність досягається установкою на розподільний вал різних за формою кулачків 9. Однакове наповнення при менших підйомах впускного клапана забезпечується підвищенням тиску у впускному трубопроводі.

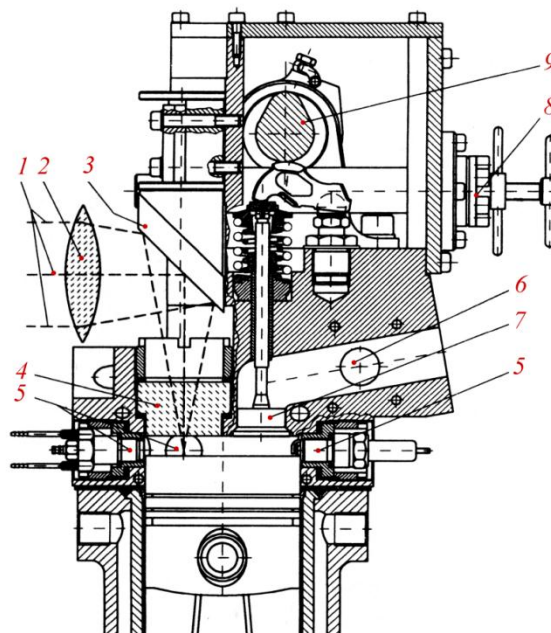


Рисунок 1 — Схема оптичної системи для дослідження процесів в циліндрі двигуна

А загалом завдання досліджень полягало в пошуку відповідей на запитання: 1) чи можна локальну швидкість поширення полум'я пов'язати з параметрами руху заряду, визначуваними за допомогою лазерної доплерівської анемометрії?; 2) які параметри турбулентного руху заряду найпридатніші для встановлення взаємозв'язку з параметрами згорання?; 3) чи спостерігаються після закінчення процесу займання циклові коливання швидкості згорання і чи можуть вони в певних випадках пояснюватися рухом заряду?; 4) чи є турбулентний рух заряду ізотропним, тобто чи залежать його основні параметри від напрямку руху?

Лазерна анемометрія значно збільшила потенційні можливості оптичних методів вимірювання швидкостей рідин, газів, частинок і розмірів частинок, особливо у випадках, коли застосування традиційних методів (наприклад, візуалізація потоку абощо) обмежене або неможливе, як, наприклад, в коморі згорання (КЗ) зі складними потоками, високими швидкостями і температурами [10]. Принцип лазерної анемометрії полягає у фокусуванні лазерного променя в потіці і вимірюванні доплерівського зміщення світла, розсіяного невеликими частинками, що під деяким кутом перетинають фокус в збираючій оптичній системі. Існують дві основні схеми, засновані на ефекті Доплера: одинарна і диференціальна (або подвійна). Але відомі ще й недоплерівські схеми, засновані на часі прольоту частинок між фокусами оптичної системи.

Для розрахунку неусталеного згорання за відсутності рідкої фази інколи використовують модифіковані програми, які за первісним заду-

мом призначались суто для розрахунку хімічних реакцій і не передбачали обліку фізичних процесів сумішоутворення, граничних умов в циліндрі, зміни розмірів реакційного простору... Таким шляхом колись пішли, приміром, в Принстонському університеті (США), досліджуючи загалом процес згоряння в ДВЗ [11]. Рівняннями запропонованої теоретичної моделі виражено двофазне, двовимірне, неусталене, турбулентне згоряння, як однорідного (у карбюраторному двигуні), так і пошарового (впорскуваного безпосередньо в циліндр) заряду. Укладено було звужені початкові й граничні умови — відповідні таким схематизованим КЗ, як звичайна вісносиметрична, PROCО (Ford), із завихренням ТССС (Техасо).

Розрахунок сумішоутворення проводили для метану й повітря за припущення відсутності між ними реакцій. Прийнято було, що в КЗ знаходиться в спокійному стані суміш кисню O_2 і азоту N_2 у співвідношенні їх мас 0,233 і 0,767 і з температурою $T=794$ К і тиском $p=53,8$ атм (відповідає ступеню стискування $\epsilon=20$). Упорскують стехіометричну кількість метану за того ж тиску і температури 294 К. Для дослідження процесу згоряння за паливо брали водень, а за окиснювач — фтор з сіркою, азот правив як розчинник. Незастосовуване в ДВЗ паливо було вибрано для уможливлення зіставлення отримуваних результатів з опублікованими результатами інших досліджень, а також для розширення умов, що існують при згоранні метану CH_4 в повітрі.

Експериментальна частина дослідження мала на меті отримання даних, безпосередньо зіставних з результатами розрахунку, що дозволяє вибрати конфігурацію КЗ для оптимального розшарування заряду. Вона проведена на одноциліндровому двигуні з бічними впускним і випускним вікнами, з прозорими головками, виконаними за схемами PROCО і ТССС: діаметр циліндра D — 82,5 мм; хід поршня S — 114 мм; ступінь стискування (стиск) $\epsilon=20$; паливна апаратура — American Bosch; система запалення — з розрядом електричної ємності; паливо — суміш за об'ємом 25 % дизельного палива і 75 % етилового спирту. Реєстрацію розвитку реакцій провадили на чорнобілу плівку з частотою 3000 кадрів за 1 с.

Широкі можливості дослідження розкрила оптоволоконна вимірювальна техніка [12]. За фронтом полум'я в такому разі спостерігають через малий отвір в коморі згоряння за допомогою оптичного вимірювального перетворювача і оптичного кабелю. Таких отворів в коморі — декілька, їх розташовують так, аби за наслідками спостережень через них можна було оцінити поширення полум'я усією коморою згоряння і навіть побудувати відповідні наочні мапи. Отвори мають діаметр 1 мм, кут огляду — від 2 до 12 градусів. Оптичне волокно захищають від дії гарячих газів вставками із сапфіра. Скловолокно має діаметр від 50 до 100 мкм. Сигнал вимірювального перетворювача поси-

люється, за необхідності його із залученням комп'ютера можна інтегрувати, відображати в аналоговий чи дискретний формі.

У роботі [13] аналізуються результати виконаних фірмою Ricardo експериментальних досліджень впливу швидкості турбулентного горіння на показники бензинового ДВЗ, зокрема й у разі рециркуляції відпрацьованих газів. Зміна швидкості горіння здійснювалася шляхом закручування потоку на впуску в двигун за допомогою екрану на клапані та зміною кількості активних точок запалення (свічок запалення зі стандартними та подовженими електродами). Для проведення досліджень було вибрано одноциліндровий бензиновий ДВЗ Ricardo Е6 із змінним ступенем стискування (стиском) ϵ та параметрами: $S/D=111/76$ мм/мм, $V_h=0,506$ дм³, відношення радіусу кривошипа до довжини шатуна — 0,23. Двигун був обладнаний системою електронного упорскування палива, коморою зміщення і за спокійливим ресивером, об'єм якого у 8 разів перевищував величину V_h . Досліджувались дві КЗ — плоскоовальна і циліндрична, оснащені п'єзодатчиками для індикування і чотирима додатковими свічками запалення, які можна було вмикати в роботу незалежно одна від іншої, зокрема й усі разом.

Було з'ясовано, що тривалість згоряння майже вдвічі менша у разі використання одночасно чотирьох свічок запалення. Питома витрата палива зменшується на 7...28 %, натомість емісія NO_x з відпрацьованими газами збільшується на 13...113% залежно від частоти обертання вала двигуна і навантажень. Експерименти, як і теоретичні розрахунки, проведені низкою дослідників, показали, що за конкретних експлуатаційних умов має місце оптимальне значення швидкості горіння, при якому емісія NO_x є мінімальною.

Розвиток осередку полум'я на ранній стадії процесу згоряння залежить від складу суміші, її термодинамічного стану, газодинаміки заряду, типу системи запалення, будови свічки... Зареєструвати обумовлене горінням зростання тиску в КЗ на цій стадії робочого циклу практично неможливо, тому вдаються до методів дослідження, заснованих на візуалізації за допомогою безпосередньої або тіньової кінозйомки. Робота [14], приміром, спирається на візуалізацію осередку горіння у двох взаємно ортогональних напрямках у поєднанні з багатовимірним моделюванням поля потоку, що дозволяє з використанням цифрової обробки зображень одержати кількісні характеристики процесу розвитку вогнища навіть у трьох вимірах. Для запалення застосовували дві системи — транзисторну індуктивну (ТСІ) і ємнісну (СДІ). Система ТСІ виділяє основну частину енергії в режимі тліючого розряду тривалістю від 0,6 до 1,2 мс залежно від швидкості потоку газу. За цей період струм від 80 мА падає до нуля, а напруга досягає 400 В. Система

CDI характеризується енерговиділенням в режимі дугового розряду, що є коротким (0,1...0,2 мс) сильнострумним і низьковольтним імпульсом.

Існують експериментальні установки, що дозволяють фотографувати високошвидкісною камерою розвиток процесу займання і горіння в циліндрі [15]. Результати фотографування використовуються для перевірки адекватності розрахункової математичної моделі, за допомогою якої можна досліджувати, зокрема, розподіл швидкостей руху повітря залежно від форми КЗ і умов упорскування палива.

Доречно згадати досвід використання техніки кодово-імпульсної модуляції, на основі якої була розроблена [16] транспортабельна вимірювальна система для реєстрації, накопичення й обробки даних про перебіг процесу зміни тиску в циліндрах ДВЗ (обчислювальний центр фірми Daimler-Benz за участі фірми Johne und Reilhofer, ФРН). У цій вимірювальній системі з записом інформації на магнітофонну стрічку в значній мірі усунені такі недоліки, як мала точність вимірювань, велика трудомісткість, незручність практичного використання, властиві іншим вимірювальним системам, використовуваним для реєстрації і обробки індикаторних діаграм.

На той час досвід застосування різних вимірювальних систем для досліджень робочого процесу в ДВЗ доводив, що найраціональніше використання їх може бути забезпечено у разі відокремлення процесів реєстрації і накопичення даних від процесу їх обробки. Оскільки дослідження звичайно проводять на декількох режимах роботи ДВЗ, то доцільно спочатку проводити реєстрацію вимірюваних величин на цих режимах, а в подальшому проводити їх обробку на ЕОМ (штибу IBM 370/155, що поступалися сучасній комп'ютерній техніці). При цьому повинна бути забезпечена можливість подальшої повторної обробки даних процесу згорання на ЕОМ без втрати інформації і точності визначення параметрів. Тож носій даних повинен бути зручним для архівного зберігання. Та інформація з магнітних стрічок, аби потрапити в ЕОМ, підлягала перетворенню в цифрову форму. Досліди показали, що задовільної точності реєстрації індикаторних діаграм досягають тільки в результаті обробки даних індикаторних діаграм не менше 100 послідовних циклів.

Розробка ДВЗ з іскровим запаленням, скажімо, потребує детальних досліджень впливу великої кількості параметрів чинників на тягові показники, витрату палива, емісію токсичних речовин... Поряд з традиційними вимірюваннями віддавна доволі досконаліми методами реєструють параметри руху заряду в циліндрі і досліджують процеси сумішоутворення і згорання. Разом з давно використовуваними тіншовими методами і так званими шлірен-методами для вимірювання параметрів руху заряду в КЗ засто-

совують лазерні доплерівські анемометри й так званий метод лазерного світлового перерізу.

Лазерна доплерівська анемометрія забезпечує вимірюваність параметрів потоку з високим розрізненням в часі і просторі як у разі обертання вала ДВЗ від стороннього приводу, так і у разі власне його роботи з надсиланням палива. Методом лазерного світлового перерізу одержують наочну інформацію про реальний стан потоку.

Для досліджень такого штибу потрібен оптичний доступ в КЗ, що важко здійснити на серійному ДВЗ. Тож використовують ДВЗ спеціальної конструкції [17]. Заміною головки циліндра створюють можливість дослідження навіть КЗ з різною геометричною формою. Прозорі поршень і циліндр забезпечують цілком задовільний оптичний доступ для вимірювань параметрів потоків в КЗ.

Метод вимірювання іонного струму дає можливість за невеликих змін конструкції ДВЗ досліджувати поширення полум'я в КЗ хоч якої форми. У головці циліндра і на поршні достатньо було встановити 59 зондів йонного струму [17] і передбачити пристрій для реєстрації сигналів йонного струму з високою роздільною здатністю за часом і в просторі, розробити пакет програмного забезпечення для обробки сигналів. Тож виникла можливість якісно ідентифікувати чинники, що впливають на поширення полум'я, кількісно їх оцінити, віднайти засоби оптимізації процесу згорання.

Звісно, існують методи для оцінки згорання в звичайних серійних ДВЗ без їх принципових конструктивних змін: оптичний доступ в КЗ здійснюють, приміром, за допомогою стрижньового світловода, вбудованого в каналі центрального електрода свічки запалювання.

Ефективним інструментарієм дослідження робочих процесів в двигуні внутрішнього згорання є спектроскопічний аналіз полум'я [18]. Він дозволяє отримати інформацію про хімічні реакції і проміжні продукти горіння. Для цієї мети використовують спеціальну високошвидкісну систему реєстрації, звану фотореєструючою смуговою камерою. Ця система дозволяє вимірювати й швидко аналізувати спектр полум'я в двигуні в широкому діапазоні довжин хвиль — від ультрафіолету до інфрачервоного випромінювання. Зображення полум'я детектують за допомогою термостійкого волоконно-оптичного світловода, вставленого в комору згорання.

Втрати тепла через стінки циліндра ДВЗ безумовно позначаються й на розгортанні й поширенні полум'я, і на кількості палива, що не встигає згоріти. Зважаючи на складність механізму виникнення цих втрат у разі моделювання робочого процесу використовують здебільшого емпіричні співвідношення. Та розробка змістовних фізичних моделей теплопередачі в ДВЗ може суттєво підвищити якість моделювання.

Власне перенесення теплоти в ДВЗ також підвладне дії низки чинників, зокрема характерові поширення полум'я, проявові турбулентності і променистої теплопередачі, впливові неоднорідності розподілу пального... В роботі [19], приміром, викладено результати експериментальних вимірювань і математичного моделювання нестационарного теплопереносу у випадку взаємодії ламінарного полум'я з холодною стінкою за підвищеного тиску. Оскільки максимальний тепловий потік у стінку суттєво залежить від швидкості ламінарного полум'я і відстані згасання полум'я перед стінкою, основним напрямом дослідження була залежність цього потоку від тиску і температури газу перед згасанням.

Експерименти проводилися в КЗ постійного об'єму, що дозволило варіювати впливові параметри шляхом зміни початкового тиску і рівня стиснення, досяжного перед згасанням, яке відбувається на тонкоплівковому термометрі. КЗ, яку утворено двома з неіржавіючої сталі циліндрами з внутрішнім діаметром 87,5 мм, завдовжки 175 мм, стінками завтовшки 16 мм, що перетинаються під прямим кутом, мала кварцові вікна в торцях одного з цих циліндрів. У один торець іншого циліндра були вмонтовані електроди запалення, а на другому його торці поміщався термометр опору з платинової плівки на керамічній підкладці. Уздовж третьої осі (перпендикулярно до осей циліндрів) в нижній частині КЗ розташували датчик тиску.

Особливого значення, часом, цілком вмотивовано надають якості режимів марного ходу. Під якістю марного ходу зазвичай розуміють стабільність швидкості обертання вала двигуна без навантаження, відсутність надмірного шуму, відсутність перебоїв в роботі системи запалення й вібрацій, що пересилаються на облавки автомобіля. ДВЗ автомобілів часто мають спеціальні регулювальні пристрої для стабілізації швидкості обертання вала двигуна на режимі марного ходу, проте спрацьовують вони, коли процес згоряння в циліндрі вже відбувся. Насправді ж ефективнішим був би шлях створення умов для стабілізації самого процесу згоряння палива.

Оцінювання якості марного ходу ДВЗ на основі суб'єктивного спостереження за роботою загальною автомобіля є трудомістким і не дуже надійним. Тому було б добре володіти методом об'єктивного оцінювання якості марного ходу, що заснований на вимірюваннях і дозволяє порівнювати ефективність різних заходів щодо стабілізації роботи ДВЗ власне на режимі марного ходу. Для цього можна вдаватися до вимірювання вібрації ДВЗ, нерівномірності обертання колінчастого валу, зіставлення значень середнього індикаторного тиску p_i в окремих робочих циклах у різних циліндрах. Але перші два параметри є реакцією на коливання p_i . Тому в [20] запропоновано, перш за

все, взяти за критерій оцінки якості марного ходу саме розкид значень параметра p_i , а вже потім долучитися до суб'єктивного оцінювання.

На допомогу експериментальному розроблено й розрахунковий метод — з тим, аби змістовніше можна було пояснити спостережувані ефекти. Розрахунковий метод вигідно застосовувати на стадії проектування ДВЗ. Його надійність методу підтверджена результатами вимірювань. Для ведення експериментальних досліджень використовувався чотирициліндровий ДВЗ з іскровим запаленням фірми Opel, на якому змонтовано спеціальну головку з чутниками тиску для кожного циліндра. Для всіх чотирьох циліндрів значення p_i визначалися усереднюванням 1000 послідовних циклів. За мірило розкиду визначуваних значень p_i правило стандартне відхилення.

Легко бачити, що практично у всіх згаданих тут дослідженнях, так би мовити, вимушено «звертаються» за послугами реального робочого простору двигуна. Виявляється, в хоч якому формалізованому модельному середовищі завжди не вистачає достовірної інформації, яку доводиться так чи інакше черпати з експерименту. Можна навести такий приклад, коли суто математично-алгоритмічне моделювання веде до хибних висновків.

З низки публікацій за наслідками експериментальних досліджень на дизелях з теплоізоляцією стінок КЗ керамічними матеріалами можна було дізнатись, що сподіваного в таких випадках, хоча б незначного, підвищення паливної економності двигунів насправді чомусь нема. Навпаки, витрата палива дизелем з керамічною теплоізоляцією робочого простору навіть зростала, особливо у разі збільшення навантаження [21]. Це довелося пояснювати так званім ефектом «активації конвекції», коли унаслідок підвищеної температури стінок з теплоізоляцією полум'я горить ближче до їх поверхні, через що турбулізація поблизу стінок інтенсифікується, ламінарний підшар стає тоншим, температурний градієнт поблизу стінок зростає і внаслідок всього цього зростає й коефіцієнт тепловіддачі. Цей ефект експериментально виявлений в дослідженнях усталеного пропанового полум'я.

До слова, існуюча серед фахівців думка, що тепловіддача в стінки КЗ дизеля від випромінювання газів мала б мати такий самий порядок за своїм рівнем, як і від конвекції, спростована результатами згаданої роботи [21]. Роль випромінювання, як причини підвищення коефіцієнта тепловіддачі за високої температури стінок КЗ, виявляється, незначна.

Матеріально-алгоритмічна модельна система. Є вагомими підстави стверджувати [7], що власне термодинамічний аспект проблеми моделювання робочих процесів в двигунах внутріш-

нього згоряння — це прогалина, яку засобами аналітичної теорії заповнити належно якісно ніяк не вдасться. Відтак моделювання внутрішньомоторних явищ доводиться провадити не швидше як у реальному часі із залученням інформації, яку можна отримати тільки паралельним натурним відтворенням термодинамічних процесів. В такому разі модельний робочий простір двигуна необхідно якось втілити у реальне матеріальне середовище — системно поєднуючи таким чином натурність, аналітичність, алгоритмічність. Власне в такому разі модельна система перетворюється на матеріально-алгоритмічну, вагомою частиною якої є моторний стенд, рис. 2: сигнали від чутників (первинних перетворювачів інформації), що розміщені у головці циліндра двигуна 1, пересилаються через відповідні посилювачі 2 та 3 до пристрою 7 обробки даних (DATA-центру), що має вісім входних каналів; сюди ж надходить й сигнал з пристрою 6 маркування кутів повороту корбового вала; для візуального контролю входних сигналів паралельно до DATA-центру додатково під'єднано осцилограф 4. Результати вимірювань надсилаються на сервер 5, а відтак їх можна зчитати на персональному комп'ютері 8.

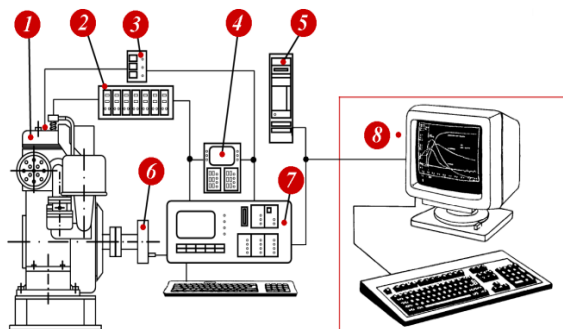


Рисунок 2 — Схема натурно-алгоритмічної модельної системи

Звісно, сам по собі робочий простір, в якому перебігає досліджуваний термодинамічний процес, не може існувати поза двигуном як таким — незалежно від систем, що його мають «обслуговувати». Але й двигун загалом потрібно помістити в калібрований, кондиційований життєвий простір — в спеціальну моторну кабінку (капсулу), лише за межами якої можна розташувати робоче місце оператора/дослідника, рис. 3.



a



б

Рисунок 3 — Вигляд на моторну кабінку (а) і вигляд на робоче місце оператора (б)

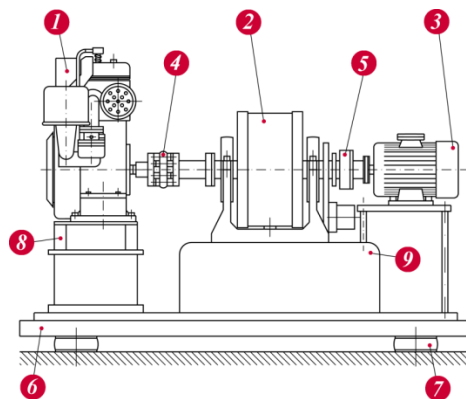


Рисунок 4 — Схема дослідного стенда

Стендова частина модельної системи може мати найрізноманітніші втілення. Один з прикладів улаштування стенда наведено на рис. 4. Стенд складають одноциліндровий двигун 1 внутрішнього згоряння, електромагнітне гальмо 2 та асинхронний електродвигун 3. Двигун і гальмо сполучені через пружно-пальцеву муфту 4, а гальмо і електродвигун — через відцентрову муфту (відцентрове зчеплення) 5. Муфти 4, 5 дають змогу захистити гальмо від надмірних крутильних навантажень. З міркувань безпеки пружно-

жно-пальцева муфта та гальмо знаходяться під захисним кожухом. Стенд змонтовано на фундаментній плиті 6, яка спирається на власне фундамент приміщення через чотири гумові буфери 7, що дозволяє помітно знизити прояв вібрації під час роботи стенда. Двигун закріплено на фундаментній плиті за допомогою монтажних рам 8, а гальмо – на гальмовій скрині 9.

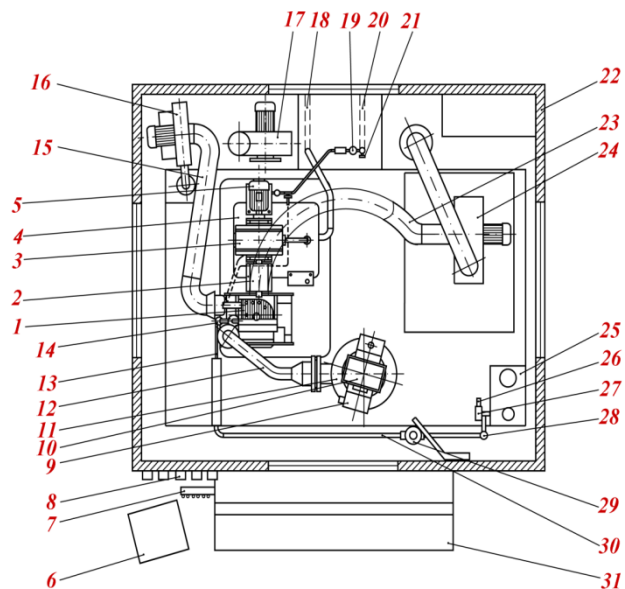
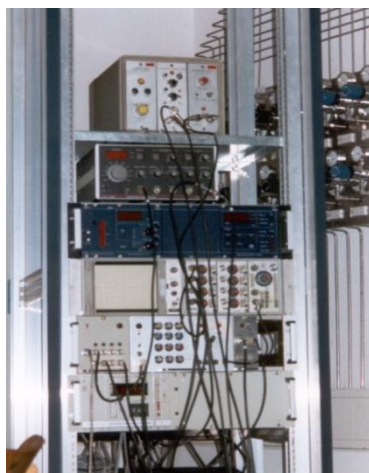
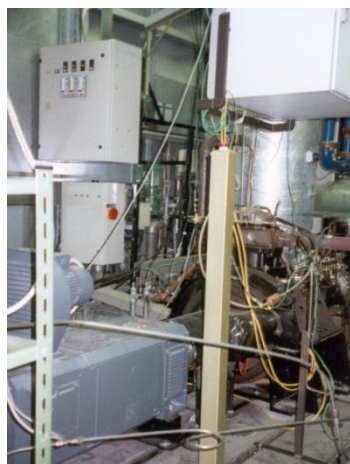


Рисунок 5 — План облаштування моторної kabіни

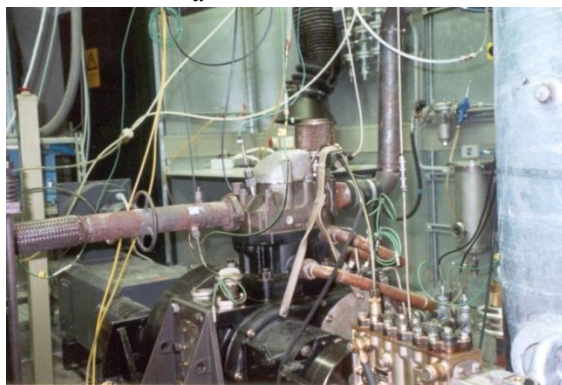
Приклад монтування випробувального стенду у звукозахисній кондиційованій моторній kabіні, капсулі наведено на рис. 5: 1 – двигун; 2 – захисний кожух; 3 – електромагнітне гальмо; 4 – гальмова скриня; 5 – електродвигун; 6 – гальмова шафа; 7 – U-подібний манометр; 8 – точка порівняння температур; 9 – газовий лічильник; 10 – повітряний фільтр; 11 – повітряний ресивер; 12 – патрубок; 13 – паливопровід; 14 – карбюратор і охолоджувач пального; 15 – броньований шланг відведення відпрацьованих газів; 16 – витяжна машина для відведення відпрацьованих газів з продуктивністю 1050 м³/год; 17 – витяжна машина для вентиляції приміщення; 18 – каналізаційний колектор; 19 – регулятор тиску води; 20 – центральний водопровід; 21 – ручний водопровідний вентиль; 22 – звукозахисна kabіна; 23 – гнучкий шланг; 24 – додаткова витяжна машина для відведення теплого повітря (продуктивність 430 м³/год); 25 – паливний бак; 26 – вентиль перекриття паливоподачі; 27 – електромагнітний клапан; 28 – паливний фільтр; 29 – витратомір пального; 30 – паливопровід; 31 – пульт керування. Залежно від мети і завдань дослідження облаштовувати моторну kabіну можна цілком по-різному, монтуючи різні модельні двигуни (робочі простори) і різні засоби вимірювання. Приклад окремих елементів – на рис. 6. Загалом моторна kabіна – це модель довкілля, це модельне довкілля, яким можна керувати.



а



б



в



г

Рисунок 6 — Конкретний приклад елементів облаштування експериментального простору: прилади загального призначення (а), гальмова система (б, в), водопідвід (г)

У певній мірі існування модельної натурності можна визнавати й тоді, коли за натурне середовище править серійний двигун, до якого прилаштовують ту чи іншу його частину або систему у різному ідейному і технічному виконанні з метою дослідити потенціал удосконалення двигуна у певному напрямі. Приміром, фірма Steyr-Daimler-Puch (Австрія) проводила дослідження дизеля з чотирма і двома клапанами на циліндр з метою порівняти газообмінні втрати, емісії токсичних речовин і рівні шуму, а загалом вивчити потенціал дизеля з чотирма клапанами на циліндр [22]. Для досліджень використовувався встановлюваний на вантажні автомобілі рядний шестициліндровий дизель типу R6 з неподільною КЗ, робочим об'ємом $6,6 \text{ дм}^3$, турбонаддувом і охолодженням наддувного повітря, до якого прилаштовували різні головки циліндрів у дво- і чотириклапанному варіантах. Потенційно позитивний ефект від використання чотириклапанного газорозподілу був виявлений практично у всіх аспектах. Зокрема, став суттєво «м'якшим» процес згорання (крива швидкості згорання пального гладшала), а температура згорання ставала помітно нижчою.

Найважливіші апаратурні засоби моделювання/дослідження і можливі результати їх використання. Моделювання робочого процесу, що перебігає в двигуні внутрішнього згорання, вигідно здійснювати й на засадах теорії подібності. Саме закони подібності відкривають широкі можливості вивчення і визначення найважливіших технічних характеристик ДВЗ з іскровим запаленням, наприклад, [2]. Теорія подібності заохочує у процесі моделювання роботи хоч якого двигуна спиратись на інформацію, що стосується подібного двигуна і хоч якими способами (зокрема експериментальними) здобута раніше.

Отже в різних формах та в різних пропорціях вимушено супроводжують одна одну аналітичність і емпіричність, формальність і фізичність (матеріальність), віртуальність і реальність... Тому спадає на думку залучити в модель загалом реальний робочий простір двигуна, доєднуючи його до віртуального двигуна, втіленого в комп'ютерній програмі.

Припустимо, що йдеться про загальне дослідження явища теплотворення/теплоспоживання/тепловіддачі. Це, звісно, позначається на раціональному доборі апаратурних засобів формування натурального модельного середовища.

Описаний стенд (див. рис. 2...6) дозволяє досліджувати як навантажувальні, так і гальмівні режими роботи двигуна. Він приводиться в дію від електродвигуна, який править за рушій для гальмівних режимів або ж стартером для запуску двигуна внутрішнього згорання при дослідженні тягових режимів.

За модельний робочий простір вигідно взяти одноциліндровий чотиритактний двигун внутрішнього згорання BRIGGS & STRATTON моделі 326432 з повітряним охолодженням. Картер та циліндр виготовлені з чавуну, а головка циліндра – з алюмінієвого сплаву. На циліндрі з обох його кінців припасовані фланці, одним з яких він кріпиться до картера двигуна, а до другого приєднується головка циліндрів (конструкція двигуна – з несучим, тримким циліндром).

Діаметр циліндра двигуна становить 90,5 мм, хід поршня – 82,6 мм, а довжина хитня (шатуна) – 163,6 мм. Двигун має максимальну потужність 10 кВт за частоти обертання колінчастого вала 3600 хв^{-1} та розвиває максимальний обертовий момент 29,35 Н·м.

Двигун (що є матеріальним втіленням модельованого робочого простору, див. рис. 4, 5) – з бічним розміщенням клапанів, через що він має відносно велику та некомпактну комору згорання, наслідком чого є низький ступінь стиску ($\epsilon=6,17$) і порівняно малий коефіцієнт корисної дії. Та перевагою такої компоновки двигуна є те, що на головці циліндра немає ніяких рухомих деталей, що потребують мащення і погіршують доступ для монтування вимірювальної апаратури. Тому практично в будь-якому місці головки циліндра можна розмістити давач тиску чи температури.

Навантаженням для досліджуваного двигуна служить електромагнітне гальмо Schenck W50, основне завдання якого – перетворювати механічну енергію в електричну, створюючи при цьому гальмівний момент на валу двигуна. Гальмо здатне працювати з максимальною частотою обертання до 1700 хв^{-1} , забезпечуючи при цьому максимальну потужність 44 кВт і максимальний момент 70 Н·м. Момент інерції обертових частин гальма становить незначну величину ($0,01 \text{ кг м}^2$), що не спричиняє помітного його впливу на роботу двигуна.

Стендове гальмо складається з корпусу, гальмової скрині, пристрою для вимірювання сили гальмування динамометричного штибу та керуючого приладу. В робочому режимі гальмової машини механічна енергія, що передається від двигуна, перетворюється в електричну завдяки взаємодії магнітних полів якоря і статора. Реактивний момент, що сприймається статором, при цьому рівний обертовому моменту двигуна. Закріпивши статор на балансірній підвісці, з'являється можливість вимірювати обертовий момент, створюваний гальмом.

Електрична ж енергія, отримувана внаслідок роботи електромагнітного гальма, розсіюється у вигляді тепла на розташованих у гальмовій шафі додаткових електричних опорах (резисторах), які правлять за навантаження в електричній колі машини. Тепло, що виділяється на обмот-

ках статора відводиться за допомогою охолодної рідини, за яку може правити водопровідна вода, максимальна допустима температура якої – 25°C. Використовується проточний незамкнений контур охолодження, де вода надходить з центрального водогону, проходить крізь регулятор тиску води, охолоджувальні комори в статорі і витікає через відвідну трубу в каналізаційний колектор.

Використання регулятора тиску води зумовлено тим, що рідина, проходячи крізь гальмові комори, створює незначний обертовий момент у гальмі. Тому слід зменшувати витрату води, що протікає крізь стенд, доти, поки похибка на вимірювальному приладі не сягне мінімального значення. При цьому необхідно турбуватися про те, аби не «переступити» нижню межу тиску. Контроль за цим здійснює давач тиску. Додатковий електромагнітний клапан дає змогу припинити подачу води у випадку обриву шлангу охолоджувальної системи. Завдяки описаним заходам забезпечується надійна робота гальма на всіх режимах роботи стенду.

Зв'язок між досліджуваним двигуном та електромагнітним гальмом здійснюється за допомогою фланця пружного елемента, пружного елемента, жорсткого вала. За пружний елемент править пружно-пальцева муфта фірми Goetze. Ця муфта складається з шести симетрично розташованих втулок, які з'єднані за допомогою пружних елементів (гумових вкладок) і утворюють шестигранне кільце. Площини симетрії гільз перетинаються на осі обертання муфти. Гумові вкладки зафіксовані скобами та обоймою, які запобігають руйнуванню пружних елементів через деформації, що виникають унаслідок значних напружень у процесі роботи муфти. Така муфта може пересилати максимальний обертовий момент 175 Н·м за максимальної частоти обертання 7000 хв⁻¹, що повністю задовольняє вимогам до даного стенду.

Досліджуваний двигун працює на безсвинцевому бензині А-95, який надходить з паливного бака 25 (див. рис. 5), що знаходиться у моторній кабіні 22, проходить через електромагнітний клапан 27, який з міркувань техніки безпеки встановлений поряд з ручним вентилям перекриття паливоподачі 26, паливний фільтр 28 та витратомір пального 29 і потрапляє в карбюратор 14 двигуна. Паливопроводи 13 та 30, якими тече бензин, виготовлені з еластичних броньованих шлангів. Положення акселератора передбачено змінювати з пульта керування через дистанційний привід.

Незамінним інструментарієм дослідження робочих процесів в двигуні внутрішнього згоряння є вимірювання температури газоподібних продуктів горіння. Ефективним засобом іденти-

фікації температурних параметрів є, приміром, інфрачервона пірометрія [23]. Вимірювання миттєвої температури газу в циліндрі дає багато корисної інформації саме для аналізу процесу згоряння в двигуні іскровим запаленням, і тому для цієї мети розроблено багато оптичних термометрів. Метод інфрачервоної монохроматичної випромінювальної пірометрії привабливий тим, що для його втілення достатньо застосувати лише одне оптичне вікно, тоді як звичайна інфрачервона абсорбційна пірометрія потребує принаймні двох вікон – по обидва боки циліндра.

Діаграми «температура газу – кут розташування колінчастого валу», заміряні таким способом, прояснюють вплив факельного струменя на процеси згоряння і дозволяють знайти кореляцію між швидкістю зміни температури і швидкістю виділення тепла, розрахованою за діаграмою зміни тиску. З'ясовано серед іншого, що температурні діаграми добре узгоджуються з усередненими по ансамблю кривими яскравості в оброблених картинах розподілу полум'я, а також з діаграмами температури газу, знайденими чисельно в рамках термодинамічної моделі.

Звісно, у разі моделювання явищ теплотворення, теплопересилання, теплообміну ніяк не обійтись без інформації саме про температурні ефекти. Застосовуючи спеціальне вимірювальне обладнання, доцільно контролювати серед іншого температури пального у витратомірі, всмоктуваного повітря перед газовим лічильником, свіжого заряду перед впускним клапаном, відпрацьованих газів після випускного клапана, повітря у моторній кабіні.

Належно якісно вимірювання температури можна здійснити за допомогою NiCr-Ni-термоелементів, які включені в склад відповідних давачів і передають інформацію про температуру на вимірювальне обладнання у вигляді зміни рівня електричного сигналу. Загальну будову типового давача температури відображає рис. 7: 1 – тефлонове кільце; 2 – гайка; 3 – втулка; 4 – корпус; 5 – чутник (термоелемент). За допомогою аналогічного типу термоелемента у формі кільця, що монтується замість свічного щільника, можна вимірювати температуру свічки запалення. На рис. 8 відображено пристрій для вимірювання температури пального на вході у витратомір (на шляху В палива з бака у місці розгалуження трубопроводів, що ведуть до витратоміра (напрями В), вмонтовано трійник 1, в корпус якого через щільник 2 загвинчено власне давач температури 3).

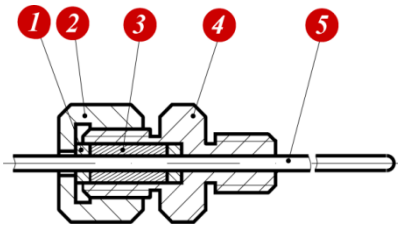


Рисунок 7 — Давач температури

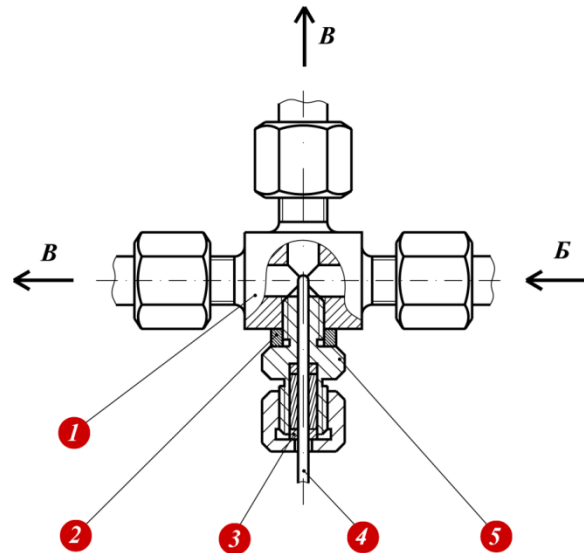


Рисунок 8 — Пристрій для вимірювання температури пального

Важливою у випадку дослідження насосних ходів двигуна є інформація про температуру і тиск заряду безпосередньо перед впускним клапаном. Вимірювання вказаних параметрів якомога ближче до клапана можна здійснити, якщо до впускного трубопроводу між карбюратором (*К*) і впускним колектором двигуна (*ВК*) долучити через щільник 5 (рис. 9) криволінійний патрубок, а вже до нього через перехідний штуцер 2 під'єднати давач температури 1 з чутником 3 і через ще один перехідник — давач тиску 4. Цілком аналогічно можна вимірювати температуру відпрацьованих газів у випускному трубопроводі (рис. 10).

Для вимірювання тиску та температури газів у циліндрі двигуна, виникає необхідність у відповідній конструкторській підготовці головки циліндра: монтування давачів температури потребує десяти отворів $M5 \times 0,5$, які в різних комбінаціях можуть бути використані під конкретні давачі $T1 \dots T7$; один отвір $M14 \times 1,25$ повинен бути передбачений для давача тиску 2 (рис. 11). Отвори доцільно розмістити на колах з радіусами 24, 44, 72 та 96 мм відносно центра отвору під свічку запалення 3.

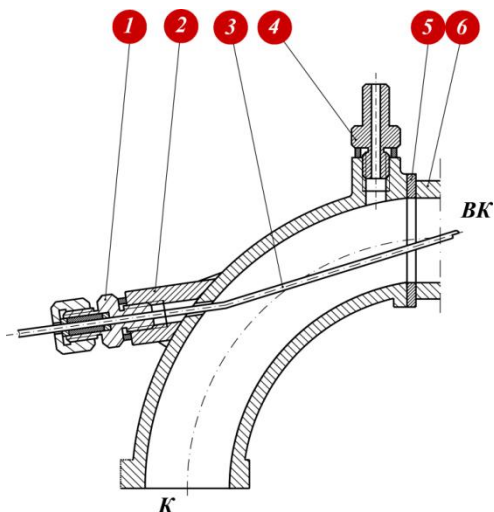


Рисунок 9 — Вимірювання температури пальної суміші перед впускним клапаном

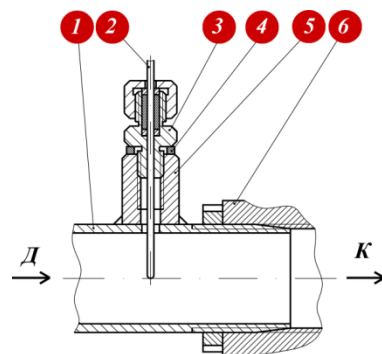


Рисунок 10 — Вимірювання температури відпрацьованих газів: 1 — вихлопна труба; 2 — NiCr-Ni термоелемент; 3 — давач температури; 4 — щільник; 5 — перехідник; 6 — відвідний колектор;
Д — К — рух відпрацьованих газів з двигуна у відвідний колектор

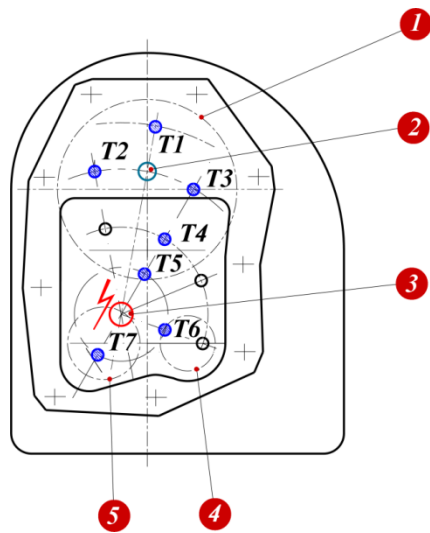


Рисунок 11 — Розміщення вимірювальних засобів на головці циліндра:

1 — контур поршня; 2 — чутник тиску; 3 — свічка запалення; 4 та 5 — контури випускного та впускного клапанів

Рідинні витратоміри поділяють на чотири класи [24]: диференціальні (принцип роботи — вимірювання різниці тисків), об'ємні, масові (зокрема такі, що працюють на принципі коріолісового ефекту), швидкість-вимірні (велосиметри, принцип роботи — вимірювання швидкості потоку рідини). Високу і контрольовану точність вимірювання в стаціонарних стендових умовах у разі усталеного режиму роботи двигуна мають об'ємні витратоміри, що працюють на принципі вимірювання тривалості витрачання фіксованої дози пального.

Тож вимірювання витрати пального (див. рис. 5) здійснюється витратоміром 29, який встановлено в моторній кабіні так, що рівень пального в ньому можна контролювати через вікно з пульта керування 31.

Витратомір пального, що надходить в робочий простір двигуна, складається з вимірювального циліндра 5 (рис. 12), клапана перемикачності режимів роботи 1, наповнювального клапана 6, світло- 8 та фото- 3 елементів, керувального пристрою 4, вхідного 9 та вихідного 2 трубопроводів і прозорого резервуара 7. В розгалуженні вхідного трубного проводу у витратомір пального вмонтовано давач (датчик, чутник) температури пального 10.

Витрата пального вимірюється об'ємним способом і здійснюється таким чином: двигун запускається, прогрівається і працює у положенні «Нормально» клапана 1 перемикачності режимів витратоміра (рис. 12, б). З початком вимірювання натисканням кнопки «Старт» пульта керування клапан перемикається в положення «Міряти» (рис. 12, а). При цьому наповнювальний клапан 6 знаходиться в положенні «Закрито». Паливо з бака потрапляє в резервуар 7, але не має змоги

потрапити у вимірювальний циліндр 5 завдяки наявності повітря в резервуарі, яке служить своєрідним буфером. В цей час рівень палива, яке знаходиться у вимірювальному циліндрі 2 починає спадати, тобто паливо з нього забирається в карбюратор. Коли ж вказаний рівень досягає верхньої світлової межі між світло- та фотоелементами, 8 та 3 вмикається відлік часу з пульта керування, а при досягненні однієї з нижніх світлових меж — зупиняється.

Відстані між світловими межами у вимірювальному циліндрі відповідають певним об'ємам. Так, між першою і другою маємо об'єм, що відповідає 5 см^3 , а між першою та третьою — 10 см^3 . За необхідності можна обчислити масу пального. Для цього необхідно виміряти аерометром густину пального.

Для підготовки витратоміра до наступних вимірювань слід перемкнути клапан 1 в положення «Нормально», а клапан 6 в положення «Відкрито». Тоді, паливе з бака, заповнивши резервуар 7 до рівня вимірювального циліндра 2, почне заповнювати останній. Після його наповнення (рівень палива в резервуарі почне зростати) клапан 6 закривають. Пристрій готовий до наступних вимірювань витрати пального.

Необхідно брати до уваги, що у паливопроводах перед входом в систему живлення двигуна внаслідок високих температур можуть утворюватись газові бульбашки (через випаровування), що призводить до нерівномірного надходження палива до двигуна (до поплавкової комори карбюратора, приміром). Хоча цей ефект й не справляє помітного впливу на роботу двигуна, проте він знижує точність вимірювання витрати пального. Тому безпосередньо перед входом в систему живлення встановлено охолоджувач пального (рис. 13), що складається із спіралеподібної мідної трубки 1, якою протікає паливе, та алюмінієвої труби 2, що огортає мідну. Крізь алюмінієву трубу через припаяні штуцера подається охолоджувальна рідина.

Свіже повітря, необхідне для роботи двигуна, проходить через повітряний фільтр 10 (див. рис. 5), газовий лічильник 9 та повітряний ресивер 11, звідки через еластичний патрубок 12 потрапляє до карбюратора 14.

Для вимірювання кількості повітря застосовано газовий лічильник 10 ротаційного типу фірми Aerzen (див. рис. 5). З повним навантаженням двигун споживає $40,1 \text{ м}^3/\text{год}$ повітря. Для зменшення впливу коливань повітря, що виникають у впускному каналі одноциліндрового двигуна і впливають на точність вимірювання його витрати, під газовим лічильником був встановлений повітряний ресивер 11 з робочим об'ємом 300 дм^3 .

На заводі-виробнику двигун змонтовано так, що відвід картерних газів спрямовано у впускний трубопровід безпосередньо перед карбюратором. Таке конструктивне рішення вплинуло на точність вимірювання витрати повітря, оскільки не все повітря проходило через газовий лічильник. Щоб запобігти такого штибу похибкам, шланг, що з'єднував картер двигуна з впускним трубопроводом, було від'єднано.

Для відведення відпрацьованих газів застосовується витяжна машина 16 (див. рис. 5) з пропускною здатністю 1050 м³/год. Аби температуру повітря у моторній кабіні утримувати в бажаних чи допустимих межах додатково встановлено витяжну машину 24 продуктивністю 430 м³/год.

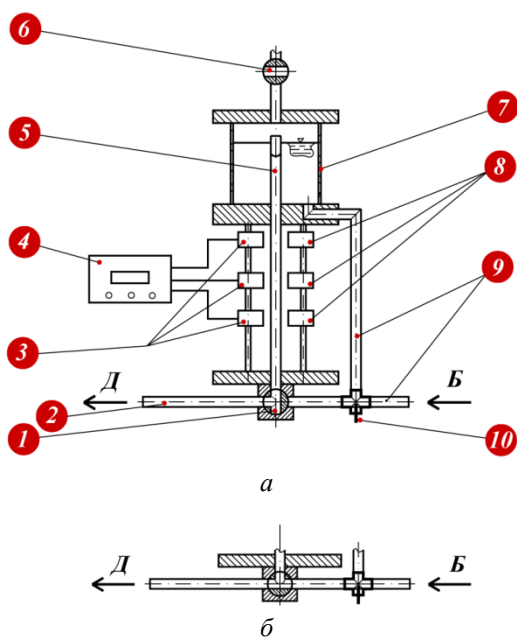


Рисунок 12 — Витратомір пального: Б — напрям руху палива з бака; Д — напрям руху палива до системи живлення двигуна

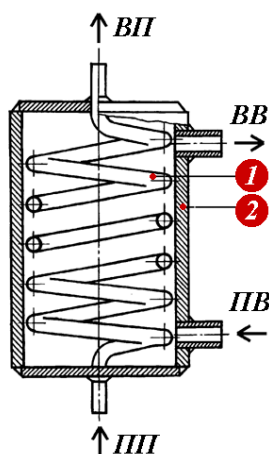


Рисунок 13 — Охолоджувач пального: ПП і ПВ — підведення палива і води; ВП і ВВ — відведення палива і води

Поряд з вимірюванням тиску в циліндрі досліджуваного двигуна доречно вимірювати ще й статичний тиск у впускному трубопроводі (за допомогою ртутного стовпа) і впускному трубопроводі та безпосередньо перед газовим лічильником (за допомогою водяного стовпа). Для цих вимірювань застосовувано U-подібні трубні манометри, за допомогою яких визначається різниця між тиском в трубопроводі та тиском довкілья поза моторною кабіною.

Для спостереження за низкою величин, що характеризують перебіг процесів в циліндрі двигуна і змінюються в часі (наприклад, за тиском газів та температурою робочих поверхонь), слід якнайточніше визначати відповідне положення колінчатого вала, вимірюване кутом його повороту відносно певного наперед заданого положення. З цією метою застосовують маркування кутів повороту колінчатого вала. Призначений для цього оптично-електронний пристрій САМ фірми СОМ використовує принцип інфрачервоного випромінювання і складається з давача (рис. 14) та під'єднаної до пристрою швидкої обробки даних DATA-центру електроніки. Завдяки відокремленню оптичної частини від електронної досягаються незначні маса (0,6 кг) та габаритні розміри (74×72,5 мм) давача, що сприяє зниженню чутливості пристрою до вібрацій (нормальна робота можлива навіть за вібрації з частотою до 120 Гц).

Пристрій САМ, який має широку робочу зону (від 20 до 12000 хв⁻¹ швидкості обертання колінчастого вала), цілком задовольняє потребам стендового двигуна і здатен проводити вимірювання з незначними похибками: статична похибка становить ±0,01 град повороту корбового вала, а динамічна — ±0,05 град, за частоти обертання 6000 хв⁻¹.

Відомо, що похибка експериментального визначення (маркування) верхнього мертвого положення поршня двигуна на один градус повороту корбового вала (що становить менше як 0,3 % від повного його оберту), породжує похибку визначення середнього ефективного тиску p_e на 6 ... 8 %, коли йдеться про типовий дизельний двигун, та — на 4 ... 6 % — у випадку типового бензинового двигуна. Уникнути цієї похибки можна було б, поєднуючи, знову ж таки, експериментальні засоби дослідження з аналітико-алгоритмічними. Отже успіх будь-якого дослідження — чи теоретичного, чи експериментального — можливий тільки за умови поєднання натурності та аналітичності.

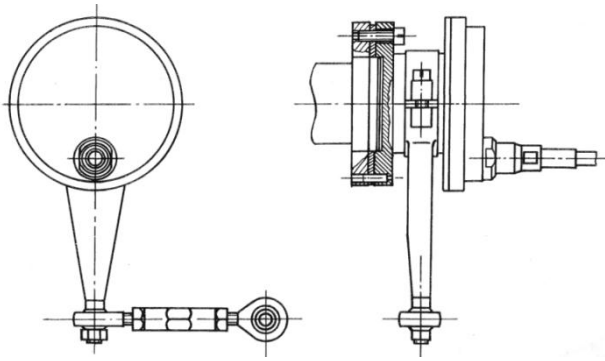


Рисунок 14 — Давач для маркування кутів повороту колінчастого вала

Покладаючись на експериментальний інструментарій модельної ідентифікації, який уповні відповідає тій чи іншій системі теоретичних уявлень і математичних алгоритмів аналізу й синтезу експлуатаційних властивостей, можна було б добувати теоретично цінну і прагматично надзвичайно корисну інформацію про напрями і технічні засоби удосконалення процесу теплотворення / теплоспоживання / тепловідведення в двигуні внутрішнього згоряння хоч якого призначення. Приміром, описана методологія натурного відтворення робочого простору двигуна внутрішнього згоряння з примусовим запаленням дозволяє у всіх відношеннях якісно «обслуговувати» так звані дуже просту нуль-вимірну та широко використовувану двозонну модель згоряння пального та загалом робочого процесу в ДВЗ. На рис. 15, для прикладу, відображено основну інформацію, яку можна добути засобами hard-soft-технології в рамках двозонної моделі робочого процесу в бензиновому двигуні: φ — кут повороту колінчастого вала двигуна, значення, $p'(\varphi)$ — індикаторна діаграма;

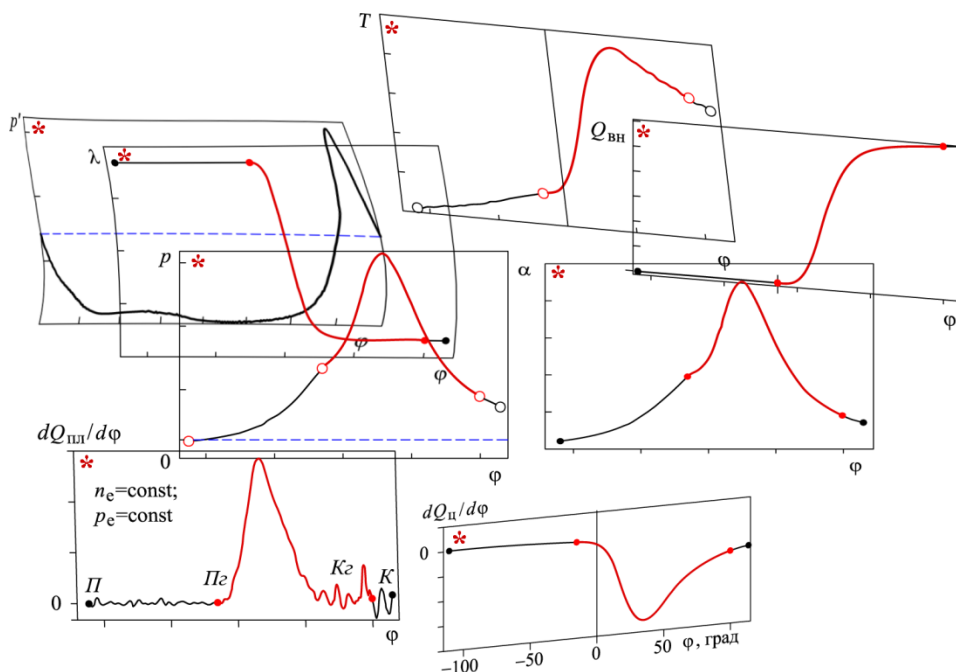


Рисунок 15 — Основні характеристики, які можна ідентифікувати за допомогою hard-soft-технології

p — абсолютний тиск; T — абсолютна температура; $Q_{\text{вн}}$ — тепло, що пересилається всередині циліндра між зонами; λ — коефіцієнт надлишку повітря; α — коефіцієнт тепловіддачі; $dQ_{\text{пл}}/d\varphi$ — інтенсивність тепловиділення у процесі згоряння палива; $dQ_{\text{ц}}/d\varphi$ — інтенсивність тепловідведення через стінки циліндра; Π і K — початок і кінець зони високого тиску; Π_2 і K_2 — початок і кінець зони горіння. До цієї інформації вигідно ще долучити напівемпіричну модель самого процесу теплотворення [25].

Ефективність же багатовимірного моделювання, зрозуміло, значною мірою визначаються тим, наскільки якісно враховується структура полум'я. Та для правильного визначення швидкості полум'я, як головної характеристики процесу горіння гомогенізованого заряду, коректне моделювання його структури, виявляється, не є обов'язковим. Це твердження справджується зазвичай за умов: товщина зони полум'я набагато менша за розміри КЗ; швидкість газу набагато менша за швидкість звуку; у початковий мить процесу заряд однорідний; КЗ має компактну форму і не містить внутрішніх перепон потокам; відношення швидкості тепловіддачі в стінки циліндра до швидкості тепловиділення не залежить від швидкості полум'я; відношення пристінкової швидкості потоків до швидкості полум'я також не залежить від останньої. Власне за відсутності закручування й витискання заряду оправдовується використання так званих нуль-вимірних моделей, у рамках яких полум'я апроксимується ділянкою сферичної поверхні, що рухається з відомою швидкістю.

Звісно, в багатовимірних моделях допустима непостійність швидкості полум'я вздовж його фронту і в часі, а сам фронт не зобов'язаний бути сферичним і може змінювати свою форму відповідно до конфігурації КЗ. Та все ж, рівняння, що визначають локальну поточну швидкість полум'я, вимушено підбираються відповідно до експериментальних індикаторних діаграм і конфігурацій полум'я. Неминучість такого підходу обумовлена відсутністю кількісної теорії структури турбулентного полум'я. Та зрештою, ніщо не перешкоджає збагатити арсенал натурального відображення-втілення робочого простору двигуна відповідно до запитів модельного його бачення.

Висновки. 1. З надмірної складності явищ, що перебігають у двигуні внутрішнього згоряння, та неможливості уповні підпорядкувати ці явища існуючим аналітичним модельним уявленням впливає необхідність запровадження так званої *hard-soft*-технології дослідження особливостей теплотворення і теплоспоживання в двигуні внутрішнього згоряння, яка б системно поєднувала в собі засоби математичного й алгоритмічного моделювання та засоби натурального симулювання.

2. У кожному звичному програмному середовищі (як, приміром, в CFD Code AVL FIRE) існують заздалегідь закладені жорсткі рамки пізнання, розширити які можна лише, долучаючи підвладний вимірному контролю натуральний робочий простір двигуна. Тобто успіх будь-якого дослідження — чи теоретичного, чи експериментального — можливий тільки за умови поєднання натурності та аналітичності.

3. Поєднання натурності та аналітичності, реальності та віртуальності в моделюванні процесів, що перебігають у двигунах внутрішнього згоряння, дозволяє принципово підвищити якість інформаційного забезпечення процесу проектування й конструювання двигунів. При цьому виникають природні підстави для втілення у моделювання принципів евристичної самоорганізації, самонавчання, засобів типу нейронних мереж тощо.

4. Лише поєднання в різних формах та в різних пропорціях аналітичності й емпіричності, формальності й матеріальності, віртуальності й реальності дозволяє вибудувати ефективний апарат відтворення робочого процесу в ДВЗ за різних керованих умов з наступним адекватним аналізом перспектив, напрямів і засобів удосконалення двигуна.

5. Моделювання робочого процесу в двигуні внутрішнього згоряння вигідно здійснювати на засадах теорії подібності. Саме закони подібності відкривають широкі можливості вивчення і визначення найважливіших технічних характеристик ДВЗ. Теорія подібності надає можливість та заохочує у процесі моделювання роботи хоч якого двигуна спиратись на інформацію, що стосується подібного двигуна і хоч якими способами, особливо експериментальними, здобута раніше чи паралельно.

Перелік літератури:

1. Seifert Hans. Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren. *MTZ*, 1978, 39, № 12. — S. 567—572.
2. Djafari Valiollah, Dufлот Jean, Jean-colas Michel. Etude sur le comportement a chaud des sables préenrobés / *Fonderie*, 1974, N 339, 409—422.
3. Isshiki Naotsugu, Nishiwaki Nobuhiko. Basic study on inside convective heat transfer of internal combustion engines. *Heat Transfer*, 1974, Vol. 2. Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo, 1974, Tokyo s.a., P. 344—348.
4. Гащук П. Енергія і упорядкований рух. — Львів: Українські технології, 2004. — 608 с.
5. Liu, F., CFD-study on hydrogen engine mixture formation and combustion. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2004. — 123 p.
6. Ramchandani M., Whitehouse N. D. Heat transfer in a piston of a four stroke diesel engine. *SAE Prepr.*, 1976, № 760007, 9 pp.
7. Гащук П. М., Нікіпчук С. В., Богачик Ю. О. Натурно-машинні засоби в моделюванні термодинамічних процесів, що перебігають у двигунах внутрішнього згоряння / *Вісник Державного університету “Львівська політехніка”*: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. — № 354. — Львів, 1998. — С. 3—9.
8. Woschni, G., Flieger, J., Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor. *MTZ, Motortechnische Zeitschrift*, 42 (1981), H. 6, S. 229—234.
9. Lorenz Marco, Müller Andreas, Prescher Karlheinz, Strehlow Kurt. Ladungsbewegung und Verbrennungsablauf beim Ottomotor // *MTZ: Motortechn. Z.*, 1989, 50, № 10, S. 492—496.
10. Self S. A., Whitelaw J. H. Laser anemometry for combustion research. *Combust. Sci. and Technol.*, 1976, 13, № 1—6, P. 171—197. Discuss., p. 197.
11. Bracco F. V., Gupta H. C., Krishnamurthy L., Santavicca D. A., Steinberger R.L., Warshaw V. Two-phase, two-dimensional, unsteady combustion in internal combustion engines; theoretical-experimental results. *SAE Prepr.*, 1976, № 760114, 16 pp.
12. Spicher U., Krebs R. Optical fiber technique as a tool to improve combustion efficiency. *SAE Techn. Pap. Ser.*, 1990, № 902138, pp. 1—12
13. Thring R. H. The effects of varying combustion rate in spark ignited engines. *SAE Techn. Pap. Ser.*, 1979, N 790387, pp. 11
14. Herweg R., Begleris Ph., Zettlits A., Ziegler G.F. W. Flow field effects on flame kernel formation in a spark-ignition engine. *SAE Techn. Pap. Ser.* N 881639, 1988, 21 pp.
15. Hoche A. Rechnerische und experimentelle Untersuchung von Elementen der Innenvorgänge im Dieselmotor. *KFT*, 1988, 11, S. 332—335.
16. Hampel R., Kurr D., Schefenacker H. Elekt-

ronisches Meßsystem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatorgrammen. MTZ, 1975, 36, N 2, S. 33—38.

17. Mallog Josef, Kluting Manfred. Einsatz moderner Meßverfahren zur Analyse und Optimierung der ottomotorischen Verbrennung. MTZ: Motortechn. Z., 1989, 50, № 6, 275—279.

18. Nagase K., Funatsu K. Spectroscopic analysis of diesel combustion flame by means of streak camera. SAE Techn. Pap. Ser., 1988, № 881226, pp. 1—9.

19. Huang Wei-Ming, Greif Ralph, Vosen Steven R. The effects of pressure and temperature on heat transfer during flame quenching. SAE Techn. Pap. Ser., 1987, No 872106, 11 pp.

20. Bockeimann Wilfried, Graewert Günter, Burghardt Hans-Martin. Untersuchung der Leerlaufqualität von Ottomotoren. Teil 1. MTZ: Motortechn. Z., 1990, 51, № 10, S. 426—430.

21. Woschni G., Kolesa K., Bergbauer F., Huber K. Einfluss von Brennraumisolierungen auf dem Kraftstoffverbrauch und die Wärmeströme bei Dieselmotoren. MTZ: Motortechn. Z., 1988, 49, No. 7—8, S. 281—285.

22. Moser Franz X. Kriterien und Potential der Vier-Ventil-Technik bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. MTZ: Motortechn. Z., 1989, 50, N 6, S. 255—261.

23. Takagi H., Ohno T., Asanuma T. Temperature measurements of combustion gas in a spark ignition engine by infrared monochromatic pyrometry. SAE Techn. Pap. Ser., 1990, № 900483, pp. 1—9.

24. Meinhold T. F. Liquid flowmeters. Plant. Eng., 1984, 38, № 28, pp. 46—60.

25. Гашук П. М., Нікіпчук С. В. Теплотворення в двигуні швидкого внутрішнього згоряння. Mechanics and Advanced Technologies. #1 (82), 2018. С. 92—99.

References:

1. Seifert, Hans. (1978). *Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren*. MTZ 39, № 12. P. 567—572. (in D.)

2. Djafari, Valiollah, Duflot, Jean, Jean-colas, Michel. (1974). *Etude sur le comportement a chaud des sables préenrobés*. Fonderie, N 339. P. 409—422. (in F.)

3. Isshiki, Naotsugu, & Nishiwaki, Nobuhiko. (1974). *Basic study on inside convective heat transfer of internal combustion engines*. Heat Transfer, Vol. 2. Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf. Tokyo. P. 344—348.

4. Hashchuk, P. M. (2004). Energy and orderly movement. L'viv: Ukrainian technology. (in Ukr.)

5. Liu, F. (2004). *CFD-study on hydrogen engine mixture formation and combustion*. Göttingen: Cuvillier Verlag.

6. Ramchandani, M., & Whitehouse, N. D. (1976). *Heat transfer in a piston of a four stroke*

diesel engine. SAE Prepr. № 760007. P. 9.

7. Hashchuk, P. M., Nikipchuk, S. V., Bohachyk, Yu. O. (1998). *Natural-machine tools in the simulation of thermodynamic processes in internal combustion engines*. L'viv: Bulletin of the State University "Lviv Polytechnic": Dynamics, strength and design of machines and instruments. № 354. P. 3—9. (in Ukr.)

8. Woschni, G., & Flieger, J. (1981). *Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor*. MTZ, Motortechnische Zeitschrift, 42, H. 6. P. 229—234. (in D.)

9. Lorenz, Marco, Müller, Andreas, Prescher, Karlheinz, Strehlow, Kurt. (1989). *Ladungsbewegung und Verbrennungsablauf beim Ottomotor*. MTZ: Motortechn. Z., 50, № 10. P. 492—496. (in D.)

10. Self, S. A., & Whitelaw, J. H. (1976). *Laser anemometry for combustion research*. Combust. Sci. and Technol., 13, № 1—6, 171—197. Discuss, 197.

11. Bracco, F. V., Gupta, H. C., Krishnamurthy, L., Santavicca, D. A., Steinberger, R.L., Warshaw, V. (1976). *Two-phase, two-dimensional, unsteady combustion in internal combustion engines; theoretical-experimental results*. SAE Prepr., № 760114. P. 16.

12. Spicher, U., & Krebs, R. (1990). *Optical fiber technique as a tool to improve combustion efficiency*. SAE Techn. Pap. Ser., № 902138. P. 1—12.

13. Thring, R. H. (1979). *The effects of varying combustion rate in spark ignited engines*. SAE Techn. Pap. Ser., N 790387. P. 11.

14. Herweg, R., Begleris, Ph., Zettlits, A., Ziegler, G.F. W. (1988). *Flow field effects on flame kernel formation in a spark-ignition engine*. SAE Techn. Pap. Ser. N 881639. P. 21.

15. Hoche, A. (1988). *Rechnerische und experimentelle Untersuchung von Elementen der Innenvorgänge im Dieselmotor*. KFT 11. P. 332—335. (in D.)

16. Hampel, R., Kurr, D., Schefenacker, H. (1975). *Elektronisches Meßsystem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatorgrammen*. MTZ 36, N 2, P. 33—38. (in D.)

17. Mallog, Josef, & Kluting, Manfred. (1989). *Einsatz moderner Meßverfahren zur Analyse und Optimierung der ottomotorischen Verbrennung*. MTZ: Motortechn. Z. 50, № 6. P. 275—279. (in D.)

18. Nagase, & K., Funatsu, K. (1988). *Spectroscopic analysis of diesel combustion flame by means of streak camera*. SAE Techn. Pap. Ser. № 881226. P. 1—9.

19. Huang, Wei-Ming, Greif, Ralph, Vosen, Steven, R. (1987). *The effects of pressure and temperature on heat transfer during flame quenching*. SAE Techn. Pap. Ser. No 872106. P. 11.

20. Bockeimann, Wilfried, Graewert, Günter, Burghardt, Hans-Martin. (1990). *Untersuchung der Leerlaufqualität von Ottomotoren*. Teil 1. MTZ: Motortechn. Z. 51, № 10. P. 426—430. (in D.)

21. Woschni, G., Kolesa, K., Bergbauer, F., Huber, K. (1988). *Einfluss von Brennraumisolierungen auf dem Kraftstoffverbrauch und die Wärme-*

ströme bei Dieselmotoren. MTZ: Motortechn. Z. 49. No. 7—8. P. 281—285. (in D.)

22. Moser, Franz X. (1989). *Kriterien und Potential der Vier-Ventil-Technik bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren*. MTZ: Motortechn. Z 50. N 6. P. 255—261. (in D.)

23. Takagi, H., Ohno, T., Asanuma, T. (1990). *Temperature measurements of combustion gas in a spark ignition engine by infrared monochromatic pyrometry*. SAE Techn. Pap. Ser. № 900483. P. 1—9.

24. Meinhold, T. F. (1984). *Liquid flowmeters*. Plant. Eng. 38. № 28. P. 46—60.

25. Hashchuk, P. M., Nikipchuk, S. V. (2018). *Heating (thermogenesis) in rapid internal combustion engine*. Mechanics and Advanced Technologies. #1 (82). P. 92—99. (in Ukr.)

P.M. Hashchuk, S.V. Nikipchuk

HARD-SOFT TECHNOLOGY OF INFORMATION SUSPENSION PROCESS OF MODELING OF HEAT GENERATION/HEAT CONSUMPTION IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Deterministic and, in a certain sense, "linear" interpretation of the world often leads to the recognition of the fact that the more accurate model we need, the more complex it must be (as in case of a formalized reproduction of the real system, or the implementation of the desired system properties in the process of formal synthesis of something new). Instead, following the principle of synergy leads to the conviction that there is always a certain model of optimal complexity e.g. in the synthesis of the new system, and in the analysis of real system peculiarities. However, the model of reality could be a part of this reality that is included to the carefully structured formal description. Since we cannot penetrate into the working space of the serial engine while testing, we should use a test engine of a special construction when the working space corresponds to the laws of similarity and this engine will serve as a model of the working space of the serial engine.

The study illustrates the effectiveness of hard-soft technology while investigating the peculiarities of heat generation and heat consumption in the internal combustion engine, which will combine mathematic and algorithmic means of modelling as well as the means of real simulation. The necessity of hard-soft technology introduction arises from the excessive complexity of thermal phenomena occurring in the internal combustion engine (ICE), and the inability to fully subordinate these phenomena to existing analytical models.

The combination of original and analytical properties, reality and virtual reality while modelling the processes in internal combustion engines allows us to substantially improve the quality of information in the process of design and engine construction. Taking this into consideration, there are some natural grounds to apply principles of heuristic self-organization, self-learning, means of the neural networks, etc. in the design implementation.

The study demonstrates the example of modelling the real working space of ICE with the forced start that serves as a supplement to the mathematical algorithmic two-zone model of heat generation / heat consumption / heat extraction.

The basic information that can be obtained by means of hard-soft technology in the framework of, for example, the two-zone model of the work process in the gasoline engine, is the variability with the change in the angle of rotation of the crankshaft of the engine: absolute pressure (indicative diagram); absolute temperature; heat transmitted inside the cylinder between zones; coefficient of excess air; coefficient of heat transfer; intensity of heat extraction in the process of combustion of fuel; intensity of heat transfer through the walls of the cylinder ...

Keywords: internal combustion engine, model working space, heat generation, heat consumption, modelling, similarity, hard-soft technology.