УДК 621.313
М.Л.Білявський, І.В.Кузьо, Ю.П.Шоловій
НУ «Львівська політехніка»

ПЕРЕДУМОВИ РОЗРОБКИ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОТИ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ У СКЛАДІ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ МАШИНИ

Постановка проблеми. Ефективність запроектованих машин, значною мірою залежить від проведення адекватного моделювання принципу їх роботи. Особливо актуальна така проблема в наш час, в епоху відбудови вітчизняної промисловості, яка потребує розробки нових або вдосконалення вже існуючих машин. Така ситуація аналогічна і в сфері енергозбереження. Відомо, що на сьогоднішній день питомі витрати на вироблення теплової енергії надто високі і становлять понад 160 кг. у.п. на 1 Гкал теплоти, що призводить до економії енергетичних ресурсів та порушення термінів початку і закінчення опалювального сезону, тощо. Така ситуація пов'язана із недосконалістю енергогенеруючих машин, що не дають можливість раціонально використовувати потенціал паливних ресурсів.

Аналіз останніх публікацій. Провівши аналіз накопиченого потенціалу наукових досліджень [1-32], який стосується розробки нових або вдосконалення вже існуючих технологій енергозбереження, в тому числі одночасної генерації (когенерації) теплової та електричної енергії було встановлено, що над формуванням наукових основ та підходів для розв'язанням перерахованих задач сьогодні плідно працюють спеціалісти провідних наукових установ Національної академії наук України: Інституту технічної теплофізики, Інституту газу, Інститут проблем моделювання в енергетиці ім.. Г.Є. Пухова, Інституту вугільних енерготехнологій, Інституту відновлювальної енергетики, Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного, Інституту магнетизму технічних об'єктів [1-32] та інші. Розвитку та впровадженню технологій одночасної генерації (когенерації) теплової та електричної енергії присвятили свої праці вітчизняні та зарубіжні вчені Бабієв Г.М., Баласанян Г.А., Беднаржевський В.С., Булат А.Ф., Гаркуша Л.К., Долінський А.А., Мазуренко А.С., Мазур О.І., Оксень Ю.І. Чемерис І.Ф. та інші [1-22]. Особлива увага перерахованими вище авторами приділяється когенераційним машинам на базі двигунів внутрішнього згорання. На думку авторів така ситуація пов'язана з тим, що газотурбінний двигун серед основних типів когенераційних машин по критерію викидів в атмосферу продуктів роботи є найбільш небезпечним, причому шум в процесі роботи таких машин сягає до 150 – 60 дБ, що є причиною віддалення таких енергогенеруючих машин від житлового масиву за даними до 3 км. Проблемі розробки методики моделювання роботи двигуна внутрішнього згорання присвятили свої роботи відомі вітчизняні та зарубіжні вчені Алєксєєв С.А., Брилінг М.Р., Гриневецький В.І., Іващенко М.А., Каліш Г.Г., Козлов В.С., Круглов М.Г., Лібрович Б.Г., Мізернюк Г.М., Мєднов А.А. Орлін А.С., Poloni M., Winterbone D., Nichols J. [23-30]. Аналіз робіт згаданих вище авторів дозволяє встановити основні етапи розвитку методики моделювання роботи двигуна внутрішнього згорання, як показано нижче.

В період 1896 – 1900 р.р. Karl Benz та Rudolf Diesel розроблюють інструкцію користування двигунами внутрішнього згорання, у якій в описовому характері розглядають принцип роботи розроблених двигунів внутрішнього згорання [31].

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій

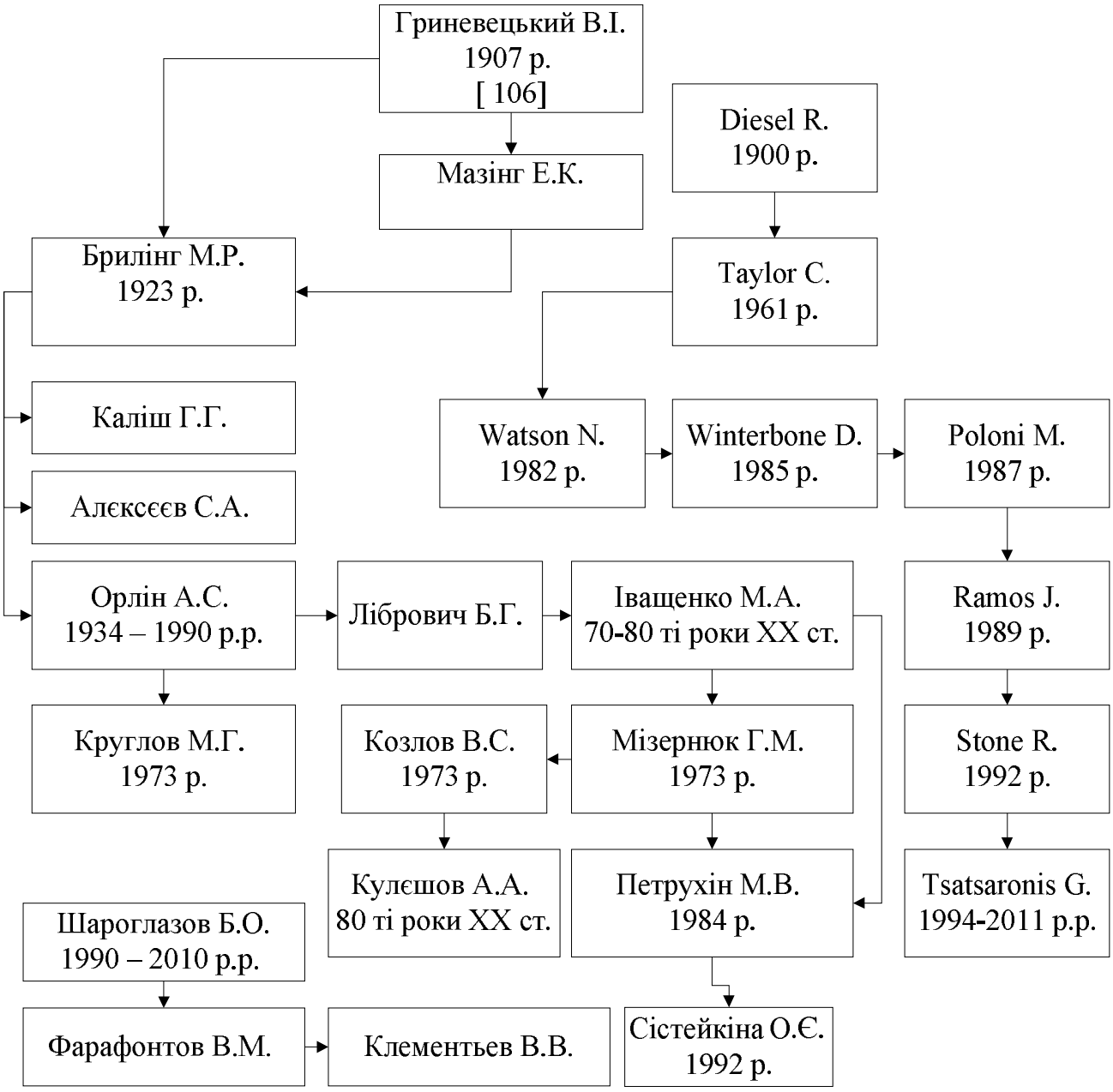

Рис. 1. Основі етапи розвитку методики моделювання роботи двигуна внутрішнього згорання

У 1907 році Гриневецький В. І. опублікував працю « Тепловий розрахунок робочого процесу двигунів внутрішнього згорання» [25], в якій виклав термодинамічну математичну модель робочого процесу в циліндрі ДВЗ. У цій моделі на основі законів збереження енергії, маси і стану Гриневецький В. І. шляхом послідовного розгляду процесів стискування, згорання і розширення дав метод розрахунку інтегральних показників двигуна і визначення його основних розмірів. У той же час, Надалі ця модель була вдосконалена його учнем Мазінгом Е.К. і під назвою моделі Гриневецкого-Мазінга близько ста років успішно використовувалася при конструюванні двигунів внутрішнього згорання.

Брилінг М.Р. у 1923 році запропонував метод розрахунку випуску і продування стаціонарних і суднових двигунів [27]. Подальший розвиток цього розрахунку знайшов в роботах Каліша Г. Г., Алексєєва С.А. та Орліна А.С [23,24]. У 1934-1936 рр. Орлін А.С. розробив теорію процесів газообміну двотактних двигунів, засновану на рівняннях несталого руху. На основі цієї теорії Орлін А.С. запропонував метод конструювання продувальних вікон двотактних двигунів [26]. Лібрович Б.Г. розробив оригінальні методи розрахунку розділених камер згорання [27]. Поява обчислювальної техніки відкрила нові можливості в розвитку методів моделювання робочого процесу ДВЗ у напрямі детальнішого опису термогазодинамічних і хімічних процесів, що протікають в циліндрах і

газовипускних трактах. Саме цей факт вплинув і на роботи Taylor C., Watson N., Winterbone D. [30,31 та інщих] Іващенко М.А. [26] у 1970 році розробив квазістаціонарну термодинамічну математичну модель замкнутого циклу робочого процесу в циліндрі чотиритактного дизеля з вільним турбокомпресором, в якій процеси стискування і згорання - розширення розраховувалися за методикою Гриневецкого-Мазінга, а розрахунок процесів газообміну виконувався покроковим методом по рівняннях балансу маси і енергії [23-32]. Тиск газу перед турбіною знаходився з рівняння балансу потужностей турбіни та компресора, а температура газу перед турбіною визначалася з рівняння внутрішнього теплового балансу. При розрахунках нестаціонарні явища у впускному і випускному трубопроводах не враховувалися, тобто, тиск газу у впускному і випускному трубопроводах приймався постійним. Відносні втрати теплоти у циліндрі двигуна і у випускній системі та середній тиск механічних втрат розраховувалися за узагальненими експериментальними даними. Вхідними параметрами моделі були частота обертання валу, циклова подача палива, міра стиску, температура і тиск повітря після компресора, коефіцієнти корисної дії турбіни і компресора, регулювальні і конструктивні параметри дизеля, параметри охолоджувача повітря. У 1971-73 роках та модель була істотно уточнена Мізернюком Г.М. і Козловим В.С. [23-32] у напрямі детальнішого обліку особливостей роботи агрегатів наддування при аналізі роботи комбінованих двигунів із складними схемами. У вдосконаленій моделі характеристики турбін і компресорів або розраховувалися, або задавалися у вигляді узагальнених експериментальних залежностей. У процесі моделювання знаходились точки спільної роботи дизеля і агрегатів наддування відповідно до особливостей аналізованої схеми комбінованого двигуна. За допомогою цієї моделі виконаний аналіз схем комбінованих двигунів типу ЧН 26/26 з вільним турбокомпресором, з силовою турбіною і з двоступінчатим наддуванням, а також двигунів з регульованими агрегатами наддування. В той же час Круглов М.Г. і Мєднов А.А [23-32] розробили термодинамічну математичну модель комбінованого двотактного двигуна і виконали великі дослідження по аналізу робочого процесу форсованих двотактних комбінованих двигунів. Подальший розвиток методів моделювання робочих процесів двигунів виконувався у напрямі вдосконалення розрахунку процесів згорання-розширення, а також в напрями моделювання течій в газоповітряному тракті багатоциліндрових двигунів. У 1980 р. Іващенко М.А. [23-32] розробив диференціальну термодинамічну модель комбінованих двотактних і чотиритактних двигунів з внутрішнім та зовнішнім сумішеутворенням. Процеси в циліндрі описувалися системою диференціальних рівнянь для відкритої термодинамічної системи. Тепловиділення у циліндрі описувалося двохмаксимумними функціями або таблично заданими експериментальними залежностями. Теплообмін між робочим тілом описувався рівнянням Ньютона-Рихмана окремо для теплосприймаючих поверхонь поршня, гільзи і голівки циліндра з оцінкою коефіцієнтів тепловіддачі по залежностях Вошні, Ейхельберга, Гогенберга. У 1984 – 1985 р.р. Іващенко М.А. і Петрухіним М.В. [23-32] розроблена математична модель робочого процесу двигуна з розділеними і неподіленими камерами, що утворюють камеру згорання. У цій моделі спільне моделювання робочого процесу і теплового стану деталей реалізується у вигляді ітераційного моделювання робочого процесу і температурних полів деталей, що утворюють камеру згорання. Моделювання температурних полів деталей реалізується методом кінцевих елементів у двовимірній постановці. При моделюванні робочого процесу для оцінки тепловіддачі використовуються розподілення локальних температур поверхонь поршня, голівки циліндра і гільзи циліндра з урахуванням руху поршня, а при моделюванні температурних полів деталей використовуються коефіцієнти тепловіддачі. Ітераційний процес закінчується через 4-5 ітерацій і в результаті параметри робочого процесу і температурні поля деталей камери згорання є погодженими. У моделі теплопровідності передбачено моделювання стаціонарного розподілу температури, а також моделювання циклових коливань температури на теплосприймаючих поверхнях деталей камери згорання. Така модель дає можливість аналізувати не лише вплив параметрів робочого процесу на характеристики двигуна і локальні температури деталей, але і особливості конструкції деталей камери згорання та їх матеріалів, а також параметрів теплообміну на поверхнях їх охолодження на температури деталей і характеристики двигуна вцілому. Сістейкіна О.Є. у 1992 році доповнила модель Петрухіна - Іващенко описом процесів в теплообмінних апаратах системи охолодження двигуна. Значний внесок у розвиток методів моделювання процесів в ДВЗ вніс колектив, керований Івіним В. І. [23-32]. Під його керівництвом Лапушкін М.А. розробив термодинамічну модель робочого процесу в швидкохідних форсованих двигунах зі зменшеним відведенням теплоти від робочого тіла, утилізацією теплоти в силовій турбіні, з різноманітними схемами повітропостачання з додатковими камерами згорання, перепусканням повітря і рециркуляцією залишкових газів при роботі на різних паливах. При моделюванні використовувалися експериментально визначені характеристики турбіни і компресора. Усі розглянуті математичні моделі робочого процесу мали загальний недолік - спрощений опис процесу

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій

тепловиділення в циліндрі двигуна по залежностях типу Вібе І.І. [23-32] і їх різновидам. Параметри показників згорання, тривалість згорання залежить від параметрів паливоподачі, закону вприскування палива, форми камери згорання, характеру руху заряду в камері згорання, фізичних властивостей палива та інших параметрів. Тому достовірність результатів моделювання залежить від надійності оцінки параметрів характеристик тепловиділення, що виконується методами ідентифікації або залученням експериментально отриманих даних. Тому, у 1984 р. роботу із створення нової математичної моделі процесів в комбінованому двигуні почав Кулєшов А.А. під керівництвом Мізернюка Г. М. Особливістю запропонованої ним інтегральної моделі [23-32] є покрокове визначення параметрів газу у відкритій термодинамічній системі шляхом рішення системи інтегральних рівнянь збереження енергії і маси на кожному кроці за часом, яка зводиться до системи нелінійних рівнянь алгебри. Створений атвором алгоритм перевершує по швидкодії в 5-30 разів алгоритми чисельної інтеграції системи диференціальних рівнянь, що описують стан відкритої термодинамічної системи методами Рунге-Кутта або Ейлера, оскільки дозволяє вести розрахунок із більшими кроками за часом. Другою особливістю запропонованої математичною моделі є розрахунок характеристик тепловиділення по методу Разлєйцева М.Ф. [23-32], який дозволяє врахувати процеси паливоподачі та сумішоутворення. Згідно з методом Разлєйцева М.Ф. [23-32], творчо розвиненим Кулєшовим А.С., в камері згорання заданої форми розглядається розвиток струменів палива, взаємодія їх із зарядом циліндра, що рухається, із стінками камери згорання, розвиток пристіночних потоків палива і взаємодії їх між собою. Газообмін в запропонованій моделі розраховується з урахуванням нестаціонарної течії газів в каналі за методикою Орліна А.С. [23-32] в квазістаціонарній постановці. Підвищена швидкодія і наявність великої кількості в моделі управлінь дозволила вирішувати її з допомогою багатокритеріальної оптимізації завдання по вибору параметрів робочого процесу, регулювання параметрів, параметрів паливної апаратури (тиск і тривалість уприскування, фази уприскування, число соплових отворів розпилювача та їх розміри), форму камери згорання, інтенсивність вихору, підбирати агрегати наддування і їх регулювання.

Мета і задачі дослідження. Мета роботи полягає в аналізі існуючих математичних моделей, що описують роботу двигуна внутрішнього згорання та напрацюванні рекомендацій, щодо розробки математичної моделі роботи когенераційної машини вцілому.

Дослідження в області розробки або вдосконалення математичних моделей роботи двигуна внутрішнього згорання проводяться і в наш час Клементьєвим В.В., Марченко А.П., Пильовим О.В., Фарафонтовим В.М., Шароглазовим Б.О., Шеховцовим А.Ф., Erlach B., Stone R., Spilonis I., Tsatsaronis G. [23-32та іншими]. Відомі математичні моделі роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів [23-32та інші] можливо класифікувати, як показано нижче.

Рис. 2. Класифікація математичних моделей

Як свідчить досвід робіт [23-32] однією з розповсюджених класифікаційних ознак математичних моделей є **спосіб отримання математичних моделей**. За такими ознаками розрізняють емпіричні (статистичні) та теоретичні математичні моделі (рис. 2). Емпіричні математичних моделей можуть бути сформовані на основі проведення експериментальних досліджень, а теоретичні з використанням математичного опису фізико-хімічних процесів, що мають місце в досліджуваній технічній системі, в нашому випадку у ДВЗ, по принципу [23-32], як показано нижче.

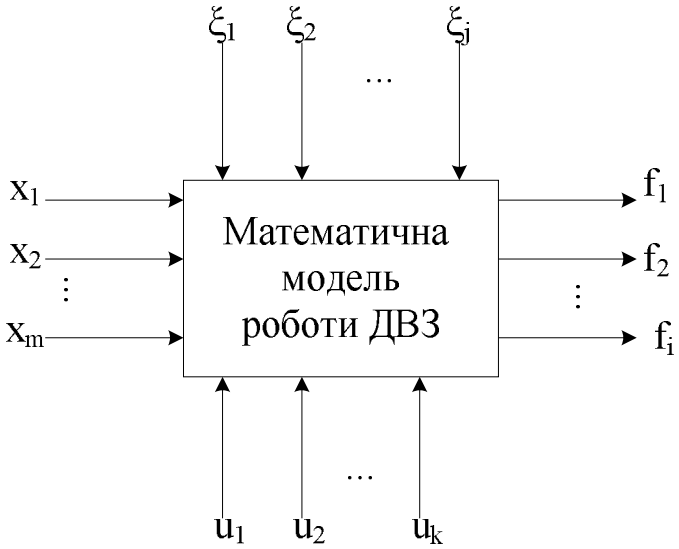

Рис. 3. Структура теоретичної математичної моделі роботи двигуна внутрішнього згорання

До складу структури теоретичної математичної моделі роботи двигуна внутрішнього згорання (рис. 3) входять x_1, x_2, x_m – множина вхідних параметрів (факторів), на які можна впливати в даному дослідженні;ξ_1, ξ_2, ξ_j – відомі величини зовнішнього впливу і можуть змінюватись в залежності від умов експлуатації двигуна внутрішнього згорання; u_1, u_2, u_k – випадкові величини впливу на роботу ДВЗ; f_1, f_2, f_i - вихідні параметри, результати роботи математичної моделі.

В загальному випадку математична модель роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів може бути записана у наступному вигляді:

$$f = \mu_x(x_1, x_2, ..., \xi_1, \xi_2, ..., u_1, u_2) \tag{1}$$

Представлена математична модель (1.1) дозволяє визначити множину вихідних розв'язків $f = \mu_x(f_1, f_2, ..., f_n)$.

Математична модель роботи двигуна внутрішнього згорання або окремого її вузла, як свідчить досвід наукових робіт [23-32] має бути універсальна, тобто відображати повноту властивостей реального об'єкта у сформованій математичній моделі.

Для забезпечення універсальності математичної моделі роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів, за рекомендаціями [23-32], її структуру слід побудувати за принципом опису внутрішніх параметрів, які складатимуть множину $z = (z_1, z_2, ..., z_l)$ та множину елементів М з відповідними співвідношеннями $\varphi = (\varphi_1, \varphi_2, ..., \varphi_M)$ на цій множині:

$$\begin{cases} f = \mu_x(x, \xi, u, z), \\ \mu_x =< M, \varphi_1, \varphi_2, ...\varphi_M > . \end{cases} \tag{2}$$

На підставі представленої структури побудовані відомі математичні моделі газообміну та паливопостачання у двигуні внутрішнього згорання.

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій

У випадку, коли невідома структура досліджуваної технічної системи, можливо експериментальним шляхом встановити закон зміни значення відклику f при зміні певного параметра з множини x шляхом складання математичної моделі вигляду [23-32]:

$$f = a_0 + \sum_{i=1}^{m} a_i x_i + \sum_{i=1, j=1, i>1}^{m} a_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{m} a_{ij} x_i^2 + \ldots \quad (3)$$

Отримана математична модель (1.3) у вигляді рівняння регресії враховує дію постійного фактора a_o, вплив кожного з вхідних параметрів x_i, який досліджується та взаємодію інших параметрів. Водночас, розроблена математична модель має бути економічною [23-32], тобто витрати машинного часу пошуку множини рішень математичної моделі та задіяної оперативної пам'яті персональної електронно – обчислювальної машини мають бути мінімальними.

Керуючись роботами [23-32] слід відзначити, що оцінити ефективність розробленої математичної моделі можливо і по критерію точності. Точність математичної моделі оцінюється ступенем збігу значень відкликів f реального об'єкта та значень тих самих параметрів, що отримані за допомогою математичної моделі [23-32] і може бути визначена наступним чином:

$$\varepsilon_j = \left(f_{jp} - f_{jicm}\right) / f_{jicm}, \quad (4)$$

де f_{jp}, f_{jicm} - відповідно істинне та розрахункове значення $j - ого$ параметра.

Математичні моделі, які класифікуються за ознакою **характеру властивостей технічної системи** поділяються на структурні і функціональні [23-32]. За даними робіт [23-32] структурні математичні моделі роботи двигуна внутрішнього згорання призначені для відображення структурних властивостей досліджуваних об'єктів і можуть бути поділені на топологічні і геометричні, як показано нижче.

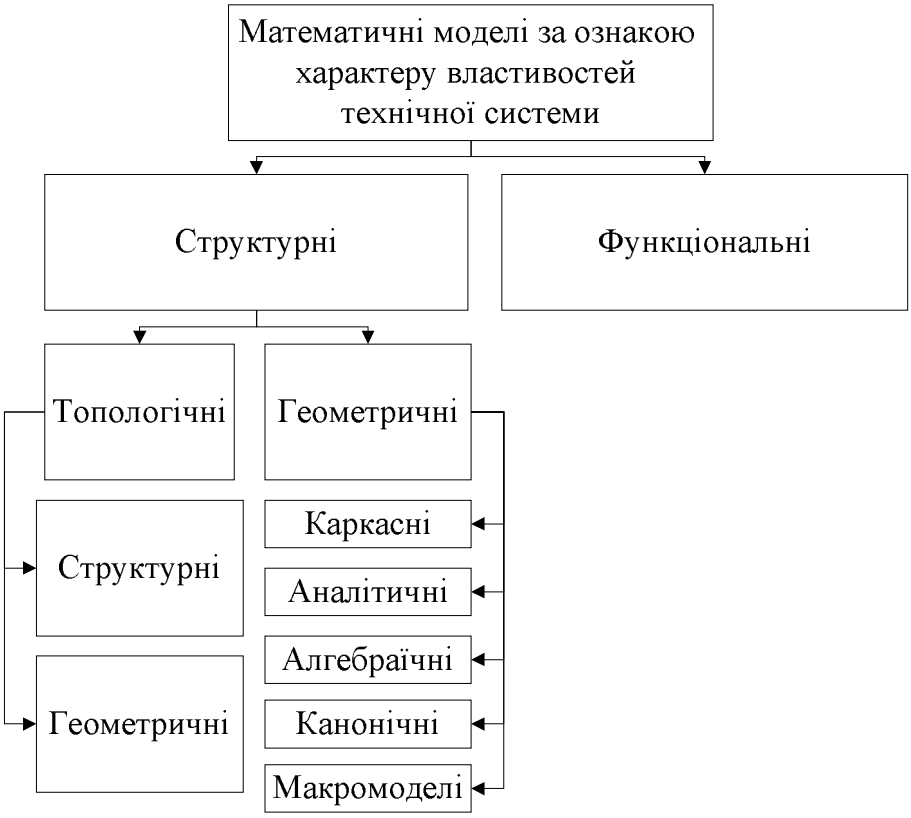

Рис. 4. Класифікація математичних моделей роботи двигуна внутрішнього згорання за ознакою характеру властивостей технічної системи

Структурно – топологічні математичні моделі найчастіше використовуються для опису досліджуваної технічної системи і використовуються при розв'язанні задач відносного просторового розміщення елементів технічної системи чи їх положення в часі [23-32]. Використання такого типу математичних моделей може бути використане для опису переміщення поршня в циліндрі двигуна

внутрішнього згорання залежно від кута повороту колінчастого вала, аналогічні описи для переміщення клапанів, плунжерів, розподільчих валів тощо [23-32].

Як зазначено у [23-32] геометрично – топологічні математичні моделі дозволяють відобразити геометричні властивості досліджуваних об'єктів технічної ситеми. Додатково до відомостей щодо просторового розміщення елементів технічної системи такі моделі надають інформацію про форму деталей. Тут розрізняють каркасні, аналітичні, алгеброгічні, канонічні геометричні моделі та геометричні макромоделі. З робіт [23-32] відомо, що каркасні моделі утворюють каркаси – скінчені множини кривих, що належать поверхні моделювання; аналітичні геометричні моделі подають рівняння поверхонь деталей; у алгебраїчних математичних моделях геометричні тіла описують системами логічних виразів, які відповідають умовам належності множин точок областям тіл; канонічні моделі використовують у тих випадках, коли можливо виділити параметри, які однозначно визначають геометричний об'єкт; геометричні макромоделі утворюють описи попередньо відібраних геометричних фрагментів.

З аналізу робіт [23-32] слід зробити висновок, що функціональні математичні моделі призначені для відображення фізико-хімічних процесів, що мають місце в технічному об'єкті при його функціонуванні або виготовленні і в загальному вигляді такі моделі можуть мати вигляд відповідно до рівнянь (1.1) – (1.3), тобто функціональні математичні моделі в загальному випадку утворені рівняннями, що зв'язують вхідні x, зовнішні ξ , внутрішні z, випадкові u та вихідні параметри f досліджуваного об'єкта.

Як зазначається у роботах [23-32] математичні моделі роботи двигуна внутрішнього згорання можливо класифікувати за належністю до ієрархічного рівня, як математичні моделі мікро- та макро-рівня.

Шеховцов А.Ф. та Пильов О.В. у роботі [23-32] відзначили особливість математичних моделей макрорівня, яка полягає у відображенні фізичної або (і) хімічної основи процесів, що розглядаються.

Типовими математичними моделями мікрорівня є системи диференційних рівнянь в частинних похідних [23-32], наприклад, які використовуються при визначенні поля тиску, швидкості руху речовин, термічних та механічних деформацій і напружень або визначенні температурного стану будь - якої деталі ДВЗ:

$$a \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial t}{\partial \tau}, \tag{5}$$

де a – коефіцієнт температуропровідності; t – температура; x,y,z – координати довільної точки, що належить деталі; τ - поточне значення часу. Очевидно, що використання математичної моделі (5) надає нескінченну кількість рішень, а для отримання однозначного рішення до представленої математичної моделі (5) слід додати початкові умови $t|_{\tau=0} = \mu_\tau(x, y, z, 0)$ та граничні умови теплообміну деталі із зовнішнім середовищем [23-32].

Як свідчить аналіз робіт [23-32] математичні моделі макрорівня узагальнюють математичні моделі мікрорівня та містять у своєму складі змінні параметри, які характеризують взаємозв'язок між собою та стан вцілому математичних моделей мікрорівня.

Відомо [23-32], що існуючі математичні моделі роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів можливо класифікувати **за способом подання властивостей технічної системи**, найчастіше розрізняють аналітичні та алгоритмічні моделі. За даними [23-32] аналітичні математичні моделі – це сукупність математичних залежностей вихідних параметрів f досліджуваної технічної системи від множини впливових факторів (рис. 1.21), такі залежності мають загальний вигляд (1), (3). Як зазначено у роботах [23-32] на відміну від аналітичних моделей алгоритмічні моделі встановлюють зв'язки вихідних параметрів f з усіма іншими у формі алгоритму.

Математичні моделі роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів можливо також класифікувати, як зазначено у роботах [23-32], **за врахуванням випадкових збурень**, які поділяються в залежності від природи збурень, а саме детерміновані та імовірнісні (стохастичні). Спираючись на [23-32] слід зауважити, що математичні моделі, в яких тим чи іншим шляхом враховують випадкові впливи u відносять до імовірнісних моделей. Загальний опис таких моделей передбачає використання виразів типу (1), (2). Для випадку використання в процесі дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів детермінованих моделей, випадкові збурюючі фактори u не враховуються, а вирази (1), (2) можуть прийняти вигляд:

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій

$$\begin{cases} f = \mu_x(x_1, x_2, ..., \xi_1, \xi_2) \\ f = \mu_x(x, \xi, z), \\ \mu_x = < M, \varphi_1, \varphi_2, ...\varphi_M > . \end{cases} \quad (6)$$

Аналізуючи літературні джерела [23-32та інші] слід зробити висновок, що переважна кількість математичних моделей дослідження роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його елементів є детермінованою. Керуючись рекомендаціями викладеними у роботах [23-32] математичні моделі функціонування двигуна внутрішнього згорання можливо класифікувати **за рівнем складності** на моделі нульового, першого, другого та більш високих рівнів складності. Як зазначено в роботах [23-32], з точки зору ефективності підготовки проектної документації на нову або вдосконалену модель двигуна внутрішнього згорання рекомендується [23-32] використання моделей, які відповідають найменшому часу відгуку системи на запит користувача. В роботі [23-32] відзначено, що перехід до моделі більш високого рівня слід здійснювати тоді, коли для розв'язання певного кола задач використання моделей попереднього рівня неможливо або коли отримані результати не збігаються з результатами використання моделей вищих рівнів чи експерименту. Класифікація математичних моделей роботи двигуна внутрішнього згорання або окремих його вузлів за рівнем складності представлена нижче, в табл.1.

Таблиця 1.

Класифікація математичних моделей роботи двигуна внутрішнього згорання за рівнем складності

Назва математичної моделі	Принцип функціонуванні	Призначення математичної моделі
Моделі нульового рівня	Використання математичних залежностей, що пов'язують геометричні параметри та показники роботи двигуна	Попереднє визначення основних параметрів об'єкта проектування
Моделі першого рівня	На основі спрощення геометрії деталі та введення певних припущень фізичного формулювання задачі	Розрахунок запасу міцності двигуна або окремого вузла, тощо
Моделі другого рівня	Використання математичних залежностей, що пов'язують геометричні параметри та показники роботи двигуна	Спрощений розрахунок робочого процесу без моделювання процесу газообміну
Моделі третього рівня		Спрощений розрахунок робочого процесу з урахуванням процесу газообміну
Моделі четвертого рівня		Уточнений розрахунок робочого процесу з урахуванням: процесу паливопостачання, тощо

Висновки.

Отже, потенціал наукових досліджень в області проектування та математичного моделювання роботи двигуна внутрішнього згорання [23-32 та інші], можливо використати за основу при проектуванні прогресивної конструкції когенераційної машини, до складу якої входить двигун внутрішнього згорання. Слід відзначити, що успіх реалізації запроектованих технічних рішень залежить від досконалості технологічної підготовки виробництва, що дає можливість одночасно забезпечити надійність деталей двигуна внутрішнього згорання та ефективну роботу досліджуваної машини.

В подальших дослідженнях, керуючись встановленою методичною інформацією, планується розробити математичну модель роботи когенераційної машини на базі двигуна внутрішнього згорання та теплового насоса.

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій

1. Бабієв Г.М., Бабієва Л.Г., Бабієва А.Г., Дероган Д.В., Клименко В.М., Мазур О.І., Овчіннікова Л.М., Руднік А.А. Спосіб будівництва магістральних газопроводів при використанні когенераційних технологій. Деклараційний патент на винахід №62140, 15.12.2003, бюл. №12.
2. Баласанян Г.А. Ефективність перспективних інтегрованих систем енергозабезпечення на базі установок когенерації малої потужності: дис. докт. техн. наук: 05.14.06. - Одеса, 2007. - 356 с.
3. Беднаржевский В.С. Статические, параметрические и динамические модели в проектировании энергетических котлоагрегатов / В.С. Беднаржевский, Н.М. Оскорбин // Автоматизация и современные технологии-2005. -№ 10. - С. 10-17.
4. Булат А.Ф., Звягільський Ю.Л., Чемерис І.Ф., Бокій Б.В., Єфремов І.О., Оксень Ю.І., Карман Г.Д. Когенераційна система з використанням теплоти димових газів. Деклараційний патент на корисну модель №83560, 25.07.2008, бюл. №14.
5. Булат А.Ф., Чемерис І.Ф., Оксень Ю.І., Радюк М.В. Когенераційна система з використанням тепла енергетичних об'єктів. Деклараційний патент на корисну модель №39694, 10.03.2009, бюл. №5.
6. Долінський А.А., Басок Б.І., Базєєв Е.Т., Пироженко І.А. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. – К.: т. 1-2. – 2007. – 828 с.
7. Долінський А.А., Басок Б.І., Шурчков А.В., Резакова Т.А., Коломейко Д.А. Геотермальна когенераційні газопаротурбінна теплонасосна установка. Деклараційний патент на корисну модель №21102, 15.02.2007, бюл. №2
8. Долінський А.А., Федоров С.Д., Білєка Б.Д., Гаркуша Л.К. Спосіб комбінованого вироблення теплової та електричної енергії. Деклараційний патент на корисну модель №38810, 26.01.2009, бюл. №2
9. Долінський А.А., Басок Б.І., Чайка О.І., Базєєв Є.Т. Концепція (проект) державної науково – технічної програми «Комплексна модернізація комунальної теплоенергетики України» // Вісн. НАН України. - 2007. - №7. - С. 22-37.
10. Долинский А.А., Басок Б.И., Коломейко Д.А. Анализ когенерационных установок. Часть III. Сравнительный анализ схемных решений когенерационных установок // Промышлення теплотехника. - 2006. - Т.28. - №5. - С.73 - 78.
11. Долинский А.А., Шурчков А.В., Резакова Т.А., Геотермальные когенерационные установки для автономного электро- и теплоснабжения // Промышленная теплотехника. - 2004, N3, т. 26, с. 76-82.
12. Долинский А.А., Коломейко Д.А., Горохов М.И., Резакова Т.А., Термодинамический цикл геотермальной когенерационной установки// Промышленная теплотехника. - 2004, N4.
13. Долинский А.А., Шурчков А.В., Резакова Т.А., Когенерационная установка на основе геотермальных энергоносителей// Промышленная теплотехника. - 2004, N3, т. 26, с. 62-67.
14. Долинский А.А., Шурчков А.В,. Резакова Т.А. Когенерационная установка на основе геотермальных энергоносителей // Промышлення теплотехника. - 2005. - Т.27. - №1. - С.73 - 78.
15. Энергосбережение в Украине: проблемы и пути решения / И.Н. Карп // Экотехнологии и ресурсосбережение. — 2004. — № 4. — С. 3-13.
16. Энергосбережение и когенерация энергии в процессах нефтепереработки и нефтехимии / А.В. Степанов, Н.И. Сульжик, В.П. Сало, М.Н. Тимошенко // Пром. теплотехника. — 2004. — 26, N 1. — С. 63-65.
17. Энергосбережение в угольной промышленности: моногр. / В.И. Мялковский, Н.А. Чехлатый, Г.Н. Лисовой, В.В. Лобода, А.Н. Коваль. — Донецк: НИИГМ им. М.М.Федорова, 2006. — 336 с.
18. Энергосбережение, энергосберегающие технологии, нетрадиционные возобновляемые источники энергии / В.Д. Шепель // Металл и литье Украины. — 2007. — N 1-2. — С. 71-73.
19. Энергетика XXI века: Условия развития, технологии, прогнозы / Л.С.Беляев, А.В. Лагерев, В.В. Посекалин; Отв. ред. Н.И.Воропай. Новосибирск: Наука, 2004, 386 с.
20. Энергетические и экологические показатели когенерационной установки электрической мощностью 1 МВт и тепловой мощностью 1,2 М.Вт./ Басок Б.И., Коломейко Д.А., Кужель Л.М. // Пром. теплотехника.2009. №2, т.31. С. 42-49.
21. Эффективное энергоиспользование и альтернативная энергетика / А.Н. Криволапов, И. Классен, Э.П. Островский, В.Ф. Резцов, И.И. Стоянова; Ред.: Шидловский. — К.: Укр. енциклопед. знання, 2000. — 302 с.
22. Анализ эффективности интегрированных систем энергосбережения на базе установок когенерации малой мощности и возобновляемых источников энергии / Г.А. Баласанян, А.С. Мазуренко// Теплова енергетика. 2008. №1. С. 7-10.
23. Алексеев В.П., Костыгов Н.И., Круглов М.Г., Крылов А.Н., Леонов О.Б., Мизернюк Г.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Учебник. - М.: Машгиз, 1960. - 395 с.

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій

24. Алексеев В.П., Воронин В.Ф., Грехов Л.В. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Изд. 4-е, переработанное и дополненное. / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. Учебник для вузов по специальности “Двигатели внутреннего сгорания”. - М.: Машиностроение, 1990.
25. Гриневецкий В.И. Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания - М.: Изд. Кушнеров И.Н. и К.М. М.: ИМТУ, 1907.
26. Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И., Круглов М.Г., Леонов О.Б., Меднов А.А., Мизернюк Г.Н., Орлин А.С., Роганов С.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа. Учебник для студентов вузов специальности “Двигатели внутреннего сгорания”, т. 1. - М.: Машиностроение, 1980.
27. Двигатели боевых машин / А.С.Орлин, Г.Г.Калиш., Б.Г.Либрович, М.М.Чурсин. -М.: Машгиз,1946.
28. Двигатели внутреннего сгорания / А..С. Орлин, Н.Р. Брилинг, М.М. Вихерт., И.И. Гутерман Быстроходные дизели. - М.: Машгиз, 1951.
29. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.4. Основи САПР ДВЗ. / За ред Марченка А.П., Шеховцова А.Ф. – Харків: Видавн. центр НТУ “ХПІ”, 2004.
30. Poloni M., Winterbone D., Nichols J. Calculation of pressure and temperature discontinuity in a pipe by the method of characteristics and the two-step differential Lax-Wendroff method. In international symposium on flows in internal combustion engines, FED 62, ASME Annual Winter Meeting, Boston, 13-18 December 1987.
31. Winterbone D.E., Alexander, G.I., Nichols, J.R., Developments in methods of considering wave action in pipes connected to I.C engines. International symposium on flows in internal combustion engines-111.presented at The Winter Annual Meeting of The American Society of Mechanical Engineers, Miami Beach, Florida, November 17-22, 1985.
32. A History of the Automotive Internal Combustion Engine. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers special publication, SP-409, 1976.

©М.Л.Білявський, І.В. Кузьо, Ю.П.Шоловій