

УДК 621.43

С.В. Денбновецький, д-р техн. наук, М.П. Драган

Електронне керування кутом випередження запалювання в бензиновому двигуні внутрішнього згорання (ДВЗ)

Разработана електронная система управления углом опережения зажигания в двигателе внутреннего сгорания для увеличения мощности и топливной экономичности двигателя. Разработана математическая модель системы в программе VisSim и алгоритм ПИД-регулятора с соответствующими настроечными параметрами.

Electronic control system of the ignition timing is developed for power increasing and fuel saving in an internal combustion engine. The mathematical model of the system in the program Vissim and algorithm of PID-controller is developed with the proper settings.

Вступ

Бензиновий іскрово-запалювальний двигун внутрішнього згорання в сучасному світі широко використовується в різних сферах людської діяльності. При електронному керуванні ДВЗ в цілому треба забезпечити виконання трьох задач, а саме: максимальної створеної потужності, паливної ефективності та екологічності. Використання електронних систем для керування ДВЗ значно розширює можливості по виконанню цих показників.

В статті буде розроблена електронна система керування кутом випередження запалювання (КВЗ) в ДВЗ для вирішення задачі регулювання швидкості холостого ходу (ШХХ) автомобіля. Дана система призначена для швидкого регулювання ШХХ за рахунок зниження циклової нерівномірності коливання колінчатого валу. Керуючим параметром системи є КВЗ.

1. Існуючі системи запалювання та методи керування кутом випередження запалювання

Важливим параметром системи запалювання повітряно-паливної суміші в ДВЗ являється кут випередження запалювання, який знаходиться в залежності від вибраного режиму та робочих параметрів ДВЗ.

У вітчизняному автомобільному виробництві [1,2,3,4] КВЗ встановлюється табличним засобом та регулюється в основному розімкненим методом. Замкнений метод використовується лише при керуванні по детонації. Крім того КВЗ не використовується в якості керування перехідними режимами та швидкістю холостого ходу.

В зарубіжній автомобільній промисловості [5,6] ставиться питання керування ДВЗ значно ширше. По-перше, важливим питанням є математичне моделювання двигуна в залежності від впливу КВЗ на його роботу. По-друге, всі більшість керуючих процесів розробляються на основі замкнених систем, що дозволяють підтримувати задані керувані параметри двигуна в певних межах в процесі експлуатації ДВЗ. Крім того, визначено [7,8], що КВЗ використовується в якості керуючого параметру в декількох випадках, а саме: (1) знаходить оптимальні параметри роботи двигуна; (2) служить додатковою системою по регулюванню швидкістю холостого ходу.

2. Постановка задачі

В даній статті ставиться задача розробки математичної моделі системи ДВЗ для керування швидкістю холостого ходу (ШХХ), де в якості керуючого параметру виступатиме КВЗ, що відрізняється від існуючих математичною моделлю та збільшить швидкість регулювання ШХХ, що приведе до підвищення потужності двигуна та його паливної економічності.

Дана задача ґрунтується на розробці, аналізі та синтезу регулятора в замкненій системі, в якій об'єктом керування виступає сам двигун.

3. Функціональна схема системи запалювання

На рис.1 представлена загальна функціональна схема системи регулювання швидкістю холостого ходу.

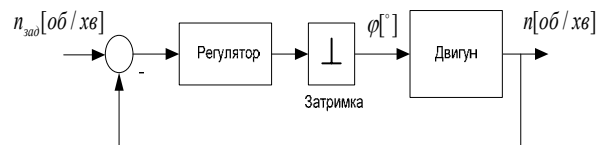


Рис. 1. Загальна функціональна схема регулювання швидкістю холостого ходу

В якості регулювання ХХ вибрана замкнена система по відхиленню. В якості заданої величини виступає швидкість холостого ходу $n_{зад}$ [об/хв]. Об'єктом керування є двигун. Регулюючим параметром вибрано КВЗ φ [°]. Вихідним параметром є швидкість обертання колінчатого валу n [об/хв].

Блок затримки відіграє роль створення багатоциліндрової моделі двигуна, де затримка ви-

значає проміжок часу між КВЗ $e^{-T_d(\varphi)t}$. В даному чотирициліндровому чотиритактному двигуні вона становитиме пів-оберту колінчатого валу, в залежності від швидкості його обертання.

4. Математична модель двигуна

В роботах [7,8] були запропоновані нелінійні та лінійні математичні моделі двигуна з урахуванням впливу КВЗ на створення моменту двигуна.

В даній роботі для регулювання швидкістю холостого ходу розглядається лінеаризована модель двигуна, яка взята за основу з роботи [8], в новим є те, що математична модель була перетворена тільки для дослідження КВЗ, блок затримки був замінений на аперіодичну ланку та вибраний ПІД-регулятор, на відміну від П-регулятора.

Модель двигуна складається з двох частин: (1) камера згоряння; (2) динаміка колінчатого валу.

1. В даній роботі камера згоряння представляється як функція створення крутного моменту $M_{кр}$, [Нм], в залежності від вхідних параметрів, а саме: тиску впускного колектору T_k , [кПа], КВЗ φ , [°]:

$$M_{кр} = f(\varphi(t - \tau_{\varphi-M_{кр}}), T_k), \quad (1)$$

де $M_{кр}$, [Нм] - крутний момент колінчатого валу (КВ); φ , [°] - кут випередження запалювання; $\tau_{\varphi-M_{кр}}$, [с] - часова затримка між КВЗ та часом

створення крутного моменту; T_k , [кПа] - тиск впускного колектору.

2. Рівняння динаміки колінчатого валу має вигляд:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{кр} - M_{нав}, \quad (2)$$

де J - момент інерції КВ; ω , [$\frac{рад}{с}$] - частота обертання КВ; $M_{нав}$, [Нм] - момент навантаження на колінчатий вал (виступає в якості збурення).

Лінеаризувавши рівняння 1-2, отримаємо лінеаризовану модель двигуна, записану відповідним рівнянням, яке перетворивши за допомогою перетворенням Лапласа запишемо як:

$$Jsn(s) = K_{\varphi \rightarrow M_{кр}} \varphi(s) + K_{T_k \rightarrow M_{кр}} T_k(s) + K_{n \rightarrow M_{кр}} n(s) - M_{нав}(s), \quad (3)$$

де $K_{\varphi \rightarrow M_{кр}}$, $K_{T_k \rightarrow M_{кр}}$, $K_{n \rightarrow M_{кр}}$ - лінеаризовані коефіцієнти залежностей крутного моменту та діючими на нього параметрами, відповідно.

На основі отриманого рівняння (3) побудована структурна схема двигуна, яка зображена на рис. 2.

Розрахункові дані

В даній роботі використаний чотирициліндровий чотиритактний бензиновий ДВЗ, розрахункові коефіцієнти якого взяті для стандартного двигуна з роботи [8] та показані на рис. 3.

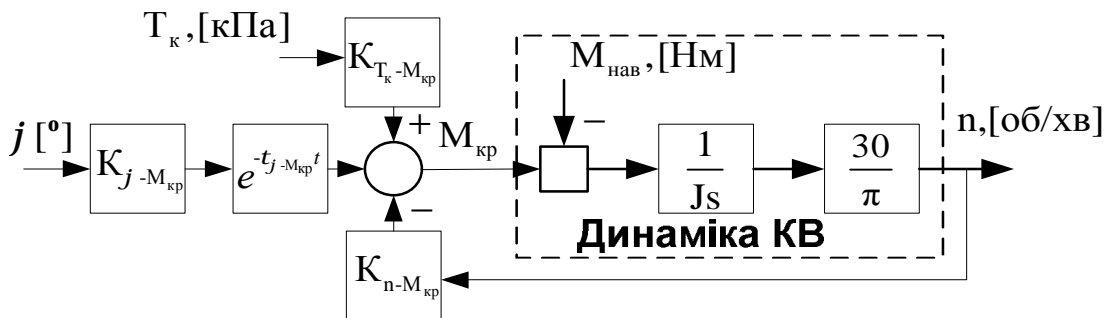


Рис. 2. Структурна схема лінеаризованої моделі ДВЗ

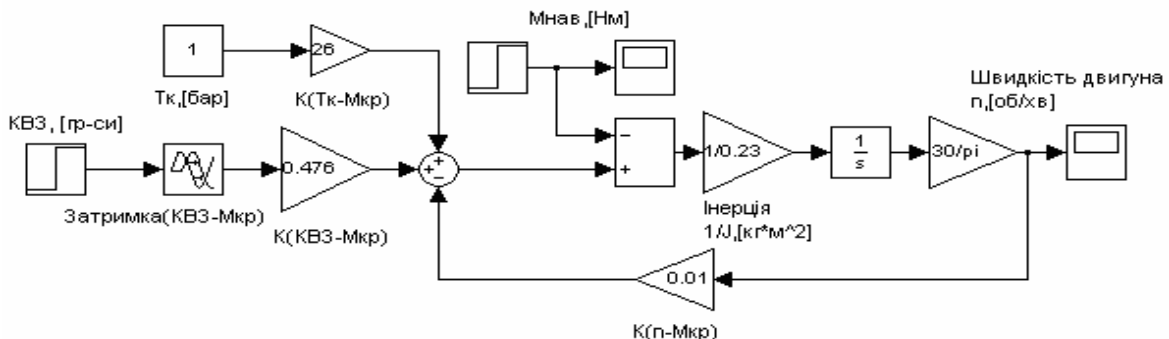


Рис. 3. Математична модель ДВЗ

5. Розробка регулятора

З [7,8] робіт видно, що в сучасній автомобільній зарубіжній промисловості використовуються П (ПІ, ПІД), адаптивні, нейронні, нечіткі, LQ, $H-\infty$ регулятори. Найбільш поширеним є використання П (ПІ, ПІД) регуляторів за рахунок їх універсальності та більш простішого налаштування, що відповідає ціні та якості.

При регулюванні ШХХ за рахунок основного дросельного регулювання та додаткового КВЗ, тоді використовуються П та ПІ регулятори у додатковій петлі. Якщо регулювання відбувається тільки по КВЗ (наприклад, щоб систему можна було використати для мотоциклетних двигунів), тоді використовується ПІД регулятор.

Аналіз літератури [5,6] показав, що ПІД регулювання по КВЗ не досліджено. Отже, в даній роботі в якості регулятора був вибраний ПІД-регулятор. Вхідним параметром являється похибка, а вихідним КВЗ. Структурна схема ПІД-регулятора зображена на рис. 4 та описується рівнянням:

$$W_{\text{ПІД}}(s) = K \left[\left(1 + \frac{T_2}{T_1} \right) + \frac{1}{sT_1} + T_2 s \right], \quad (4)$$

де $K = 0,5$ (вибрано емпіричним шляхом); T_1, T_2 - величини, що знаходяться з частот на логарифмічній амплітудо-частотній характеристиці системи.

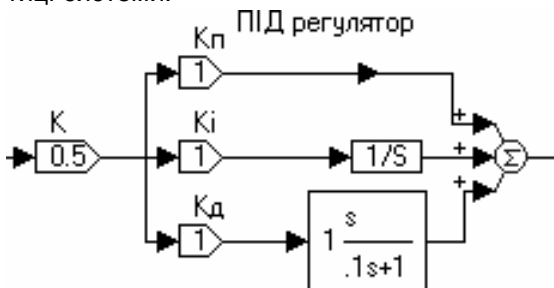


Рис. 4. Структурна схема ПІД-регулятора
Налаштовувальними параметрами регулятора є коефіцієнти K_p, K_i, K_d .

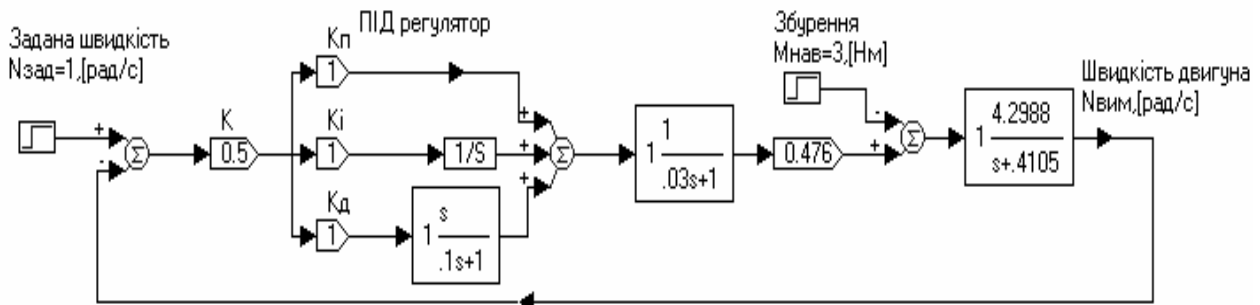


Рис. 5. Структурна схема регулювання ШХХ

6. Структурна схема системи регулювання ШХХ

Задачею системи являється підтримання швидкості холостого ходу на бажаній швидкості, в залежності від збурення, в якості якого виступає момент навантаження на КВ (дія електронних електронних приладів як споживачів енергії, нерівномірності обертання КВ).

В розділі 4 та 5 були визначені модель об'єкту регулювання та регулятор. Також потрібно врахувати затримку між моментами запалювання, тобто $\tau_\phi, [c]$.

На рис. 5 показується структурна схема системи регулювання ШХХ на основі керування тільки КВЗ. Блок дросельного керування виключений, так як він в даній роботі не досліджується.

7. Аналіз стійкості системи та її синтез

Аналіз та синтез замкненої системи являється важливими етапами в розробці будь-якої системи автоматичного керування. В даній роботі буде проведений аналіз стійкості системи частотним методом Найквіста за допомогою логарифмічних амплітудних та фазових характеристик, так як він являється зручним при проведенні аналізу стійкості та знаходженням необхідної якості системи. При цьому досліджується розімкнена система, на основі якої отримують результати для замкненої.

Задачею аналізу стійкості є визначення чи є система стійкою та забезпечення запасу стійкості по амплітуді та по фазі в певних діапазонах:

- по амплітуді 12...20 дБ (4...0 разів), краще 18 дБ;
- по фазі $45^\circ \dots 70^\circ$, краще 60° .

Показниками якості системи визначимо час регулювання $t_{рег} = 0,1 [c]$, що складає 1,5 оберти колінчатого валу на швидкості холостого ходу $n_{зад} = 1000 [об/хв]$ та перерегулювання в 5 % межах.

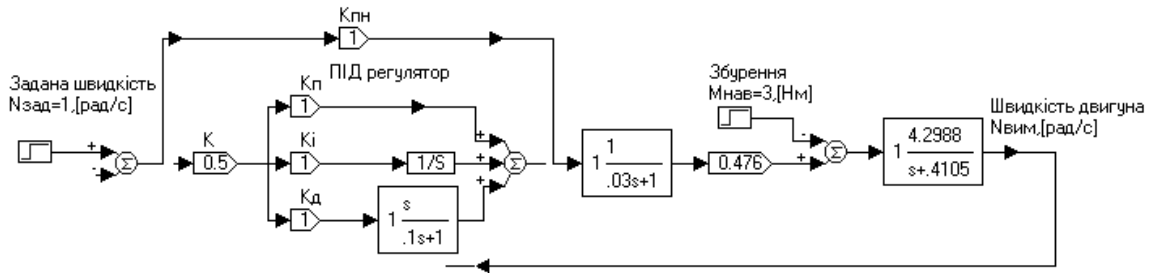


Рис. 6. Структурна модель системи регулювання ШХХ для проведення аналізу

Перетворимо структурну схему регулювання ШХХ на рис. 5 до вигляду системи, з якою можна провести аналіз та зобразимо її на рис. 6.

Розіркнемо систему по зворотньому зв'язку, візьмемо $K_{Пн}=1$ як показано на рис. 6, та побудуємо логарифмічні амплітудно-частотну (ЛАЧХ) та фазово-частотні характеристики (ЛФЧХ) об'єкту керування, які зображені на рис. 7, 8. При цьому величина збурення $M_{нав}=0$ [Нм].



Рис. 7. ЛАЧХ розірваної системи регулювання

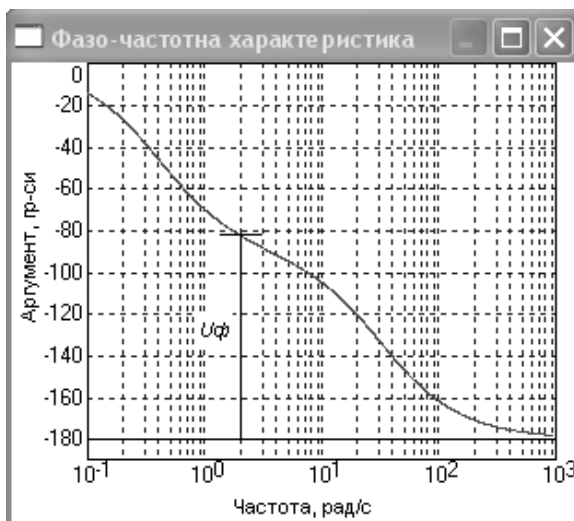


Рис. 8. ЛФЧХ розірваної системи регулювання

ЛФЧХ не перетинає лінії -180° , тому задана система складається з мінімально-фазових елементів, що означає, що аналіз стійкості можна проводити тільки по ЛАЧХ. На частоті зрізу $\omega_{зр}=2$ [рад/с], запас по фазі складає $U_{\phi}>60^\circ$, що означає, що система є стійкою та має великий запас стійкості.

$$\text{На основі ЛАЧХ знаходимо } T_1 = \frac{1}{0,4} = 2,5 [с]$$

$$\text{та } T_2 = \frac{1}{20} = 0,05 [с]. \text{ Таким чином знаходимо}$$

параметри ПІД-регулятора, модель якого була вибрана в розділі 4: $K_{Пн}=1+\frac{T_2}{T_1}=1,02$,

$$K_i = \frac{1}{T_1} = 0,4, \quad K_d = T_2 = 0,05.$$

Побудуємо на рис. 9а перехідну характеристику замкненої системи, вибравши $K=10$, який знайдений шляхом моделювання в VisSim залежно від заданої якості. При цьому на рис. 9б зображується, як змінюється кут випередження запалювання, що вибраний в межах $[-10^\circ; +10^\circ]$.

Таким чином, аналізуючи рис. 9, час регулювання ШХХ $t_{рег}=0,1$ [с], що відповідає поставленій задачі, перерегулювання знаходиться в 5% межах.

Далі оцінимо вплив збурення на систему, в якості якого виступає момент навантаження $M_{нав}=3$ [Нм] на колінчатий вал, який змінюється в межах $(-5; +5)$ [Нм], залежно від змін КВЗ.

Основною задачею являється стабілізація впливу збурення в межах часу регулювання $t_{рег}=(0,1-0,2)$ [с] та можливого перерегулювання не більш 30%.

На рис. 10а зобразимо перехідну характеристику стабілізації регулювання ШХХ від збурення, а на рис. 10б – зміну КВЗ. При цьому були аналітично настроєні в програмі VisSim коефіцієнти ПІД-регулятора $K_i=8$ $K_d=0,02$, що відповідають поставленій задачі.

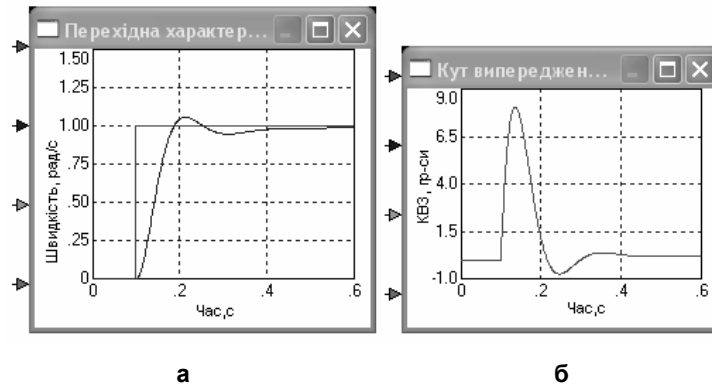


Рис. 9. а – перехідна характеристика замкненої системи регулювання ШХХ; б – зміна кута випередження запалювання

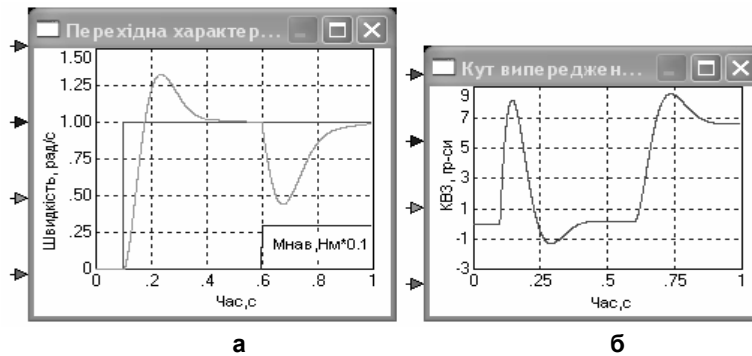


Рис. 10. а - перехідна характеристика замкненої системи регулювання ШХХ під дією збурення; б - зміна кута випередження запалювання

Таким чином, рис. 10 показує, що відбувається стабілізація регулювання ШХХ при $t_{\text{рег}}=0,2$ [с], перерегулювання в режимі слідкування близько 25 %. Дані забезпечують хороші показники системи. При цьому КВЗ, як показано на рис. 10б, змінюється в заданих межах.

Висновки

Розроблена авторами електронна система керування кутом випередження запалювання в бензиновому двигуні внутрішнього згорання служить як модернізована система регулювання швидкості холостого ходу, що забезпечить швидке її регулювання за кілька обертів колінчатого валу, яка знижує нерівномірність коливання колінчатого валу та підвищить потужність двигуна та паливну економічність. Був запропонований алгоритм ПІД-регулятора для даної системи, параметри якого були настроєні відповідно до поставлених задач.

Розроблена математична модель системи служить для подальшої роботи по знаходженню оптимальних параметрів роботи ДВЗ, а саме: підвищенню потужності, забезпеченню паливної економічності та екологічності, що буде використано авторами в майбутньому.

Література

1. *Соснин Д.А.*, Автотроника. Электрооборудование и системы бортовой автоматики современных легковых автомобилей, СОЛОН-Р, Москва 2001.
2. *Росс Твег*, Системы зажигания легковых автомобилей. Устройство, обслуживание и ремонт: Практ. пособ. – М.: Издательство “За рулем”, 1998. – 144., ил.
3. *Росс Твег*, Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт. – М.: “КЖИ” За рулем”, 2004. – 96 с., ил.
4. *Соснин Д.А.*, Яковлев В.Ф., Новейшие автомобильные электронные системы. – М.: СОЛОН – Пресс, 2005. – 240 с., ил.
5. *Lino Guzzella and Christopher H. Onder*, Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems, 2010 Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
6. *Alexander A. Stotsky*, Automotive Engines Control, Estimation, Statistical Detection, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009.
7. *J.A. Cook, J.W. Grizzle, and J. Sun*, Engine Control, January 18, 1995.
8. *D. Hrovat and Jing Sun*, Models and Control Methodologies for IC Engine Control Design, Control Eng. Practice, Vol. 5, No. 8, pp. 1093-1100, 1997