

УДК 621.434:621.43.0047

V. Dyganets, candidate in engineering sciences, associate professor,
A. Bozhok, associate professor of State Agrarian and Engineering University in Podilya

IMPROVING VACUUM REGULATOR OF ADVANCING IGNITION OF AIR-AND FUEL MIXTURE OF CARBURETOR ENGINE

Annotation. At all stages of the combustion process of the air-and-fuel mixture in the carburetor engine depends on advance angle of its ignition.

So the deviation from the advance angle of engine run in a wide range of speed and load modes is much worse off its technical and economic parameters, and can stop the combustion process of the air-and-fuel mixture. Automatically maintaining of the advance angle depending on the load conditions is carried by vacuum regulator, but it does not provide the required accuracy.

To improve its accuracy is proposed to enter into the regulation component the control signal, which is propositional to the rate of change in the mixing chamber with the carburetor throttle.

Additional component as the fundamentally new uprated differentiator with heightened acceleration ratio and to reduce the influence on the formation of regulatory status signals of the air-and-fuel mixture and transport delay of its transmission, so the differentiator should be installed close to the mixing chamber of the carburetor.

Due to the technical implementation of the differentiator of its design is performed as a separate set-top box with the possibility to change its gain factor. In the time of the steady transition process, it will increase the velocity action of the actuator by several times.

Keywords: differentiating circuit, metering orifice, chute, pneumatic line, throttle, lever, traction.

В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,
А.М. Божок, доцент ПДАТУ

УДОСКОНАЛЕННЯ ВАКУУМНОГО РЕГУЛЯТОРА ВИПЕРЕДЖЕННЯ ЗАПАЛЮВАННЯ РОБОЧОЇ СУМІШІ КАРБЮРАТОРНОГО ДВИГУНА

Наведено принципову схему та описано роботу удосконаленого вакуумного регулятора випередження запалювання робочої суміші карбюраторного двигуна, а також результати його досліджень.

Ключові слова: диференціатор, діафрагма, камера, пневмолінія, дросель, важіль, тяга.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. У карбюраторних двигунах робоча суміш в циліндрах запалюється від електричної іскри з певним випередженням відносно верхньої мертвої точки. Кут випередження запалювання на всіх режимах визначає протікання процесу згорання робочої суміші, а оскільки карбюраторні двигуни працюють в широкому діапазоні швидкісних і навантажувальних режимів, ці умови змінюються настільки, що при відхиленні моменту подачі іскри від оптимального в деяких режимах може значно погіршити всі показники двигуна і навіть повністю припинити процес згорання. Останнє обумовлює потребу в автоматичному регулюванні моменту запалювання [3-5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Для кожного двигуна при будь-яких значеннях його частоти обертання і навантаження можна підібрати оптимальні кути випередження запалювання, які відповідають найбільшій потужності або найменшій витраті палива. При роботі з неоптимальними кутами випередження запалювання експлуатаційна потужність двигуна падає, а економічність погіршується. Автоматичне змінювання кута випередження при змінюванні частоти обертання здійснюється відцентровим, а залежно від змінювання навантаження – вакуумним регулятором [1].

Відомий [2], найбільш поширений на сучасних карбюраторних двигунах, вакуумний регулятор складається з корпусу з камерою, яка розділяє камеру, діафрагми з пружиною і тягою, один кінець якої з'єднаний з діафрагмою, а другий – з рухомою пластиною переривника струму низької напруги. Камера з боку переривника сполучається з атмосферою, а з боку пружини – зі змішувальною камерою карбюратора за його дросельною заслінкою.

Однак недоліком відомого вакуумного регулятора є низька точність регулювання кута випередження запалювання, оскільки він формує і повертає рухому пластину переривника тільки за сигналами, пропорційними змінюванню розрідження, що через тертя в тракці і стискання робочої суміші в його камері спричинює значні запізнення. Це знижує експлуатаційну потужність двигуна і продуктивність автомобіля, а також підвищує витрату палива на перехідних режимах, що складають біля 70% часу його експлуатації.

Мета дослідження: виявити можливості підвищення точності регулювання кута випередження запалювання робочої суміші в циліндрах двигуна шляхом удосконалення вакуумного регулятора переривника-розподільника.

Виклад основного матеріалу дослідження. Із відомих в теперішній час найбільш ефективним є спосіб удосконалення елементів систем пневмоавтоматики реалізацією операції упередження сигналів, яку на відомих вакуумних регуляторах технічно легко можна здійснити.

Розроблений всережимний регулятор містить додатково приєднаний до кришки 22 базового всережимного регулятора пневматичного форсованого диференціатора, в корпусі 8 якого розміщені діафрагми 5 з отвором і суцільна 11, притиснені до нього кришками 4, 13, 21, 22 з утворенням основної "а" і додаткової "b" камер. Діафрагма 5 з діафрагмою 11 зв'язані через систему важелів і тяг. Із місцем під'єднання вакуумного регулятора до змішувальної камери карбюратора камера "а" сполучена пневмолініями 14, 15 безпосередньо, а камера "b" через пневмолінії 15, 16 і додатково установлений дросель 17.

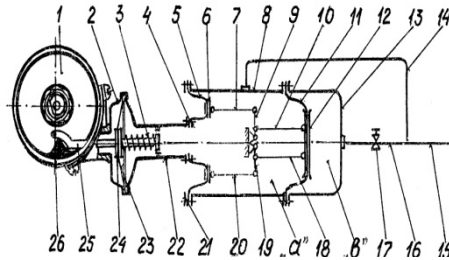


Рис. 1. Принципова схема удосконаленого вакуумного регулятора:

1 – пластина; 2, 8 – корпуси; 3 – пружина; 4, 13, 21, 22 – кришки; 5, 11, 23 – діафрагми;
6, 12, 24 – основи діафрагм; 7, 10, 18, 20, 25 – тяги; 9, 19 – важелі; 14, 15, 16 – пневмолінії;
17 – дросель; 26 – штифт.

При зменшенні навантаження на двигун дросельна заслінка карбюратора прикривається, розрідження в його змішувальній камері збільшується і далі пневмолініями 15, 14 передається в камеру "а" безпосередньо, а в камеру "b" – пневмолініями 15, 16 і дроселем 17. Із-за наявності дроселя розрідження в камері "а" буде змінюватися інтенсивніше, ніж в камері "b", змінюючи пропорційно швидкість руху діафрагми 23 і діафрагми 12, і через тяги 10, 18, важелі 9, 19 і тяги 7, 20 – діафрагми 6, збільшуючи об'єм камери "а" і розрідження в ній, яке буде пропорційне швидкості змінювання вхідного розрідження. Від дисбалансу сил цих двох розріджень і атмосферного тиску діафрагма 23, долаючи зусилля опору пружини 3, разом з тягою 25 різко переміститься і поверне пластину 1 разом з переривником назустріч напрямку обертання кулачка, збільшуючи кут випередження запалювання.

У випадку збільшення навантаження двигуна дросельна заслінка відкривається, розрідження в камерах "а", "b" зменшується, але із-за дроселя 17 воно інтенсивніше буде понижуватися в камері "а", ніж в камері "b" і рухомі деталі вакуумного регулятора будуть уже переміщатися у зворотному напрямку. У результаті пружина 3 перемістить діафрагму 23 і зв'язану з нею тягу 25, яка поверне пластину 1 з перебивачем в напрямку обертання кулачка, зменшуючи кут випередження запалювання.

В обох випадках основній діафрагмі разом з тягою і пластиною забезпечиться висока швидкодія, обумовлена формуванням і передачею регулюючого сигналу, пропорційного змінюванню вхідного розрідження і форсованій швидкості його змінювання. При цьому ступінь введення в закон регулювання складової регулюючого сигналу, пропорційного швидкості змінювання вхідного розрідження, може бути різною залежно від співвідношення довжин плеч важелів 9, 19, а також настроювання регулювального дроселя 17.

Через незначні маси рухомих деталей і наявного демпфування в пневматичному тракті, при відліку в малих приростах від динамічного рівноважного стану, рівняння основної діафрагми і зв'язаних з нею рухомих деталей серійного вакуумного регулятора матиме вигляд [7]:

$$\frac{v d\Delta y_{вх}}{dt} + c \Delta y_{вх} = \Delta P_{вх} f, \quad (1)$$

де $\frac{v d\Delta y_{вх}}{dt}$ – сила пневматичного демпфування, пропорційна швидкості переміщення рухомих деталей регулятора;

$\Delta y_{вх}$ – вихідне переміщення тяги, зв'язаної з пластиною переривника;

$c \Delta y_{вх}$ – сила протидії пружини основної діафрагми;

c – жорсткість пружини;

$\Delta P_{вх} f$ – вхідне зусилля;

$\Delta P_{вх}$ – вхідне розрідження, діюче на діафрагму;

f – ефективна площа діафрагми.

Після переходу до безрозмірних координат рівняння (1) набуде вигляду:

$$v y_{\max} \frac{dy_{\text{вих}}}{dt} + c y_{\max} y_{\text{вих}} = P_{\max} f p_{\text{вх}}, \quad (2)$$

або при рівності сил жорсткості пружини і максимального розрідження діафрагми

$$\frac{v}{c} \frac{dy_{\text{вих}}}{dt} + y_{\text{вих}} = P_{\text{вх}}. \quad (3)$$

З врахування діючих на основну діафрагму тільки сил пневматичного демпфування і відновлювальної пружини вона є аперіодичною динамічною ланкою з постійною часу $T_p = \frac{v}{c}$ і коефіцієнтом підсилення k_p рівняння (3) буде

$$T_p p + 1 = k_p, \quad (4)$$

а його передаточна функція матиме вигляд:

$$W_p(p) = \frac{k_p}{T_p p + 1}, \quad (5)$$

де $p = \frac{d}{dt}$ – оператор в перетвореннях Лапласа.

Для форсованого диференціатора, при відліку в малих приростах від динамічного рівноважного стану, вхідною координатою є розрідження $\Delta P_{\text{вх}}$, а вихідною – розрідження $\Delta P_{\text{вих}}$ у камері “а”. При ступінчастому змінюванні $P_{\text{вх}}$ абсолютний тиск у камері “а” буде рівний

$$P_{\text{вх}} = P_{1\text{вих}} + P_{2\text{вих}} + P_{3\text{вих}}, \quad (6)$$

де $P_{1\text{вих}}$, $P_{2\text{вих}}$, $P_{3\text{вих}}$ – вихідні сигнали, відповідно від переміщення суцільної діафрагми, обумовлені поступанням робочої суміші в порожнину “б”; діафрагми з осьовим отвором від поступання – в камеру “а” і додаткове, спричинене різницею швидкостей руху в результаті пневматичного демпфування.

При відомих коефіцієнтах підсилення сигналів $P_{\text{вх}}$ і $P_{\text{вих}}$ останнє рівняння набуде вигляду [10]:

$$K_{1д} P_{\text{вх}} + K_{2д} P_{\text{вх}} = P_{1\text{вих}} + P_{2\text{вих}} + P_{3\text{вих}}, \quad (7)$$

де $K_{1д}$, $K_{2д}$ – коефіцієнти підсилення диференціатора по каналах поступання робочої суміші в порожнині “а”, “б”.

Додатковий сигнал $P_{3\text{вих}}$, пропорційний переміщенню, спричинений силою пневматичного демпфування, зрівноважується силою відновлюваної пружини, діючої на основну діафрагму

$$P_{3\text{вих}} C_1 - v_1 \left(\frac{d P_{1\text{вих}}}{dt} - \frac{d P_{2\text{вих}}}{dt} \right) = 0, \quad (8)$$

де C_1 – жорсткість пружини;

v_1 – коефіцієнт пневматичного демпфування;

$\frac{d P_{1\text{вих}}}{dt}$ і $\frac{d P_{2\text{вих}}}{dt}$ – поступальна швидкість переміщення суцільної з осьовим отвором діафрагми.

Оскільки швидкість переміщення суцільної діафрагми в порівнянні з осьовою мала і нею можна знехтувати, з рівняння (8) знаходимо

$$P_{3\text{вих}} = \frac{v_1}{C_1} \frac{d P_{1\text{вих}}}{dt}, \quad (9)$$

Після підстановки (9) в рівняння (7) одержимо:

$$K_{1д} P_{\text{вх}} + K_{2д} P_{\text{вх}} = P_{2\text{вих}} P_{\text{вих}} + P_{1\text{вих}} + \frac{v_1}{C_1} \frac{d P_{1\text{вих}}}{dt}. \quad (10)$$

У результаті формування вихідного сигналу переміщеннями суцільної і з осьовим отвором діафрагми, залежно від кількості поступаючої робочої суміші в камеру “а”, “б”, за сигналами по каналу демпфування утворюється інерційна динамічна аперіодична ланка з наступним диференціальним рівнянням:

$$K_{1д} P_{\text{вх}} = P_{1\text{вих}} + \frac{v_1}{C_1} \frac{d P_{1\text{вих}}}{dt}, \quad (11)$$

з передаточною функцією

$$W_a(p) = \frac{k_{1д}}{T_a p + 1}, \quad (12)$$

де k_1 – коефіцієнт підсилення аперіодичної інерційної ланки;

$T_a = \frac{v_1}{C_1}$ – постійна часу динамічної ланки, що характеризує її демпфуючі властивості.

Форсування вихідних сигналів пропорційних швидкості змінювання розрідження здійснюється підсилювальною ланкою, що описується алгебраїчним рівнянням

$$K_{2д} P_{\text{вх}} = P_{2\text{вих}}, \quad (13)$$

з передаточною функцією [10]

$$w_n(p) = K_{2д} \quad (14)$$

де $K_{2д}$ – коефіцієнт підсилення диференціатора по каналу передачі сигналів системою важелів і тяг.

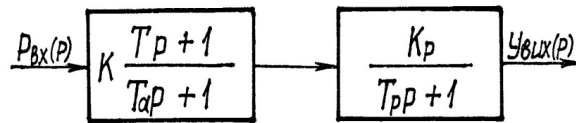


Рис. 2. Структурна схема удосконаленого вакуумного регулятора.

Із виразів (10-14) випливає, що форсований диференціатор вакуумного регулятора описується диференціальним рівнянням паралельно з'єднаних аперіодичної і підсилювальної ланок наступного вигляду [10]:

$$T_a \frac{dP_{вих}}{dt} + P_{вих} = k \left[T \frac{dP_{вх}}{dt} + P_{вх} \right], \quad (15)$$

і має передаточну функцію [10]

$$W(p) = k \frac{T p + 1}{T_a p + 1}, \quad (16)$$

де $k = k_{1д} + k_{2д}$ – загальний коефіцієнт підсилення;

$T = \frac{k_{2д} T_a}{k_1 + k_2}$ – постійна часу демпфування.

Із наведеної структурної схеми (рис. 2) удосконаленого вакуумного регулятора перехідні процеси опишуться наступним виразом:

$$Y_{вих}(t) = \frac{1}{T_p - T_a} \left[k_{1д} T_p + k_{2д} (T_p - T_a) (1 - e^{-\frac{t}{T_p}}) + k_{1д} T_p (1 - e^{-\frac{t}{T_a}}) \right] P_{0вх} \quad (17)$$

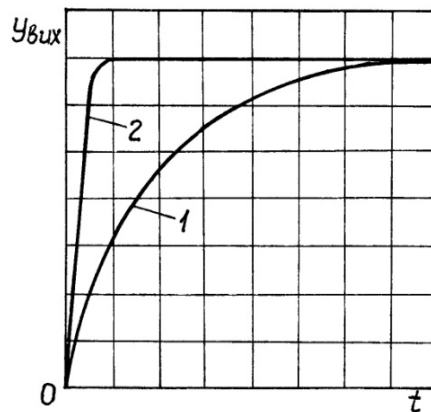


Рис. 3. Залежність швидкодії вихідної координати вакуумного регулятора:
1 – серійного; 2 – удосконаленого.

Порівняльна оцінка ефективного впливу конструктивних параметрів залучених динамічних ланок, їх настроювання і взаємодії з серійними на швидкодію вихідних сигналів серійного і удосконаленого вакуумного регулятора, а також виявлення стійкості їх перехідних процесів виконувалась за результатами досліджень шляхом математичного моделювання рівнянь, що відповідають передаточним функціям структурної схеми при ступінчастій дії вхідної координати $P_{0вх}$. Швидкодія вихідного сигналу порівнювалась часом, протягом якого вихідна координата досягла величини повного ходу регульованої тяги.

Із наведених кривих перехідного процесу випливає, що при постійному настроюванні пневматичних демпфувальних динамічних ланок, які забезпечують стійкий перехідний процес, час регулювання удосконаленого в декілька разів менший від серійного вакуумного регулятора. Останнє досягається пропорційним підвищенням швидкості вихідної координати за рахунок збільшення коефіцієнта підсилення в удосконаленому, чого неможливо реалізувати в серійному вакуумному регуляторі.

Висновки. Для підвищення точності регулювання кута випередження запалювання робочої суміші в циліндрах карбюраторного двигуна в перемінних навантажувальних режимах роботи пропонується в закон регулювання вводити складову регулюючого сигналу, пропорційну швидкості змінювання розрідження в змішувальній камері за дросельною заслінкою карбюратора, як складову формування додатково установленим форсованим диференціатором з підвищеним коефіцієнтом його підсилюючої динамічної ланки. Щоб зменшити вплив на формування регулюючих сигналів стану робочої суміші і транспортного запізнення їх передачі, диференціатор необхідно установлювати ближче до змішувальної камери карбюратора. При технічній реалізації диференціатора його конструкцію виконувати у вигляді окремої приставки з можливістю безступеневого змінювання його коефіцієнта підсилення в межах $k = 2 \dots 3$, а настроювання постійної часу демпфування, що не перевищує $T = 0,6$ с.

Список використаних джерел

1. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Двигатели внутреннего сгорания” / В.П. Алексеев, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.: Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.
2. Родичев В.А., Родичева Г.И. Тракторы и автомобили. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 351 с.
3. Андрусенко П.И., Бурцев О.Н., Гутаревич Ю.Ф. Характеристика автомобильных и карбюраторных двигателей. – К.: Вища школа, 1978. – 128 с.
4. Архангельский В.М., Вихерт М.М., Воинов А.Н. и др. Автомобильные двигатели. Под ред. М.С. Ховаха. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 591 с.
5. Ленин И.М., Костров А.В., Малашкин О.М. и др. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. 1. Теория двигателей и системы их топливоподачи. Учебник для вузов. Изд. 2-е доп. и перераб. – М.: Высшая школа, 1976. – 368 с.
6. Казинер Ю.Я., Слободкин М.С. Пневматические исполнительные устройства в системах автоматического управления. – М.: Энергия, 1972. – 72 с.
7. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.
8. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 560 с.
9. Емельянов А.И., Емельянов В.А. Исполнительные устройства промышленных регуляторов. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
10. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
11. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука. Главная редакция физ.-мат. л-ры, 1981. – 720 с.

Аннотация. Приведена принципиальная схема и описана работа усовершенствованного вакуумного регулятора опережения зажигания рабочей смеси карбюраторного двигателя, а также результаты его исследований.

Ключевые слова: дифференциатор, диафрагма, камера, пневмолиния, дроссель, рычаг, тяга.