

УДК 621.436.038

*В.І. Дуганець, кандидат технічних наук, доцент,**А.М. Божок, доцент,**В.В. Майсус, старший викладач,**М.А. Венгер, асистент ПДАТУ,*

## ДОСЛІДЖЕННЯ УДОСКОНАЛЕНОЇ СИСТЕМИ ПРИМУСОВОГО ХОЛОСТОГО ХОДУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

*Наведено схему і описано роботу удосконаленої системи примусового холостого ходу карбюраторного двигуна внутрішнього згоряння, а також аналітичний вираз перехідних процесів і вплив на нього параметрів системи.*

**Ключові слова:** *впускний тракт, диференціюючий датчик розрідження, перехідний процес, токсичні речовини, екологія, діафрагма, дросель, тангенціальний канал.*

**Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Робота карбюраторних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) зі штатними системами холостого ходу через дефіцит повітря від різкого закривання дросельної заслінки на режимах примусового холостого ходу спричинює тимчасове збагачення пальної суміші, що збільшує утворення і викидання окислу вуглецю та окислів азоту, витрату масла на нагар з одночасним порушенням його фізико-механічних властивостей і суттєвим погіршенням екології довкілля.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** Для усунення вказаних недоліків застосовують різноманітні пристрої [1]. Одні з відомих пристроїв обмежують ріст розрідження у впускному тракті і тим самим зменшують підсмоктування масла в камеру згоряння та збільшують подачу пальної суміші в циліндри, інші повністю припиняють поступання палива в циліндри при роботі двигуна на режимах примусового холостого ходу. Однак залучення в них електронних регуляторів частоти обертання, електропневмоклапанів і мікроперемикачів для ефективної роботи ускладнює конструкцію, знижує їх надійність і довговічність [2].

**Мета дослідження:** дослідити систему примусового холостого ходу карбюраторного ДВЗ, удосконалену шляхом подачі в його циліндри надлишкового повітря обводним контуром.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Принципово нова (патент України № 77001) система примусового холостого ходу з можливим корегуванням подачі надлишкового повітря обводним контуром у впускний тракт в її перехідних процесах була розроблена на кафедрах «Транспортні технології» і «Трактори, автомобілі та енергетичні засоби».

Удосконалена система містить корпус 3 (рис. 1) системи холостого ходу базового карбюратора ДВЗ з поплавковою камерою 5, повітряною 2 і дросельною заслінкою 9 з важелем 10 і регулювальним гвинтом 11, розміщеними вище першим вихідним отвором 8 і нижче – другим вихідним отвором 19 з регулювальним гвинтом 20, а вище від дросельної – повітряний 34, головний 7 і холостого ходу 6 паливні жиклери, а також каналами 4, 35, якими жиклери сполучаються з вихідними 8, 19 отворами, і впускний трубопровід 14.

Корпус 12 з камерою «а» змішування установлений між корпусом 3 і впускним трактом 14 і сполученими з нею тангенціальними каналами 13. У корпусі 12 розміщений диференціюючий датчик розрідження з діафрагмою 33 і пружиною 22, один торець якої впирається в радіально і рівномірно розміщені по колу, зв'язані з корпусом, кронштейни, а протилежний торець – в сідло 24 діафрагми 33. До сидла 24 приєднаний шток 32 з перепускним клапаном 26, який переміщується в напрямній 29, нерухомо зв'язаний з корпусом 12. У штокові 32 виконаний осьовий 25 і радіальний отвір 30, а у напрямній – радіальний отвір 31 з можливістю, при переміщенні штока, сполучатися між собою. До сидла 24 тягою 39 з'єднаний рухомий фланець 23 сільфона 21 датчика, нерухомий фланець 36 якого – з корпусом 12, а середній рухомий фланець 38 – з діафрагмою 37.

Діафрагма 33 з корпусом 12 і сільфоном 21 утворює безштокову камеру «в», з корпусом 12 і гофрованим чохлам 28 – камеру «с», а корпус 12, сільфон 21 і діафрагма 37 – камеру «d».

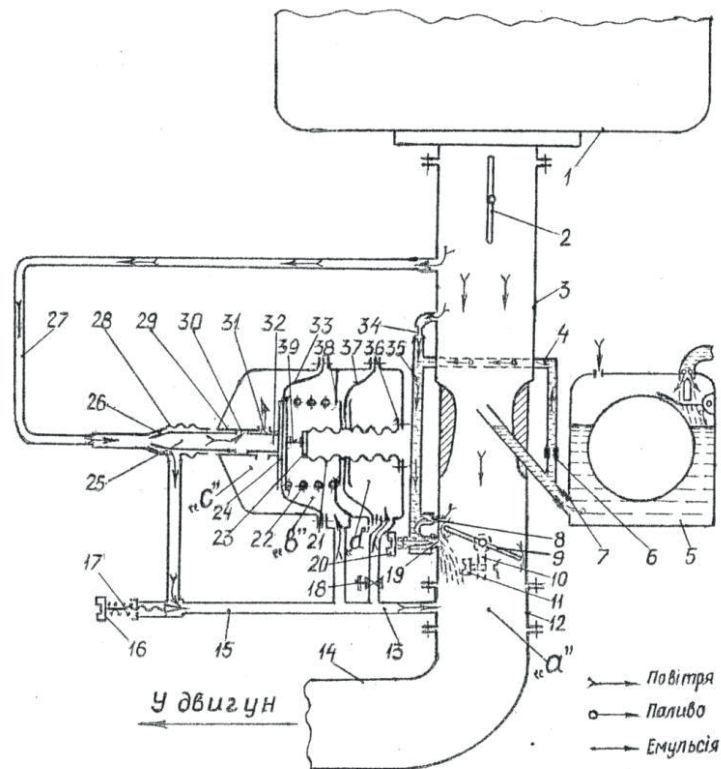


Рис. 1. Конструктивна схема системи примусового холостого ходу з обводним контуром подачі надлишкового повітря.

Камера «а» з камерою «в» сполучається каналом 13 безпосередньо, а з камерою «d» – через дросель 18. У каналі 15 установлений регульовальний гвинт 16 з пружиною 17. Канали і камери корпусу 12 гнучкою пневмолінією 27 сполучаються з повітроочисником 1.

При різкому закритті дросельної заслінки 9 в карбюраторі тимчасово збагачується паливна суміш, яка далі надходить у циліндри ДВЗ, а за заслінкою і в змішувальній камері «а» різко зростає розрідження, яке каналами 13 передається в безштокову камеру «в» безпосередньо, а у камеру «d» – через дросель 18. Завдяки дроселю розрідження у камері «d» буде зростати повільніше, ніж у камері «в», що сповільнить швидкість руху діафрагми 37, збільшуючи швидкість руху діафрагми 33 і через тягу 39 – фланця 21, збільшуючи при цьому об'єм камери «в», а отже, і в ній розрідження, яке буде пропорційне як змінюванню розрідження у змішувальній камері «а», так і швидкості (першій похідній) його змінювання. Від дисбалансу сил, діючих на діафрагму 33, вона, долаючи зусилля опору пружини 22 і сільфона 21, разом зі штоком 32 різко переміститься вправо до сполучення радіальних отворів 30, 31 штока 32 і напрямної 29, одночасно відкриваючи клапан 26, через відкритий отвір якого з повітроочисника 1 пневмолінією 27, каналом 15 і тангенціальними каналами 13 поступить у змішувальну камеру «а».

Із збільшенням в декілька разів кількості повітря склад паливної суміші збідниться настільки, що вона не запалиться, запобігаючи викиданню в атмосферу токсичних речовин, димінню відпрацьованих газів, втратам мастильного матеріалу на нагар і нагароутворення. Але в міру суміщення отворів 30, 31 повітря від повітроочисника 1 через пневмолінію 27, осьовий отвір 25 штока 32 і відкриті отвори 30, 31 надійде у штокову камеру «с», підвищуючи в ній тиск. Зусиллями від дисбалансу тисків у камерах «в», «с», «d», спричиненого наявністю дроселя 18, зусиль від дії пружин 22 і сільфона 21, діафрагма 33 з клапаном 26 зі швидкістю, пропорційною змінюванню тиску в камері «а» і швидкості (першій похідній) від його змінювання, переміститься у зворотний бік. Від різкого перекриття клапаном 26 атмосферного повітря прискориться перехідний процес стабілізації установленого розрідження, яке відповідає розрідженню впускного тракту. Далі на перепускний клапан 26 діє діафрагма 33 в напрямку закривання тільки силою пружини 22 і сільфона 21, які не можуть закрити його, поки не наступить значне зниження

частоти обертання колінчастого вала ДВЗ, близьке до частоти обертання холостого ходу. Після закривання клапана 26 відновлюється нормальний склад пальної суміші і ДВЗ автоматично переходить на режим холостого ходу.

При відкриванні дросельної заслінки 9 в момент відкритого клапана 26 через отвір каналу 29 у змішувальній камері «а» і камерах «в», «д» встановлюється атмосферний тиск, завдяки чому він закривається, не перешкоджаючи роботі ДВЗ.

Таким чином, розбавлення складу пальної суміші додатковим повітрям виводить її за межі можливого запалювання, забезпечуючи карбюраторному ДВЗ із запропонованою системою на примусовому холостого ходу практично працювати без викидів токсичних речовин і погіршення екології довкілля.

Диференціюючий датчик розрідження сильфонно-діафрагмового типу, як основна динамічна ланка удосконаленої системи примусового холостого ходу, включає виконавчий механізм (діафрагма 33 з клапаном 26) і механізм перетворення (диференціювання) сигналів (діафрагма 37 з сильфоном 21).

При відліку в малих приростах від динамічного рівноважного стану вхідною координатою виконавчого механізму є розрідження  $\square p_{ex}$ , а вихідною – переміщення  $\square y_{vux}$  перепускного клапана 25.

Умова рівноваги діючих на діафрагму і зв'язаних з нею рухомих деталей в перехідному режимі, з врахуванням сил інерції і в'язкого тертя, матиме наступний вигляд:

$$Q_{in} + Q_T + Q_{nc} = Q_{ex}, \quad (1)$$

де  $Q_{in}$ ,  $Q_T$ ,  $Q_{nc}$ ,  $Q_{ex}$  – відповідно зусилля інерції, в'язкого тертя, пружини і сильфона, вхідне.

З врахуванням визначених виразів складових зусиль рівняння рівноваги сил (1) набуде вигляду:

$$M \frac{d^2 \square y_{vux}}{dt^2} + n \frac{d \square y_{vux}}{dt} + C \square y_{vux} = \square p_{ex} \times S, \quad (2)$$

де  $M$  – маса рухомих деталей;

$n$  – коефіцієнт пневматичного демпфування;

$C$  – приведена жорсткість пружини і сильфона;

$S$  – ефективна площа діафрагми.

Здійснивши перехід до безрозмірних координат, при якому за безрозмірну координату дисбалансу розрідження прийнято відношення  $\square p_{ex}$  до максимальної величини тиску  $p_{max}$  на діафрагму, при якому клапан повністю закривається, а безрозмірною координатою переміщення клапана – відношення  $\square y_{vux}$  до повного ходу  $y_{max}$ , і після перетворень отримаємо вираз диференціального рівняння руху виконавчого механізму в безрозмірних координатах [3, 5]:

$$M y_{max} \frac{d^2 y_{vux}}{dt^2} + n y_{max} \frac{d y_{vux}}{dt} + C y_{max} \times X_{vux} = p_{max} \times \varphi_{ex} \times S. \quad (3)$$

За умови, що  $C y_{max} = p_{max} \times S$  і після заміни коефіцієнтів при похідних, приводимо вираз (3) до загального вигляду:

$$T_i^2 \frac{d^2 y_{vux}}{dt^2} + T_{\square} \frac{d y_{vux}}{dt} + y_{vux} = K_{\square} p_{ex}, \quad (4)$$

де  $T_i = \sqrt{\frac{M}{C}}$  – постійна часу, що характеризує інерційні властивості виконавчого механізму;

$T_{\square} = \frac{n}{C}$  – постійна часу, що характеризує демпфуючі властивості виконавчого механізму;

$K_{\square}$  – коефіцієнт підсилення виконавчого механізму.

Одержане рівняння (4) в операційній формі матиме вигляд [3, 5]:

$$T_i^2 p^2 + T_{\square} p + 1 = K_{\square}, \quad (5)$$

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

Таким чином, виконавчий механізм диференціюючого датчика розрідження у впускному тракті ДВЗ являє собою коливальну динамічну ланку з передаточною функцією [3, 5]:

$$W_1(p) = \frac{K_{\square}}{T_i^2 p^2 + T_{\square} p + 1}. \quad (6)$$

У камері «а» від різкого зростання розрідження  $p_{ax}$ , в результаті різкого закривання дросельної заслінки, вихідний сигнал буде рівний

$$p_{oux} = p_{1oux} + p_{2oux} + p_{3oux}, \quad (7)$$

де  $p_{1oux}, p_{2oux}, p_{3oux}$  – вихідні сигнали від розрідження відповідно в камерах «в», «d» і додаткового, викликаного різницею швидкостей руху діафрагми від пневматичного демпфування.

З врахуванням коефіцієнтів підсилення складової вхідного сигналу отримане рівняння матиме вигляд:

$$K_1 p_{ax} + K_2 p_{ax} = p_{1oux} + p_{2oux} + p_{3oux}, \quad (8)$$

де  $K_1, K_2$  – коефіцієнти підсилення механізму перетворення сигналів по каналу поступання розрідження в камери «в», «d».

Переміщення, спричинене силою пневматичного демпфування, зрівноважується зусиллям пружини 22 і сільфона 21 [8];

$$p_{3oux} \times C \left[ n \frac{dp_{1oux}}{dt} + \frac{dp_{2oux}}{dt} \right] = 0, \quad (9)$$

де  $C$  – приведена жорсткість пружини 22 і матеріалу стінок сільфона 21;

$n$  – коефіцієнт пневматичного демпфування, обумовлений наявністю дроселя 9;

$\frac{d^2 y_{oux}}{dt^2}$  і  $\frac{dy_{oux}}{dt}$  – поступальні швидкості руху діафрагми 33 і 37, спричинені перепадом розріджень в камерах «в» і «d».

При умові, що швидкість руху діафрагми 37, в порівнянні зі швидкістю діафрагми 31 мала і після знехтування нею, знаходимо

$$p_{3oux} = \frac{n}{C} \times \frac{dp_{1oux}}{dt}. \quad (10)$$

З врахуванням отриманого виразу рівняння (8) матиме вигляд:

$$K_1 p_{ax} + K_2 p_{ax} = p_{2oux} + p_{1oux} + \frac{n}{C} \times \frac{dp_{1oux}}{dt}. \quad (11)$$

Залежно від розрідження створюваного в камерах «в» і «d», а також паралельного формування вихідного сигналу переміщеннями діафрагм 33, 37 групуємо останніх два члени правої частини рівняння (11) з першим членом лівої:

$$K_1 p_{ax} = p_{1oux} + \frac{n}{C} \frac{dp_{1oux}}{dt}. \quad (12)$$

Одержане диференціальне рівняння описує рух динамічної аперіодичної ланки з передаточною функцією [3, 5];

$$W_a(p) = \frac{K_1}{T_1 p + 1}, \quad (13)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт підсилення аперіодичної інерційної ланки;

$T_1 = \frac{n}{C}$  – постійна часу ланки, що характеризує її демпфуючі властивості.

Після групування першого члена правої з другим членом лівої частини виразу (11) одержимо підсилювальну ланку з алгебраїчним рівнянням:

$$K_2 p_{2oux} = p_{2oux} \quad (14)$$

і передаточною функцією [3, 5]

$$W_{II}(p) = K_2, \quad (15)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт підсилення ланки.

Таким чином, механізм перетворення сигналів утворений паралельним з'єднанням аперіодичної інерційної (13) і підсилювальної (20) динамічних ланок.

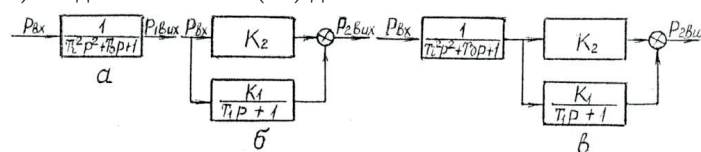


Рис. 2. Структурна схема удосконаленої системи примусового холостого ходу: а – виконавчого механізму; б – механізму диференціювання регулюючих сигналів; в – удосконаленої.

Структурні схеми виконавчого механізму і механізму перетворення сигналів представлені на рис. 2, а,б. Із структурної схеми рис. 2,б передаточна функція утвореної диференціюючої ланки набуде наступного вигляду [3, 5]:

$$W_2(p) = W_a(p) + W_{II}(p) = \frac{K_1}{T_1 p + 1} + K_2 = K \frac{T_2 p + 1}{T_1 p + 1}, \tag{16}$$

де  $K = K_1 + K_2$  – загальний коефіцієнт підсилення утвореної ланки;

$$T_2 = \frac{K_2 T_1}{K_1 + K_2} \text{ – постійна часу ланки.}$$

Із загальної структурної схеми (рис. 2,в) удосконаленої системи примусового холостого ходу перехідні процеси представляються наступним виразом:

$$p_2(t) = \frac{2K_2}{\sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4}} \times \frac{1 \exp \left[ \frac{t}{2T_i} \left( \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \right) \right] + 1 \exp \left[ \frac{t}{2T_i} \left( \frac{T_0}{T_i} - \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \right) \right]}{\frac{T_0}{T_i} \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} + \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4}} + \frac{K_1}{T_i^2 T_1} \frac{1 \exp \left[ \frac{t}{2T_i} \left( \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \right) \right] + 1 \exp \left[ \frac{t}{2T_i} \left( \frac{T_0}{T_i} - \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \right) \right]}{\frac{1}{2T_i} \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \times \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} + \frac{1}{2T_i} \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} + \frac{1}{T_i}} + \frac{1 \exp \left[ \frac{1}{2T_i} \left( \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \right) \right] + 1 \exp \left[ \frac{1}{2T_i} \left( \frac{T_0}{T_i} - \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \right) \right]}{\frac{1}{2T_i} \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} \times \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} + \frac{1}{2T_i} \frac{T_0}{T_i} + \sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4} + \frac{1}{T_i}} + \frac{1 \exp \left[ \frac{t}{T_i} \right]}{1 \frac{T_0}{T_i} + \frac{1}{T_i} + \frac{1}{4T_i^2} \frac{1}{\sqrt{\frac{T_0}{T_i} \mp 4}}}$$

Вплив обводного контуру, залученого в удосконаленій системі примусового холостого ходу, на перехідні процеси при різкому закриванні дросельної заслінки показано на рис. 3.

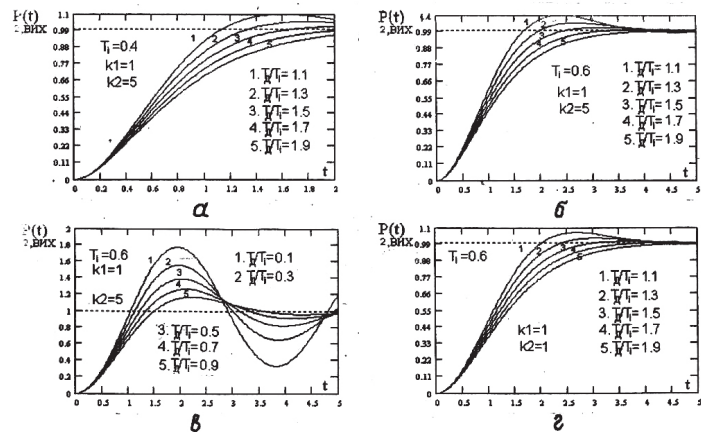


Рис. 3. Графіки перехідного процесу удосконаленої системи примусового холостого ходу залежно від  $T_0 / T_i$  при: а -  $T_i = 0,4$ ;  $K_1 = 1$ ;  $K_2 = 5$ ; б -  $T_i = 0,6$ ;  $K_1 = 1$ ;  $K_2 = 5$ ; в -  $T_i = 0,6$ ;  $K_1 = 1$ ;  $K_2 = 5$ ; г -  $T_i = 0,1$ ;  $K_1 = 1,0$ ;  $K_2 = 1,0$ .

Наявність в контурі діафрагмового виконавчого механізму у вигляді інерційної другого порядку динамічної ланки разом із сильфонно-діафрагмовим диференціатором забезпечують формування вихідного сигналу пропорційного як змінюванню розрідження у змішувальній камері, так і швидкості (першій похідній) його змінювання. Із графіків перехідних процесів випливає, що характер і стійкість залежить від постійних часу виконавчого механізму, їх співвідношення і коефіцієнта підсилення диференціюючого датчика. Стійкість переміщення вихідного

клапана залежить від стійкості виконавчого механізму. При малих значеннях співвідношення постійних часу пневматичного демпфування та інерції перехідний процес періодичний і представляє собою незатухаючу синусоїду, амплітуда якої зменшується при збільшенні пневматичного демпфування. Перехідний процес при цьому стає періодичним і являє собою вже затухаючу синусоїду, амплітуда якої зменшується від півперіода до півперіода за експоненціальним законом. При збільшенні величини постійної часу інерції виконавчого механізму тривалість перехідного процесу збільшується. Крім цього, при певних співвідношеннях і досягненні перехідних процесів без перерегулювань і найменшою тривалістю часу, період стабілізації його можна зменшити шляхом підвищення швидкодії виконавчого механізму за рахунок збільшення коефіцієнта підсилення диференціюючого датчика. При цьому обмеженням максимальної величини є можливість його технічної реалізації в серійній системі примусового холостого ходу карбюраторного ДВЗ.

**Висновки.** Запропонована конструктивна схема удосконаленої системи примусового холостого ходу з обводним контуром подачі надлишкового повітря у впускний тракт карбюраторного ДВЗ забезпечує припинення процесу згоряння збагаченої суміші пального в перехідних процесах при різкому закриванні дросельної заслінки. Включення в контур пневматичного диференціюючого датчика розрідження з можливістю формування на виході регулюючих сигналів, пропорційних відхиленню і швидкості відхилення розрідження, підвищує швидкість виконавчого механізму і точність регулювання. Розроблена структурна схема удосконаленої системи примусового холостого ходу, за допомогою якої одержаний вираз її перехідних процесів. Проаналізовано вплив на характер перехідних процесів параметрів елементів динамічних ланок обводного контуру. Застосування удосконаленої системи дозволить покращити роботу карбюраторних ДВЗ на режимах примусового холостого ходу і зменшити забруднення довкілля відпрацьованими токсичними газами.

#### Список використаних джерел

1. Гуревич А.М., Сорокин Е.М. Тракторы и автомобили. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Колос, 1979. – 479 с.
2. Ефимов С.И., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.
3. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
4. Васильев Д.В., Чуич В.Г. Системы автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1967. – 420 с.
5. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. Учебник для вузов. Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 736 с.
6. Зайцев Г.Ф., Костюк В.И., Чинаев П.И. Основы автоматического управления и регулирования. – К.: Техніка, 1975. – 496 с.
7. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. – М.: Наука, главная редакция физ.-мат. лит.-ры, 1981. – 720 с.
9. Ибрагимов И.А., Фарзана Н.Г., Илясов Л.В., Элементы и системы пневмоавтоматики. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1984. – 544 с.
10. Казанер Ю.Я., Слободкин М.С. Пневматические исполнительные устройства в системах автоматического управления. – М.: Энергия, 1972. – 72 с.

**Аннотация.** Приведена схема и описана работа усовершенствованной системы принудительного холостого хода карбюраторного двигателя внутреннего сгорания, а также аналитическое выражение переходных процессов и влияние на него параметров системы.

**Ключевые слова:** впускной тракт, дифференцирующий датчик разрежения, переходной процесс, токсичные вещества, экология, диафрагма, дроссель, тангенциальный канал.

**Annotation.** There was made a description of diagram and operation of the improved explosive engine carburetor forced idle system, as well as analytical form of transition processes and impact of the system parameters upon it.

**Key words:** inlet duct, differentiating vacuum indicator, transition process, toxic substances, ecology, diaphragm, throttle, cyclonic port.