

УДК 621.436.038

ДО УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПРИМУСОВОГО ХОЛОСТОГО ХОДУ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

А.М. Божок, доцент
Подільський ДАТУ

Наведено принципову схему та описано роботу удосконаленої системи примусового холостого ходу карбюраторного двигуна внутрішнього згоряння, а також результати її дослідження.

***Ключові слова:** система примусового холостого ходу, диференціюючий датчик розрідження, дросель, сільфон, токсичні речовини, екологія.*

Проблема. Недоліком сучасних карбюраторних двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), оснащених серійними системами холостого ходу, є робота їх на перехідних режимах примусового холостого ходу із збагаченою сумішшю, що обумовлює високу токсичність відпрацьованих газів і суттєво погіршує екологію доквілля.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. З аналізу роботи карбюраторних ДВЗ на перехідних режимах примусового холостого ходу випливає, що за різкого закривання дросельної заслінки і тимчасового створення дефіциту повітря, в карбюраторі збагачується паливна суміш, що надходить у їх циліндри [1]. Щоб запобігти цьому, необхідно у впускний тракт, з певним випередженням, за сигналами, сформованими пропорційно змінюванню розрідження і швидкості його змінювання, подати додаткову кількість повітря, забезпечуючи інтенсивне збіднення складу пальної суміші настільки, при якій би вона не запалювалась, повністю припиняючи викидання оксиду вуглецю і оксидів азоту в атмосферу, а також зменшуючи витрати моторного масла на нагар, димлення і нагароутворення [5].

Мета дослідження: удосконалити і дослідити систему примусового холостого ходу карбюраторного ДВЗ.

Результати досліджень. Удосконалена принципово нова (патент України № 77001) система примусового холостого ходу з можливим корегуванням подачі повітря у впускний тракт в її перехідних проце-

сах була розроблена на кафедрі «Трактори, автомобілі та енергетичні засоби» Подільського державного аграрно-технічного університету (ПДАТУ, м. Кам'янець-Подільський).

Система складається з корпусу **3** (рис. 1) системи холостого ходу базово-го карбюратора ДВЗ, в якому встановлена поплавкова камера **5**, повітряна **2** і дросельна заслінка **9** з важелем **10** і регулювальним гвинтом **11**, розміщені вище перший вихідний отвір **8** і нижче – другий вихідний отвір **19** з регулювальним гвинтом **20**, а вище від дросельної - повітряний **34**, головний **7** і холостого ходу **6** паливні жиклери, а також канали **4**, **35**, якими жиклери сполучаються з вихідними **8**, **19** отворами і впускний трубопровід **14**.

Між корпусом **3** і впускним трактом **14** встановлений корпус **12** змішувача з камерою змішування „а” і сполученими з нею тангенціальними каналами **13**. В корпусі **12** розміщений диференціюючий датчик розрідження з першою діафрагмою **33** і пружиною **19**, один кінець якої впирається в радіально розміщені через 120° зв'язані з корпусом кронштейни, а протилежний кінець – в сідло **24** діафрагми **33**. З одним боком сідла **24** з'єднаний шток **32** з перепускним клапаном **26**, що переміщується в напрямній **29**, нерухомо зв'язаний з корпусом **12**. У штокові **32** виконаний осьовий отвір **25** і принаймні один радіальний отвір **30**, а у напрямній – радіальний отвір **31** з можливістю, при переміщенні штока, сполучатись між собою. З другим боком сідла **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 порожнину „b”, з корпусом **12** і гофрованим чохлам **28** – порожнину „c”, а корпус **12**, сільфон **21** і діафрагма **37** – порожнину „d”.

Камера „а” з камерою „b” сполучається каналом **13** безпосередньо, а з камерою „d” – через дросель **18**. В каналі **15** встановлений регулювальний гвинт **16** з пружиною **17**. Канали і порожнини корпусу **12** гнучкою пневмолінією **27** сполучаються з повітроочисником **1**.

З різким закриттям дросельної заслінки **9** в карбюраторі тимчасово збагачується пальна суміш, що далі надходить у циліндри ДВЗ, а за заслінкою і в змішувальній камері „а” різко зростає розрідження, яке каналами **13** передається в безштокову порожнину „b” безпосередньо, а у порожнину „d” - через дросель **18**. Але завдяки дроселю розрідження у порожнині „d” буде зростати повільніше, ніж в порожнині „b”, що сповільнить швидкість руху діаграми **37**, збільшуючи швидкість руху

діафрагми 33 і через тягу 39 - фланця 23 сільфона 21, збільшуючи при цьому об'єм порожнини „b”, 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 повітря із повітроочисника 1, пневмолінією 27, канал 15 і тангенціальні канали 13, поступить у змішувальну камеру „а”.

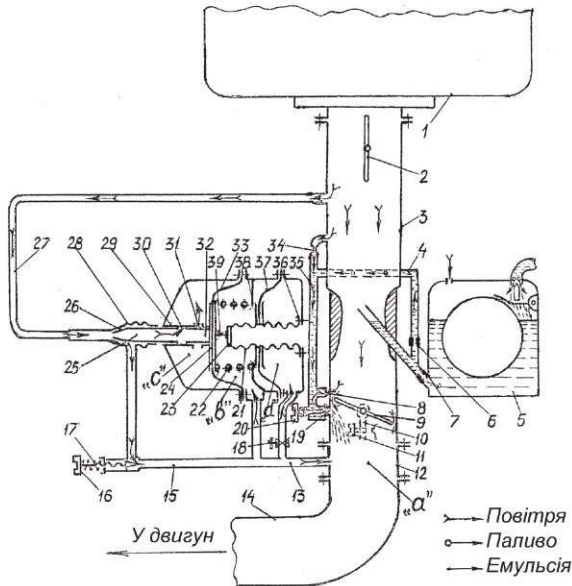


Рис.1. Принципова схема удосконаленої системи примусового холостого ходу: 1 – повітроочисник; 2 – повітряна заслінка; 3 – корпус; 4, 35 – канали паливні; 5 – поплавкова камера; 6 – жиклер холостого ходу; 7 – головний жиклер; 8, 19 – отвори; 9 – дросельна заслінка; 10 – важіль; 11, 16, 20 – регулювальні гвинти; 12 – корпус змішувача; 13 – тангенціальний канал; 14 – впускний тракт; 15 – канал; 17, 22 – пружини; 18 – дросель; 21 – сільфон; 23, 36, 38 – фланці; 24 – сидло; 25 – осьовий отвір; 26 – перепускний клапан; 27 – пневмолінія; 28 – гофрований чохол; 29 – напрямна; 30, 31 – радіальні отвори; 32 – шток; 33, 37 – діафрагми; 34 – повітряний жиклер; 39 – тяга

Із збільшенням у декілька разів кількості повітря склад паливної суміші збідниться настільки, що вона не запалиться, запобігаючи викиданню в атмосферу канцерогенних речовин, диміння відпрацьованих газів, втратам мастильного матеріалу на угар 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 порожнину „с” діафрагми **33**, підвищуючи в ній тиск. Зусилля від дисбалансу тисків у порожнинах „b”, „c”, „d”, спричиненого наявністю дроселя **18**, зусиль від дії пружин **22** і сильфона **21**, діафрагма **33** з клапаном **26** зі швидкістю, пропорційною змінюванню тиску в камері „a” і швидкості (першій похідній) від його змінювання, переміститься у зворотний бік. Від різкого перекриття клапаном **26** атмосферного повітря прискориться перехідний процес стабілізації устанавленого розрідження, що відповідає розрідженню впускного тракту. Далі на перепускний клапан **26** діє діафрагма **33** в напрямку закривання тільки силою пружини **22** і сильфона **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 „a” і порожнинах „b”, „d” встановлюється атмосферний тиск, завдяки чому він закривається, не перешкоджаючи роботі ДВЗ.

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

Основною динамічною ланкою удосконаленої системи примусового холостого ходу є сильфонно-діафрагмовий диференціюючий датчик розрідження в складі виконавчого механізму (діафрагма **33** з клапаном **26**) і механізму перетворення (диференціювання) сигналів (діафрагма **37** з сильфоном **21**).

Вхідною координатою виконавчого механізму при відліку в малих приростах від динамічного рівноважного стану, є розрідження $\Delta p_{вих}$, а вихідною – переміщення $\Delta X_{вих}$ перепускного клапана **26**.

В перехідному режимі для діафрагми і зв'язаних з нею рухомих

деталей, з врахуванням сил інерції і тертя, умова рівноваги діючих на неї сил, матиме вигляд

$$F_{in} + F_m + F_{nc} = F_{ex}, \quad (1)$$

де $F_{вх}$, $F_{ін}$, F_t , F_n - відповідно зусилля вхідне, інерції, в'язкого тертя, пружини і сильфона.

Вхідне зусилля, діюче на діафрагму, буде рівне

$$F_{вх} = \Delta p_{вх} \cdot S, \quad (2)$$

де S - ефективна площа діафрагми.

Сила інерції рівна добутку маси рухомих деталей на прискорення

$$F_{ін} = M \frac{d^2 \Delta X_{вих}}{dt^2}, \quad (3)$$

де M – маса рухомих деталей.

Величина сили в'язкого тертя, пропорційна швидкості переміщення рухомих деталей, матиме вигляд

$$F_m = v \frac{d \Delta X_{вих}}{dt}, \quad (4)$$

де v - коефіцієнт пневматичного демпфування.

Відновлювальна сила протидії пружини і сильфона пропорційна їх стиску

$$F_{ПС} = C_{ПС} \cdot \Delta X_{вих}, \quad (5)$$

де $C_{ПС}$ – жорсткість пружини і сильфона.

З врахуванням (2-5) рівняння рівноваги сил (1) набуде вигляду

$$M \frac{d^2 \Delta X_{вих}}{dt^2} + v \frac{d \Delta X_{вих}}{dt} + C \Delta X_{вих} = \Delta P_{вх} \cdot S \quad (6)$$

Для подальшого дослідження перетворимо рівняння (6) в безрозмірних координатах. За безрозмірну координату дисбалансу розрідження приймемо відношення $\Delta p_{вх}$ до максимальної його величини $p_{МАХ}$ на діафрагму, при якому клапан повністю закривається, а безрозмірною координатою переміщення клапана – відношення $\Delta X_{вих}$ до повного ходу $X_{МАХ}$.

З врахуванням цього і після перетворень отримаємо вираз диференціального рівняння руху виконавчого механізму в безрозмірних координатах [2].

$$Mx_{\max} \frac{d^2 X_{\text{вих}}}{dt^2} + v x_{\max} \frac{dX_{\text{вих}}}{dt} + C \cdot x_{\max} \cdot X_{\text{вих}} = P_{\max} P_{\text{вх}} \cdot S \quad (7)$$

За умови, що $Cx_{\text{MAX}} = pMAXS$, останнє рівняння набуде вигляду

$$\frac{M}{C} \frac{d^2 X_{\text{вих}}}{dt^2} + \frac{v}{C} \frac{dX_{\text{вих}}}{dt} + X_{\text{вих}} = K_{\delta} p_{\text{вх}}, \quad (8)$$

Після заміни коефіцієнтів при похідних, приведемо вираз (8) до загального вигляду

$$T_i^2 \frac{d^2 X_{\text{вих}}}{dt^2} + T_{\delta} \frac{dX_{\text{вих}}}{dt} + X_{\text{вих}} = K_{\delta} p_{\text{вх}}, \quad (9)$$

де $T_i = \sqrt{\frac{M}{C}}$ - постійна часу, що характеризує інерційні властивості виконавчого механізму; $T_{\delta} = \frac{v}{C}$ - постійна часу, що характеризує демпфуючі властивості виконавчого механізму; K_{δ} - коефіцієнт підсилення виконавчого механізму.

В операційній формі диференціальне рівняння матиме вигляд [2, 3]

$$T_i^2 p^2 + T_{\delta} p + 1 = K_{\delta} \quad (10)$$

Тут $p = \frac{d}{dt}$ - оператор в перетвореннях Лапласа.

Отже, виконавчий механізм диференціюючого датчика розрідження у впускному тракті ДВЗ являє собою коливальну динамічну ланку з передаточною функцією

$$W_1(p) = \frac{K_{\delta}}{T_i^2 p^2 + T_{\delta} p + 1} \quad (11)$$

Структурна схема виконавчого механізму представлена на рис.2, а.

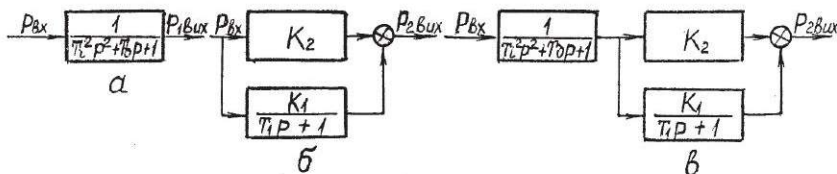


Рис. 2. Структурна схема системи примусового холостого ходу: а – виконавчого механізму; б – механізм диференціювання сигналів; в – удосконаленої

Від різкого закривання дросельної заслінки в камері „а” різко зростає розрідження p_{ax} і вихідний сигнал буде рівний

$$p_{вих} = p_{1вих} + p_{2вих} + p_{3вих}, \quad (12)$$

де $p_{1вих}$, $p_{2вих}$, $p_{3вих}$ – вихідні сигнали від розрідження відповідно в порожнині „b”, в порожнині „d” і додаткового, викликаного різницею швидкостей руху діафрагми від пневматичного демпфування.

З врахуванням коефіцієнтів підсилення складових $p_{вих}$ і p_{ax} , останнє рівняння матиме вигляд

$$K_1 p_{ax} + K_2 p_{ax} = p_{1вих} + p_{2вих} + p_{3вих}, \quad (13)$$

де K_1 , K_2 – коефіцієнти підсилення механізму перетворення сигналів по каналу поступання розрідження в порожнини „b” і „d”.

Додаткове переміщення $p_{3вих}$, спричинене силою пневматичного демпфування, зрівноважується зусиллям пружини **22** і сільфона **21**.

$$p_{3вих} (C_{np} + C_c) - v \left[\frac{dp_{1вих}}{dt} - \frac{dp_{2вих}}{dt} \right] = 0, \quad (14)$$

де C_{np} , C_c – жорсткість пружини **22** і матеріалу стінок сільфона **21**; v – коефіцієнт пневматичного демпфування, обумовлений наявністю дроселя **9**; $\frac{dp_{1вих}}{dt}$ і $\frac{dp_{2вих}}{dt}$ – поступальні швидкості руху діафрагм **33** і

37, спричинені перепадом розріджень у порожнинах „b” і „d”.

Із врахуванням того, що швидкість руху діафрагми **37**, в порівнянні зі швидкістю діафрагми **33** мала і нею можна знехтувати, знаходимо

$$p_{3вих} = \frac{v}{C_{np} + C_c} \cdot \frac{dp_{1вих}}{dt}; \quad (15)$$

з врахуванням (15), вираз (13) набуде вигляду

$$K_1 p_{ax} + K_2 p_{ax} = p_{2вих} + p_{1вих} + \frac{v}{C_n + C_c} \cdot \frac{dp_{1вих}}{dt} \quad (16)$$

Оскільки вихідний сигнал формується переміщенням діафрагми **33**, **37**, залежно від розрідження, створюваного в порожнинах „b” і „d”, виконуємо групування останніх двох членів правої частини рівняння (16) з першим членом лівої. В результаті одержуємо динамічну аперіодичну інерційну ланку з диференціальним рівнянням наступного вигляду

$$K_1 p_{\text{вх}} = p_{1\text{вх}} + \frac{v}{C_{np} + C_c} \cdot \frac{dp_{1\text{вх}}}{dt}, \quad (17)$$

з якого її передаточна функція буде

$$Wa(p) = \frac{K_1}{T_1 p + 1}, \quad (18)$$

де KI – коефіцієнт підсилення аперіодичної інерційної ланки;
 $T_1 = \frac{v}{C_{np} + C}$ – постійна часу ланки, що характеризує її інерційні властивості.

Перший член правої з другим членом лівої частини (16) утворюють підсилювальну ланку з алгебраїчним рівнянням

$$K_2 p_{2\text{вх}} = p_{2\text{вх}} \quad (19)$$

і передаточною функцією [2]

$$W_n(p) = K_2, \quad (20)$$

де K_2 – коефіцієнт підсилення ланки.

Із (16-17) випливає, що механізм перетворення сигналів утворений паралельним з'єднанням аперіодичної інерційної (18) і підсилювальної (20) динамічних ланок. Структурна схема такого з'єднання представлена на рис.2,б, з якої передаточна функція утвореної диференціуючої ланки набуде наступного вигляду [2]

$$W_2(p) = Wa(p) + W_n(p) = \frac{K_1}{T_1 p} + K_2 = K \frac{T_2 p + 1}{T_1 p + 1}, \quad (21)$$

де $K = K_1 + K_2$ – загальний коефіцієнт підсилення утвореної ланки;
 $T_2 = \frac{K_2 T_1}{K_1 + K_2}$ – постійна часу ланки.

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

$$P_{2\text{вх}}(t) = \frac{K_2}{T_i^2 (p_1 - p_2)} \left[\frac{1 - e^{p_1 t}}{-p_1} - \frac{1 - e^{p_2 t}}{-p_2} \right] + \frac{K_1}{T_i^2 T_1} \left[\frac{1 - e^{p_1 t}}{-p_1 (p_1 - p_2)(p_1 - p_3)} + \frac{1 - e^{p_2 t}}{-p_2 (p_2 - p_1)(p_2 - p_3)} + \frac{1 - e^{p_3 t}}{-p_3 (p_3 - p_1)(p_3 - p_2)} \right] \quad (22)$$

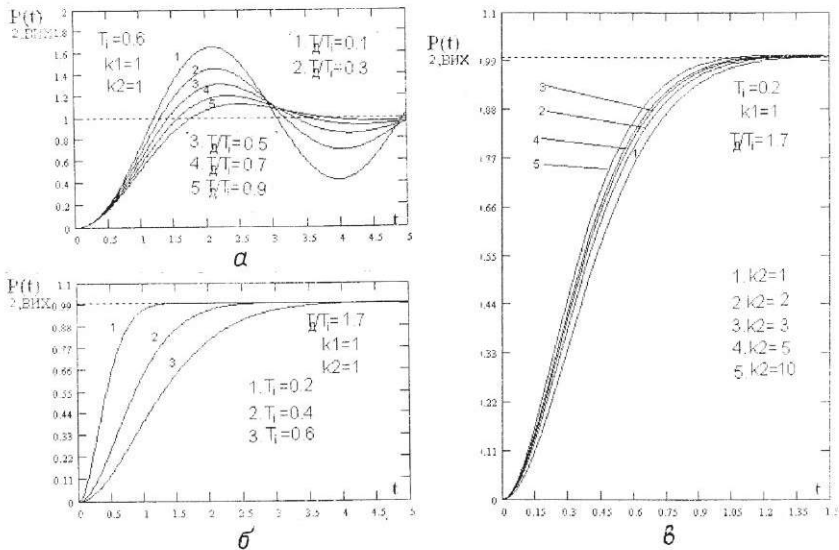


Рис. 3. Графіки перехідного процесу удосконаленої системи примусового холодного ходу: а – залежно від T_d/T_i ; б – залежно від T_i ; в – залежно від K_2 .

де корені p_1, p_2, p_3 визначаються з рівнянь:

$$p_{1,2} = \frac{-\frac{T_d}{T_i} \pm \sqrt{\left(\frac{T_d}{T_i}\right)^2 - 4}}{2T_i}; \quad (23)$$

$$p_3 = -\frac{1}{T_i}. \quad (24)$$

На рис.3 показані графіки перехідних процесів удосконаленої системи примусового холодного ходу. Із кривих перехідних процесів випливає, що їх характер і стійкість залежить від співвідношення постійних часу пневматичного демпфування і інерції диференціюючого датчика. Так при $T_d/T_i \leq 2$ система отримує значні коливання, які зменшуються із збільшенням співвідношення. При $T_d/T_i \approx 1,7$ перехідний процес здійснюється без перерегулювань і з найменшою тривалістю. На тривалість перехідного процесу також суттєво впливає постійна часу інерції T_i , із збільшенням якої час стабілізації системи

зростає. При коефіцієнті $1 \leq K_2 \leq 10$ перехідний процес не має значних відхилень.

Висновки. Одним із заходів покращення екології доквілля є зменшення токсичності відпрацьованих газів карбюраторних ДВЗ удосконаленням їх серійних систем примусового холостого ходу, суть якого полягає в припиненні процесу згоряння збагаченої суміші пального. Для реалізації цього необхідно від штатного повітроочисника ДВЗ обводним контуром подавати у його впускний тракт надлишкове повітря, регулювання якого забезпечувати пневматичним диференціюючим датчиком розрідження, формуючим регулюючі сигнали пропорційні як відхиленню, так і швидкості (першій похідній) відхилення розрідження.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. *Гуревич А.М., Сорокин Е.М.* Тракторы и автомобили. – Изд.4-е перераб. и доп. – М.: Колос, 1979. – 479 с.
2. *Бесекерский В.А., Попов Е.П.* Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
3. *Васильев Д.В., Чуич В.Г.* Системы автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1967. – 420 с.
4. *Кожевников С.Н., Есипенко Я.Н., Раскин Я.М.* Механизмы. Справочник. – Изд. 4-е, перераб. и доп. Под ред. С.Н. Кожевникова. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
5. *Крутов В.И.* Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
6. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, Главная редакция физ.-мат. литературы, 1981. – 720 с.

К УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ СИСТЕМЫ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ХОЛОСТОГО ХОДА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Приведена принципиальная схема и описана работа усовершенствованной системы принудительного холостого хода карбюраторного двигателя внутреннего сгорания, а также результаты ее исследования.

Ключевые слова: система принудительного холостого хода, дифференцирующий датчик разрежения, дроссель, сиффон, токсичные вещества, экология.

IMPROVEMENT OF THE COMPULSORY IDLE RUNNING SYSTEM IN THE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

The basic scheme is adduced and the advanced system work of the compulsory idle running in the carburetor of internal combustion engine as well as its research results are described.

Key words: *system of the compulsory gauge, a throttle, bellows, toxic substances, ecology.*

УДК 629.4.016.15:631.37.06

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ВИМІРЮВАННЯ КІЛЬКОСТІ НЕПРОДУКТИВНО ВИТРАЧЕНОГО ПАЛЬНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНИМИ АГРЕГАТАМИ В УМОВАХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

В.М. Третьак, канд. техн. наук, **Д.Я. Павлюк**, мол. наук. співр.
ННЦ «ІМЕСГ»

У статті проаналізовано методи вимірювання кількості пального при експлуатації МТА та запропоновано альтернативну систему для вирішення проблеми непродуктивних витрат пального.

Ключові слова: *МТА, ДВЗ, датчики рівня пального, експлуатація.*

Проблема. Протягом останніх десятиліть в Україні, як і в усьому світі, спостерігається тенденція зростання цін на нафтопродукти (рис. 1). Зростання цін на сільськогосподарську продукцію суттєво відстає. Тому рентабельність виробництва знижується, що негативно впливає на економіку як окремих господарств, так і країни в цілому.

Такий стан справ вимагає пошуку шляхів зменшення витрат енергоносіїв, зокрема рідких та газоподібних палив. Витрати пального можна розділити на три категорії (рис. 2.) – виконання корисної роботи (технологічні процеси), подолання шкідливих процесів (тертя в підшипниках, буксування рушіїв, неоптимальне агрегування) та незадовільна організація робіт (робота двигуна МТА на холостих обертах, крадіжка пального, виконання робіт без обліку). З метою змен-