

6. Васильев Д.В., Чуич В.Г. Системы автоматического управления. – М.: Высшая школа, 1967. – 420 с.
7. 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.
8. Емельянов А.И., Емельянов В.А. Исполнительные устройства промышленных регуляторов. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
9. Ибрагимов И.А., Фарзани 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.
11. Зайцев Г.Ф., Костюк В.И., Чинаев П.И. Основы автоматического управления и регулирования. – К.: Техніка, 1975. – 496 с.
12. Дмитриев В.Н., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

Аннотация. Представлена схема и описана работа принципиально нового интегро-дифференциатора пневматического типа систем автоматического регулирования и управления, а также его теоретические исследования. Установлено, что предложенный интегро-дифференциатор по своим свойствам может быть интегрирующим, дифференцирующим и инерционным звеном первого порядка систем пневмоавтоматики.

Ключевые слова: суммирующий рычаг, диафрагма, интегро-дифференциатор, переходной процесс, дроссель, пружина, пневматическая камера, передаточная функция, постоянная времени, коэффициент усиления.

Annotation. A scheme and describes the work of a fundamentally new integral-differentiator pneumatic type automatic control systems and management, as well as his theoretical studies. It was established that the proposed integral-differentiator in their properties may be an integrating, differentiating, and first-order inertial link pneumatic systems.

Keywords: summing lever, diaphragm, integral-differentiator transition process, choke, spring, air chamber, the transfer function, time constant and gain.

УДК 531-781 (088.8)

*А.М. Божок, доцент,
В.В. Майсус, старший викладач,
М.А. Венгер, В.О. Прокопчук, асистенти,
М.П. Волинкін, здобувач ПДАТУ*

ПІДВИЩЕННЯ СТУПЕНЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ДИЗЕЛЯ МТА

Представлено принципову і структурну схеми та описано роботу механічного вимірювача потужності дизеля машинно-тракторного агрегату, а також результати його дослідження.

Ключові слова: дизель, вимірювач, потужність, планетарний редуктор, гідравлічний демпфер, сферичний ролик, інтегратор, диференціатор, тяга, диск, зубчаста рейка, щиток приладів.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Сучасні сільськогосподарські, меліоративні, будівельні та інші машинно-тракторні агрегати (МТА), первинними джерелами енергії яких є дизельні двигуни внутрішнього згоряння, (дизелі) штатними приладами для вимірювання і контролю їх поточної потужності не укомплектовані, що при виконанні ними різних технологічних операцій не дає можливості їх оптимального завантаження. Це приводить до зниження виробності, перевитрати палива, погіршення екології і в цілому до невикористання закладених в них потенціальних можливостей.

Аналіз останніх спостережень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Відомі схемні і конструктивні рішення пристроїв покращення експлуатаційних

показників як дизеля, так і МТА шляхом автоматичного контролю і регулювання їх швидкісних і завантажувальних режимів роботи [1, 2].

Показчик завантаження дизеля по задросельованому тиску з'єднується з контролюючим циліндром, із якого через спеціальний отвір відпрацьовані гази поступають в дросель, фільтр і далі через з'єднувальну у вимірюючий їх тиск індикатор.

Механічного типу показчик завантаження дизеля містить рейку паливного насоса високого тиску, датчик, передачу та індикатор. Шкали індикаторів обох показчиків градуйовані в одиницях потужності, з яких за відхиленням стрілки зчитується її величина.

Також відомий електричного типу показчик завантаження дизеля з рейкою паливного насоса високого тиску, якорем, зв'язаним з корпусом насоса, обмоткою, з'єднаною через отвір з індикатором.

Електромеханічний показчик завантаження дизеля складається з датчика недонавантаження-максимального завантаження, зв'язаного з рейкою паливного насоса; датчика максимального завантаження-перенавантаження, зв'язаного з коректором відцентрового регулятора частоти обертання і сигнальних ламп на щитку приладів.

Відомі показчики непрямої дії з опосередкованим вимірюванням навантаження, тому в процесі експлуатації і зносу паливного насоса точність інформації в них знижується. На сучасних МТА показчики описаних типів не встановлюються.

Мета дослідження: розробити принципово нову схему вимірювача поточної потужності дизеля МТА з прямим вимірюванням навантаження і частоти обертання, а також виконати його теоретичні дослідження.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розроблена принципово нова, захищена патентом України № 52793, схема (рис. 1) вимірювача потужності дизеля містить вимірювач крутячого моменту, виконаний у вигляді планетарного редуктора, ведуча ланка якого – сонячна шестерня 54 зв'язана з джерелом енергії – дизелем 2, ведена ланка – водило 3 – зі споживачем енергії, робочим обладнанням 4 агрегату, а зупинена ланка – коронна шестерня 55, встановлена на кулькових підшипниках – через з'єднувальну ланку 47, штоки 46, 48 податливою опорою 45 і гідравлічним демпфером 4.

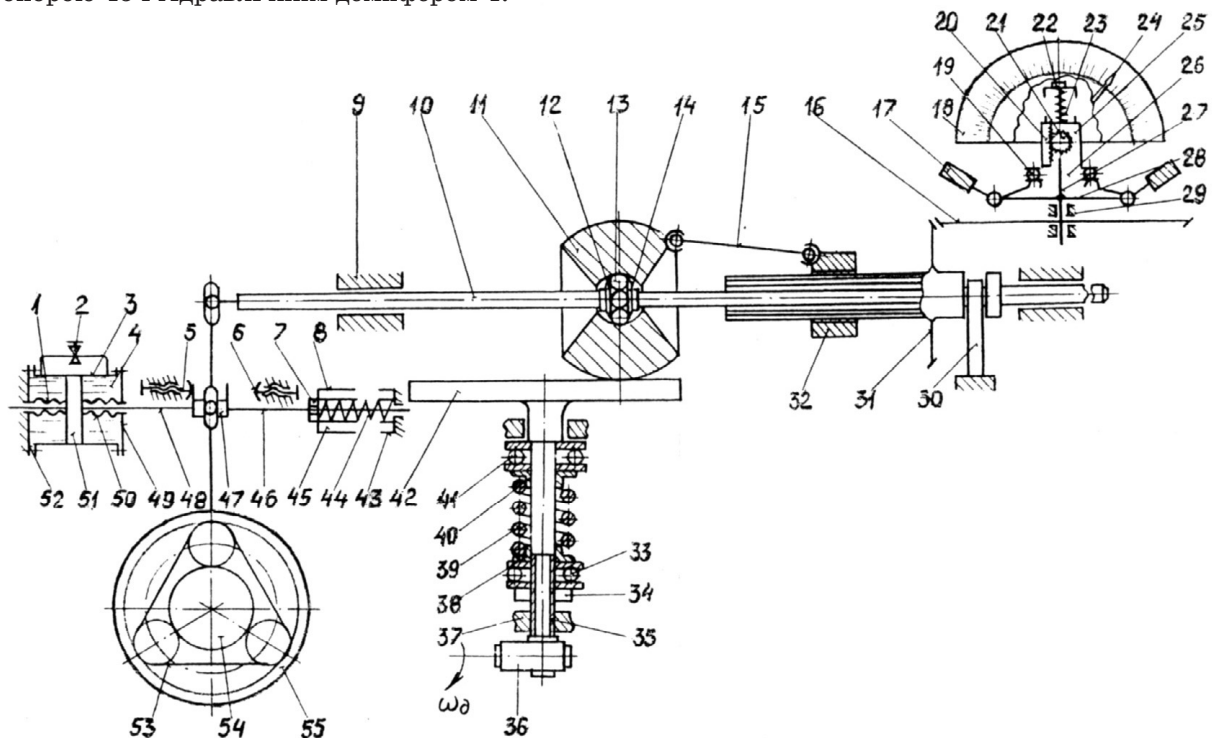


Рис. 1. Принципова схема вимірювача потужності дизеля.

Опора 45 містить відновлювальну пружину 44, яка впирається одним кінцем в нерухомо закріплене сидло 43, а другим кінцем – в рухоме сидло 8, фіксоване регулювальною гайкою 7, встановленою на штокові 46. Переміщення ланки 47 обмежується з одного боку регулювальним

гвинтом 5 нульового, а з другого – регульовальним гвинтом 6 максимального крутячого моменту. Гідравлічний демпфер 4 для гасіння високочастотних коливань в силовій трансмісії, обумовлених особливостями роботи дизеля, перемінним моментом опору тощо, включає корпус 3, розміщений усередині нього і встановлений на штокові 48 поршень 51, зв'язаний з обох боків одними кінцями з сильфонами 1, 50, другі кінці яких приєднані до кришок 49, 52. Кришки 49, 52 мають осьові отвори для проходження штока 48 і герметично закріплені на корпусі 3 демпфера. Для настройки необхідного ступеня демпфування передбачений регульований дросель 2 голчастого типу. Наявність сильфонів забезпечує високу герметичність гідравлічного демпфера, вилучає сухе тертя в парах шток-кришка і тим самим підвищує чутливість і точність роботи вимірювача.

Зупинена ланка 55 вимірювача крутячого моменту шарнірно зв'язана з тягою 10 механічного фрикційного інтегруючого пристрою. Він містить корпус 9 з підпружиненим диском 42, який обертається через редуктор 36 від трансмісії агрегата і знаходиться у фрикційному зчепленні зі сферичним роликом 11. Ролик 11 виконаний зрізаним з двох боків з конусоподібними, протилежно розміщеними виїмками, між якими в центрі ролика виконаний сферичний отвір, яким сполучаються виїмки. У конусоподібні виїмки встановлена тяга 10 механізму переміщення сферичного ролика, виконана у вигляді двох півосей, одна з яких має обойму 14 для кульок 13, встановлених в центральний отвір ролика 11. Кульки 13 фіксуються обоймою 18, закріпленою на другій піввісі з протилежного боку ролика обойми з кульками, утворюють сферичну вісь. Тяга 10 встановлена в напрямних корпуса 9 таким чином, що центр сферичного ролика 11 переміщується паралельно площині обертання диска 42. На тягу 10 між опором і роликом вільно посаджено зубчасте колесо 31 з обмеженим вздовж вісі ходом, нерухомим упором 30, що знаходиться в постійному зачепленні із зубчастим колесом 16, жорстко встановленим на валу 27 механічного вимірювача 26, вихідної з інтегруючого пристрою частоти обертання. На зубчастому колесі 31 посаджена шліцьова втулка 32 з можливістю вільного ходу вздовж осі. Втулка 32 шарнірно зв'язана з одним кінцем додаткової тяги 15, другий кінець якої шарнірно з'єднаний з роликом 11. Ковзання ролика 11 відносно диска 42 усувається пружиною 39, яка постійно притискається через сідло 40 і упорний підшипник 41 диска до ролика. Ступінь притискання диска до ролика регулюється через сідло 38, упорний підшипник 33 переміщенням регульовальної гайки 34 по втулці 35, жорстко встановленої на корпусі 37.

Механічний відцентровий вимірювач 26 частоти обертання містить вал 27, встановлений на опорах 29. На валу 27 жорстко закріплена хрестовина 28 з шарнірно встановленими відцентровими тягарцями 17, діючими через упорний підшипник 19 з одного боку рухомої муфти 25, яка з протилежного боку підтиснена зворотною пружиною 23. Муфта 25 обладнана зубчастою рейкою 20 і знаходиться в постійному зачепленні із зубчастим колесом 21, на вісі якого жорстко закріплена стрілка 24 покажчика поточної потужності дизеля. Значення величини потужності зчитується зі шкали 18, градуйованої в одиницях потужності, розміщеної на щитку приладів в кабіні МТА. Ступінь затяжки пружини 23 регулюється гайкою 22.

Працює вимірювач наступним чином. Якщо момент опору споживача енергії рівний крутячому моменту дизеля, встановлюється певна його частота обертання. У результаті дії реактивного моменту, що виник при цьому, зупинена ланка, коронна шестерня 55, долаючи зусилля відновлювальної пружини 44, відхиляється за годинниковою стрілкою і через тягу 10 обойми 14, 12, а також кульки 13 утримує сферичний ролик 11 на певній відстані від осі обертання диска 42. Диск 42 обертається з певною частотою від редуктора 36, який приводиться в дію від дизеля і завдяки фрикційному зчепленню також обертає сферичний ролик. Ролик 11 через додаткову тягу 15, втулки 32, 16 обертає вал 27 вимірювача 26 частоти обертання (потужності). Кутове переміщення диска 42 прямо пропорційне кількості здійснюваних колінчастим валом дизеля обертів, а крутячий момент, який він розвиває, прямо пропорційний положенню, яке займає зупинена ланка 55 планетарного редуктора. При цьому вимірювач 26 за відхиленням стрілки 24 на шкалі 18 покаже точну потужність, яку розвиває дизель МТА на даному усталеному швидкісному і навантажувальному режимі його експлуатації.

При зменшенні крутячого моменту дизеля і постійній його частоті обертання реактивний момент, діючий на зупинену ланку, коронну шестерню 55, теж зменшиться. Від дисбалансу сил, що виник на з'єднувальній ланці 47, відновлювальна пружина 44, діючи на шток 46 і з'єднувальну ланку 47, відхиляє зупинену ланку 55, діючи на шток 46 і з'єднувальну ланку 47, відхиляє зупинену ланку 55 проти годинникової стрілки. Ланка 55 через тягу 10, обойми 12,

11 і кульки 13 переміщає сферичний ролик 11 по диску 42 вліво, зменшуючи цим радіус обертання (бігової доріжки) навколо його вісі. Ролик 11 через додаткову тягу 15, втулку 32, шестерні 31, 16 обертає вал 27 покажчика потужності 26. Однак прямо пропорційне зменшення радіуса приводного диска 42, обумовлене зменшенням крутячого моменту, прямо пропорційно зменшить частоту обертання ролика 11 і через додаткову тягу 15, втулку 32, зубчасті шестерні 31, 16, також пропорційно зменшить частоти обертання вала 27 покажчика 26, а отже, його тягарців 17 і розвинену ними відцентрову силу. У результаті дисбалансу, що виник внаслідок відцентрової сили і сили відновлювальної пружини 23, остання перемістить рухому муфту 25, а разом з нею і зубчасту рейку 20 донизу, повертаючи через зубчасте колесо 81 стрілку 24 в бік (проти годинникової стрілки) меншої потужності, показуючи на шкалі 18 меншу потужність, з врахуванням корекції перемінного крутячого моменту, який розвиває дизель. Після стабілізації нового навантажувального режиму подальший принцип дії вимірювача буде аналогічний тому, який розглядається у першому випадку, з тією різницею, що обертання сферичного ролика 11 буде забезпечуватися приводним диском 42 на дещо меншому радіусі від осі його обертання, а стрілка 24 на шкалі 18 буде показувати меншу потужність дизеля.

Аналогічним чином працює вимірювач і при збільшенні крутячого моменту дизеля і його частоті обертання. При цьому обертання ролика 11 від приводного диска 42 буде здійснюватися на збільшеному радіусі від осі його обертання.

Структурна схема штатного вимірювача потужності дизеля МТА, розроблена за конструктивною схемою, зображена на рис. 2. Схема містить базову систему автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала дизеля з динамічними ланками з передаточними функціями $W_{\partial F}(p)$, $W_{\partial \varphi}(p)$, $W_p(p)$ з додатково приєднаними динамічними ланками з передаточними функціями $W_B(p)$, $W_{II}(p)$, $W_T(p)$ і $W_{\partial}(p)$.

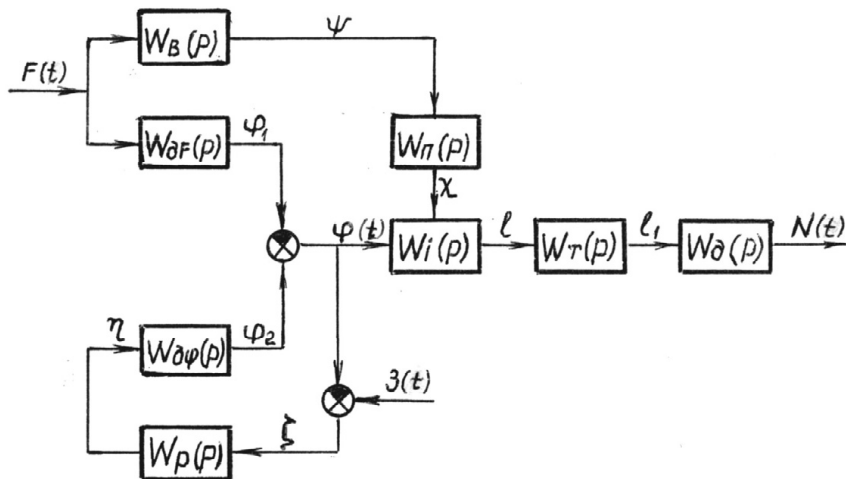


Рис. 2. Структурна схема вимірювача потужності дизеля:

$W_{\partial F}(p)$ і $W_{\partial \varphi}(p)$ – передаточні ункції дизеля відповідно по каналах дії навантаження та регульовального імпульсу та налагодження його швидкісного режиму; $W_p(p)$ і $W_{\partial}(p)$ – передаточні функції відповідно механічного вимірювача частоти і крутячого моменту; $W_{II}(p)$ – передаточна функція механізму передачі сигналу крутячого моменту на інтегратор; $W_i(p)$ і $W_{\partial}(p)$ – передаточні функції інтегратора і диференціатора; $W_T(p)$ – передаточна функція механізму передачі сигналу від інтегратора до диференціатора; φ_1 , φ_2 і $\varphi_{(t)}$ – частота обертання колінчастого вала відповідно по каналах дії навантаження регулювання і результуюча; η – переміщення органа паливоподачі по каналу дії регульовального імпульсу за відхиленням частоти обертання колінчастого вала; ζ – вхідна частота обертання механічного вимірювача частоти обертання; Ψ і χ – вихідні сигнали від механічного вимірювача крутячого моменту та механізму передачі на інтегратор; I і I_1 – вихідні сигнали від інтегратора і механізму передачі до диференціатора; входом вимірювача є $F(p)$ – дія зовнішнього навантаження і $Z(p)$ – налаштування швидкісного режиму, а виходом $N(p)$ – поточна потужність, яку розвиває дизель МТА.

Рух дизеля описується диференціальним рівнянням інерційної ланки першого порядку [5, 6] з передаточними функціями

– по каналу дії крутячого моменту (зовнішнього навантаження):

$$W_{\partial F}(p) = -\frac{1}{T_{\partial}p + K_{\partial}}, \quad (1)$$

– по каналу регулювальних імпульсів та налагодження:

$$W_{\partial\varphi}(p) = \frac{1}{T_{\partial}p + K_{\partial}}, \quad (2)$$

де T_{∂} – постійна часу, що характеризує інерційні властивості дизеля та зв'язаних через трансмісію з його колінчастим валом рухомих деталей робочого обладнання;

K_{∂} – коефіцієнт самовирівнювання дизеля;

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

Механічний вимірювач крутячого моменту (навантаження) описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію динамічної інерційної ланки другого порядку наступного вигляду [4, 7]:

$$W_H(p) = \frac{K_H}{T_H^2 p^2 + T_{KH} p + 1}, \quad (3)$$

де T_H^2 і T_{KH} – постійні часу, що характеризують інерційні та демпферні властивості механічного вимірювача навантаження прямої дії та зв'язаних з його зупиненою ланкою мас гідравлічного демпфера податливої опори та механізму передачі сигналу крутячого моменту;

K_H – коефіцієнт підсилення вимірювача навантаження.

Динамічні властивості базового всережимного відцентрового вимірювача частоти обертання колінчастого вала дизеля прямої дії описуються диференціальним рівнянням і мають передаточну функцію динамічної інерційної ланки другого порядку такого вигляду [5, 6]:

$$W_p(p) = \frac{1}{T_p^2 p^2 + T_{KP} p + \delta_p}, \quad (4)$$

де T_p^2 і T_{KP} – постійні часу, що характеризують інерційні та демпферні властивості вимірювача та зв'язаних з ним мас рухомих деталей паливного насоса високого тиску;

δ_p – місцевий ступінь нерівномірності вимірювача.

Механізм передачі сигналу з вимірювача крутячого моменту на інтегратор описується алгебраїчним рівнянням та має передаточну функцію підсилювальної ланки:

$$W_{\Pi}(p) = K_{\Pi}, \quad (5)$$

де K_{Π} – коефіцієнт підсилення механізму передачі.

Враховуючи, що момент руху інтегратора є функцією двох змінних величин – положення тяг механізму переміщення сферичного ролика та частоти обертання ведучого диска ω_{∂} , а у безрозмірних координатах φ передаточна функція матиме вигляд [8]:

$$W_i(p) = K_1 x + K_2 \varphi, \quad (6)$$

де K_1 і K_2 – коефіцієнти підсилення інтегратора відповідно по швидкості при зміні положення тяги та зміні частоти обертання диска.

Механізм передачі вихідного сигналу з інтегратора описується алгебраїчним рівнянням та має передаточну функцію підсилювальної ланки:

$$W_T(p) = K_T, \quad (7)$$

де K_T – коефіцієнт підсилення механізму передачі.

Диференціатор описується диференціальним рівнянням і має передаточну функцію динамічної ланки інерційної ланки другого порядку [5, 6]:

$$W_{\partial}(p) = \frac{K'_{\partial}}{T_{\partial}^2 p^2 + T_{K\partial} p + 1}, \quad (8)$$

де T_{∂}^2 і $T_{K\partial}$ – постійні часу диференціатора, що характеризують його інерційні та демпферні властивості рухомих мас покажчика потужності;

K'_{∂} – коефіцієнт підсилення диференціатора.

У перехідних процесах вимірювач потужності за представленою структурною схемою буде описуватися наступною системою диференціальних та алгебраїчних рівнянь [9, 10]:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \varphi_2 - \varphi_1; \\ \varphi_2(T_{\partial\varphi}p + K_{\partial}) &= \eta; \\ \varphi_1(T_{\partial F}p + K_{\partial}) &= F(p); \\ \zeta &= Z(t) - \varphi(t); \\ \eta(T_p^2 p^2 + T_{KP}p + \delta_p) &= \zeta; \\ \psi(T_H^2 p^2 + T_{KH}p + 1) &= K_H F(t); \\ l(K_1x + K_2\varphi) &= x + \varphi(t); \\ N(t)(T_{\partial}^2 p^2 + T_{K\partial}p + 1) &= lK_T K'_{\partial} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

Одержана система алгебраїчних і диференціальних рівнянь (9) описує перехідні процеси вимірювача потужності дизеля з врахуванням його інерційних та демпферних властивостей всережимного відцентрового регулятора частоти обертання колінчастого вала та встановленого у силову трансмісію вимірювача навантаження, а також їх зв'язків. Для виявлення роботоздатності вимірювача потужності необхідно розв'язати за допомогою ЕОМ систему рівнянь (9) при найбільш важких і характерних режимах експлуатації МТА – номінальних стрибкоподібному та гармонічних вхідних сигналах $F(t)$.

При розробці, створенні вимірювачів потужності МТА та інших мобільних агрегатів доцільно використовувати вузли і механізми, що органічно входять у їх конструкцію, а також серійні комплектуючі вироби приладобудівної галузі.

Висновки. Використання запропонованого вимірювача підвищить за рахунок вибору оптимальних передач ступінь завантаження, експлуатаційну потужність та паливну економічність дизелів в умовах рядової експлуатації МТА при виконанні ними усіх видів технологічних сільськогосподарських операцій; створить певні зручності та полегшить умови праці механізаторів при маневруванні передачами швидкості руху МТА; забезпечить потокову діагностику і тим самим підвищить достовірність інформації для контролю і оцінки технічного стану дизеля і всього МТА, необхідного при встановленні періодичності їх обслуговувань та ремонтів; дасть можливість використання інформації про потокову потужність дизеля, створюючи при цьому передумови для подальшого впровадження системи автоматичного самонастроювання оптимальних режимів МТА.

Список використаних джерел

1. Гельфенбейн С.П. Основы автоматизации сельскохозяйственных агрегатов. – М.: Колос, 1975. – 383 с.
2. Республіканський міжвідомчий тематичний науково-технічний збірник. „Механізація і електрифікація сільського господарства” Випуск 9. Комплектування та ефективність використання машинно-тракторного парку. – К.: Урожай, 1968. – 260 с.
3. Гольверк А.А., Вагнер И.В. Методика испытания топливной аппаратуры дизелей. – К.: Урожай, 1964. – 150 с.
4. Власов-Власюк. Экспериментальные методы в автоматике. – М.: Машиностроение, 1969. – 412 с.
5. Настенко Н.Н., Борошок Л.А., Грунауер А.М. Регуляторы тракторных и комбайновых двигателей. – М.: Машиностроение, 1965. – 251 с.
6. Крутов В.И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания, 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 615 с.
7. Емельянов А.И., Емельянов В.А., Калинина С.А. Практические расчеты в автоматике. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
8. Божок А.М., Понеділок В.Ф. Дослідження фрикційного інтегратора // Збірник наукових праць / за ред. док. с.-г. наук, проф., акад. АН ВШ України М.І. Бахмата. – Кам'янець-Подільський, 2009. – С. 429-436.
9. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с.
10. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука. Главная редакция физ-мат. л-ры, 1981. – 720 с.

Аннотация. Представлена принципиальная и структурная схемы и описана работа механического измерителя поточной мощности дизеля машинно-тракторного агрегата, а также результаты его исследования.

Ключевые слова: дизель, измеритель мощности, планетарный редуктор, гидравлический демпфер, сферический ролик, генератор, дифференциатор, тяга, диск, зубчатая рейка, щиток приборов.

Summary. Principal and structural schemes are represented in this work, and the operation of a mechanical current power meter of a diesel engine of a machine-and-tractor set, as well as the results of such researches are described herein.

Key words: diesel engine, power meter, epicyclic gear, hydraulic damper, spherical roller, integrator, differentiator, rod, disc, rack bar, scale, panel device.

УДК 681.26077:636

*А.Ф. Кондрюк, кандидат біологічних наук, доцент,
А.М. Божок, доцент ПДАТУ*

ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗВАЖУВАННЯ БАГАТООПОРНИХ РУХОМИХ ОБ'ЄКТІВ

Представлено принципову схему та описано роботу пристрою для зважування багатоопорних об'єктів, переважно тварин, що є новим в оснащенні тваринницьких ферм.

Ключові слова: тваринництво, контроль ваги, пристрій, патент, ефективність.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Сучасні технічні засоби, що використовуються для визначення живої маси тварин, виготовлені згідно вимог Держстандарту 29329 „Ваги для статичного зважування” та нового ДСТУ EN45501, є стаціонарними, громіздкими, енергоємними і дорогими. Дані пристрої унеможливають контролювати вагу тварин на пасовищах, у літніх таборах, на фермах, де відсутні стаціонарні ваги і тварин необхідно перевозити на значні відстані. Останнє приводить до втрати часу, живої маси тварин і додаткових коштів, пов'язаних з їх транспортуванням. Все це створює певні незручності у використанні і обмежує область застосування відомих пристроїв.

Актуальність досліджень. Запропонований пристрій, запатентований в Державному Департаменті інтелектуальної власності (ИД 42115) [1], відноситься до засобів вимірювання та контролю, може бути використаний для зважування багатоопорних рухомих об'єктів, переважно тварин, і представляє собою якісно новий напрям у технічному оснащенні тваринницьких ферм мобільними, компактними, точними і недорогими вагами для зважування біологічних об'єктів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Відомий пружинний пристрій для зважування подібних об'єктів містить вимірювач ваги у вигляді підвішеного кронштейна з пружиною, один кінець якої нерухомо зв'язаний з кронштейном, а другий – з'єднаний тягою зі зважувальним тілом і стрілкою-показчиком ваги, яка переміщається вздовж градуйованої, в одиницях ваги, шкали, закріпленої на кронштейні [2].

Однак недоліком даного пристрою є неможливість зважування багатоопорних рухомих об'єктів (наприклад, тварин, великих птахів тощо), які, через відсутність пересувних спеціальних пристроїв, підвішувати важко або взагалі неможливо, що створює певні труднощі в проведенні обліку, розрахунках їх вартості тощо.

Характерною конструктивною особливістю розробленого пристрою є забезпечення багатofункціональних можливостей:

- від'єднання кількості чутливих елементів (датчиків) опор для зважування одноопорних, двоопорних і т.д. об'єктів;
- легкого і зручного змінювання відстані між датчиками в будь-яких площинах і їх переміщення;