

© О. М. Іванов, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри будівництва  
та професійної освіти,  
ORCID: 0000-0002-1761-9913,  
e-mail: oleg.ivanov@pdau.edu.ua;  
© О. А. Бурлака, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри агроінженерії  
та автомобільного транспорту,  
ORCID: 0000-0002-2296-7234,  
e-mail: oleksii.burlaka@pdau.edu.ua;  
© А. О. Келемеш, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри агроінженерії  
та автомобільного транспорту,  
ORCID: 0000-0001-9429-8570,  
e-mail: anton.kelemesh@pdau.edu.ua;  
© Р. М. Харак, канд. техн. наук, доцент,  
доцент кафедри механічної  
та електричної інженерії,  
ORCID: 0000-0002-6131-8501  
e-mail: ruslan.kharak@pdau.edu.ua  
(Полтавський державний  
аграрний університет)

© Oleg Ivanov, Ph.D in Engineering,  
Associate Professor, Associate Professor  
of the Department of Construction  
and Professional Education,  
ORCID: 0000-0002-1761-9913,  
e-mail: oleg.ivanov@pdau.edu.ua;  
© Oleksiy Burlaka, Ph.D in Engineering,  
Associate Professor, Associate Professor  
of the Department of Agricultural Engineer-  
ing and Automobile transport,  
ORCID: 0000-0002-2296-7234,  
e-mail: oleksii.burlaka@pdau.edu.ua;  
© Anton Kelemesh, Ph.D in Engineering,  
Associate Professor, Associate Professor  
of the Department of Agricultural  
Engineering and Automobile transport,  
ORCID: 0000-0001-9429-8570,  
e-mail: anton.kelemesh@pdau.edu.ua;  
© Ruslan Kharak, Ph.D in Engineering,  
Associate Professor, Associate Professor  
of the Department of Mechanical  
and Electrical Engineering,  
ORCID: 0000-0002-6131-8501,  
e-mail: ruslan.kharak@pdau.edu.ua  
(Poltava State Agrarian University)

## ВПЛИВ ЕЛЕКТРОКЕРОВАНОЇ ГІДРОКОРЕКЦІЇ ПАЛИВОПОДАЧІ НА РОБОТУ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

### INFLUENCE OF ELECTRICALLY CONTROLLED HYDROCORRECTION OF THE FUEL SUPPLY ON THE OPERATION OF AN AUTOTRACTOR DIESEL

**Анотація.** Завданням досліджень є визначення статичних та динамічних характеристик автотракторного дизеля у процесі використання в його системі паливоподачі спеціального гідрокоректора. Він використовується для зміни початкового фазового періоду впорскування палива до циліндрів дизеля для кожної паливоподавальної магістралі. Розроблений гідрокоректор – це корпус з рухомим штоком з кільцевою виточкою в центральній частині. Переміщення штоку здійснюється за допомогою силового електромагніту. Сам гідрокоректор є запірним елементом і перекриває подачу палива до форсунки на певний період. Тривалість даного періоду залежить від потреби зміни моменту у початку впорскування. Його встановлення не потребує суттєвих конструктивних змін в паливній системі. Місце розташування – біля форсунки. Для визначення ефективності роботи даного гідрокоректора необхідно провести комплексні безмоторні та моторні дослідження. У ході досліджень визначалась перевага використання системи паливоподачі з розподільним паливним насосом без механічної відцентрової муфти випередження впорскування палива. За результатами порівнювальних безмоторних досліджень було відмічено покращення параметрів паливоподачі в широкому діапазоні зміни частоти обертання кулачкового валу насосу високого тиску. Відбувається зменшення фази впорскування палива відбулося на 20...30%, підвищення максимального тиску впорскування на 30...40МПа, зростання середнього тиску впорскування на 10...20%. Також застосування даного гідрокоректора дає змогу поліпшити якість перехідного режиму прискорення дизеля 6ЧН13/11,5 зі зменшення часу переходу на новий швидкісний режим з покращенням робочих параметрів системи повітряобезпечення. Зокрема, зменшується тривалість стабілізації частот обертання колінчастого валу та ро-

тора турбокомпресора на новому сталому режимі роботи в середньому на 10-12%, відсутність відчутного перерегулювання робочих параметрів; зменшення часу нормалізації частоти обертання турбокомпресора на 0,1с, температури відпрацьованих газів на 25°C та підвищення тиску наддуву на 30% зі збільшення повітроподачі до 540 м<sup>3</sup>/год. Отримані результати переконливо підтверджують ефективність та доцільність використання запропонованого гідрокоректора для модернізації паливних систем автотракторного дизеля без суттєвих конструктивних змін його паливної системи.

**Ключові слова:** гідрокорекція, кут випередження впорскування палива, електрокерування, частота обертання колінчастого валу, турбокомпресор, дизель, параметри паливоподачі.

**Abstract.** The task of the research is to determine the static and dynamic characteristics of a tractor diesel when using a special hydraulic corrector in its fuel supply system. It is use to change the initial phase period of fuel injection into diesel cylinders for each fuel injection line. The developed hydraulic corrector is a body with a movable rod with an annular groove in the central part. The movement of the rod occurs with the help of a power electromagnet. The hydraulic corrector itself is a blocking element and blocks the fuel supply to the injector for a certain period. The duration of this period depends on the need to change the injection start time. Its installation does not require significant structural changes to the fuel system. Location - near the nozzle. To determine the efficiency of this hydraulic corrector, it is necessary to conduct a complex of non-motorized and motorized studies. In the course of these studies, the advantage of using an experimental fuel supply system with a distribution fuel pump without a mechanical centrifugal clutch for advanced fuel injection was determined. According to the results of comparative motorless studies, there is an improvement in the parameters of fuel supply in a wide range of changes in the frequency of rotation of the camshaft of the injection pump. There is a decrease in the fuel injection phase by 20...30%, an increase in the maximum injection pressure by 30...40 MPa, an increase in the average injection pressure by 10...20%.

In addition, the use of this hydraulic corrector allows you to improve the quality of the transient acceleration mode of the 6ChN13/11.5 diesel engine by reducing the transition time to a new speed mode and improving the parameters of the air supply system. In particular, the duration of the stabilization of the rotation frequencies of the crankshaft and the rotor of the turbo-compressor in the new stable mode of operation is reduced by an average of 10-12%, there is no clear readjustment of the operating parameters; a decrease in the normalization time of the turbocharger rotation frequency by 0.1s, a decrease in the temperature of the exhaust gases by 25°C and an increase in the boost pressure by 30% with an increase in the air supply to 540 m<sup>3</sup>/h were noted. The obtained results convincingly confirm the effectiveness and expediency of using the proposed hydraulic corrector for the modernization of the fuel systems of the auto-tractor diesel engine without significant structural changes in its fuel system.

**Keywords:** hydraulic correction, fuel injection advance angle, electric control, crankshaft rotation frequency, turbocharger, diesel, fuel supply parameters

## Вступ

При експлуатації двигуна внутрішнього згорання (далі – ДВЗ) як і будь-якої іншої енергетичної установки, принцип дії якої заснований на термодинамічному процесі перетворення теплової енергії згорання довільного палива в механічну роботу, завжди стикаються з певним протиріччям потреб їхньої роботи. А саме, узгодження високої енергетичної ефективності на статичних і динамічних режимах роботи з високими вимогами до паливоекномічності та екологічності експлуатації цих установок.

Ключовою перешкодою у вирішенні даної проблеми, зокрема для дизелів, є часткова або іноді повна невідповідність параметрів паливо- та повітроподачі умовам протікання термодинамічного робочого процесу в камері згорання. Особливо гостро окреслена проблема притаманна для дизелів з гідромеханічною системою паливоподачі та системою повітрозабезпечення з газотурбінним наддувом. Вони характеризуються високою інерційністю при реагуванні на

швидкозмінні зовнішні впливи, а саме відсутність своєчасної та адекватної реакції на їхню появу та динаміку їхньої зміни.

Тому, важливими та доцільними є напрями наукових досліджень з розробки та вдосконалення систем повітро- та паливозабезпечення дизелів із врахуванням особливостей протікання їхніх робочих циклів в усталених і перехідних процесах в умовах чисельності та мінливості різних факторів впливу.

Для узгодження рівня токсичності відпрацьованих газів (далі – ВГ) світовим екологічним нормам і поліпшення паливоекномічності ДВЗ необхідно забезпечити відповідний характер перебігу процесу згорання палива згідно з експлуатаційними режимами роботи. Для дизелів застосування такого способу відбувається через підвищення ефективності роботи паливної системи за умови впровадження адаптивного коректування якісними та фазово-часовими показниками процесу подачі палива під час зміни режиму роботи двигуна.

Спираючись на дослідження багатьох науковців, було встановлено, що гідродинамічні показники процесу паливоподачі визначають рівень шуму та вібрацій, керованість і довговічність дизеля, впливають на теплову та механічну напруженість деталей двигуна, а також дають змогу нівелювати розузгодженість між паливо- та повітроподачею на неусталених режимах роботи для дизелів з газотурбінним наддувом.

Класичним варіантом вдосконалення гідромеханічних паливних систем безпосередньої дії є інтенсифікація паливоподачі, що стає досяжним за умови оптимізації характеристик кулачкового приводу паливнагнітального насоса високого тиску. Наприклад, в роботі [1] представлена конструкція гіпоциклоїдного приводу, що суттєво покращує кінематичні параметри нагнітального плунжера при порівнянні з традиційним кулачковим приводом. Подібний підхід висвітлений в роботі [2], де для підвищення тиску в паливнагнітальній системі запропоновано підвищення швидкості обертання привідного валу паливного насоса. Та головною проблемою під час запровадження цих видозмін – є збільшення рівня зносу контактних елементів, виникнення та розвиток критичних контактних та динамічних напружень тощо. Це призводить до підвищення вартості конструкції та збільшення масо-габаритних параметрів складових паливної системи.

Альтернативним варіантом поліпшення параметрів паливоподачі є вдосконалення гідромеханічних форсунок. Одну з таких модернізацій представлено в роботі [3], де була запропонована конструкційна зміна вихідних сопел розпилювача, що позитивно відобразилось на підвищенні максимального та середнього тиску впорскування. Схожий варіант до цієї пропозиції описано в роботі [4]. У ній доведено, що зміна відношення діаметрів вхідного та вихідного перерізу сопел розпилювача дає змогу поглибити проникнення струменя палива в об'єм камери згоряння та покращити паливорозподілення в ньому. Однак, наведені методи покращення умов подачі палива передбачають значні конструктивні видозміни засобів впорскування палива.

Кардинальним рішенням завдання з поліпшення умов паливоподачі є застосування паливної системи безпосередньої дії з електромеханічними форсунками, яким присвячено доволі велика кількість наукових робіт [5–7]. Та переобладнання нею існуючих транспортних засобів, що використовують роздільну паливну систему, є дороговартісним підходом та вимагає узгодження з іншими системами енергетичної установки.

Існує відмінний підхід по інтенсифікації паливоподачі, що реалізується без суттєвих конструктивних змін паливної системи та капіталовкладень. Це використання приєднувальних засобів, що впливають на хвильові процеси в паливнагнітальній магістралі та покращують процес паливоподачі без конструктивних змін у будові форсунок та паливного насоса.

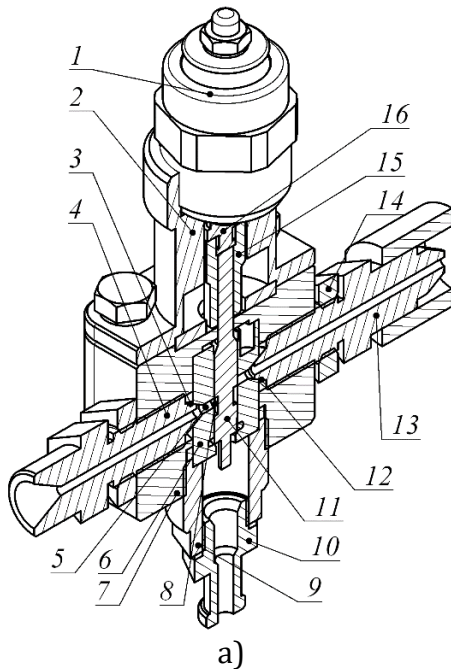
Серед таких технічних засобів гідравлічний вузол із внутрішнім паливним об'ємом з одним або декількома золотниковими елементами, що переміщуються під впливом силових зусиль різного характеру. Відповідні засоби вмонтовують у паливнагнітальну магістраль між паливним насосом і форсункою. До них належать різноманітні за своїм виконанням засоби корекції [8]: демпфери, резонатори, компенсатори, модулятори тощо.

*Метою* представлених матеріалів є висвітлення результатів досліджень роботи дизеля з газотурбінним наддувом під час застосування в системі паливоподачі дослідного зразка гідрокоректора з електромеханічним приводом [9-10] для кожної паливнагнітальної магістралі.

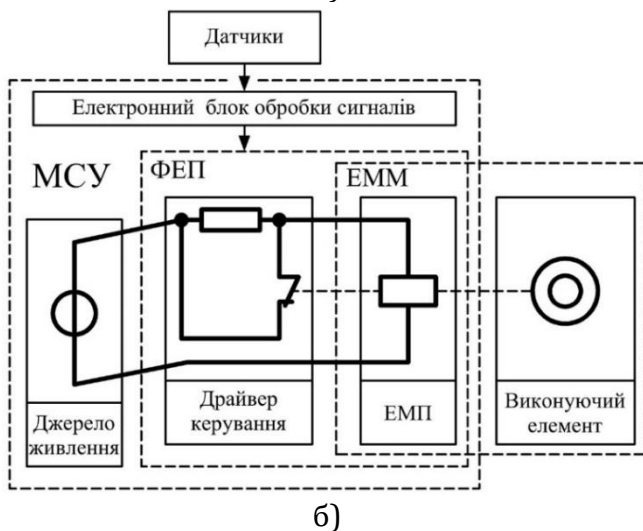
### Основна частина

Гідравлічний коректор (**рис. 1, а**) складається з корпусу (7), циліндричної вставки (6) з радіальними (5) каналами з внутрішніми фасками (3); рухомого штока (11) з паливним об'ємом (8), виконаного у вигляді кільцевої проточки на штоку (11); двох різьбових штуцерів (4) і (13), угвинчених у корпус (7) та своїми конусними наконечниками (12) контактують з внутрішніми фасками (3) циліндричної вставки (6), що дає змогу забезпечити герметизацію цього конструктивного з'єднання та зафіксувати в нерухомому

положенні циліндричну вставку (6) в корпусі (7). За допомогою контргайок (14) штуцера (4) і (13) убезпечуються від самовільного вигвинчування з корпусу (7). Вхідний штуцер (4) зміщений у повздовжній площині гідрокоректора відносно штуцера (13) для створення можливості безперешкодного потрапляння потоку палива до паливного об'єму (8) незалежно від висоти підйому штоку (11). У нижній частині корпусу (7) передбачено втулку (9) зі зливним штуцером (10), призначених для відводу з коректора зайвого палива, що просочилося крізь зазор між втулкою (6) та штоком (11).



а)



б)

**Рис. 1.** Гідрокоректор зі схемою управління: а) конструктивна схема гідрокоректора; б) блок-схема мікроконтролерної системи управління

Зверху на корпусі (7) закріплюється фланець (2) електромагнітного механізму (ЕММ) гідрокоректора, до складу якого входить електромагніт постійного струму (ЕМП) з феромагнітним якорем (16) та з'єднуюча втулка (15). Втулка (15) поєднує в один кінематичний ланцюг рухомий шток (11) і якор (16).

Керування електромагнітним приводом гідрокоректора відбувається мікроконтролерною системою управління (МСУ) (рис. 1, б), яка містить форсоване джерело живлення (ФДЖ), форсований електромагнітний привід (ФЕП) та електронний блок обробки інформаційних сигналів від відповідних вимірювальних датчиків, що відстежують зміну контрольних параметрів дизеля. ФЕП призначений для керування гідравлічними коректорами на основі виконуючих команд від електронного блоку обробки сигналів у визначеній послідовності згідно з почерговістю роботи циліндрів дизеля. Контроль за живленням та забезпечення ним кожного із застосованих в паливній системі гідрокоректорів покладений на драйвер керування ФЕП.

Принцип роботи коректора полягає у впливі на гідравлічні принципи організації одиночного процесу впорскування через привнесення певних корегувальних змін у формування основних фазових періодів цього процесу. Зміни припадають на період від початку активного геометричного ходу нагнітального плунжера до моменту відриву голки розпилювача гідрокерованої форсунки зі свого запірного конуса в корпусі розпилювача. Суть цих змін полягає у короткотерміновій процедурі акумулювання стиснутого потоку палива в проміжному об'ємі гідрокоректора, розташованого безпосередньо біля гідрокерованої форсунки, для стримування впорскування палива до циліндрів двигуна та зміни моменту початку подачі палива. Тривалість такого стримування залежить від потреби скоректувати кут випереження впорскування палива (КВВП) для поліпшення тих чи інших показників роботи дизеля.

Повноцінні теоретичні дослідження запропонованого гідрокоректора з представленням математичної моделі розрахунку

одиначного процесу впорскування палива наведені в роботі [11].

Дослідження впливу розробленого гідрокоректора на роботу дизеля проводились у два етапи. На першому етапі передбачалось визначити характер зміни якісних параметрів паливоподачі від застосування гідрокоректора з порівнянням їх за відповідними показниками для серійної системи паливоподачі, а на другому – отримати статичні та динамічні характеристики роботи автотракторного дизеля 6ЧН13/11,5 із двома варіантами системи паливоподачі для проведення порівняльного аналізу й визначити доцільність та ефективність застосування нововведень.

Перший етап досліджень проводився з використанням розподільного паливного насоса високого тиску НД-22/6Б4 без муфти випередження впорскування палива (у випадку дослідження дослідної системи паливоподачі), зі штатними паливнагнітальними трубопроводами високого тиску та гідравлічними форсунками, налаштованими на штатний тиск початку впорскування 175 атм. Відсутність відцентрової муфти для корегування моменту впорскування палива обумовлено наявним в МСУ алгоритму керування початком подачі палива відповідно до швидкісного режиму роботи дизеля, який передбачає збільшення періоду попередньої затримки подачі палива гідрокоректором при зменшенні швидкісного режиму. Отримання експериментальних даних здійснювалось на зовнішній швидкісній характеристиці в межах зміни частоти обертання кулачкового валу насоса від 800 до 1050 хв<sup>-1</sup>.

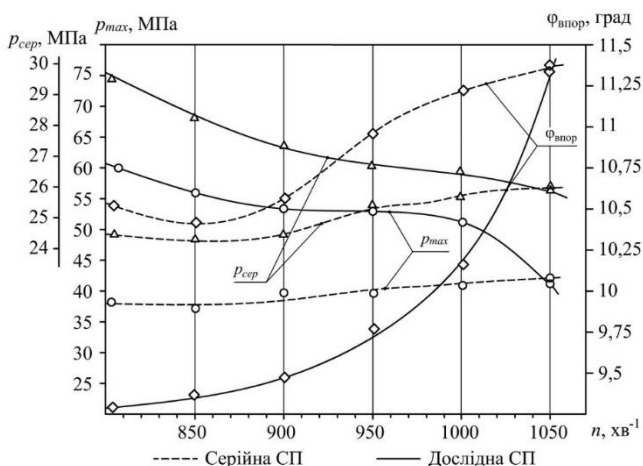
серійної та дослідної системи паливоподачі

На **рис. 2** відображені результати досліджень першого етапу, у формі порівняння параметрів процесу паливоподачі для серійної та дослідної паливної системи. Зокрема, відображено характер зміни від частоти обертання кулачкового валу середнього  $p_{сер}$  та максимального  $p_{max}$  тиску впорскування палива, а також фазової тривалості процесу впорскування  $\phi_{впор}$ .

Із наведених характеристик можна зробити однозначний висновок, що поліпшення процесу впорскування палива відбувається за всіма окресленими показниками в усьому швидкісному діапазоні. Так, середній тиск впорскування для дослідної системи паливоподачі під час застосування гідрокорекції має позитивну динаміку зростання з 25,6 до 29,8 МПа за умови зменшення обертів. Це кардинально відрізняється від відповідної характеристики для серійної системи паливоподачі, де середній тиск впорскування перебуває у вузькому діапазоні своєї зміни від 24,6 до 25,4 МПа і має негативну тенденцію своєї зміни зі зменшенням швидкості обертання кулачкового валу.

Порівняльні характеристики максимального тиску впорскування мають аналогічні тенденційні зміни. Так, зростання максимального тиску впорскування для дослідної системи паливоподачі відбувається з 40,2 МПа до майже 62 МПа в міру зменшення частоти обертання кулачкового валу з виходом на свій максимум за мінімально прийнятих обертів. Водночас для серійної системи паливоподачі зменшення швидкісного режиму призводить до несуттєвого спадання максимального тиску з 40,4 до 38,2 МПа.

Інтенсифікація процесу впорскування для дослідної системи паливоподачі позитивним чином відображається і на тривалості впорскування палива. Наприклад, за умови проміжної частоти обертання 900 хв<sup>-1</sup> фазова тривалість впорскування палива зменшилась з 11 до 9,5 градусів, а при мінімально прийнятій частоті – з 10,6 до 9,2. При цьому темпи скорочення тривалості протікання процесу впорскування зменшуються в міру



**Рис. 2.** Параметри процесу впорскування для

збільшення швидкісного режиму, що збігається з характером зміни тисків впорскування.

Також варто зауважити, що порівнювальні характеристики в міру зростання швидкісного режиму та наближення до номінальної частоти обертання кулачкового валу збігаються в одній точці. Це обумовлено відсутністю потреби в корекції початку впорскування палива на номінальному режимі, тому умови формування та розвиток процесу паливоподачі для серійної та дослідної системи паливоподачі майже ідентичні.

З аналізу статичних характеристик дизеля на швидкісних режимах роботи з двома системами паливоподачі було виявлено, що характер зміни таких ключових робочих параметрів, як тиск наддуву, частота обертання турбокомпресора, витрата палива та повітря, температура та тиск відпрацьованих газів для порівняльних систем паливоподачі мають не суттєві розбіжності. Так, на максимальному холостому ході пікове значення частоти обертання ротора турбокомпресора перебуває в межах 23800...24200 хв<sup>-1</sup>, тиск наддуву – 1000...1100 Па, витрати повітря – в межах 500...520 м<sup>3</sup>/год.

Для отримання динамічних характеристик роботи дизеля з різними варіантами системи паливоподачі було проведено порівняльні експериментальні дослідження на динамічних режимах із застосуванням метрологічно вивіреного контрольно-вимірювального обладнання та устаткування, що дає змогу отримати достовірні дослідні дані з мінімізацією помилок під час вимірювання контрольованих параметрів.

В якості динамічних режимів роботи було обрано перехідний процес вільного прискорення дизеля з мінімально стабільної частоти обертання до максимальної. Даний процес реалізовувався шляхом швидкого переміщення важеля керування паливоподачею з початкового положення до виходу його на обмежувальний упор максимальної частоти обертання. Розгін проводився під час зміни КВВП за функціональними характеристиками як механічної відцентрової муфти випередження впорскування, так і дослідного електрокерованого засобу корегу-

вання паливоподачі на підставі сформованого алгоритму керування мікроконтролерної системи управління.

Під час проведення експериментальних досліджень контролювались, насамперед, такі ключові робочі параметри двигуна: частота обертання колінчастого валу  $n_d$  та турбокомпресора  $n_m$ , витрата повітря  $G_{нов}$ , тиск наддуву  $p_{над}$ , КВВП  $\theta$ , температура  $t_{вг}$  відпрацьованих газів.

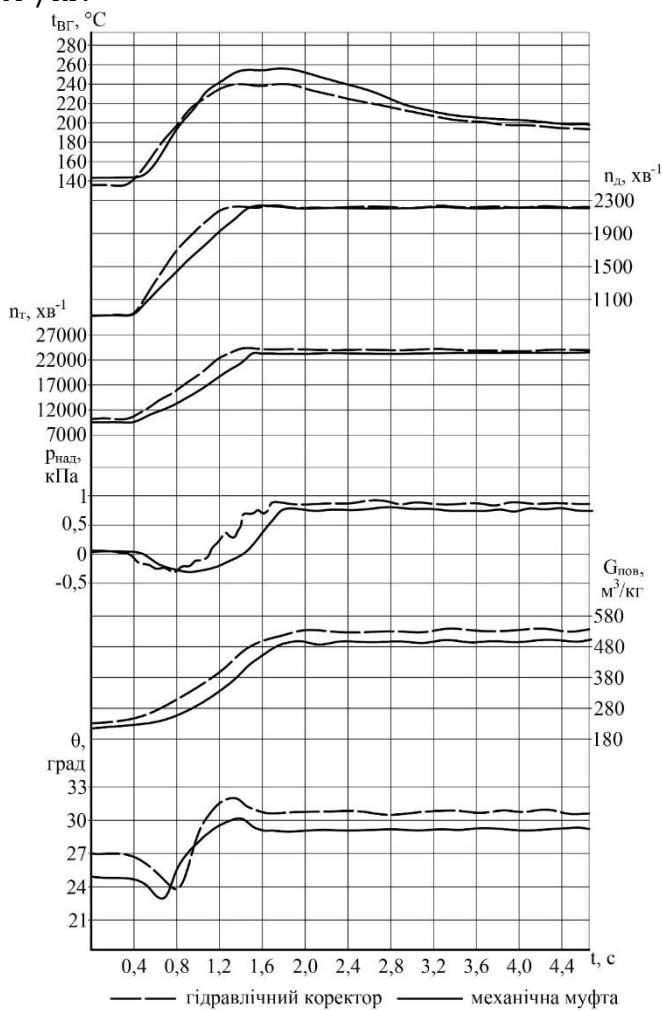
На **рис. 3** відображені суміщені характеристики зміни контрольних робочих параметрів дизеля для варіантів системи паливоподачі з серійною відцентровою муфтою випередження впорскування та гідравлічними коректорами.

Порівнюючи перехідні процеси дизеля під час керування КВВП за допомогою механічної муфти та гідравлічних коректорів, помітили, що в першому випадку спостерігається деяке погіршення (тривалість перехідного процесу зростає на 0,1 с) динамічних властивостей дизеля. Це пояснюється головним чином притаманне муфті інерційності при реагуванні на зміну частоти обертання колінчастого валу, що призводить до появи відчутньої різниці між теоретично необхідним і реальним значенням КВВП. Цей недолік у роботі муфти призводить за умови різкого збільшення частоти обертання дизеля до недостатнього зростання КВВП, що є головним завданням такого засобу корегування, а змінюється більш полого. Така вада сприяє загостренню небажаного переважаючого впливу на закон зміни КВВП власної характеристики паливної системи над характеристикою механічної відцентрової муфти, які характеризуються зворотньо оберненими впливами на формування початку впорскування палива.

Гідравлічні коректори працюють без притаманної механічній відцентровій муфті інерційності під час корегування КВВП, що дає змогу змінювати початок впорскування палива строго за функціональним законом корегування. Така чітка відповідність зміни КВВП за відповідним законом сприяє поліпшенню якості перехідних процесів у порівнянні з роботою дизеля на неусталених режимах роботи, що і продемонстровано на приведених характеристиках.

Поліпшення якості виявляється, не лише у зменшенні часової тривалості виходу на новий швидкісний режим, а й у скороченні тривалості стабілізації частоти обертання колінчастого валу на 10%, ніж для варіанту з відцентровою муфтою.

Аналогічно до частоти обертання колінчастого валу дизеля, перехід з одного усталеного швидкісного режиму робота турбокомпресора та інший триває на 0,1 с менше. При цьому нове значення частоти обертання турбокомпресора є дещо вищим і нормалізується на рівні 22500 хв<sup>-1</sup>. Зі збільшенням частоти обертання ротора турбокомпресора відповідно зростає пропорційно і тиск наддуву  $p_{над}$  на новому швидкісному режимі. Так, абсолютне зростання тиску наддуву становить 0,15 кПа, що позитивним чином відображається і на збільшенні годинної подачі повітря в циліндри дизеля з 485 до 540 м<sup>3</sup>/кг.



**Рис. 3.** Суміщенні осцилограми перехідного процесу дизеля 6CH13/11,5 під час розгону на холостому ході з різними варіантами керування КВВП

Завдяки досягненню оперативної та адаптивної змін моменту початку впорскування палива та покращення умов згоряння палива відбулося зниження теплової напруженості деталей дизеля, що виражається у поступовому зменшенні температури відпрацьованих газів на 25°C на відтінку процесу стабілізації даного робочого параметру на новому швидкісному режимі роботи двигуна.

### Висновки

Конструктивне виконання та принцип дії запропонованих гідравлічних коректорів дає змогу реалізовувати індивідуальний підхід до електрокерованої корекції паливоподачі кожного з циліндрів дизеля, що дозволить більш гнучко та адаптивно здійснювати керування двигуном.

Описаний підхід до зміни моменту подачі палива використовує гідрохвильовий процес, тому він не потребує суттєвих конструктивних видозмін системи паливоподачі.

Гідравлічне стримування початку впорскування палива до циліндрів дизеля дає змогу закумулювати енергію паливного потоку з подальшою її стрибкоподібною реалізацією в необхідний момент для забезпечення формування необхідного КВВП. Збільшення рівня затримки впорскування палива позитивним чином відображається на покращенні якісних показників паливоподачі. Так, під час максимальної затримки на мінімальному швидкісному режимі, гідрокорекція сприяє збільшенню максимального тиску – на 20...30 МПа, середнього тиску – на 10...20 % та зниження тривалості подачі палива на 10...15%. При наближенні до номінального швидкісного режиму позитивний ефект від гідрокорекції поступово нівелюється і якість паливоподачі на номінальних обертах двигуна за різних систем паливоподачі майже не відрізняється одна від одної.

Покращення параметрів паливоподачі неминуче відображаються на експлуатаційних характеристиках дизеля. Зокрема, порівняльні дослідження динамічних властивостей дизеля на перехідному процесі вільного прискорення при різних способах керування початком впорскування палива також виявили перевагу корегування гідравлічними

коректорами. Це виявляється у зменшенні тривалості стабілізації частот обертання колінчастого валу та ротора турбокомпресора на новому сталому режимі роботи в середньому на 10-12 %, відсутності явних забросів робочих параметрів; зменшення часу нормалізації швидкості обертання ротора турбокомпресора, зменшення температури відпрацьованих газів на 25 °C та підвищення тиску наддуву на 30 %.

### References

1. Mateusz B., Tomasz B., Wojciech K., Rafał S. (2018). Modeling of selected design characteristics of cam and hypocycloidal drives of high-pressure fuel pumps. *Advances in Science and Technology Research Journal*, 2, 128–136. Retrieved from <https://doi.org/10.12913/22998624/87064>
2. Slavutskij V. M., Salykin E. A., Lipilin V. I., Skorobogatov A. A. (2014). Processes in fuel system of diesel engine at speeding up of the high pressure fuel pump. *Spravochnik. Inzhenernyi zhurnal*, 50–53. Retrieved from <https://doi.org/10.14489/hb.2014.010.pp.050-053>
3. Fuqiang Luo, Chuqiao Wang, Fuying Xue, Bingjian Ye, Xiwen Wu. (2016). A study on the influence of fuel pipe on fuel injection characteristics of each nozzle hole in diesel injector. *MATEC Web of Conferences*, 40, 02016. Retrieved from <https://doi.org/10.1051/mateconf/20164002016>
4. Darlington N, Nwabueze E. (2017). Fuel spray vapour distribution for high pressure diesel fuel spray cases for different injector nozzle geometries. *Polytechnic University of Valencia Congress, ILASS2017 - 28th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 192–199. Retrieved from <http://dx.doi.org/10.4995/ILASS2017.2017.4951>
5. Vrublevskiy O., Wierzbicki S. (2023). Analysis of potential improvements in the performance of solenoid injectors in diesel engines. *Eksplatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability*. Retrieved from <https://doi.org/10.17531/ein/166493>
6. Herfatmanesh, M. R., Peng, Z., Ihracska, A., Lin, Y., Lu, L., & Zhang, C. (2016). Characteristics of pressure wave in common rail fuel injection system of high-speed direct injection diesel engines. *Advances in Mechanical Engineering*, 8, 5, 168781401664824. Retrieved from <https://doi.org/10.1177/1687814016648246>
7. Tunka L., Polcar A. (2016). The Influence of Common-rail Adjustment on the Parameters of a Diesel Tractor Engine. *Acta Universitatis Agriculturae et Silviculturae Mendelianae Brunensis*. 64, 3, 911–918. Retrieved from <https://doi.org/10.11118/actaun201664030911>
8. Vrublevsky O. M., Denisov A. V., Grigoriev O. L. (2006). Increasing the injection pressure in the fuel system of a high-speed diesel engine using MIT. *Bulletin of the Kharkiv National Road University*, 32, 50–54.
9. Ivanov O. M. (2009). Hydraulic corrector of the diesel fuel supply system: pat. 44504 Ukraine. No. u200903104; statement 02.04.2009; published 12.10.2009, Bull. No. 19.
10. Ivanov O. M. (2017). The method of adjusting the advance angle of fuel injection into diesel cylinders: pat. 113738 of Ukraine. No. u201608645; statement 08/08/2016; published 10.02.2017, Bull. No. 3/2017.
11. Ivanov O., Kharak R., O. Kostenko, V. Arendarenko, A. Nazarenko, A. Pushka, V. Sarana. (2019). Estimation model of the diesel engine fuel system with an electromechanical device to intensify fuel supply. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1, 1, 50–59. Retrieved from <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.155399>