Всеукраїнський конкурс студентських наукових робіт
за спеціальністю «Енергетичне машинобудування»

СТАБІЛІЗАЦІЯ РОБОТИ ЕЛЕКТРОННО-КЕРОВАНОЇ СИСТЕМИ ПАЛИВОПОДАЧІ

Шифр: «Паливоподача»

2021

ЗМІСТ

Вступ 3

1 Обгрунтування можливості зниження експлуатаційної витрати палива транспортними дизелями 4

2 Теоретичне дослідження впливу вимкнення циліндрів на показники транспортного дизеля 10

2.1 Аналіз механічних втрат в дизелі при регулюванні його зміною числа працюючих циліндрів або циклів 10

2.2 Характеристики зміни механічного ККД при регулюванні дизеля відключенням циліндрів при постійному значенні $h_p = 100\%$ 15

2.3 Формування регуляторних характеристик дизеля, регульованого зміною робочого об'єму 18

3 Експериментальне дослідження регулювання дизельного двигуна відключенням циліндрів 21

3.1 Об'єкти експериментальних досліджень 21

3.2 Безмоторні дослідження стабілізації роботи електронно-керованої системи паливоподачі 21

Висновки 27

Список використаних джерел 28

ВСТУП

В умовах експлуатації транспортні двигуни, а також двигуни інших мобільних машин, тривалий час працюють на режимах малих навантажень і холостих ходів, на режимах примусових холостих ходів, а також на неусталених режимах роботи. Всі ці особливості роботи погіршують експлуатаційні економічні, екологічні показники автомобіля, показники його надійності і довговічності. Важливою проблемою є також зниження мінімально стійкої частоти обертання валу дизеля на режимах холостих ходів і малих навантажень, з метою економії палива.

Одним з методів поліпшення економічності режимів мінімального навантаження та холостого ходу є метод регулювання двигуна зміною його робочого об'єму.

Суттєва кількість вітчизняних транспортних дизелів функціонує на базі паливної апаратури роздільного типу, для якої характерний істотний негативний вплив перехідних процесів в паливній апаратурі, особливо на режимах малих навантажень і холостих ходів, тобто при малих циклових подачах палива. Відключення-включення циліндрів або циклів також супроводжується перехідними процесами в паливній апаратурі, що погіршує показники роботи двигуна. У більш складних випадках застосовують зміну або відключення фаз газообміну в вимкнених циліндрах. Ще більш складна, але і більш ефективна зміна робочого об'єму двигуна досягається зупинкою частини поршнів при обертанні колінчастому валі або зупинкою частини колінчастого валу. Очевидно, що такі рішення застосовні тільки на двигунах, які знаходяться на стадії проектування, а не на двигунах, які експлуатуються.

Тому актуальною проблемою машинобудування є підвищення економічності режимів малих навантажень і холостих ходів транспортних дизелів, у тому числі шляхом їх регулювання зміною робочих об'ємів.

1 ОБГРУНТУВАННЯ МОЖЛИВОСТІ ЗНИЖЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ ВИТРАТИ ПАЛИВА ТРАНСПОРТНИМИ ДИЗЕЛЯМИ

Метод регулювання потужності двигуна відключенням частини циліндрів на режимах малих навантажень і холостого ходу є одним із способів економії палива і зниження токсичності залишкових газів. Крім того, відключення частини циліндрів може застосовуватися для прискорення розігріву холодного дизеля після пуску, для зменшення розрідження мастила паливом, яке не згоріло, для зниження нагароутворення та закоксовування форсунок, а також для розкоксовування розпилювачів.

Відключення частини циліндрів на холостих ходах призводить до зменшення смолоутворення, яке призводить до заростання випускних клапанів, внаслідок чого відбувається погіршення економічності в подальшій експлуатації. Переважний розвиток даний метод отримав по відношенню до двигунів з іскровим запалюванням, що пов'язано з можливістю досягти більш простими засобами більш високого економічного ефекту.

Так фірма BMW застосовує систему відключення циліндрів для шестициліндрового двигуна, в якому в трьох циліндрах відключається запалювання і впорскування, а відпрацьовані гази з трьох активних циліндрів надходять у відключені циліндри, де вони можуть розширюватися далі. Цей процес здійснюється за допомогою клапанів у впускному і випускному трубопроводах. Перевага цього способу полягає в тому, що відключені циліндри постійно нагріваються відпрацьованими газами, що проходять через них. У восьмициліндровому V-образному двигуні «Porsche-928» з відключенням циліндрів є дві практично повністю відокремлені одна від одної чотирициліндрові V-подібні секції. У такого двигуна витрата на восьми циліндрах при навантаженні 80Н·м складає 400 г/(кВт·год), а на чотирьох на тому ж режимі – 350 г/(кВт·год). Ще більший ефект досягається при русі на низьких швидкостях. Так, при швидкості 40 км/год витрата палива знижується на 25%: з 8 до 6 л/100 км шляху. За даними фірми «Mercedes-Benz» витрата палива восьмициліндровим двигуном при відключенні чотирьох циліндрів при

русі по місту знижувався на 32% [10]. Метод виключення частини циліндрів дизелів для підвищення економічності режимів малих навантажень і холостого ходу практично використовують на великих двигунах (тепловозних, судових, будівельних і дорожніх машин, великовантажних машин і т.д.). На інших же енергетичних засобах цей метод застосовується значно рідше. Пояснюється це очевидно, складністю його конструктивного оформлення в порівняно малорозмірній паливній апаратурі. Крім того, на дизелях з вільним газотурбінним наддувом не виключаються випадки розносу турбокомпресора після включення на повну подачу палива раніше відключених циліндрів (мастило, що накопичилося в раніше відключених циліндрах або колекторах при включенні всіх циліндрів, інтенсивно вигорає, збільшуючи тим самим енергію газів на вході в турбіну і, отже, частоту її обертання). Щоб виключити такий процес, доводиться через короткі проміжки часу змінювати номери циліндрів, що відключаються, причому, в окремих випадках знижуючи цей час до одного циклу. Все це посилює вимоги до засобів відключення подачі палива.

Метод знайшов практичне застосування на дизелях, наприклад, фірми Cummins, оснащених паливною апаратурою типу Common Rail. Практично тільки в цьому випадку досягається можливість міняти кількість і номера циліндрів, що відключаються. Стосовно до досить розповсюдженої в умовах експлуатації паливної апаратури розділеного типу даний метод менш поширений, а дизелі з такою апаратурою розповсюджені в експлуатації досить широко і вимагають модернізаційного удосконалення в умовах експлуатації.

В роботах [7, 9, 10] проведені аналізи можливостей регулювання дизелів шляхом відключення-включення групи або окремих циліндрів або циклів. Метод реалізується для досягнення наступних цілей: 1. підвищення економічності режимів малого навантаження і холостого ходу [11, 12]; 2. підвищення стійкості режимів роботи дизеля зі споживачем при малих навантаженнях [15]; 3. підвищення динамічних показників ряду неусталених режимів роботи дизелів [12]; 4. підвищення ефективності та стійкості «холодних» пусків [10, 11]; 5. підвищення ефективності застосування

альтернативних, особливо низькоцетанових, палив в дизелях [16, 17]; 6. зниження токсичності викидів [7].

Реалізація цього методу в поршневих двигунах може досягатися такими способами [9, 11, 14, 15]: 1. зміною величин робочих ходів поршнів, а переважно і ступенів стиснення; 2. вимиканням частини циліндрів, що може реалізовуватися наступними шляхами: 2.1. Зупинкою частини поршнів при обертанні колінчастому валі; 2.2. Зупинкою частини колінчастого валу зі своєю частиною поршнів; 2.3. Вимиканням подач палива при одночасній зміні або виключенні газорозподілу в циліндрах, що відключаються; 2.4. Вимиканням подач палива в циліндри, що відключаються, при збереженні незмінними інших регулювань. Слід зауважити, що це найбільш простий спосіб, особливо, якщо вимикається подача в одні й ті ж самі циліндри; 2.5. Вимиканням подач палива на час одного циклу (тобто реалізується метод регулювання роботи дизеля вимиканням-вмиканням окремих циклів).

Очевидно, що реалізація більшості з цих способів вимагає створення нової конструкції двигуна, що є економічно необґрунтовано, складно і вимагає значного часу. Тільки шляхи 2.4 та 2.5 можуть бути реалізовані порівняно просто, причому, модернізаційним шляхом.

В аналізованих публікаціях застосовуються такі визначення розглянутого в роботі методу регулювання двигуна: метод регулювання вимиканням-вмиканням циліндрів або циклів [12]; регулювання двигунів відключенням частини циліндрів [9]; регулювання дизеля пропуском робочих ходів поршнів [15]; регулювання дизеля пропуском подач палива [17]; регулювання зміною ступеня стиснення і робочого об'єму двигуна [13]; регулювання дизеля зміною його робочого об'єму [11]; «Безрейкове регулювання» – регулювання дизеля зміною числа працюючих циліндрів або циклів та порядку їх роботи [11]; імпульсне керування роботою дизеля [13]; дискретна зміна потужності (ДЗП) [17]; «Active cylinder control (ACC)» – технологія відключення циліндрів фірми Daimler-Chrysler [14]; «Variable cylinder management (VCM)» – технологія регулювання двигуна відключенням циліндрів фірми Honda [11]; «Cylinder

deactivation device» – пристрій відключення циліндра [17]; «Cylinder cutout» – вимкнення циліндра [14]; «Multi-displacement system (MDS)» – система змінюваного робочого об'єму [11]; ДРЦ – двигун з регулюванням відключенням циклів (завжди при положенні дросельної заслінки, рівному 100%; економія палива до 20...23% на малих навантаженнях і до 50% на холостому ході) [8]; Displacement on demand (General Motors) – робочий об'єм на вимогу (економія палива до 8%) [14].

Стосовно до дизелів лише системи з електронним регулюванням, наприклад, типу Common Rail, дозволяють оперативно змінювати кількість, порядок роботи циліндрів і тривалість їх вимкненого стану. Відключення і керування відключенням циліндрів паливних систем найбільш поширеного розділеного типу представляє відому проблему. Для реалізації методу відключенням подач палива запропоновані різні засоби. Більшість з них забезпечують відключення завжди одного і того ж числа і одних і тих же циліндрів, що знижує експлуатаційну ефективність їх застосування, так як знижується міжремонтний термін роботи двигуна через ті циліндри, які весь час працюють, та ще й з підвищеним навантаженням. У РУДН, МДТУ ім. Н.Е. Баумана, МАДІ і ряді інших організацій розроблялися елементи паливоподачі з регулювання початкового тиску палива (РПТ), а на їх базі – вимикачі подач палива [14, 17]. Виконання вимикача подачі палива в циліндрі на базі клапана РПТ з електромагнітним утриманням його у відкритому положенні забезпечує отримання додаткових ефектів, а саме: 1. клапан РПТ працює, як клапан подачі додаткового дизельного палива в лінію високого тиску (ЛВТ) для підвищення і стабілізації початкового тиску ($p_{поч}$), в результаті чого коригується швидкісна характеристика дизеля, підвищується стійкість режиму, а, отже, і економічність [12]; 2. клапан РПТ може також працювати як клапан подачі добавки в лінію високого тиску (ЛВТ) для впливу на протікання робочого процесу добавкою альтернативного палива в дизельне [16].

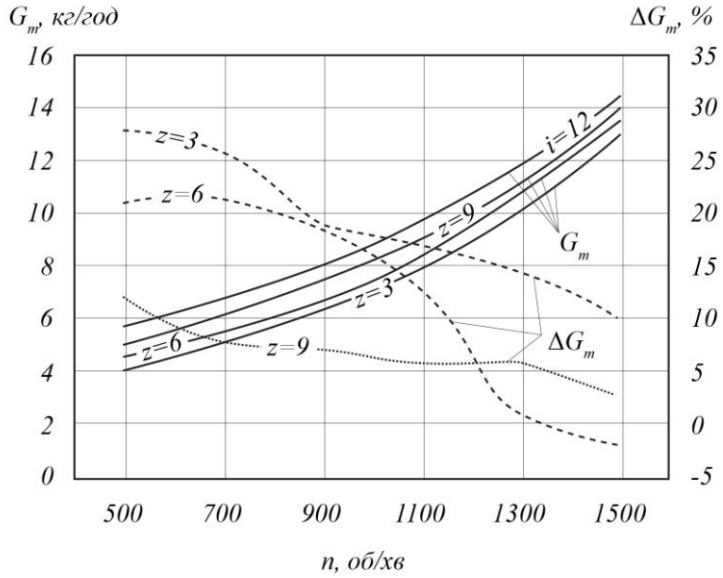
В РУДН або за участі співробітників РУДН випробування системи відключення циліндрів або циклів (СВЦЦ) проводились на дизелях ЯМЗ-236,

ЯМЗ-238, ЯМЗ-8401, КамАЗ-740, В-31, 12 ЧН 15/18, Д-240 , Д-260, Перкінс і Рікардо [12]. В роботах [17] задача відключення циліндра на короткий час, аж до часу одного циклу, вирішена завдяки створенню малоінерційного вимикача [1 – 5], здатного працювати з електронною системою керування при споживаному струмі 0,2...0,5А та при напрузі 24...36В. Пристрій випробувано як в стендових умовах, так і в умовах експериментальної експлуатації [17]. Випробування проведені на дизелях «Перкінс» і «Сканія». Причому, останній в дорожніх умовах на трьохвісній вантажівці «Сканія Вабіс-110 Супер» вантажопідйомністю 20т.

Вантажівка оснащена дизелем ББ 11 – чотиритактним, шестициліндровим, рідинного охолодження, з турбонаддувом. Ступінь стиснення – 15, розмірність – 127/145, робочий об'єм циліндрів дизеля – 11,02 л, ефективна потужність при 2000 хв$^{-1}$ – 224 кВт, максимальний крутний момент при 1300 хв$^{-1}$ – 1235 Н·м, мінімальна і номінальна частоти обертання валу – 500 і 2200 хв$^{-1}$. Дизель оснащений паливною апаратурою фірми Bosch: рядний ПНВТ золотникового розподілу, пневматичний обмежувач димлення, форсунка закритого типу з тиском підйому голки 22МПа [5]. Відключення циліндрів відбувається по сигналу датчика положення педалі керування (при навантаженні нижче 50%). В системі застосований також клапан регулювання початкового тиску (РПТ) [6], завдяки чому мінімальна частота обертання була знижена на 30%. При довжині гірського маршруту в 300 км зниження витрати палива склало 16л. А при довжині в 500 км – 27л. При завантаженні автомобіля в 8т економія палива досягала 14%, при 17... 18т – вже 10,5...11,7%. А при завантаженні 22,5т – 10...9,5%. Тобто, чим менше завантаження, тим більше виграш у витраті палива при застосуванні відключення циліндрів. Система позитивно позначається і на димності відпрацьованих газів. Так на дизелі серійного виготовлення при різкому збільшенні подачі палива димність змінюється від 2,4 до 3,2 од. А на дизелі з експериментальною системою – від 2,1 до 3,0, тобто знижувалася в середньому на 13%. Це пов'язано, очевидно, з позитивним впливом регулювання початкового тиску палива на протікання

робочого процесу. Перевагою цієї системи є також легкість її монтажу на серійному двигуні, тобто шляхом найпростішої модернізації [5].

Експериментально визначено, що для дизеля КамАЗ-740.10 поліпшення паливної економічності за рахунок відключення чотирьох циліндрів при 1000 об/хв становить 8,5%, при 1200 об/хв – 7,4%, при 1400 об/хв – 7,0%, а при 2600 об/хв – 0%. Економія палива за рахунок відключення чотирьох циліндрів у V-подібному восьмициліндровому дизелі може скласти 0,81 кг на один дизель на годину, 259 кг на рік і 3888 кг за час експлуатації [30].



G_m – годинна витрата палива; ΔG_m – зниження витрати палива при відключенні частини циліндрів; i – повна кількість циліндрів (12); z – число активних циліндрів (9, 6 та 3)

Рисунок 1.1 – Вплив відімкнення циліндрів на годинну витрату палива дизельним двигуном 12 ЧН 15/18 при роботі на холостому ході з різними частотами обертання колінчастого валу

В [3] показано, що на 12-ти циліндровому дизелі ЯМЗ-8401 при роботі на холостому ході у всьому діапазоні частот обертання з числом активних циліндрів від 4 до 6 досягнута економія палива від 5 до 18%. При роботі на трьох циліндрах з частотами обертання від 1500 до 500 об/хв економія палива склала від 13 до 27% відповідно.

2 ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ВИМКНЕННЯ ЦИЛІНДРІВ НА ПОКАЗНИКИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

2.1 Аналіз механічних втрат в дизелі при регулюванні його зміною числа працюючих циліндрів або циклів

Як зазначено вище, у ряді робіт передбачається, що при застосуванні методу відключення циліндрів певний вплив на результати надає зміна механічного ККД дизеля [9].

Механічний ККД визначається співвідношеннями виду:

$$\eta_м = \frac{L_e}{L_i} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{M_e}{M_i} = \frac{1}{1+\frac{M_м}{M_e}}. \qquad (2.1)$$

Вважається, що ці співвідношення справедливі при будь-яких методах регулювання двигуна (за допомогою зміни подачі палива, наприклад, переміщенням рейки ПНВТ, або за допомогою зміни числа працюючих циліндрів або циклів). Правда, проблема виникає з неясним фізичним змістом середніх індикаторних або ефективних тисків двигуна, якщо частина циліндрів відключена. Тому доцільно перейти до показників питомої роботи, яка виконується двигуном. Оскільки питомі роботи визначаються співвідношеннями виду

$$L_{е.уд} = \frac{L_{е.полн}}{zV_h},\ L_{м.уд} = \frac{L_{м.полн}}{zV_h}, \qquad (2.2)$$

де

$$L_{е.полн} = 2\pi M_е,\ L_{м.полн} = 2\pi M_м, \qquad (2.3)$$

то отримаємо

$$\eta_м = \frac{1}{1+\frac{L_{м.уд}}{L_{е.уд}}}. \qquad (2.4)$$

Незмінність механічного ККД можлива, якщо, наприклад, збільшення механічних втрат спричиняє відповідне збільшення індикаторних показників (а

зменшення втрат – зменшення показників). Таке положення можливо, так як метод відключення циліндрів (ВЦ) застосовується тоді, коли повнорозмірний двигун працює з частковим навантаженням, тобто при частковому положенні рейки ПНВТ ($h_p << 100\%$). А це означає, що при відключенні циліндрів для збереження навантажувального режиму (при даному швидкісному режимі) відбувається зміщення рейки до $h_p = 100\%$, тобто збільшення індикаторних показників активних циліндрів. Далі приймемо попереднє припущення, що абсолютні значення роботи, потужності, моменту механічних втрат ($L_м$, $N_м$, $M_м$) дизеля зберігаються незалежно від навантаження, незалежно від числа працюючих циліндрів, а змінюються тільки зі зміною частоти обертання. Справедливість такого припущення визначається наступними міркуваннями.

Сумарні механічні втрати включають ряд основних складових: втрати $L_{тр}$ на тертя в сполучених деталях двигуна (поршень-кільця-гільза; підшипники колінчастого валу: шатунні та корінні; поршень-поршневий палець-головка шатуна); втрати L_a на привід допоміжних агрегатів і механізмів (водяний, масляний і паливний насоси, вентилятор, генератор, механізми газорозподілу і врівноваження та ін.); втрати $L_{нп}$ на здійснення процесів газообміну, що забезпечують очищення циліндра від відпрацьованих газів і наповнення його свіжим зарядом (насосні втрати); втрати $L_д$, які пов'язані з опором, що чиниться руху деталей двигуна (шатунів, колінчастого валу, маховика і ін.) в мастильному і повітряному середовищі; інші втрати $L_{пр}$, невраховані попередніми членами.

Тоді:

$$L_м = L_{тр} + L_a + L_{нп} + L_д + L_{пр}. \qquad (2.5)$$

Отже, зі збільшенням механічних втрат механічний ККД $\eta_м$ зменшується. При незмінності $M_м$, але регулюванні двигуна зміною робочого об'єму, механічний ККД буде звичайно змінюватися. Сумарні механічні втрати та їх складові найбільш достовірно визначаються прокруткою валу двигуна

стороннім джерелом енергії з виміром крутного моменту, методом вибігів після відключення всіх циліндрів або методом послідовного відключення різних циліндрів. Дані показують, що механічні втрати від тертя займають головне положення і складають до 70% сумарних механічних втрат. При відключенні частини циліндрів практично всі складові втрат зберігаються, хоча і дещо змінюються. Так, відключення подач палива в частину циліндрів змінює механічні втрати в межах двох відсотків. Тепловий стан деактивованих циліндрів звичайно знижується, збільшуючи втрати на тертя. Однак, в активних циліндрах тепловий стан зростає, що якось компенсує підвищення втрат. До зростання насосних втрат веде зниження температури газу в циліндрі, що призводить до зростання перепаду тиску на випускних клапанах $\Delta p_{вип}$. Дійсно:

$$\Delta p_{вип} = \frac{18 V_h^2 n^2 \rho_г}{\left(\sum_{\varphi_{н.м.т.}}^{\varphi_{в.м.т.}} \mu_в f_в \Delta\varphi \right)^2}. \qquad (2.6)$$

З формули (2.6) видно, що при даному робочому об'ємі циліндра V_h, даної частоті обертання валу двигуна n і даному часу-перерізі випускних клапанів $\left(\sum_{\varphi_{н.м.т.}}^{\varphi_{в.м.т.}} \mu_в f_в \Delta\varphi \right)$ перепад тиску на випускних клапанах зростає зі зростанням щільності випускних газів $\rho_г$. Тому відключення циліндрів без зміни фаз газообміну може супроводжуватися підвищенням насосних втрат у цих циліндрах. Проте слід врахувати, що повітряний заряд в відключеному циліндрі зазнає стиснення-розширення. При цьому через підвищені зазори в ЦПГ (при більш низьких температурах) відбувається втрата частини заряду, особливо істотна при низьких частотах обертання.

Кількість заряду, що виштовхується при випуску, зменшується, що умовно як би знижує величину V_h і (відповідно до формули (2.6)) компенсує зростання втрат через зростання $\rho_г$.

В дизелі зростання сумарних механічних втрат, яке обумовлене зростанням навантаження в працюючих циліндрах, може скласти близько 9%

при підвищенні навантаження працюючого циліндра на 50%. Найбільш істотно на зміну механічних втрат впливає частота обертання колінчастого валу. Оскільки відключення циліндрів відбувається при одній і тій же частоті обертання, то можна вважати, що застосування розглянутого методу не змінює зазначену складову. Найчастіше при розрахунку сумарних механічних втрат використовуються формули, отримані обробкою експериментальних даних при припущенні, що значення $M_м$ є незалежним від навантаження. Проведемо аналіз впливу різних чинників на механічні втрати в дизелі, з метою подальшого вибору залежності механічних втрат від частоти обертання, навантаження, теплового стану двигуна і т.д. Зміна навантаження на 100%, тобто, наприклад, від $p_e = 0$ до $p_e = 0{,}6$ МПа призводить до зміни $p_м$ на 28%, тобто від 0,185 до 0,222 МПа. Однак, відключення циліндрів рекомендується проводити при навантаженні нижче, ніж коли p_e = 40...50% від номіналу. Тоді зміна $p_м$ складе 6,7% (тобто від 0,185 до 0,200). Нехтування впливом навантаження на $M_м$ дає похибку в ± 3,3% від середнього значення $M_м$, тобто від значення при середньому навантаженні (при використанні системи СВЦЦ в діапазоні навантажень від 0 до 40...50%).

Отже, приймемо, що момент механічних втрат змінюється тільки залежно від зміни частоти обертання. Тоді

$$M_i = M_e + M_м. \tag{2.7}$$

В загальному випадку

$$M_{e,z} = M_{i,z} - M_м. \tag{2.8}$$

У ряді випадків ставиться завдання забезпечити регулювання дизеля зміною числа працюючих циліндрів, причому, активні циліндри мають подачі палива при положенні рейки ПНВТ, рівному 100%. Тобто необхідний навантажувальний режим забезпечується проведенням розгонів-вибегів дизеля.

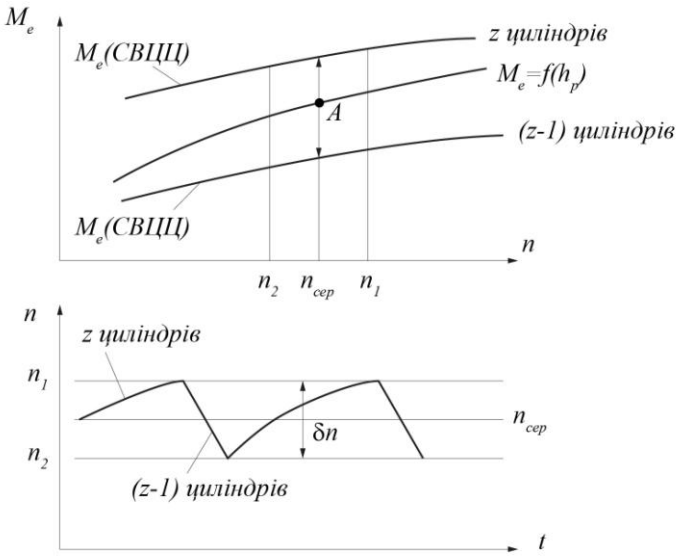
Отже, в роботі $M_м$ визначається через середні швидкості поршня ($C_п$) за емпіричним рівнянням виду:

$$M_м = \frac{(0{,}103 + 0{,}0118 \cdot C_n) V_h i \cdot 9550}{30 \cdot \tau}, \qquad (2.9)$$

в якому:

$$C_n = \frac{Sn}{30}. \qquad (2.10)$$

Індикаторні показники дизеля, що працює з відключенням частини циліндрів за умови роботи при повній подачі палива ($h_p = 100\%$), визначаються з припущення, що нерівномірністю показників по циліндрах, а також нестабільністю по циклам, можна знехтувати. Підтримка, умовно кажучи, «усталеного» режиму варіюванням числа працюючих циліндрів (або робочих циклів) – шляхом вимикання-включення одного або декількох циліндрів – відбувається у відповідності зі схемою, яка наведена на рис. 2.1. Отже, приймемо припущення, що момент механічних втрат в дизелі зберігається незалежно від навантаження та числа працюючих циліндрів.



M_e – зовнішня швидкісна характеристика дизельного двигуна при даному числі працюючих (активних) циліндрів (z та $z-1$) та при положенні рейки ПНВТ, яке дорівнює 100%; $M_e = f(h_p)$ – часткова швидкісна характеристика дизельного двигуна при роботі усіх циліндрів, але при $h_p < 100\%$

Рисунок 2.1 – Схема реалізації умовно сталого режиму

2.2 Характеристики зміни механічного ККД при регулюванні дизеля відключенням циліндрів при постійному значенні $h_p = 100\%$

Проведемо аналіз зміни механічного ККД дизеля типу Д-240 (6Ч11/12,5) залежно від навантаження. Скористаємося інформацією з роботи [5]. Характеристика протікання зміни механічних втрат апроксимується рівнянням:

$$M_м = 8{,}3625 \cdot \left(\frac{n}{300} - \frac{4}{3} \right) + 69{,}546 \qquad (2.11)$$

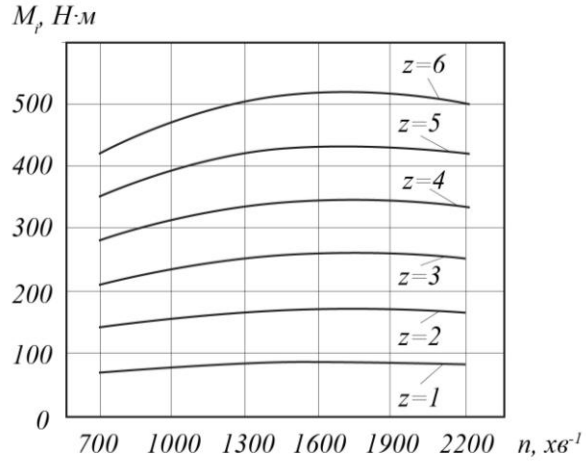


Рисунок 2.2 – Зовнішня та часткові швидкісні характеристики дизеля 6Ч11/12,5 за індикаторними моментами при роботі з числом циліндрів z та повному і постійному положенні рейки ПНВТ ($h_p = 100\% = const$)

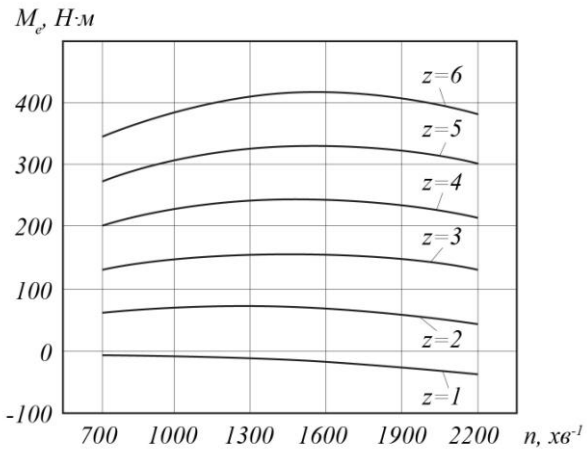


Рисунок 2.3 – Зовнішня та часткові швидкісні характеристики дизеля 6 Ч 11/12,5 за ефективними моментами при роботі з числом циліндрів z та повному і постійному положенні рейки ПНВТ ($h_p = 100\% = const$)

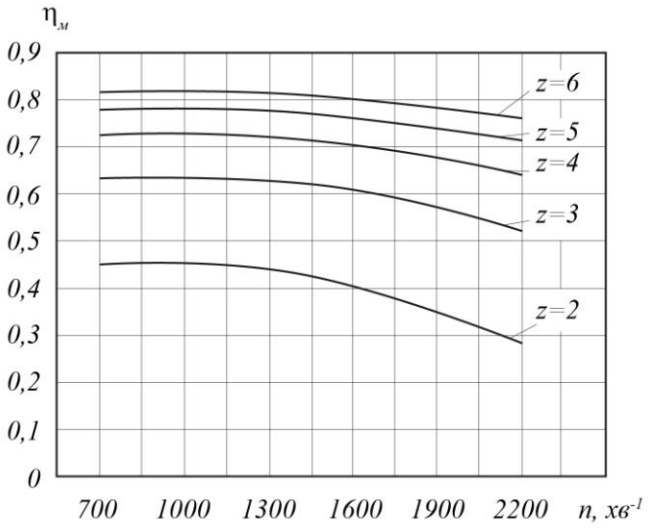


Рисунок 2.4 – Швидкісні характеристики зміни механічного ККД дизельного двигуна 6 Ч 11/12,5 при роботі з різним числом активних циліндрів z при $h_p = 100\% = const$

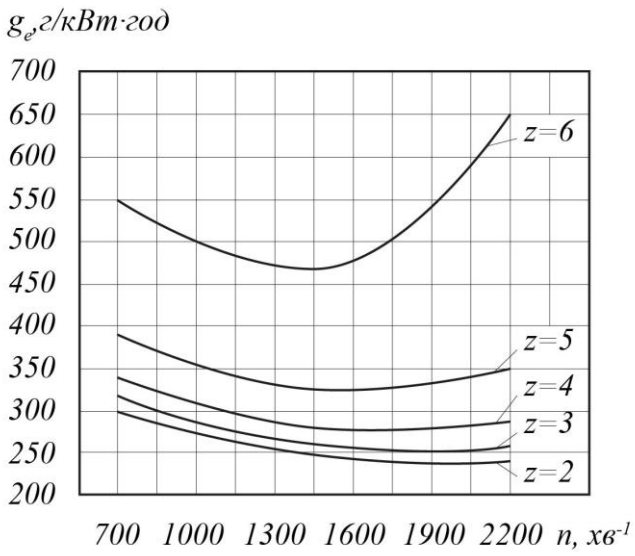


Рисунок 2.5 – Зміна питомої ефективної витрати палива дизеля 6 Ч 11/12,5 в залежності від частоти обертання колінчастого валу з різним числом активних циліндрів z та повному і постійному положенні рейки ПНВТ ($h_p = 100\% = const$)

Індикаторні моменти можна визначити за наступними рівняннями:

$$M_{i.6} = M_{e.6} + M_{м.6}, \tag{2.12}$$

$$M_{i.z} = \frac{M_{i.6}}{6} z. \tag{2.13}$$

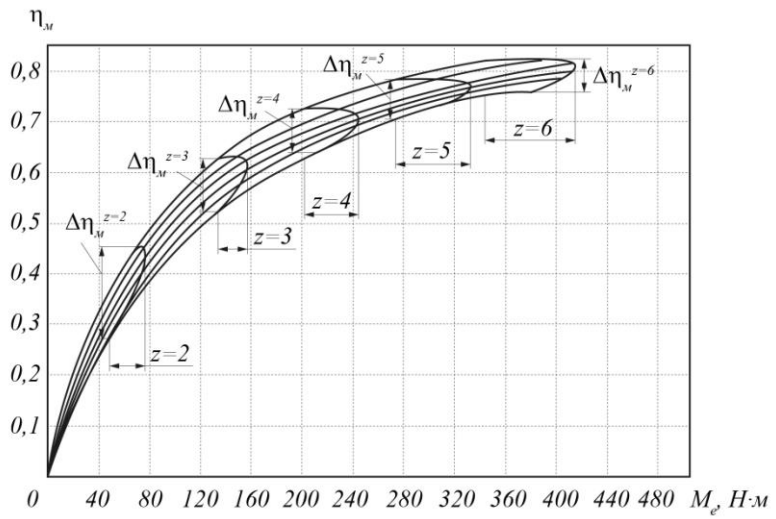


Рисунок 2.6 – Навантажувальні характеристики дизельного двигуна Д-260 за механічним ККД з відключенням циліндрів при повних подачах палива ($h_p = 100\% = const$) та різних постійних частотах обертання колінчастого валу двигуна

Введемо припущення: рівність крутних моментів, що розвиваються в циліндрах; незалежність характеристики протікання абсолютних механічних втрат від конфігурації двигуна (повнорозмірний ($i = 6$) або працюючий з відключенням циліндрів (z активних циліндрів)). Тобто, при даній частоті обертання:

$$M_{м.6} = M_{м.z} = M_м . \qquad (2.14)$$

Ефективні моменти визначаються зі співвідношень:

$$M_{e.z} = M_{i.z} - M_м . \qquad (2.15)$$

Окрім цього, будемо вважати, що:

$$g_i = g_{e.6} \cdot \eta_{м.6} ; \; g_{e.z} = \frac{g_{i.6}}{\eta_{м.z}} . \qquad (2.16)$$

На підставі наведених характеристик отримуємо навантажувальні характеристики зміни механічного ККД. Зручно розглядати зміну механічного ККД в залежності від питомої роботи, яка вироблена дизелем, який регульований відключенням циліндрів (рис. 2.7).

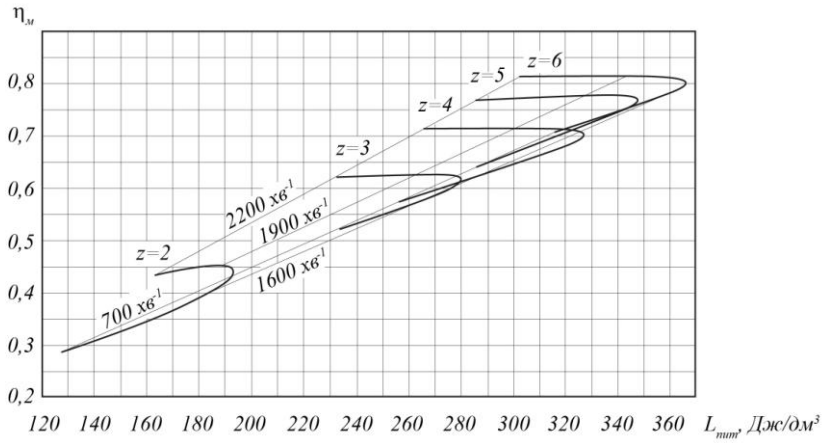
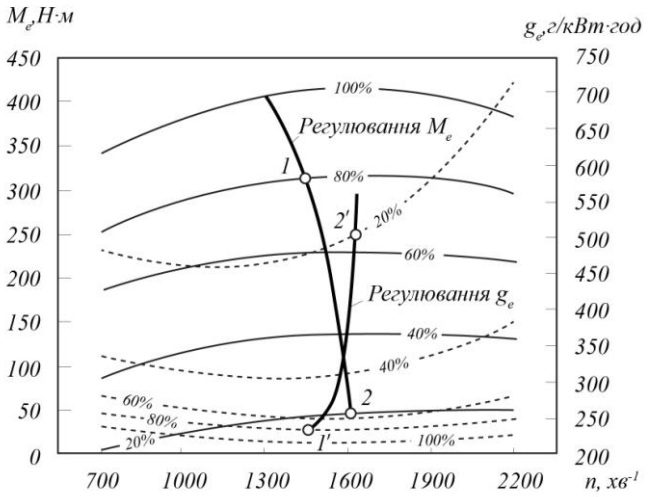


Рисунок 2.7 – Залежність механічного ККД двигуна Д-260 з відключенням з різним числом активних циліндрів z та повному і постійному положенні рейки ПНВТ ($h_p = 100\% = const$)

2.3 Формування регуляторних характеристик дизеля, регульованого зміною робочого об'єму

Розглянемо характеристики дизеля в штатному виконанні (рис. 2.8).



——— – значення ефективного моменту при певних положеннях рейки ПНВТ; - - - - - - – значення ефективної питомої витрати палива при певних положеннях рейки ПНВТ

Рисунок 2.8 – Характеристика дизельного двигуна Д-260 в штатному виконанні, де у відсотках показані крутні моменти та питомі витрати палива при відсоткових положеннях рейки паливного насосу високого тиску h_p

Приклад схематичної зміни режиму показаний на рис. 2.9.

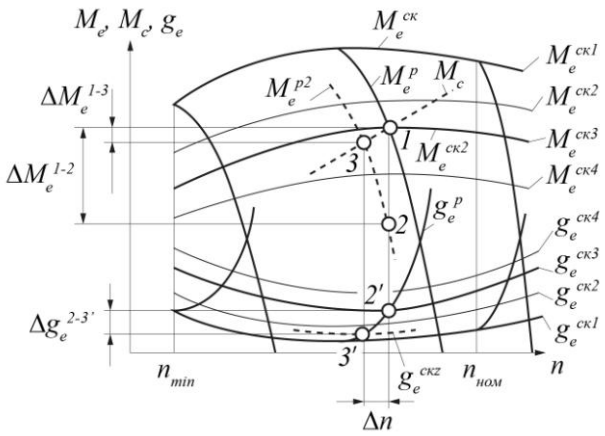


Рисунок 2.9 – Схема зміни режиму роботи дизельного двигуна з точки 1 до точки 3 при відключенні циліндру

На рис. 2.10 наведені швидкісні і регуляторної характеристики дизеля Д-260 при регулюванні його методом відключення-включення циліндрів або циклів, тобто зміною виробленої питомої роботи.

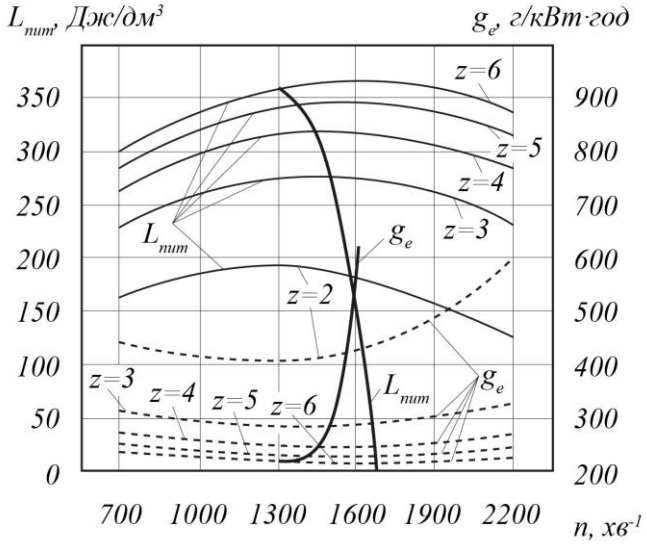


Рисунок 2.10 – Швидкісні характеристики зміни питомої роботи $L_{пит}$ та питомої ефективної витрати палива g_e при регулюванні дизеля Д-260 (6 Ч 11/12,5) вимкненням циліндрів при $h_p = 100\%$

Двигун регулюється зміною числа активних циліндрів z. Характеристики отримані розрахунково-експериментальним методом. Кожна характеристика побудована для певного числа z, причому, у всіх випадках $h_p = 100\%$. Регуляторна характеристика – це характеристика регулятора, який включає-виключає те чи інше число циліндрів або циклів, відповідно до сигналів

вимірника частоти і завдання режиму. Алгоритм такого регулювання повинен бути узгоджений з порядком роботи активних циліндрів, з метою мінімізації нерівномірності обертання валу. Ця характеристика відрізняється від регуляторної характеристики звичайного регулятора частоти обертання, так як в останньому випадку відбувається регулювання зміною положення рейки ПНВТ. По-суті регуляторна характеристика в даному випадку має дискретний характер, так як $h_p = const$, а z – завжди ціле число. У більшості реальних випадків регулювання не завжди вдається досягти рівності M_e і M_c при постійному z. Тому режим, при якому потрібне проміжне, «дробове число z», може досягатися наступним способом. Здійснюють режими розгонів-вибігів двигуна при числі, рівному, наприклад, z і $z-1$ чи z і $z+1$ і т.д. У цьому випадку заданий швидкісний режим підтримується з нерівномірністю $\pm\Delta n$ (тобто $n = \pm\Delta n$). Розглянемо схему підтримки режимів при постійному і цілому числі z у разі, коли $h_p = const = 100\%$. Вид регуляторної характеристики важливий по суті тільки для аналізу зміни частоти обертання валу n. Нехай двигун з трьома активними циліндрами ($z = 3$) працював на режимі в точці 1 (при $h_p = 100\%$), тобто $M_{e1} = M_{c1} = 157$ Н·м. При цьому $L_{уд} = L_{уд1}$. Нехай відбулося збільшення навантаження до рівня в точці 2 ($M_{c2} = 329$ Н·м). Тоді оберти колінчастого валу падають і регулятор частоти обертання подає сигнал на включення додатково двох циліндрів (тобто тепер $z = 5$). Зрештою отримуємо $M_{c2} = M_{e2}$. При цьому $L_{уд} = L_{уд2}$. Частина визначених параметрів залежить від ряду вимірюваних величин, тобто $Y = f(x)$.

3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЮВАННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА ВІДКЛЮЧЕННЯМ ЦИЛІНДРІВ

3.1 Об'єкти експериментальних досліджень

Об'єктами дослідження обрані дизелі типу Д-260 (6Ч 11/12,5) і ЯМЗ-238 (8 ЧН 13/14) автотракторного призначення.

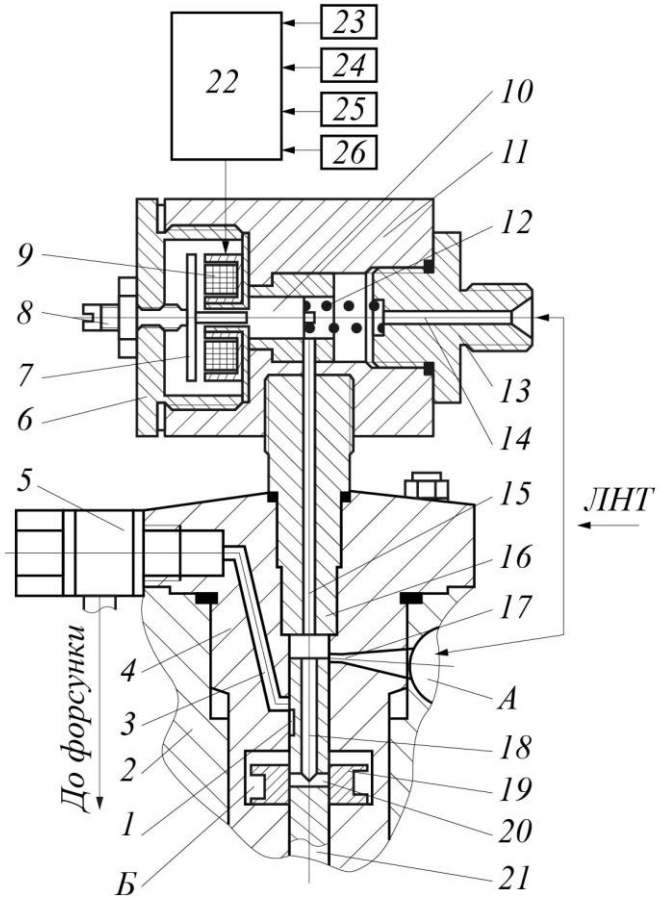
Вибір шестициліндрового дизеля обумовлений тим, що опублікована інформація про те, що допустима нерівномірність обертання валу при відключенні частини циліндрів може бути забезпечена при числі циліндрів шість і більше. Застосування методу на чотирициліндровому дизелі як правило, вимагає підвищення моменту інерції обертових мас (додаткових махових мас, переважно зі змінним моментом інерції), нерідко демпфування крутильних коливань валу, переважно застосування методу при роботі дизеля з малими навантаженнями на низьких швидкісних режимах і т. п.

3.2 Безмоторні дослідження стабілізації роботи електронно-керованої системи паливоподачі

На рис. 3.1 показаний можливий варіант системи з насосом розподільного типу, забезпеченим електромагнітно-керованим золотниковим перепускним клапаном.

Відрізняється він від звичайного, наприклад типу НД, тим, що його надплунжерний простір пов'язаний з лінією низького тиску (ЛНТ) каналом, відкриттям і закриттям якого керує золотник 10, що знаходиться під тиском з одного боку – палива, а з іншого – якоря 7 електромагніту 9. Початкове положення золотника до початку подачі плунжера 3 – крайнє ліве (за схемою). При цьому паливо, що нагнітається плунжером, прямує до ЛНТ (тобто до форсунки не подається – перепускається). До форсунці воно надходить тільки у разі подання (відповідно до сигналів від датчиків 23 – 26) струму до електромагніту (до початку ходу нагнітання плунжера), коли якір притягається до електромагніту і, штовхаючи золотник, закриває канал 15. До кінця подачі

палива якір залишається в притягнутому до електромагніту положенні (утримується струмом). Подача палива припиняється при виході радіальних каналів 20 плунжера 21 за кромки дозатора 19.



1 – розподільчий паз; 2 – корпус; 3, 14, 15, 17, 18 та 20 – канали; 4 – втулка плунжера; 5, 13 та 16 – штуцери; 6 – кришка; 7 – якір; 8 – регулювальний гвинт; 9 – електромагніт; 10 – золотник; 11 – корпус клапана; 12 – пружина; 19 – дозатор; 21 – плунжер; 22 – електронний контролер-регулятор; 23, 24, 25 та 26 – датчики положення педалі керування подачі палива, частоти обертання колінчастого валу двигуна, об'єму повітря, що потрапляє в циліндр та положення поршня

Рисунок 3.1 – Електронно-керована система відключення циліндрів дизельного двигуна

Для експериментальних досліджень з використанням стандартного обладнання та датчиків була зібрана система з паливним насосом на базі НД-21/2 і розроблений вимірювальний комплекс на базі комп'ютера Pentium IV і

крейтової системи LTC фірми Lcard. Результати випробувань оброблялися за допомогою спеціалізованих програмних пакетів НВП "Мера" і ВАТ "Лабораторія автоматизованих систем". На рис. 3.2 наведені файлограмми процесу паливоподачі для випадку пропуску кожної третьої подачі почергово у кожного циліндра двигуна. Як бачимо, забезпечується стабільний пропуск дійсно кожної третьої подачі і цей пропуск не впливає на стабільність наступних подач насоса. Файлограмми ряду показників роботи паливної системи (рис. 3.3) наочно демонструють, що спочатку подається струм (назвемо його «струмом форсування») який досягає максимуму $I_{max} = 2{,}4$ А, а потім, до моменту зіткнення якоря з електромагнітом, знижується до якогось мінімуму $I_{min} = 1{,}9$ А.

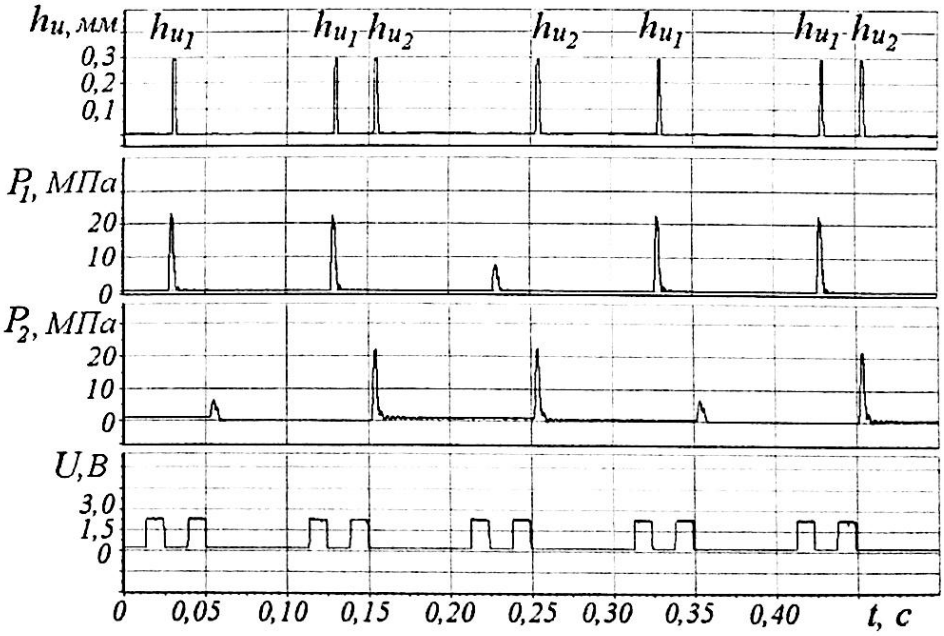
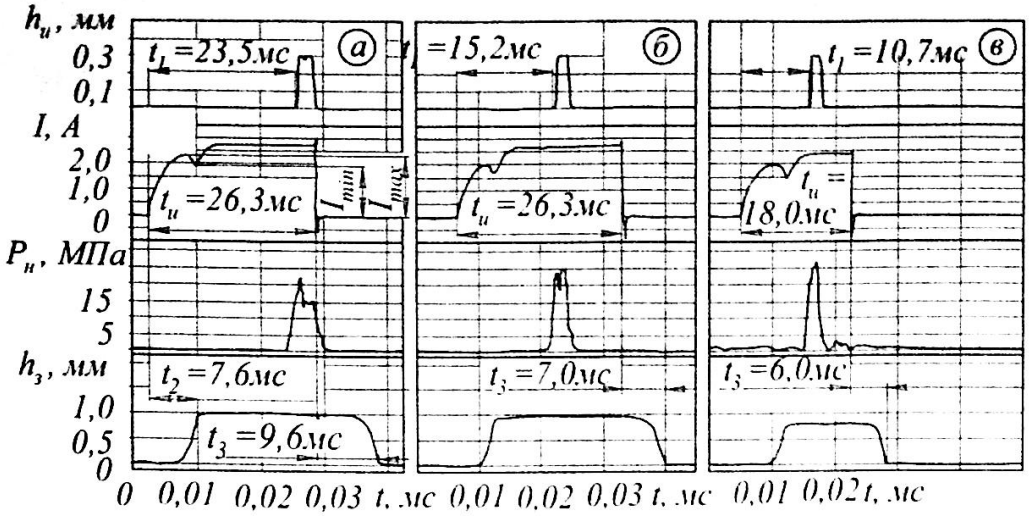


Рисунок 3.2 – Файлограмма ходів h_u голки розпилювачів, тисків p_1 та p_2 палива біля штуцерів форсунок та міток U кутових положень кулачкового валу при $n_к = 600$ хв$^{-1}$

Після перекриття каналу 15 спостерігається небажане підвищення струму (з 2 до 2,7 А), що може призвести до перегріву обмотки електромагніту і нестабільності роботи системи. Напрошується висновок про те, що після притягання якоря до електромагніту струм форсування треба знизити до величини, достатньої тільки для утримування якоря. Після знеструмлення

обмотки електромагніту золотник відкриває канал 15 з деяким запізненням t_3, що можна пояснити залипанням якоря електромагніту. Це явище слід враховувати при проектуванні клапана.



а – 400 хв$^{-1}$ та 40 мм^3/цикл; б – 600 хв$^{-1}$ та 70 мм^3/цикл; в – 900 хв$^{-1}$ та 60 мм^3/цикл

Рисунок 3.3 – Файлограмма ходів h_u голок розпилювачів, струмів I, що надходять до електромагніту, тиску палива $p_н$ біля штуцерів форсунок та ходів $h_з$ золотника при $n_к$ та $g_ц$

У подальшому програма управління була доопрацьована введенням підпрограми для забезпечення струму форсування і зниження його до утримуючого значення порядку 0,9…1А (рис. 3.4).

В запропонованій паливній системі циклова подача визначається моментом і тривалістю $t_u = t_ф + t_к$ подачі керуючого імпульсу на обмотку електромагніту.

На рис. 3.5 представлені експериментальні залежності циклової подачі насоса від тривалості керуючого імпульсу $t_к$ і при частоті обертання кулачкового валу $n_к = 500$ мін$^{-1}$.

Як бачимо, зі збільшенням $t_к$ циклова подача насоса зростає. При однакових часових інтервалах керуючого імпульсу циклові подачі форсунок виявилися різними.

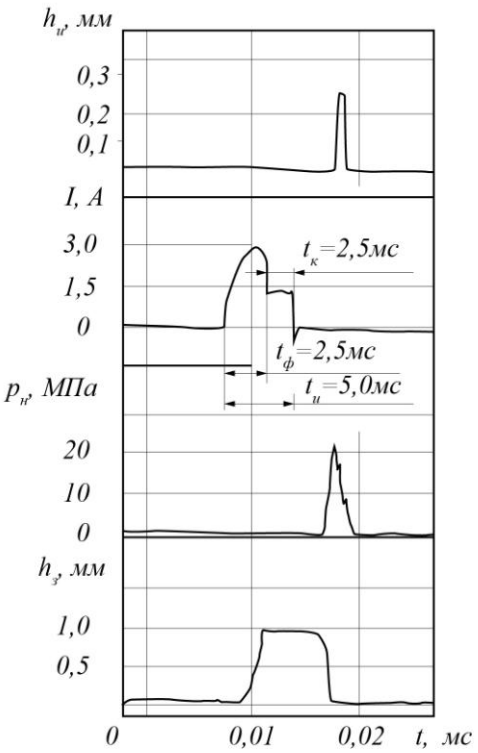


Рисунок 3.4 – Файлограмма ходу $h_и$ голки розпилювача, струму I, тиску палива $p_н$ біля штуцерів форсунок та ходу $h_з$ золотника при $n_к = 600$ хв$^{-1}$ та $g_ц = 18$ мм^3/цикл

Наприклад, при $t_к = 20$ мс (54° повороту кулачкового валу) подача першої форсунки складає 50, а другої – 45мм^3/цикл. Це зумовлено неідентичністю виконання елементів деталей паливної апаратури, які відносяться до окремих секцій. Циклові подачі вдалося стабілізувати, коректуючи тривалість подачі струму на обмотку електромагніту однієї з форсунок.

Файлограмми тисків у штуцерів форсунок («гребінки»), що характеризують міжциклову стабільність паливоподачі систем при штатному (а) та експериментальному (б) насосах, наведені на рис. 3.6.

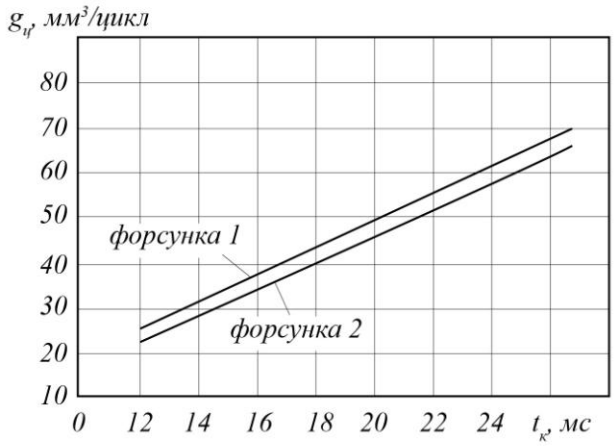


Рисунок 3.5 – Залежність циклових подач палива $g_ц$ від тривалості керуючого імпульсу $t_к$

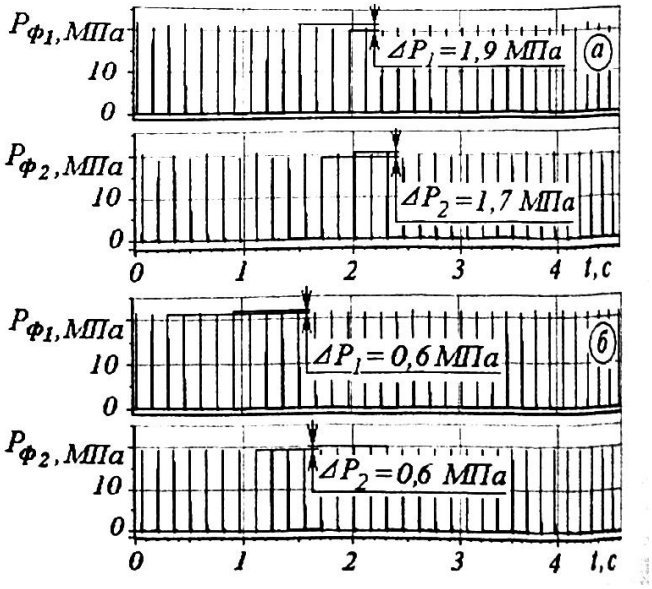


Рисунок 3.6 – Файлограмми тисків біля штуцерів форсунок при штатному (а) та експериментальному (б) насосах ($n_к = 400$ хв$^{-1}$)

З наведених залежностей можна зробити висновок, що експериментальний насос дає амплітуду коливань максимального тиску впорскування значно меншу, ніж штатний насос.

ВИСНОВКИ

Проведені дослідження підтвердили можливості підвищення експлуатаційної паливної економічності транспортних дизелів регулюванням їх робочих об'ємів, що реалізується відключенням частини циліндрів або циклів. В умовах рівної ймовірності навантажень і їх тривалості економія палива може скласти близько 30%.

Обрана схема модернізації паливної апаратури дизеля, на якій реалізується метод.

Розроблено нову методику оцінки шляхової витрати палива автомобілем з дизелем, регульованим зміною робочого об'єму. Удосконалено методику розрахунково-експериментальної оцінки питомої економічності дизеля при реалізації методу регулювання робочого об'єму дизеля.

Запропоновано нове представлення залежності питомих ефективних витрат палива від питомої роботи, що виконується при відомому числі активних циліндрів двигуна і характеристик зміни механічного ККД дизеля, регульованого зміною робочого об'єму.

Дослідження показали можливість зниження питомих витрат палива дизелем, що працює на режимах малих навантажень, шляхом зміни його робочого об'єму, на величини до 20…40% від витрати штатного дизеля, що працює на тому ж режимі.

Запропоновано технічне рішення щодо усунення перехідних процесів в паливній апаратурі дизеля з системою відключення циліндрів або циклів, яке засноване на регулюванні початкового тиску палива.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Андрусенко П.И. Двигатель, регулируемый отключением цилиндров // Труды КАДИ. – 1967. – С. 12 – 16.

2. Балабин В.Н. Регулирование транспортных двигателей отключением части цилиндров. Монография. – М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на ж. д. транспорте». – 2007. – 143 с.

3. Березний В.В. Теоретическое обоснование возможности повышения экономичности дизелей при отключении части цилиндров // Двигателестроение. – 1982. – № 9. – С. 24 – 26.

4. Березний В.В. Экономические и энергетические показатели работы дизелей при регулировании отключением цилиндров // Двигателестоение, 1980. – № 8. – С. 447 – 49.

5. Валеев Д.Х., Гергенредер В.А., Олесов И.Ю. Возможности улучшения экономических и экологических свойств дизелей КАМАЗ-740 отключением цилиндров и циклов на режимах холостых ходов и малых нагрузок // Двигателестроение. – 1991. - № 8. – 9. С. 62 – 69.

6. Вейнблат М.Х., Быков В.Ю. Отключение охлаждения поршней на частичных режимах – резерв улучшения эксплуатационных показателей форсированного турбопоршневого дизеля // Двигателестроение. – 1985. – № 6. – С. 18 – 21.

7. Виноградов Л.В., Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Работа дизеля на режимах частичных нагрузок: Учеб. пособие. М.: Изд-во РУДН. - 2000. - 88 с.

8. Влияние формы частичных скоростных характеристик на устойчивость скоростного режима дизеля ЯМЗ / Е.И. Блаженов, Л.М. Малышев, И.К. Скрипник и [др.] // Вопросы двигателестроения. Ярославль. - 1972, том. XXIX. – С. 27 – 32.

9. Возможности экономии дизельного топлива при организации газодизельного процесса с внутренним смесеобразованием / Н.Н. Патрахальцев,

В.И. Куличков, О.В. Камышников П. Д. Лупачёв // Тракторы и сельхозмашины. – 1990. – №10. – С. 8 – 9.

10. Возможности экономии нефтяного дизельного топлива частичным замещением его альтернативным / Н. Н. Патрахальцев, Д. Е. Соловьёв, И. С. Мельник, Б. А. Корнев // АвтоГазоЗаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2011. – № 2 (56). – С. 21 – 24.

11. Галиуллин Р.Р. Эффективность регулирования режимов работы тракторных дизелей пропуском подачи топлива // Тракторы и сельхозмашины. – 2012. – № 2. – С. 20 – 21.

12. Гайсин Э.М. Повышение топливной экономичности тракторных дизелей регулированием режимов их работы пропуском подачи топлива: автореферат дисс….канд. техн. наук. – М. – 2009. – 16 с.

13. Голубков Л.Н. Гидродинамические процессы в топливных системах дизелей при двухфазном состоянии топлива. // Двигателестроение. – 1987. - № 1. – С. 32 – 35.

14. Горбунов В.В., Патрахальцев Н.Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. – М.: Изд-во РУДН. – 1998. – 214 с.

15. Горбунов П.В., Эфрос В.В. Улучшение топливоподачи на частичных режимах дизелей внедорожной техники // Тракторы и сельхозмашины, 2007. – № 5. – С. 30 – 32.

16. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура системы управления дизелей: Учебник для вузов. – М.: Легион-Автодата. – 2005. – 344 с.

17. Гришин Д.К., Эммиль М.В. Исследование переходных процессов дизель – генератора, оснащённого системой отключения цилиндров //ВЕСТНИК РУДН. –Серия: «Инженерные исследования», 2004. – № 1. – С. 23 – 27.