

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

Король Сергій Олександрович

УДК 621.436.

РОЗРОБЛЕННЯ І ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГУЛЬОВАНОГО ПРИВОДУ
ПАЛИВНОГО НАСОСА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Спеціальність 05.05. 03 – Теплові двигуни

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2002

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі “Автомобілі і трактори” Кременчуцького державного політехнічного університету Міністерства освіти і науки України.

- Науковий керівник: кандидат технічних наук
Григор'єв Олександр Львович,
Національний технічний університет
“Харківський політехнічний інститут”, доцент
кафедри вищої математики
- Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Мороз Володимир Ілліч,
Харківська державна академія залізничного
транспорту, м. Харків, завідувач кафедри механіки і
проекування машин;
- кандидат технічних наук,
Коколев Олександр Анатолійович,
відкрите акціонерне товариство “Чугуївська
паливна апаратура”, м. Чугуїв Харківської обл.,
головний інженер.
- Провідна установа: Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, кафедра системотехніки і діагностики
транспортних машин, Міністерство освіти і науки
України, м. Харків.

Захист відбудеться “ 26 ” червня 2002 р. о 13⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.13 у Національному технічному університеті “Харківський політехнічний інститут” за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету “Харківський політехнічний інститут”.

Автореферат розісланий “ 23 “ травня 2002 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради

Парсаданов І.В.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Із аналізу і дослідження роботи транспортних дизелів усіх типів відомо, що зниження середньоексплуатаційної витрати палива залежить від ефективної роботи на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу. Ці режими займають близько 80% часу - для автомобільних двигунів, працюючих у міських умовах, до 50% - для магістральних тепловозів і близько 65% - для маневрових тепловозів. За цей час, наприклад, маневрові тепловози витрачають від 30 до 45% загального експлуатаційного видатку палива, а магістральні - до 10%. Тому пошук такого рішення, що дозволить понизити витрати палива на часткових режимах і режимах холостого ходу, має велике практичне значення.

Зниження витрати палива може бути досягнуте за рахунок скорочення тривалості роботи дизеля на означених режимах. Однак найбільш ефективним є пристосування агрегатів дизеля до умов експлуатації, де ці режими необхідні.

На означених режимах спостерігається погіршення процесу згоряння палива і зниження індикаторного ККД. Це пояснюється тим, що разом зі зниженням частоти обертання колінчастого валу знижується лінійна швидкість плунжерів паливного насоса і погіршується якість впорскування палива в циліндр двигуна, що в сукупності з погіршенням процесів наповнення, продувки і випуску призводить до неякісного утворення горючої суміші.

Відомі способи, що дозволяють заощадити паливо на означених режимах: відключення подачі палива (або повітря і палива) в частину циліндрів; застосування модульних силових установок; зниження рівня мінімальної частоти обертання колінчастого валу на холостому ходу; застосування систем електронного управління впорскуванням палива; організація нерівномірного обертання кулачкового валу паливного насоса високого тиску (ПНВТ). Однак існує ряд причин, що стримують реалізацію цих способів у серійному виробництві.

Найбільш ефективним шляхом зниження видатку палива на цих режимах є вдосконалення процесу подачі палива, що забезпечує поліпшення якості його розпилу. У даній дисертації пропонується вирішити цю задачу за рахунок організації на цих режимах регульованого нерівномірного обертання валу ПНВТ. Застосування нового регульованого приводу кулачкового валу ПНВТ дозволить підвищити лінійні швидкості плунжерів при нагнітанні палива на цих режимах, і, як наслідок, зменшити тривалість впорскування, збільшити тиск впорскування, забезпечити стабільну роботу паливної апаратури за циклами і циліндрами.

У дисертації наведені результати розрахункових і експериментальних досліджень з розробки такого приводу для сучасних і перспективних автомобільних і тепловозних дизелів. Об'єктами досліджень є паливна апаратура (ПА) дизелів ЯМЗ-238, що застосовується для сучасних автомобілів КраЗ, а також ПА дизелів перспективних вітчизняних двигунів Д80 (ЧН26/27), які призначені для заміни дизелів, що відпрацювали свій ресурс, на маневрових тепловозах ЧМЭ-3 і ТГМ-4.

На підставі викладеного можна охарактеризувати дану дисертаційну роботу як актуальну, направлену на вирішення важливої науково-технічної проблеми.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Обраний напрям дисертаційного дослідження входить до пріоритетного напрямку Державної програми розвитку двигунобудування України на 1996-2000р.р. В основу дисертаційної роботи покладені дослідження, що виконувалися з госпдоговору між Харківським політехнічним інститутом, Ярославським заводом паливної апаратури і Ярославським заводом дизельної апаратури, а також з договору між холдінговою компанією “Авто-КрАЗ” і Кременчуцьким державним політехнічним університетом про використання винаходів за патентами України.

Мета і задачі дослідження.

Метою дисертаційної роботи є підвищення паливної економічності транспортного дизеля шляхом розробки і застосування нового приводу кулачкового валу ПНВТ, що забезпечує його регульоване нерівномірне обертання, і дозволяє збільшити лінійні швидкості руху плунжерів і інтенсифікувати процес впорскування палива на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу.

Для досягнення мети були поставлені наступні задачі:

1. Розробити спосіб управління миттєвою кутовою швидкістю обертання кулачкового валу ПНВТ, що забезпечує підвищення лінійної швидкості плунжерів при нагнітанні палива.
2. Розробити принципові, кінематичні та конструктивні схеми нового приводу паливного насоса, що забезпечує безступінчасте регулювання нерівномірним обертанням кулачкового валу.
3. Розробити методикку визначення раціональних конструктивних параметрів регульованого приводу паливного насоса транспортного дизеля.
4. Провести стендові безмоторні й моторні випробування паливного насоса і дизеля, оснащеного регульованим приводом нерівномірного обертання кулачкового валу, і визначити ефективність цього технічного рішення.
5. Вивчити вплив нерівномірного обертання кулачкового валу на роботу автоматичного регулятора та інших вузлів паливного насоса.

Об'єкт дослідження - регульоване нерівномірне обертання валу паливного насоса дизеля на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу.

Предмет дослідження - регульований привод нерівномірного обертання валу паливного насоса дизеля.

Методи дослідження – для досягнення поставленої мети проведений аналіз існуючих способів і засобів управління нерівномірним обертанням валу ПНВТ; при розробці принципових, кінематичних і конструктивних схем застосовані методи математичного моделювання роботи нового приводу ПНВТ; розроблені та використані розрахунково-аналітичні методики визначення раціо-

нальних значень конструктивних параметрів для регульованих приводів різноманітних типів; експериментальним методом на безмоторних і моторних стендах визначена ефективність роботи паливного насоса і дизеля, оснащеного регульованим приводом нерівномірного обертання кулачкового валу, а також вивчений вплив нерівномірного обертання кулачкового валу на роботу автоматичного регулятора ПНВТ.

Наукова новизна одержаних результатів:

1. Запропонований новий спосіб організації безступінчастого управління миттєвою кутовою швидкістю обертання кулачкового валу ПНВТ дизеля, оснований на застосуванні здвоєних перетворювачів кутових швидкостей обертання валів.

2. Розроблені нові принципи та кінематичні схеми приводу валу паливного насоса дизеля, що забезпечують безступінчасте регулювання законом зміни миттєвої кутової швидкості обертання цього валу (в межах обороту).

3. Розроблені методики визначення раціональних значень основних конструктивних параметрів для різноманітних типів регульованих приводів ПНВТ.

4. Вперше розроблений експериментальний зразок паливної апаратури автомобільного дизеля з кулачковим валом ПНВТ, що обертається нерівномірно, і отримані результати його дослідження на безмоторних і моторних стендах.

5. У результаті моторних випробувань виявлені невикористані резерви паливної економічності автомобільного дизеля, пов'язані з недостатньою інтенсивністю впорскування на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу.

Практичне значення одержаних результатів:

1. Розроблений новий тип приводу ПНВТ автомобільного дизеля, що дозволяє стабілізувати основні показники впорскування палива для всіх режимів зовнішньої швидкісної характеристики і дає можливість підвищити експлуатаційну паливну економічність двигуна і спростити проектування його паливної апаратури.

2. Запропонований новий привод для розподільного валу тепловозного дизеля, що забезпечує інтенсифікацію впорскування на режимі холостого ходу і малих навантажень та дозволяє понизити частоту обертання валу двигуна на цих режимах і, завдяки цьому, підвищити експлуатаційну паливну економічність і ресурс.

3. Розроблені методики проектування регульованого приводу вала насоса для різноманітних типів транспортних дизелів.

4. Розроблений моторний стенд, що дозволяє при працюючому двигуні змінювати швидкості руху плунжерів паливного насоса, і це дає можливість досліджувати вплив інтенсивності впорскування на основні показники двигуна.

Результати наукових досліджень дисертаційної роботи прийняті для впровадження холдін-

говою компанією “Авто-КрАЗ” і відкритим акціонерним товариством “Укравтобуспром”.

Особистий внесок здобувача. При виконанні дослідження здобувач взяв участь:

- у розробці способу управління кутовою швидкістю обертання валу ПНВТ;
- у розробці структурної схеми регульованого приводу ПНВТ;
- у розробці кінематичної схеми регульованого приводу ПНВТ, виконаного на основі важільно-зубчатого механізму і шарніра Гука.

В опублікованих працях особисто здобувачем виконано:

- розроблені важільно-кулачковий і важільно-ексцентриковий перетворювачі рівномірного обертального руху в нерівномірний;
- розроблені кінематичні схеми важільно-кулачкового і важільно-ексцентрикового регульованих приводів кулачкового валу ПНВТ;
- розроблені конструктивні схеми регульованих приводів валу ПНВТ, основані на застосуванні перетворювачів: важільно-кулачкового, важільно-ексцентрикового, важільно-зубчатого механізмів і шарніра Гука;
- розроблені методи розрахунку конструктивних параметрів регульованих приводів ПНВТ;
- розроблені рекомендації з вибору раціональних параметрів регульованих приводів нерівномірного обертання кулачкового валу ПНВТ;
- проведені стендові безмоторні дослідження ПА дизеля ЯМЗ-238, оснащеної регульованим приводом ПНВТ, і виконаний аналіз отриманих даних;
- проведені стендові моторні випробування дизельного двигуна ЯМЗ-238, оснащеного регульованим приводом ПНВТ, і виконана обробка результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення і результати досліджень дисертаційної роботи доповідалися на науково-технічних конференціях КДПУ в 1998 - 2001 рр., міжнародних науково-технічних конференціях “Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я” (Харків-Мішкольц-Магдебург) в 1999 і 2001 рр., "Високі технології в машинобудуванні" (Алушта, 2000 р), на VI Міжнародному конгресі двигунобудівників (Алушта, 2001 р).

Публікації. Результати дисертації опубліковані в тринадцяти статтях у збірниках наукових праць, в одній статті в науково-технічному журналі, отримано два патенти України.

Обсяг і структура дисертації. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків і додатка. Повний обсяг дисертації складає 214 сторінок, з них 26 ілюстрацій на 17 сторінках, 58 ілюстрацій по тексту, 5 таблиць по тексту, 83 найменування використаних літературних джерел на 8 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У вступі обґрунтовується актуальність розглянутої теми, сформульована мета, основні задачі

дослідження і шляхи їх вирішення, викладена наукова новизна і практична цінність отриманих результатів.

У першому розділі розглянуті особливості роботи дизелів транспортних засобів на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу, методи, що дозволяють заощадити паливо дизельними двигунами, проаналізовані прилади, що підвищують паливну економічність дизелів на означених режимах. Визначені недоліки, що перешкоджають широкому застосуванню цих методів і приладів. Розглянуті конструкторські й схематичні рішення, направлені на модернізацію серійної ПА і створення нових елементів ПА. Відзначається, що більшість рішень складні в технічному виконанні. Привод, що розробляється, повинен забезпечити нормальну роботу ПА на всіх режимах дизеля і забезпечити на кожному режимі таку лінійну швидкість плунжера при нагнітанні палива, що буде достатньою для його якісного розпилювання і економічного (а також - екологічного) згорання.

У другому розділі розглядаються основні принципи організації регульованого нерівномірного обертання кулачкового валу паливного насоса дизеля. Відзначається, що відомі недоліки роботи паливної системи на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу пов'язані з використанням у дизелях традиційної жорсткої схеми приводу кулачкового валу паливного насоса, що має незмінне передавальне відношення $j=j_c$, де величина j_c залежить від тактності дизеля і схеми паливного насоса. Для розробки нового приводу ПНВТ, що забезпечує регульовану зміну відношення j , була сформульована повна система обмежень, що включає умови синхронізації роботи паливного насоса і дизеля, ідентичності процесів впорскування в циліндри, регулювання фази і міри нерівномірного обертання, зміни куту випередження впорскування.

Графіки зміни миттєвої кутової швидкості ω_n кулачкового валу паливного насоса, що задовольняють всім сформульованим умовам, наведені на рис. 1.

Пунктиром показані рівні середніх швидкостей $\omega_{н,ср}$, пропорційні частотам n_d обертання валу дизеля; $\omega_{н,ном}$, $\omega_{кр,м}$, $\omega_{н,хх}$ – відповідно миттєва кутова швидкість кулачкового валу ПНВТ на номінальному режимі, на режимі максимального крутного моменту, на режимі холостого ходу; φ_n – кут повороту вхідного валу приводу насоса; Φ_b – кут повороту валу двигуна між двома послідовними спалахами палива в циліндрах; n_d – частота обертання колінчастого валу дизеля; n_n , $n_{хх}$ – відповідно частота обертання колінчастого валу дизеля на номінальному режимі й режимі холостого ходу. Дільниці активного ходу виділені штриховою лінією; нахил їхніх лівих меж відповідає зміні куту випередження θ .

Для реалізації зазначеного вище характеру зміни кутової швидкості обертання кулачкового валу його привод повинен бути оснащений механічними перетворювачами кутових швидкостей (шарнірами Гука, некруглими зубчатими колесами, важільно-зубчатими або шарнірно-важільними та ін. механізмами), що перетворюють рівномірне обертання вхідного валу в нерівномірне обер-

тання вихідного валу. Всі ці перетворювачі забезпечують нерівномірну, але не регульовану зміну кутової швидкості вихідного валу. Для організації регульованого нерівномірного обертального руху був запропонований спосіб, оснований на використанні двох ідентичних перетворювачів, включених послідовно в кінематичний ланцюг.

Принципова структурна схема нового привода показана на рис. 2. Між валом дизеля 1 і валом насоса 2 встановлені передачі 3, 4, 5 з постійними передавальними відношеннями j_3, j_4, j_5 і перетворювачі 6, 7 кутових швидкостей з періодичними передавальними функціями $\varphi_{\text{вих}} = \Phi_i(\varphi_{\text{вх}})$, де $\varphi_{\text{вх}}$, $\varphi_{\text{вих}}$ – кути повороту вхідного і вихідного валів i -го перетворювача; $i=6, 7$. Передавальні функції перетворювачів задовольняють умові взаємної оберненості $\Phi_7(\Phi_6(\varphi)) = \varphi$. Для виконання цієї умови вони виготовляються кінематично ідентичними і встановлюються “дзеркально” (т. вихідними валами назустріч друг другу). Передача 4, що зв'язує ці вали, має передавальне відношення $j_4 = \pm 1$. Передавальні числа j_3, j_5 забезпечують погодження періоду $\Phi_{\text{п}}$ передавальних функцій перетворювачів з необхідним періодом $\Phi_{\text{в}}$ зміни кутової швидкості $\omega_{\text{п}}$, а їхнє помноження дорівнює j_c .

Регулятор 8 залежно від частоти $n_{\text{д}}$ обертання валу дизеля впливає на гвинтові кінематичні пари 9, 10, 11, встановлені в передачах 3, 4, 5, і змінює фази $\delta_1, \delta, \delta_2$ відповідних передавальних функцій, що, в свою чергу, призводить до зміни закону нерівномірного обертання валу насоса. Значення кутів $\varphi_{\text{д}}$ і $\varphi_{\text{н}}$ повороту валів двигуна і насоса зв'язані залежністю:

$$\varphi_{\text{н}} = j_5 \cdot \Phi(\Phi^{-1}(j_3^{-1}(\varphi_{\text{д}} + \delta_1)) + \delta) - \delta_2, \quad (1)$$

де $\Phi(\varphi)$ – передавальна функція перетворювача 7.

Формулу (1) зручно представити в параметричній формі, вибравши як параметр кут Ψ повороту вихідного валу перетворювача 6:

$$\varphi_{\text{н}} = j_5 \cdot \Phi(\Psi + \delta) - \delta_2 \quad ; \quad \varphi_{\text{д}} = j_3^{-1} \cdot \Phi(\Psi) - \delta_1. \quad (2)$$

На режимі роботи двигуна, що встановився, фазові кути δ, δ_1 і δ_2 зберігають постійні значення. Тому, диференціюючи рівності (2), одержуємо формулу для визначення кутової швидкості $\omega_{\text{н}}$ обертання валу насоса:

$$\omega_{\text{н}} = j_c \cdot \omega_{\text{д}} \cdot J(\Psi + \delta) / J(\Psi) \quad (3)$$

де $\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість обертання валу дизеля; $J(\Psi)$ – передавальна функція кутових швидкостей вхідного і вихідного валів перетворювача 7, $J(\Psi) = d\Phi(\Psi)/d\Psi$.

Аналіз залежностей (2), (3) показує, що ступінь нерівномірності Δj залежить тільки від величини δ . При значенні $\delta = 0$ кулачковий вал обертається рівномірно, а при $\delta \neq 0$ – нерівномірно. Кути δ_1, δ_2 впливають на фазу закону нерівномірного обертання і кут випередження впорскування θ .

Проведений кінематичний аналіз такого механізму, що використовує як перетворювачі 6, 7 шарніри Гука (рис. 3).

Гвинтові пари 9, 10, 11 виконані у вигляді косозубих передач. Поворот ланки 12 по напрямках,

означених стрілками, призводить до зміни кутів δ_1 , δ_2 і δ . Також в незначних межах (на 3 - 5°) змінюється і кут α між виделками шарнірів Гука.

Для цього механізму формулу (3) вдалося привести до наступного вигляду:

$$j=j_c \cdot [1+2R^2+2R(1+R^2)^{0.5} \cdot \sin(2\varphi_2-2\beta)]$$

$$\text{або } j=j_c \cdot [1+2R^2-R(1+R^2)^{0.5} \cdot \sin(2\varphi_1+2\beta)]^{-1}$$

де R —параметр нерівномірності, $R=0.5 \cdot \sin\alpha \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\delta$; β —фаза зміщення синусоїди, $\beta=0.5 \cdot \operatorname{arctg}(0.5(\cos\alpha+1/\cos\alpha) \cdot \operatorname{tg}\delta)$; φ_1, φ_2 —кути повороту шестерен 13 і 14.

Функції $j(\varphi_2)$ і $j(\varphi_1)$ періодичні з періодом 180° і на періоді своєї зміни приймають одне максимальне значення $j_{\max}=j_c \cdot [1+2R^2+2R(1+R^2)^{0.5}]$.

На рис. 4а наведені графіки зміни функції $j(\varphi_2)$ на інтервалі періодичності. Графіки відповідають значенням кутів $\alpha=60^\circ$, $\delta=0^\circ \dots 45^\circ$, характерним для роботи даного пристрою. На рис. 4б показаний графік залежності $j_{\max}(R)$, а також графіки функцій $\Delta\Phi_2(R)=90^\circ+\operatorname{arctg}R$ і $\Delta\Phi_{2,m}(R)=\operatorname{arccos}(0.8-0.2R/(1+R^2)^{0.5})$, що визначають довжини інтервалів Φ_2 і $\Phi_{2,m}$ кутів φ_2 , при яких $j > 1$ і $j \approx j_{\max}$, відповідно. Зі зміною кутів α і δ ці інтервали переміщуються по шкалі кутів φ_2 , причому збільшення β призводить до зменшення куту випередження впорскування. В цьому механізмі кут δ стає основним регульовальним параметром, що впливає на роботу пристрою.

Проміжкам Φ_2 і $\Phi_{2,m}$ на шкалі кутів φ_2 відповідають інтервали Φ_n і $\Phi_{n,m}$ на шкалі кутів φ_n кулачкового валу, довжини $\Delta\Phi_n$ і $\Delta\Phi_{n,m}$ яких пропорційні довжинам $\Delta\Phi_2$ і $\Delta\Phi_{2,m}$: $\Delta\Phi_n=j_5 \cdot \Delta\Phi_2$; $\Delta\Phi_{n,m}=j_5 \cdot \Delta\Phi_{2,m}$. Передавальне число j_5 для даного пристрою визначається формулою $j_5=2/i_{ц}$. Якщо число циліндрів дизеля $i_{ц}$ не перевищує 8, то довжини дільниці $\Phi_{n,m}$ виявляється достатньо для розміщення на ній всієї дільниці Φ_a активного ходу плунжера, причому як для високообертового (де $\Delta\Phi_a < 7^\circ$ п. кул. в.) так і для середньообертового дизеля (де $\Delta\Phi_a < 15^\circ$ п. кул. в.) з рівномірним чергуванням спалахів палива в циліндрах. Суміщення дільниць $\Phi_{n,m}$ та Φ_a , і оптимальна зміна куту випередження впорскування θ , досягається за рахунок вибору кутів нахилу зубів у передачах 3 і 5.

Зміна кутів δ і α в зазначених вище межах дозволяє досягнути значного ступеня нерівномірності обертання валу насоса, достатньої для підтримання в усьому швидкісному діапазоні робочих режимів дизеля однакової середньої швидкості плунжера на дільниці його активного ходу. Відомо, що при зниженні частоти n_d оптимальна інтенсивність впорскування так само зменшується. Тому за рахунок відповідного вибору залежності $\delta(n_d)$ може бути отримана необхідна інтенсивність впорскування на кожному швидкісному режимі роботи дизеля. Зміна куту δ здійснюється спеціально розробленим для цієї мети механічним регулятором або від педалі акселератору (рис. 5).

В високообертових двигунах регулятор, як правило, приводиться в дію від кулачкового валу насоса. Організація нерівномірного обертання кулачкового валу може призвести до пору-

шення нормальної роботи регулятора. Тому були розроблені нові схеми компоновок ПНВТ, що забезпечують рівномірне обертання вантажів регулятора.

В третьому розділі досліджуються інші типи регульованого приводу, що використовують важільно-кулачкові або важільно-ексцентрикові перетворювачі. Схема важільно-кулачкового перетворювача, призначеного для роботи на 8-ми циліндровому автомобільному дизелі з рівномірним чергуванням спалахів палива, наведена на рис. 6. У цьому механізмі один з двох ланцюгів (позмінно) передає робоче зусилля, а другий використовується для замикання пари кулачок - ролик. В результаті тривалих досліджень експериментальних зразків була знайдена оптимальна схема кінематико - силового замикання. Ролик котиться по внутрішньому профілю і за певним законом змінює кут між ведучим і веденим кривошипамі, в результаті чого вихідний вал обертається нерівномірно. Закон зміни передавального відношення вибирається таким самим, як у шарніра Гука. Розроблена методика профілювання кулачкової шайби і методи міцневого розрахунку механізму.

В здвоєному важільно-кулачковому механізмі поворот кулачкових шайб змінює фази передавальних функцій і в цьому сенсі еквівалентний відносно провороту валів перетворювачів, для здійснення якого вище пропонувалося використати гвинтові пари. В результаті цей механізм виявляється кінематичним аналогом карданної передачі, що досліджувалася в другому розділі. Але, на відзнаку від тієї передачі, тут дільниці максимального передавального відношення j не зміщуються вздовж шкали кутів повороту валу насоса, а залишаються на місці. В серійному зразку замість ручки буде встановлений привод від важелю регулювання насосом.

Важільно-кулачкові механізми є плоскими, а не просторовими, як шарніри Гука, що істотно знижує поздовжній габарит приводу. Зі зменшенням числа циліндрів форма профілю кулачкової шайби спрощується (рис. 8). Для двоциліндрових дизелів при певних співвідношеннях між довжинами ланок шарнірно-важільних ланцюгів увесь профіль може бути описаний дугою одного радіусу (ексцентриком), а при конструктивному виконанні замінений важелем або внутрішнім кільцем підшипника кочення.

Простота описаного технічного рішення дозволяє рекомендувати його і для багатociліндрових дизелів. У цьому випадку до і після цього механізму встановлюється підвищуюча і знижуюча зубчасті передачі.

Особливо ефективно використання важільно-ексцентрикових механізмів у тепловозних дизелях, де вже є okayмляючі зубчасті передачі. Встановлені в приводі розподільних валів 6 (рис. 10), здвоєні важільно-ексцентрикові механізми 7 дозволять зберегти стабільне впорскування палива при зменшенні частоти в 1,3 і більше разів. Для цих механізмів розроблені конструктивні схеми і знайдені значення параметрів, відповідні сформульованим технічним вимогам, наведений кінематичний і міцневий розрахунок. При використанні такого методу інтенсифікації впорскування на режимах холостого ходу тепловозного дизеля нерівномірне обертання розподільного валу припу-

скається виконувати тільки на нульовій і першій позиціях контролера, де кутова швидкість і сили інерції невеликі.

Істотною перевагою важільно-кулачкових приводів є те, що вони можуть використовуватися в дизелях з нерівномірним чергуванням спалахів палива в циліндрах. Для цього випадку розроблена спеціальна методика профілювання кулачкової шайби.

В четвертому розділі досліджений важільно-зубчастий привод ПНВТ (рис. 11). На відзнаку від розглянутих в попередніх розділах здвоєних перетворювачів цей привод являє собою єдиний механізм, але принцип регулювання максимального передавального відношення J_{\max} і куту випередження впорскування θ залишається попереднім.

В цьому механізмі на ведучому 1 і веденому 2 кривошипах встановлені сателіти 3 і 4, що знаходяться в зчепленні із сонячними шестернями 5 і 6, розміщеними в паралельних площинах співвісно одна одній. На сателітах 3 і 4 на однакових відстанях від їхніх осей обертання встановлені циліндричні шарніри 7 і 8, зв'язані між собою жорсткою тягою 9. Сонячні шестерні встановлені в гніздах непорушного корпусу 10 і забезпечені фіксаторами 11 і 12, кут повороту яких змінюється при ручному або автоматичному регулюванні величин J_{\max} і θ . Характер руху веденого кривошипа і ланок шарнірно-важільного ланцюга ABCD визначається величиною δ відносного кутового зміщення сонячних шестерень. Період зміни кутової швидкості ω_2 веденого кривошипа (валу ПНВТ), визначається передавальним числом i_k зубчастої передачі сателіт - сонячна шестерня (при нерухомому водилі) й рівний $360^\circ / i_k$. Для цього механізму оптимальний діапазон чисел i_k складає 4 - 6; виявилось, що для 4-р'юх або 6-ти секційного ПНВТ важільно-зубчастий привод має менший габарит порівняно з розглянутими раніше. Іншими важливими перевагами такого технічного рішення є кінематичне замкнення механізму, можливість передачі робочого зусилля кількома паралельними потоками (від двох до чотирьох), використання підшипників кочення в усіх циліндричних шарнірах. Недолік - важільно-зубчастий привод можна використовувати тільки на дизелях з рівномірним чергуванням спалахів.

Досліджена зміна куту θ випередження впорскування, що виникає при роботі важільно-зубчастого приводу. Показано, що встановлення необхідного куту випередження може вироблятися шляхом погодженого повороту шестерен 5 і 6 на кути δ_1 і δ_2 відповідно до розрахованих залежностей $\delta_1 = \delta_1(j_{\max}, \theta)$, $\delta_2 = \delta_2(j_{\max}, \theta)$.

Показано, що у даного механізму будуть відсутні “мертві” положення, при яких був би неможливим поворот кривошипів або сонячних шестерень. Для цього механізм був розглянутий як пристрій з трьома “входами” - кутами повороту Ψ_1 (ведучий кривошип) і δ_1 , δ_2 (сонячні шесте-

рні) - й одним “виходом” - кутом повороту Ψ_2 веденого кривошипа, після чого були знайдені і проаналізовані передавальні функції між парами цих кінематичних параметрів.

У ході практичної реалізації цього методу кінематичного аналізу отримані графіки зміни передавального відношення $j(\Psi_2)$ між ведучим і веденим кривошипами. Виявилось, що на ділянках тривалістю $\approx 10^0$ передавальне відношення $j(\Psi_2)$ змінюється на рівні 2.0...2.4 (при амплітуді $\Delta\Psi_M = 5^0$) і на рівні 1.4...1.5 (при $\Delta\Psi_M = 2,5^0$); на цих проміжках розміщується активний хід плунжера.

Запропонована спрощена математична модель роботи механізму. На основі цієї моделі отримана формула, що зв'язує ексцентриситет ε шарніра В і граничну величину j_M максимального передавального відношення j_{max} :

$$j_M = i_k \cdot \frac{1+\varepsilon}{1-\varepsilon} - 1 / i_k \cdot \frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon} - 1,$$

а також розроблений порядок розрахунку регулювальних кутів δ_1 і δ_2 розвороту сонячних шестерень, що забезпечують задані значення j_{max} і $\Theta_{оп}$. Для досягнення рівня $j_{max} = 2,5...3$ (достатнього для задачі, що вирішується) ексцентриситет ε повинен лежати в діапазоні 1/3...1/2.

Визначений порядок проведення силового розрахунку при використанні ЕОМ і методика

Таблиця 1-
Результати порівняльних безмоторних випробувань на
режимах зовнішньої швидкісної характеристики

Частота обертання при- водного вала стенда, об/хв	Максимальне передатне відношення	Частота обертання вала насоса пропорційна ку- товій швидкості на ділянці ак- тивного ходу плунжера, об/хв		Макси- маль-ний тиск палива, МПа		Три- валість впор- ску-вання	
		мак- си- мальн а	серед- ня	у насо- са	у фор- сунки	мс	град.
400	1.00	400	400	30	29	4.0	9.6
400	1.69	675	650	36	34	3.2	7.7
500	1.00	500	500	33	32	3.5	10.5
500	1.69	845	815	46	42	2.8	8.4
600	1.00	600	600	34	34	3.3	11.9
600	1.63	975	945	44	42	2.5	9.0
700	1.00	700	700	39	40	3.2	13.4
700	1.45	1015	985	51	47	2.7	11.3
800	1.00	800	800	45	45	2.7	13.0
800	1.22	975	960	48	51	2.6	12.5
900	1.00	900	900	49	47	2.6	14.0
1030	1.00	1030	1030	61	53	2.4	14.8

аналітичного розрахунку сил, діючих у важільно-зубчастому механізмі на найбільш навантаженому режимі. Сформульовані основні технічні вимоги, що пред'являються до проектного приводу. На основі розрахунку на міцність, а також технічних вимог і кінематико-силових співвідношень, визначені параметри основних деталей механізму, призначеного для роботи на 6-ти циліндровому високообертному дизелі. Розроблена конструктивна схема приводу і отримані графіки зміни його кінематичних параметрів при різноманітних значеннях

регулювальних кутів.

У п'ятому розділі наведена конструкція експериментального зразка регульованого приводу ПНВТ, вимірювальної апаратури, методика експериментальних досліджень на безмоторних і моторних стендах. Описані експериментальні стенди, установ-ки і обладнання для досліджень ПНВТ і дизеля, оснащеного регульованим приводом паливного насоса. Наведені результати експериментальних досліджень процесу подачі палива і робочого процесу дизеля ЯМЗ-238, оснащеного регульованим приводом паливного насоса. Отримані і проаналізовані результати дослідження впливу нерівномірного обертання кулачкового валу на стабільність роботи автоматичного регулятора ПНВТ.

Порівняльні безмоторні випробування серійного паливного насоса високого тиску дизеля і експериментального, обладнаного важільно-кулачковим регульованим приводом, показали ефективність і дієздатність запропонованого способу безступінчастого регулювання кутовою швидкістю нерівномірним обертанням кулачкового валу ПНВТ для інтенсифікації процесів впорскування палива на режимах зовнішньої швидкісної характеристики (табл. 1).

Для паливної апаратури, що досліджується, застосування важільно-кулачкового регульованого приводу дозволяє на режимах регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики скоротити тривалість впорскування палива на 20÷35% і збільшити середній тиск впорскування в 1,4÷1,8 раза (рис. 12). При цьому показники впорскування на номінальному режимі для експериментального і контрольного зразків паливної системи залишаються незмінними.

Для всіх режимів зовнішньої швидкісної характеристики (на який двигун цього типу витрачає в експлуатації понад 90 % всього палива, що споживається) показники впорскування виявилися близькі до показників номінального режиму. Ця обставина дозволяє істотно спростити проектування паливної апаратури (що, по суті, стає однорежимною) і, в перспективі, підвищити її технічний рівень.

Таблиця 2 -
Результати порівняльних моторних випробувань

n_d , об/хв	j_{\max}	M_n , Н·м	G_m , кг/год	g_e , г/кВт год
<i>режими холостого ходу</i>				
800	1.00	0	3.00	-
800	1.69	0	2.77	-
1000	1.00	0	3.90	-
1000	1.69	0	3.62	-
<i>режими зовнішньої швидкісної характеристики</i>				
1200	1.00	858	-	253
1200	1.63	896	-	240
1400	1.00	881	-	248
1400	1.45	899	-	241

У той самий час експеримент виявив помітні коливання рейки на деяких режимах холостого ходу дизеля. При частоті обертання $n = 300 \text{ хв}^{-1}$ на осцилограммі переміщення рейки були видні ділянки різкої зміни характеру руху, що свідчить про розриви кінематичного ланцюга. В діапазоні частот $n = 500 \dots 600 \text{ хв}^{-1}$ спостерігається значне (резонансне) зростання амплітуди коливань. Коливання рейки пе-

ретворюються на цих режимах з синусоїдних у пилкоподібні, причому частота повторення максимумів зменшується до 6 – 8 Гц.

Експеримент виявив також “знесення” регулятора по частоті, що полягає в зміщенні середнього положення рейки з причини нерівномірного обертання вантажів регулятора. При частотах менших і більших резонансних зміщення відбувалося в різні сторони, що є признаком параметричного резонансу. Для пояснення причини виникнення цього резонансу розглянута система рівнянь, що описує роботу всережимного регулятора при нерівномірному обертанні вантажів. Аналіз результатів математичного моделювання встановив закономірний характер резонансних явищ, що спостерігаються в експерименті, й підтвердив необхідність зміни компоновочної схеми паливного насоса (або використання електронного регулятора).

В ході порівняльних моторних випробувань, проведених на восьмициліндровому дизелі ЯМЗ-238, оснащеному серійною і експериментальною паливною апаратурою (з важільно-кулачковим регульованим приводом паливного насоса), були отримані дані (табл. 2) про зміну обертального моменту і витрати палива для ряду режимів зовнішньої швидкісної характеристики і холостого ходу.

Значне поліпшення показників впорскування (зниження тривалості та підвищення максимального тиску впорскування), досягнуте за рахунок нерівномірного обертання кулачкового валу насоса, призвело до істотного поліпшення показників робочого процесу. Експеримент підтвердив, що серійний ПНВТ не забезпечує необхідні параметри подачі палива в циліндри двигуна ЯМЗ-238 на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу. Застосування регульованого приводу ПНВТ дозволило знизити витрати палива на режимах регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики на 3÷5% і на режимах холостого ходу на 7÷8%. На режимах номінальної потужності і максимального обертального моменту (при вибраному засобі регулювання максимального передавального відношення) основні параметри робочого процесу залишаються незмінними. Доведена можливість регулювання приводу при працюючому двигуні. Поліпшення розпилювання і згоряння палива при зниженій частоті n_d обертання колінчастого валу дозволяє відмовитися від від’ємного коректування зовнішньої швидкісної характеристики.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена науково-технічна задача, пов'язана з розробкою і дослідженням регульованого приводу для інтенсифікації впорскування палива на часткових режимах і режимах холостого ходу дизеля. Основні результати виконаної роботи:

1. Сформульована повна система обмежень, що враховуються при розробці будь-якого приводу паливного насоса транспортного дизеля, і запропоноване нове технічне рішення, що задовольняє цій системі, але передбачає організацію нерівномірного обертання валу насоса на часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу дизеля. Нерівномірне обертання валу збільшує

швидкості плунжера на ділянках його активного ходу, що призводить до інтенсифікації впорскування палива на цих режимах і, як наслідок, до поліпшення експлуатаційної паливної економії двигуна.

2. Показано, що використання цього технічного рішення на двигуні вантажного автомобіля дозволяє стабілізувати основні показники процесу подачі палива для всіх робочих режимів дизеля, що дасть можливість спростити задачу проектування і підвищити технічний рівень дизельної паливної апаратури.

3. Запропоноване використати це саме технічне рішення для отримання стабільного впорскування палива при зниженій (в 1,3÷1,4 рази) частоті холостого ходу тепловозного дизеля. З цією метою на режимі холостого ходу організується нерівномірне обертання розподільного валу дизеля.

4. Запропонований новий спосіб безступінчастого регулювання амплітуди і фази для законів зміни миттєвої кутової швидкості обертання валу паливного насоса. Для реалізації цього способу в механічному ланцюзі, що зв'язує колінчастий вал двигуна з кулачковим валом насоса (а на тепловозі - з розподільним валом), встановлюється новий вузол - регульований привод, що включає в себе перетворювачі кутових швидкостей обертання валів. При регулюванні використовується зсув фази між передавальними функціями двох ідентичних перетворювачів, з'єднаних послідовно.

5. Розроблені типи регульованих приводів, виконаних на основі шарнірів Гука, важільно-кулачкових, важільно-ексцентрикових і важільно-зубчастих механізмів. На два типи приводу отримані патенти України 36170А і 39302А.

6. Розроблені методи кінематичного і силового розрахунків, а також методики визначення раціональних параметрів для різноманітних типів регульованих приводів, призначених для автомобільних і тепловозних дизелів.

7. Запропонований механічний регулятор для регульованого приводу кулачкового валу паливного насоса автомобільного дизеля.

8. В результаті виконаних експериментальних досліджень на безмоторному стенді доведено, що розроблений для дизеля ЯМЗ-238 досліджувальний зразок важільно-кулачкового приводу паливного насоса дозволяє стабілізувати значення основних показників впорскування для всіх режимів зовнішньої швидкісної характеристики двигуна на рівнях, близьких до номінальних. На часткових швидкісних режимах і режимах холостого ходу досягнуте збільшення (порівняно з серійною паливною апаратурою) середнього тиску впорскування в 1,4÷1,8 рази і скорочення тривалості впорскування на 20÷35%.

9. В результаті виконаних експериментальних досліджень на моторному стенді встановлено, що використання розробленого регульованого приводу паливного насоса на дизелі ЯМЗ-238 дозволяє отримати істотне зниження експлуатаційної витрати палива: на режимах холостого ходу - 7÷8%, на часткових режимах зовнішньої швидкісної характеристики - 3÷5%.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Вечеренко В.Я., Король С.О. Аналіз та синтез співвісної важільно-кулачкової передачі // *Машинознавство*. – 1998. – № 9-10. – С. 10-13.
2. Король С.А., Григорьев А.Л. Основные принципы организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. – Харьков: ХГПУ, 1998. – Вып. 23. – С. 13-22.
3. Король С.А., Григорьев А.Л. Рычажно-зубчатый привод вала топливного насоса дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. – Харьков: ХГПУ, 1998.– Вып. 25. –С. 120-130.
4. Король С.А., Григорьев А.Л. Выбор оптимальной схемы замыкания высшей пары в рычажно-кулачковом приводе вала топливного насоса дизеля // *Проблемы создания новых машин и технологий*. – Кременчуг: КГПИ. – 1998. – Вып. 2. – С. 272-276.
5. Король С.А., Григорьев А.Л. Особенности автоматического регулирования топливным насосом с неравномерно вращающимся кулачковым валом. // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып. 29. – С. 71-75.
6. Король С.А., Григорьев А.Л. Определение уровня сил, действующих в элементах рычажно-зубчатого привода вала топливного насоса дизеля // *Вестник Харьковского государственного политехнического университета*. – Харьков: ХГПУ, 1999. – Вып. 59.– С. 92-98.
7. Король С.А., Григорьев А.Л. К выбору оптимального варианта регулируемого привода кулачкового вала топливного насоса дизеля // *Проблемы создания новых машин и технологий. Научные труды Кременчугского государственного политехнического института*. – Кременчуг: КГПИ, 1999. – Вып. 1. – С. 280-282.
8. Григорьев А.Л., Король С.А. Новый метод снижения частоты холостого хода тепловозного дизеля // *Високі технології в машинобудуванні*.–Харків: ХДПУ, 2000.–Вип. 1 (3). – С. 79 – 84.
9. Григорьев О.Л., Король С.О. Стабілізація показників упорскування палива на режимах зовнішньої швидкісної характеристики високообертового автомобільного дизеля // *Зб. наук. праць Харківської державної академії залізничного транспорту: “Теплоенергетичні установки та екологія на залізничному транспорті”*. – Харків: ХарДАЗТ, 2000. – Вип. 43. – С. 28 – 35.
10. Григорьев А.Л., Король С.А. Использование регулируемого неравномерного вращения вала топливного насоса автомобильного дизеля для стабилизации основных показателей впрыскивания // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Харьков: Гос. аэрокосм. ун-т “Харьк. авиац. ин-т”; 2001. – Вып. 26. – С. 110-113.
11. Григорьев А.Л., Король С.А. Испытания топливного насоса автомобильного дизеля с

неравномерно вращающимся кулачковым валом // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – Вып. 7. – С. 46-55.

12. Григорьев А.Л., Король С.А. Моторные испытания регулируемого привода топливного насоса автомобильного дизеля // Вестник Национального технического университета "Харьковский политехнический институт". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2001. – Вып. 4. – С. 3-12.

13. Патент 36170А України, МКІ F 02М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса. / Григорьев О.Л., Король С.О., Єлістратов В.О. (Україна). – №99116136; Заявл. 10.11.99; Опубл. 16.04.2001; Бюл. № 3 – 25 с.

14. Патент 39302А України, МКІ F 02М 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала приводу плунжера паливного насоса. / Григорьев О.Л., Король С.О. (Україна). – №2000010239; Заявл. 17.01.2000; Опубл. 15.06.2001; Бюл. № 5. – 21 с.

АНОТАЦІЇ

Король С.О. Розроблення і дослідження регульованого приводу паливного насоса транспортного дизеля. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.03. – теплові двигуни. – Кременчуцький державний політехнічний університет, Кременчук, 2001.

Дисертацію присвячено вирішенню науково-технічної задачі інтенсифікації впорскування палива в циліндр транспортного дизеля при знижених частотах обертання колінчастого валу, що дозволяє підвищити експлуатаційну паливну економічність. Запропонований спосіб безступінчастого управління кутовою швидкістю обертання кулачкового валу паливного насоса високого тиску (ПНВТ) дизеля шляхом установлювання в серійний привод насоса нового конструктивного елементу – регульованого приводу, що забезпечує стабілізацію лінійної швидкості плунжерів на ділянках активного ходу. Наведені результати безмоторних і моторних випробувань ПНВТ дизеля ЯМЗ-238, оснащеного регульованим приводом. Привод стабілізував основні показники процесу подачі палива на рівні їхніх значень для номінального режиму (збільшивши при цьому на деяких робочих режимах середній тиск впорскування в $1,4 \div 1,8$ рази і скоротивши тривалість впорскування на $20 \div 35\%$), а також знизив витрати палива на режимах холостого ходу на $7 \div 8\%$ і на часткових режимах зовнішньої швидкісної характеристики - на $3 \div 5\%$.

Ключові слова: транспортний дизель, паливна апаратура, паливний насос, кулачковий вал, регульований привод, привод паливного насоса.

Король С.А. Разработка и исследование регулируемого привода топливного насоса транспортного дизеля. – Рукопись.

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук по специальности 05.05.03. – тепловые двигатели. – Кременчугский государственный политехнический университет, Кременчуг, 2001.

Диссертация состоит из пяти разделов и посвящена решению научно-технической задачи по интенсификации впрыскивания топлива в цилиндр транспортного дизеля на сниженных частотах вращения коленчатого вала, что позволяет повысить эксплуатационную топливную экономичность дизелей.

Рассмотрены особенности работы дизелей транспортных средств на этих режимах. Перечислены известные методы и устройства, которые повышают здесь топливную экономичность дизелей. Определены недостатки, препятствующие их широкому применению. На основании проведенного анализа сформулирована цель и задача диссертации – разработать и исследовать регулируемый привод неравномерного вращения кулачкового вала топливного насоса (ТНВД), предназначенный

для интенсификации процесса топливоподачи на частичных скоростных режимах и режимах холостого хода транспортного дизеля. Разрабатываемый привод должен сохранить нормальную работу топливной аппаратуры ТА на всех режимах дизеля и обеспечить на каждом режиме такую линейную скорость плунжера при нагнетании топлива, которая будет достаточной для его качественного распыливания и экономичного (а также экологичного) сгорания. Рассматриваются основные принципы организации регулируемого неравномерного вращения кулачкового вала ТНВД и механические преобразователи скоростей вращения валов. Предложен новый способ бесступенчатого регулирования степени неравномерности вращения кулачкового вала ТНВД. Рассмотрен регулируемый привод, использующий в качестве преобразователей шарниры Гука. Проведен выбор степени неравномерности вращения кулачкового вала, необходимой для стабилизации показателей впрыскивания топлива на режимах внешней скоростной характеристики автомобильного дизеля. Рассмотрены особенности автоматического регулирования дизельным топливным насосом с неравномерно вращающимся кулачковым валом. Разработан автоматический регулятор привода неравномерного вращения. Получены новые компоновочные схемы топливной аппаратуры. Изучаются рычажно-кулачковые и рычажно-эксцентрикковые приводы ТНВД. Выполнен выбор оптимальной схемы замыкания высшей пары. Разработаны методика и порядок профилирования кулачковой шайбы для дизеля с равномерным или неравномерным чередованием вспышек. Выполнен кинематический расчёт сдвоенного рычажно-кулачкового механизма. Разработан оригинальный рычажно - эксцентрикковый преобразователь угловых скоростей вращения валов, предназначенный для снижения частоты холостого хода тепловозного дизеля. Рассмотрен принцип работы рычажно-зубчатого привода, его принципиальная кинематическая схема, расчётная схема и порядок кинематического и силового расчёта этого механизма. Произведен выбор конструктивной схемы и параметров механизма, разработана его принципиальная конструктивная схема. Проведено экспериментальное исследование топливного насоса высокого давления дизеля ЯМЗ-238, оснащённого рычажно-кулачковым регулируемым приводом неравномерного вращения кулачкового вала. Приведено описание экспериментального образца регулируемого привода ТНВД, измерительной аппаратуры и стенда для безмоторных экспериментальных исследований. Проведено осциллографирование процессов топливоподачи и исследовано влияние неравномерного вращения вала ТНВД на стабильность работы регулятора. Проведены моторные испытания дизеля ЯМЗ-238, оснащённого регулируемым приводом ТНВД, и проанализированы их результаты.

Основные результаты выполненной работы сводятся к следующему. Предложен новый способ организации бесступенчатого управления мгновенной угловой скоростью вращения кулачкового вала топливного насоса дизеля, основанный на применении сдвоенных преобразователей угловых скоростей вращения валов. Разработаны новые принципиальные и кинематические схемы привода кулачкового вала ТНВД, обеспечивающие бесступенчатое регулирование законом изме-

нения его мгновенной угловой скорости. Разработана методика определения рациональных значений конструктивных параметров регулируемого привода. Впервые разработан опытный образец топливной аппаратуры автомобильного дизеля с неравномерно вращающимся кулачковым валом топливного насоса и получены результаты его исследования на безмоторных и моторных стендах. Новый привод позволил стабилизировать показатели процесса топливоподачи на уровнях, отвечающих номинальной частоте вращения вала дизеля, при этом на некоторых рабочих режимах среднее давление впрыскивания увеличилось в 1,4÷1,8 раза, а продолжительность - сократилась на 20÷35%. Использование неравномерного вращения вала ТНВД позволило снизить расход топлива на режимах холостого хода на 7÷8% и на частичных режимах внешней скоростной характеристики - на 3÷5%.

Ключевые слова: транспортный дизель, топливная аппаратура, топливный насос, кулачковый вал, регулируемый привод, привод топливного насоса.

Korol S.A. Development and Investigation of Fuel Pump Controlled Drive of the Diesel Engine. – Manuscript.

Dissertation for a candidate's degree of technical sciences on speciality 05.05.03 – Heat Engines. Kremenchuk State Polytechnical University, Kremenchuk, 2001.

The dissertation is devoted to the solving of scientific and technical problem regarding the intensification of fuel injection into diesel engine cylinder at lowered frequencies crank-shaft rotations – at partial velocity operation and at no-load operation stroke that makes it possible to increase the operational fuel efficiency of diesel engines.

Continuous control method of camshaft rotation angular velocity of high-pressure fuel pump is introduced at plunger active stroke sections by means of installation of a new structural element into the serial fuel pump drive – the so-called – controlled drive, providing plunger linear velocity regulation.

The test results of the high-pressure fuel pump of the diesel engine type ЯМЗ-238, equipped by the controlled drive are shown on the stands. As the tests determine controlled drive application gives the opportunity to regulate basic indices of fuel supply process at their rated duty operation level (middle pressure injection being increased by 1.4 – 1.8 times at some engine operation conditions and injection period being reduced by 20 – 35%); besides fuel rate consumption is decreased at no-load operation by 7 – 8% and by 3 – 5% at partial operation conditions of external velocity characteristic.

Key words: diesel engine, fuel system, high-pressure fuel pump, camshaft, controlled drive, fuel pump drive.

Відповідальний за випуск к.т.н., доц. Павленко В.В.

Підп. до друку 2002 р. Формат видання 145x215.

Формат паперу 60x90/16. Папір друкарський. Друк – плоский.

Обсяг 0,9 авт. арк. Тираж 100 прим. Зам. № 152.

Видавничий відділ Кременчуцького державного політехнічного університету. 39614, Кременчук,
вул. Першотравнева, 20.
