

УДК 621.436

**ПРИСТРІЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО ТИСКУ В ПАЛИВНІЙ СИСТЕМІ ДИЗЕЛЯ****В. О. Єлістратов**Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського  
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: yelis@rambler.ru

Одним з основних завдань двигунобудування є створення дизелів, що мають високу паливну економічність. Зниження витрати палива значною мірою залежить від характеристик упорскування й розпилювання палива паливною апаратурою. Робота присвячена підвищенню тиску впорскування палива паливною системою дизеля при знижених частотах обертання колінчастого вала, що дозволить підвищити паливну економічність двигунів. Запропонована оригінальна конструкція клапана подвійної дії паливного насоса високого тиску дизеля, який дозволяє підвищити рівень залишкового тиску палива в паливній системі дизеля при його роботі на часткових швидкісних режимах. Також описано методику визначення конструктивних параметрів клапанів подвійної дії при їх використанні в паливній системі двигуна. Наведено аналіз роботи клапана подвійної дії для паливного насоса високого тиску дизеля ЯМЗ–238, що дозволить підвищити та стабілізувати залишковий тиск палива в паливній системі цього двигуна.

**Ключові слова:** дизель, паливний насос, залишковий тиск.**УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ОСТАТОЧНОГО ДАВЛЕНИЯ  
В ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЕ ДИЗЕЛЯ****В. А. Елистратов**Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского  
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: yelis@rambler.ru

Одной из основных задач двигателестроения является создание дизелей, имеющих высокую топливную экономичность. Уменьшение расхода топлива значительно зависит от характеристик впрыскивания и распыливания топлива топливной аппаратурой. Работа посвящена повышению давления впрыскивания топлива топливной системой дизеля при пониженных частотах вращения коленчатого вала, что позволит повысить топливную экономичность двигателей. Предложена оригинальная конструкция клапана двойного действия топливного насоса высокого давления дизеля, который позволит повысить уровень остаточного давления топлива в топливной системе дизеля при его работе на частичных скоростных режимах. Также описана методика определения конструктивных параметров клапанов двойного действия при их использовании в топливной системе двигателя. Приведен анализ работы клапана двойного действия для топливного насоса высокого давления дизеля ЯМЗ–238, который позволит повысить и стабилизировать остаточное давление топлива в топливной системе этого двигателя.

**Ключевые слова:** дизель, топливный насос, остаточное давление.

**АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ.** Впровадження акумуляторних паливних систем і електронних систем управління форсункою є перспективним напрямом розвитку конструкції дизелів. Але ще не вичерпані всі потенційні можливості використання «класичної схеми» паливної системи. Для реалізації цих можливостей необхідні конструктивні зміни паливних систем, що передбачають розробку принципово нових механічних і гідромеханічних вузлів.

У роботі [1] для підвищення залишкового тиску в паливній системі дизеля з регуляторами імпульсів тиску (МІТ) палива [2, 3] та регульованим приводом [4–7] паливного насоса високого тиску (ПНВТ) пропонується обладнати ПНВТ зворотними клапанами, які встановлюються над нагнітальними клапанами, створюючи клапани подвійної дії [8]. За рахунок цього планується підвищити залишковий тиск палива в паливній системі дизеля до 5–10 МПа. Одночасно на 5–10 МПа має бути збільшеним тиск початку підйому голки форсунки, що дозволило б отримати додаткове збільшення максимального тиску впорскування. Установка МІТ, під поршнем якого на момент закінчення впорскування залишається значна кількість палива, створює необхідні передумови для стабілізації залишкового тиску на проектному рівні, що визначається параметрами зворотного клапана.

Однак експериментальне дослідження [9] паливної системи з такими клапанами та МІТ, показало,

що кульковий зворотний клапан не забезпечує проектне значення залишкового тиску палива.

У зв'язку із вищезазначеним метою роботи є створення пристрою для підвищення залишкового тиску в паливній системі дизеля.

**МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ.** Паливна система (рис. 1) з МІТ 7 є типом акумуляторної системи, що є проміжною між системою із статичними акумуляторами енергії з пружинами або газовими поршнями, і системою з динамічними акумуляторами, використовуваними при так званому «безнасосному» впорскуванні палива, що проводиться за рахунок гідродинамічного удару стовпа палива, що розганяється в замкнутому трубопроводі насосом низького тиску. У цій паливній системі енергія, отримана паливом від плунжера 5 під дією кулачкового вала 6, накопичується в порожнині високого тиску ПНВТ і в рухомому стовпі палива між ПНВТ і МІТ.

Установка МІТ 7 в паливну систему дизеля призводить до появи нової фази в процесі паливоподачі, при якій відбувається одночасна подача палива плунжером 5 ПНВТ і відведення палива з трубопроводу в порожнину під поршнем МІТ 7. За рахунок цього стовп палива між ПНВТ і МІТ набуває попереднього розгону, що дозволяє підвищити тиск упорскування.

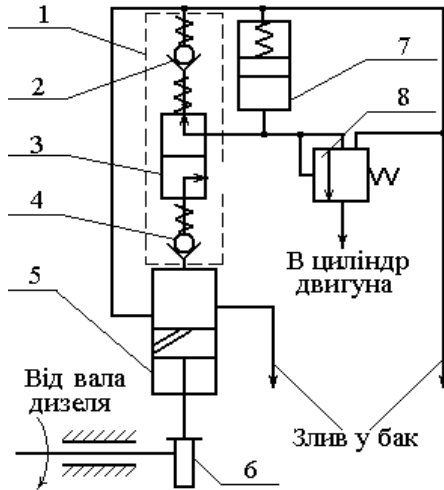


Рисунок 1 – Паливна система з МІТ і клапаном подвійної дії

Після надходження поршня МІТ 7 до упору відбувається впорскування палива форсункою 8 у циліндр дизеля.

Після впорскування паливо з МІТ 7 поршнем під дією пружини витісняється в нагнітальний трубопровід, підвищуючи рівень залишкового тиску палива в цьому трубопроводі. Максимальний рівень залишкового тиску палива в нагнітальному трубопроводі регулюється зворотним клапаном 2, який разом з перепускним 3 і нагнітальним 4 клапанами створює клапан подвійної дії 1. Установка зворотного клапана 2 дозволяє підтримувати стабільний, однаковий на всіх режимах роботи двигуна, рівень залишкового тиску палива в трубопроводі високого тиску між упорскуваннями палива в циліндри дизеля. Величина цього рівня залежить від жорсткості пружини зворотного клапана 2.

Нагнітальні клапани ПНВТ належать до гідравлічно керованих елементів паливних систем. Їх вплив на процес упорскування палива та швидкісні характеристики паливних систем визначається миттєвими значеннями прохідних перетинів, а також обсягами палива, що витісняється в процесі переміщення цих клапанів. Особливості впливу нагнітальних клапанів на характеристики впорскування паливних систем великою мірою визначаються закономірностями переміщення клапанів паливної системи, а коливання нагнітальних клапанів помітно впливають на закономірність зміни тиску впорскування палива.

Як було встановлено раніше [9], застосування динамічно стійкого кулькового зворотного клапана без істотної зміни конструкції ПНВТ практично неможливе. Тому за основу при розробці конструкції клапана подвійної дії (рис. 2) був узятий трубчастий нагнітальний клапан грибоквого типу двигуна ЯМЗ–238.

Відомий нагнітальний клапан ПНВТ дизеля, який складається з сідла клапана 1, самого клапана 2, пружини клапана 3, був обладнаний ще двома подібними клапанами (перепускним 4 і зворотним 7) з сідлами 5 і 6, створюючи тим самим клапан подвійної дії.

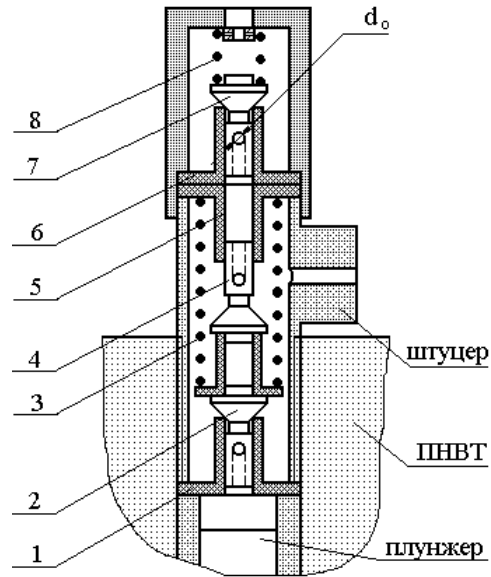


Рисунок 2 – Схема клапана подвійної дії

Процес перебігу палива через клапан описується рівняннями нерозривності руху палива й рівнянням руху клапана [10].

Стосовно розробленого зворотного клапана рівняння нерозривності без врахування витоків набуде виду:

$$\alpha_p V_t \frac{dp_m}{dt} = s_m v_m - \mu_o s_o \sqrt{\frac{2}{\rho_p} (p_m - p'_m)} - s_{zk} \frac{dh_{zk}}{dt}, \quad (1)$$

де  $\alpha_p$  – середній коефіцієнт стиску палива;  $V_t$  – середній об'єм палива в трубопроводі між поршнем МІТ та зворотним клапаном;  $p_m$  – тиск, що розвиває поршень МІТ;  $p'_m$  – тиск в кришці за зворотним клапаном;  $s_m$  – площа перетину поршня МІТ;  $v_m$  – швидкість поршня МІТ;  $\rho_p$  – щільність палива;  $s_{zk}$  – площа перетину зворотного клапана;  $h_{zk}$  – переміщення зворотного клапана.

Об'ємна швидкість витіснення палива поршнем МІТ виражена виразом  $s_m v_m$ . Паливо, що витісняється, розподіляється таким чином: частина палива залишається в об'ємі  $V_t$  у стислому стані, вираз

$\alpha_p V_t \frac{dp_m}{dt}$  визначає швидкість стискування палива в цьому об'ємі; інша частина палива йде на заповнення об'єму, що визволяється зворотним клапаном, вираз  $s_{zk} \frac{dh_{zk}}{dt}$  виражає об'ємну швидкість зворотного клапана; решта палива перетікає через прохідний перетин отвору зворотного клапана, що визначається висотою його підйому, вираз  $\mu_o s_o \sqrt{\frac{2}{\rho_p} (p_m - p'_m)}$

– об'ємна швидкість перетікання палива через перетин отвору зворотного клапана.

Діаметр  $d_o$  і площа перетину  $s_o$  отвору зворотного клапана залежно від величини кута відкриття поперечного отвору зворотного клапана  $\chi$  (від переміщення зворотного клапана  $h_{zk}$ ) визначаються наступними залежностями:

$$d_o \leq \frac{9}{16} \cdot \frac{s_t^2 \cdot s_{zk}^3}{V_s^3 \cdot (\alpha_p p_z)^2 \cdot (\mu_o \cos \phi)^2}, \quad (2)$$

$$s_o \approx d_o^2 \cdot (1 - \cos \chi) \cdot \left[ \frac{\sin \chi}{3} + \frac{(1 - \cos \chi)^2}{16 \sin \chi} \right]; \quad (3)$$

де  $s_t$  – площа перетину нагнітального трубопроводу;  $V_s$  – об'єм штуцерної порожнини ПНВТ;  $p_z$  – залишковий тиск палива;  $\mu_o$  – коефіцієнт витрати палива через перетин отвору зворотного клапана;  $\phi$  – кут конуса клапана.

Для досягнення стійкої роботи трубчастого зворотного клапана грибкавого типу при рівні залишкового тиску 5 МПа діаметр  $d_o$  перетину отвору клапана повинен становити близько 1,0 мм, а при 10 МПа – близько 0,5 мм.

З урахуванням формули (3) рівняння нерозривності руху палива (1) для розробленого зворотного клапана набуде виду:

$$\alpha_p V_t \frac{dp_m}{dt} = s_m v_m - \mu_o \cdot d_o^2 \cdot (1 - \cos \chi) \times \left[ \frac{\sin \chi}{3} + \frac{(1 - \cos \chi)^2}{16 \sin \chi} \right] \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_p} (p_m - p'_m) - s_{zk} \frac{dh_{zk}}{dt}}. \quad (4)$$

Рівняння сил, що діють на зворотний клапан, має такий вид:

$$m_{zk} \frac{d^2 h_{zk}}{dt^2} + C_{zk} h_{zk} + s_{zk} p_{zk} = s_{zk} (p_m - p'_m), \quad (5)$$

де  $m_{zk}$  – маса зворотного клапана;  $C_{zk}$  – жорсткість пружини зворотного клапана;  $p_{zk}$  – тиск, що діє на зворотний клапан.

На початку процесу переміщення клапана, коли сила від перепаду тиску  $p_m - p'_m$ , що діє на зворотний клапан, перевищує зусилля  $C_{zk} h_{zk}$  пружини, що замикає його, швидко зростає швидкість, а, отже, прискорення і сили інерції клапана (перший член рівняння). Долаючи зусилля пружини, клапан досягає максимальної точки підйому. При цьому збільшується прохідний перетин отвору зворотного клапана, зменшується швидкість руху палива й знижується перепад тиску. Під впливом збільшеного зусилля пружини клапан починає переміщатися до сідла. При зворотному ході клапана прохідний перетин отвору зменшується, зростає перепад тиску  $(p_m - p'_m)$  і після декількох затухаючих коливань клапан повисає над сідлом. Після зменшення перепаду тиску  $(p_m - p'_m)$  до величини, меншої зусилля  $C_{zk} h_{zk}$  замикаючої пружини, клапан опускається на сідло.

З рівняння сил (5), що діють на зворотний клапан, отримуємо вираз для визначення жорсткості пружини зворотного клапана:

$$C_{zk} = \frac{s_{zk} (p_m - p'_m) - s_{zk} p_{zk} - m_{zk} \frac{d^2 h_{zk}}{dt^2}}{h_{zk}}. \quad (6)$$

При аналізі формули (6) було виявлено, що при використанні в якості зворотного клапана штатного трубчастого клапана грибкавого типу ПНВТ ЯМЗ-238 діаметром 6 мм для підтримки залишкового тиску на рівні 5 МПа можливе використання стандартної пружини форсунки. При цьому для підвищення довговічності пружини необхідно зменшити її переміщення. Досягти цього можна, позбавивши зворотний клапан його розвантажувального ходу.

Для визначення параметрів клапана подвійної дії необхідно розглянути схему дії сил і тиску на цей клапан при його роботі (рис. 3).

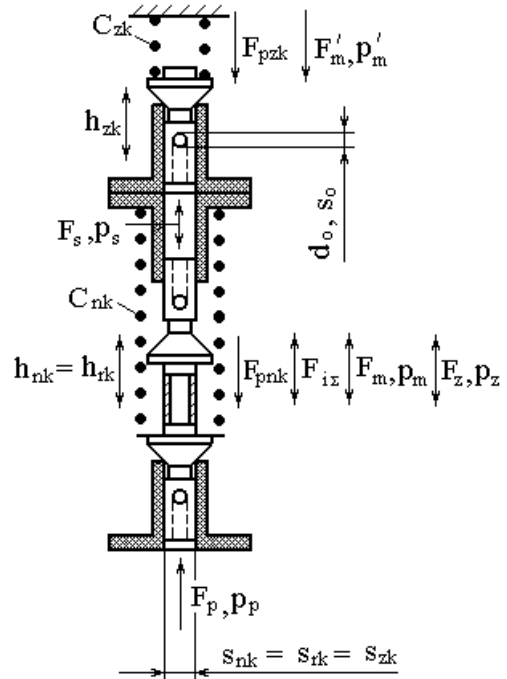


Рисунок 3 – Схема сил і тиску, що діють на клапан подвійної дії

Як було викладено вище, після впорскування палива в циліндр дизеля паливо під дією поршня МІТ витісняється в нагнітальний трубопровід, підвищуючи рівень залишкового тиску  $p_z$  палива. Це, в свою чергу, викличе збільшення тиску  $p_{p0}$  початку підйому нагнітального клапана при наступному його робочому ході. Величину цього тиску можна визначити з балансу сил, що діють на нагнітальний клапан при його роботі (рис. 3):

$$F_{p0} = F_{pnk} + F_{iz} + F_z + F_s, \quad (7)$$

де  $F_{p0}$  – сила, з якою паливо впливає на нагніта-

льний клапан при активному ході плунжера ПНВТ;  $F_{pnk}$  – зусилля пружини нагнітального клапана;  $F_{i\Sigma}$  – сумарна сила інерції нагнітального клапана, розподільного клапана та елемента, що їх сполучає;  $F_z$  – сила від дії залишкового тиску палива в трубопроводі;  $F_s$  – сила від дії палива, що стискується в об'ємі між розподільним і зворотним клапаном.

На початку активного ходу плунжера, коли отвір поперечного каналу перепускного клапана відкритий, сила  $F_s$  від дії палива, що стискується в об'ємі між розподільним і зворотним клапаном, дорівнює нулю. Тобто:

$$F_{p0} = F_{pnk} + F_{i\Sigma} + F_z. \quad (8)$$

Надалі, переходячи від балансу сил до балансу тиску, отримаємо:

$$p_{p0} = \frac{1}{s_{nk}} \left( C_{pnk} h_{nk} + (m_{nk} + m_{rk} + m_{se}) \frac{dh_{nk}^2}{dt^2} \right) + p_z, \quad (9)$$

де  $s_{nk}$  – площа нагнітального клапана;  $C_{pnk}$  – жорсткість пружини нагнітального клапана;  $h_{nk}$  – переміщення нагнітального клапана;  $m_{nk}$ ,  $m_{rk}$ ,  $m_{se}$  – маси нагнітального, розподільного клапана та елемента, що їх сполучає, відповідно.

При подальшому переміщенні нагнітального клапана отвір перетину каналу розподільного клапана закривається, що призводить до підвищення тиску в порожнині між розподільним і зворотним клапанами. Цей процес може привести до підйому зворотного клапана та витікання частини палива з об'єму під ним.

Закономірності переміщення палива в зазорі між поверхнями розподільного клапана до його посадки на замикаючий конус аналогічні описаним в [11] закономірностям для розпилювача форсунок та плунжерної пари ПНВТ:

$$Q_{vrk} = \frac{\pi k_{\beta e} p_{rk}^2 \lambda^3 d_{rk} \ln(c_{\mu})}{12 p_0 \mu_{p0} \ell_{rk} (c_{\mu}^{P/P_0} - 1)} \mp \frac{\pi v_{rk} d_{rk} \lambda}{2}, \quad (10)$$

де  $k_{\beta e}$  – поправний коефіцієнт на ексцентричність з'єднання;  $p_{rk}$  – перепад тиску в ущільненні розподільного клапана;  $\lambda$  – товщина кільцевого зазору;  $d_{rk}$  – діаметр розподільного клапана;  $v_{rk}$  – швидкість руху розподільного клапана;  $\ell_{rk}$  – довжина прецизійної частини розподільного клапана;  $\mu_{p0}$  – динамічна в'язкість палива при тиску.

Проте деякі конструктивні відзнаки вносять зміни в прояв цих закономірностей. Так, прецизійна частина розподільного клапана має невелику довжину направляючої  $\ell_{rk} = 7 \text{ мм}$ , по якій проходять лінії перетікання витоків. Якщо, наприклад, відношення вказаної довжини до діаметра голки розпилювачів форсунок дизелів  $\ell_{rf}/d_{rf} = 3,5 - 5,5$ , то для розподільного клапана це співвідношення  $\ell_{rk}/d_{rk} = 1,2$ . Не

дивлячись на вказані відзнаки, доходимо до висновку, що для визначення витоків палива через розподільний клапан можна використовувати вираз (9).

За отриманими розрахунковими даними була розроблена конструктивна схема клапана подвійної дії, яка наведена на рисунку 4.

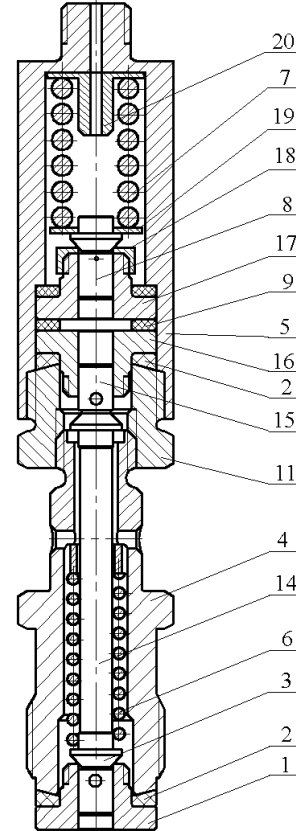


Рисунок 4 – Конструктивна схема клапана подвійної дії:

1 – штуцер ПНВТ; 2 – ніпель сполучний; 3, 4, 5 – сім'я нагнітального, розподільного та зворотного клапанів, відповідно; 6, 7, 8 – нагнітальний, розподільний та зворотний клапани, відповідно; 9 – корпус зворотного клапана; 10 – кришка штуцера; 11, 12 – пружини нагнітального та зворотного клапанів, відповідно; 13, 14 – упори нагнітального та зворотного клапанів, відповідно; 15 – штанга; 16 – регулювальні шайби; 17 – прокладки; 18 – ущільнення клапанів.

Клапан складається з трьох штатних нагнітальних клапанів і призначений для роботи в ПНВТ дизеля ЯМЗ–238. На рисунку наведені наступні позначення: 1 – сім'я нагнітального клапана; 2 – прокладка; 3 – нагнітальний клапан; 4 – штуцер; 5 – корпус зворотного клапана; 6 – пружина нагнітального клапана; 7 – пружина зворотного клапана; 8 – зворотний клапан; 9 – елемент ущільнювача; 10 – ніпель сполучний; 11 – кришка; 12 – упор нагнітального клапана; 13 – упор зворотного клапана; 14 – сполучний елемент; 15 – розподільний клапан; 16 – сім'я розподільного клапана; 17 – сім'я зворотного клапана; 18 – обмежувач розвантажувального ходу; 19 – нижня тарілка пружини зворотного клапана; 20 – верхня тарілка пружини зворотного клапана.

Для проведення експериментальних досліджень за конструктивною схемою (рис. 4) була розроблена технічна документація та виготовлений експериментальний зразок клапана подвійної дії, наведений на рис. 5.



Рисунок 5 – Зовнішній вид і деталі клапана подвійної дії

Для під'єднання клапана до трубопроводу високого тиску використовувався штатний ніпель 2 ПНВТ ЯМЗ-238. Для доступу палива до зворотного клапана 8 в штуцері 1 був просвердлений отвір під перепускний клапан 7. Перепускний клапан 7 жорстко сполучений штангою 15 з нагнітальним клапаном 6. Штатна кришка штуцера ПНВТ ЯМЗ-238 була замінена на наскрізну кришку 10, яка є сідлом для перепускного клапана 7. Зверху до кришки 10 приєднується корпус 9 зворотного клапана 8, тиск відкриття якого регулюється пружиною 12. Переміщення зворотного клапана 8 обмежується упором 4. У ході експериментальних випробувань використовувалися тензометричні датчики для реєстрування тиску палива, сигнали від яких перетворювалися й посилювалися багатоканальним тензометричним підсилювачем УТС1-ВТ-12.

Запис осцилограм виконувався на осцилографному фотопапері чутливістю 1000 од. за допомогою високочастотних гальванометрів з власними частотами 3500 Гц за допомогою дванадцятиканального шлейфового осцилографа Н-115.

В ході експериментів осцилографування величини залишкового тиску палива в штатній паливній системі та в паливній системі, обладнаній МІТ і клапаном подвійної дії, проводилося при частотах обертання кулачкового вала ПНВТ 400, 600, 800 і 1000 хв<sup>-1</sup>.

Результати експериментального дослідження наведені в табл. 1.

Застосування в паливній системі з МІТ клапана подвійної дії дозволило підвищити залишковий тиск в паливопроводі високого тиску до 5 – 6 МПа. У

штатній паливній системі рівень залишкового тиску становив 2 – 3 МПа.

Таблиця 1 – Залишковий тиск палива в паливних системах дизеля

Частота обертання приводного вала стєнда, хв <sup>-1</sup>	Залишковий тиск палива в паливній системі, МПа	
	штатній	обладнаній МІТ і клапаном подвійної дії
400	2	6
600	2	6
800	3	5
1000	3	5

**ВИСНОВКИ** Клапан подвійної дії ПНВТ дизеля дає можливість стабілізувати рівень залишкового тиску палива в паливній системі при обладнанні її модуляторами імпульсів тиску палива. Застосування цього клапана дозволило підвищити залишковий тиск палива в паливопроводі високого тиску до 5–6 МПа.

Величина залишкового тиску палива при використанні трубчастого зворотного клапана грибоквого типу залежить від діаметра перетину отвору клапана. Для стійкої роботи трубчастого зворотного клапана грибоквого типу при рівні залишкового тиску 5 МПа діаметр перетину отвору клапана повинен становити близько 1,0 мм, а при 10 МПа – близько 0,5 мм.

Виявлено, що при використанні в якості зворотного клапана штатного трубчастого клапана грибоквого типу ПНВТ ЯМЗ-238 діаметром 6 мм для підтримки залишкового тиску на рівні 5 МПа можливе використання штатних елементів паливної системи дизеля ЯМЗ-238.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Клапан подвійної дії паливного насоса високого тиску дизеля / В.О. Єлістратов, Ю.О. Бойко, С.О. Король // Нові технології: Науковий вісник Кременчуцького університету економіки, інформаційних технологій і управління. – 2011. – № 4 (34). – С. 91–95.
2. Пат. 22446 Україна, МКІ F 02 M 63/06. Пристрій для упорскування палива в дизель і газодизель / Розенбліт Г.Б., Григор'єв О.Л., Куріц О.А., Врублевський О.М.; заявник і власник патенту Харківськ. нац. техн. ун-т. – № 95114859; заявл. 14.11.95; опубл. 15.08.01. – Бюл. № 7.
3. Патент 1290801 СССР, МКІ<sup>3</sup> F 02 M 63/06. Устройство для впрыскивания топлива в дизель / А.А. Грунауэр, Г.С. Корнилов, А.Л. Григорьев. – Заяв. в гос. реестре изобр. СССР 15.10.86.
4. Пат. 64250А Україна, МКІ F02M 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала привода плунжера паливного насоса / Григор'єв О.Л., Король С.О., Єлістратов В.О., заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 2003043470; заявл. 17.04.2003; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2.
5. Пат. 36170А Україна, МКІ F 02 M 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала привода плунжера паливного насоса / Григор'єв

ев О.Л., Король С.О., Єлістратов В.О.; заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 99116136; заявл. 10.11.1999; опубл. 16.04.2001, Бюл. № 3.

6. Пат. 39302А Україна, МКІ F 02 M 39/00. Пристрій для управління кутовою швидкістю обертання вала привода плунжера паливного насоса / Григор'єв О.Л., Король С.О.; заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № 2000010239; заявл. 17.01.2000; опубл. 15.06.2001, Бюл. № 5.

7. Привод вала паливного насоса високого тиску дизеля на основі кулачково-синусних механізмів / В.О. Єлістратов, С.О. Король // *Машинознавство*. – 2003. – № 9. – С. 40–44.

8. Пат. 43843 Україна, МКІ F 02 M 39/00. Нагні-

тальний клапан / Єлістратов В.О., Григор'єв О.Л., Король С.О., заявник і власник патенту Кременч. держ. ун-т. – № а200610172; заявл. 25.09.2006; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 17.

9. Елистратов В.А. Комбинированная топливная система транспортного дизеля / В.А. Елистратов, С.А. Король // *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукраинский научно-технический журнал*. – 2010. – № 1. – С. 44–48.

10. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. – М.: Машиностроение, 1981. – 119 с.

11. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. – М.: Машиностроение, 1985. – 456 с.

## THE DEVICE FOR RESIDUAL PRESSURE INCREASE IN DIESEL FUEL SYSTEM

V. Yelistratov

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University

vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuk, 39600, Ukraine. E-mail: yelis@rambler.ru

The one of the most important problems of propulsion engineering is diesel engine design with high fuel consumption efficiency. The fuel consumption decrease mostly depends on injection characteristics and fuel spraying with fuel apparatus. The article deals with the study of fuel injection diesel system pressure increase with low-frequency crankshaft rotation leading to increase of the engine fuel efficiency. The original design of double-action valve of high pressure diesel fuel pump that result in increase of fuel residual pressure level in the diesel fuel system during its operation at partial speed modes has been suggested. The technique for definition of some design factors of the double-action valves using them in the engine fuel system has been shown. The analysis of double-action valve operation for diesel high pressure fuel pump for YaMZ-238 that will make it possible to increase and stabilize the fuel residual pressure in fuel system of the engine has been carried out.

**Key words:** diesel, fuel pump, residual pressure.

## REFERENCES

1. The double-action valve of high-pressure diesel fuel pump / V.O. Yelistratov, Yu.O. Boiko, S.O. Korol // *New technologies: Scientific bulletin of Kremenchuk University of Economics, Information Technology and Management*. – 2011. – № 4 (34). – PP. 91–95. [in Ukrainian]

2. Pat. 22446 Ukraine, МКІ А 02 M 63/6. *Prystrii dlia uporskuvannia palyva v dysel i gazodyzel* [The device of fuel injection in diesel and gas diesel] / Rozenblit G.B., Grygoryev O.L., Kurits O.A., Vrublevskiy O.M.; patentee and holder of patent Kharkiv National Technical University – № 95114859; subm. 14.11.95; publish. 15.08.01, Bul. № 7. [in Ukrainian]

3. Patent 1290801 USSR, МКІ F 02 M 63/06. *Ustroistvo dlia vpryskivaniya topliva v dizel* [The device for fuel injection into diesel] / A.A. Grunauer, G.S. Kornilov, A.L. Grygoryev. – Registered in state register of USSR investments 15.10.86. [in Russian]

4. Pat. 64250 A Ukraine, МКІ F02M 39/00. *Prystrii dlia upravlinnia kutovoyu shvydkistiu obertannia vala pryvoda plunzshera palyvnogo nasosa* [The device for control of angular velocity of shaft rotation of engine of fuel pump plunger] / Grygoryev O.L., Korol' S.O., Yelistratov V.O. patentee and holder of patent Kremenchuk State University. – № 2003043470; subm. 17.04.2003; publish. 16.02.2004, Bul. № 2. [in Ukrainian]

5. Pat. 36170A Ukraine, МКІ F 02 M 39/00. *Prystrii dlia upravlinnia kutovoyu shvydkistiu obertannia vala pryvoda plunzshera palyvnogo nasosa* [The device of control of angular velocity of shaft rotation of engine of fuel pump plunger] / Grygoryev O.L., Korol' S.O., Yelistratov V.O. patentee and holder of patent Kremenchuk

State University. – № 99116136; subm. 10.11.1999; publish. 16.04.2001, Bul. № 3. [in Ukrainian]

6. Pat. 39302A Ukraine, МКІ F 02 M 39/00. *Prystrii dlia upravlinnia kutovoyu shvydkistiu obertannia vala pryvoda plunzshera palyvnogo nasosa* [The device of control of angular velocity of shaft rotation of engine of fuel pump plunger] / Grygoryev O.L., Korol' S.O. patentee and holder of patent Kremenchuk State University. – № 2000010239; subm. 17.01.2000; publish. 15.06.2001, Bul. № 5. [in Ukrainian]

7. The drive of diesel high pressure fuel pump on the base of camshaft and sine mechanism / V.O. Yelistratov, S.O. Korol // *Mashynoznavstvo*. – 2003. – № 9. – PP. 40–44. [in Ukrainian]

8. Pat. 43843 Ukraine, МКІ F 02 M 39/00. *Nagnitalnyi klapan* [Injected valve] / Yelistratov V.O., Grygoryev O.L., Korol S.O. patentee and holder of patent Kremenchuk State University – № а200610172; subm. 25.09.2006; publish. 10.09.2009, Bul. № 17. [in Ukrainian]

9. The combined fuel system of transport diesel / V.A. Yelistratov, S.A. Korol // *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. – 2010. – № 1. – PP. 44–48. [in Russian]

10. Kutovoi V.A. *Vprysk topliva v dizeliakh* [The fuel injection in diesels]. – Moscow: Mashinostroenie, 1981. – 119 p. [in Russian]

11. Orlin A.S. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Sistemy porshnevukh i kombinirovannykh dvigatelei* [The internal-combustion engines. The systems of piston engines and combined engines]. – Moscow: Mashinostroenie, 1985. – 456 p. [in Russian]

Стаття надійшла 21.01.2013.