

УДК 621.436

Є.Б. Береженко, О.Л. Ляшук докт. техн. наук. доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ОЦІНКА ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ РОЗПИЛЮВАЧІВ ДИЗЕЛЬНОЇ ФОРСУНКИ НА ФОРМУВАННЯ СТРУМЕНІВ ПАЛИВА ТА ПАРАМЕТРІВ ПОТОКУ

E.B. Berezhenko, O.L. Lyashuk Dr, Assoc. Prof

ASSESSMENT GEOMETRY OF SPRAYERS ON DIESEL FUEL NOZZLE AT JET FORMATION OF FUEL AND PARAMETERS FLOW

Для оцінки впливу геометрії проточної частини розпилювача форсунки необхідно використовувати тривимірні моделі кожного з конструктивних рішень і обчислювальними методами знайти параметри течії за усім обсягом проточної частини. Для вирішення такого типу завдань розроблені готові програмні продукти, з використанням яких досягаються дуже точні результати розрахунку [1, 8]. Проте існує безліч чинників, що ускладнюють проведення подібних розрахункових досліджень.

При цьому необхідно враховувати, що із-за наявності місцевих опорів можливе виникнення турбулентних вихрів, що чинять значний вплив на характер течії рідини, і отже, на параметри потоку на виході їх розпилюючих отворів форсунки. Слід також відмітити сильну залежність результатів розрахунку від початкових і граничних умов. Оскільки струмені палива, що розпилюється, формуються розпилювачами форсунок, конструктивне виконання проточної частини розпилювачів впливає на геометричні розміри струменів палива (довжину L , ширину B і кут конуса β струменя). У ряді робіт показано, що для інтенсифікації сумішоутворення потрібно забезпечити найбільшу турбулізацію палива в проточній частині розпилювача [2, 3, 5, 6]. Тому в якості ефективного засобу поліпшення процесів розпилювання палива і сумішоутворення розглядається використання розпилювачів (рис.1.), що мають в проточній частині місцеві гідравлічні опори, які турбулізують течію палива в розпилювачі і на виході з розпилюючих отворів.

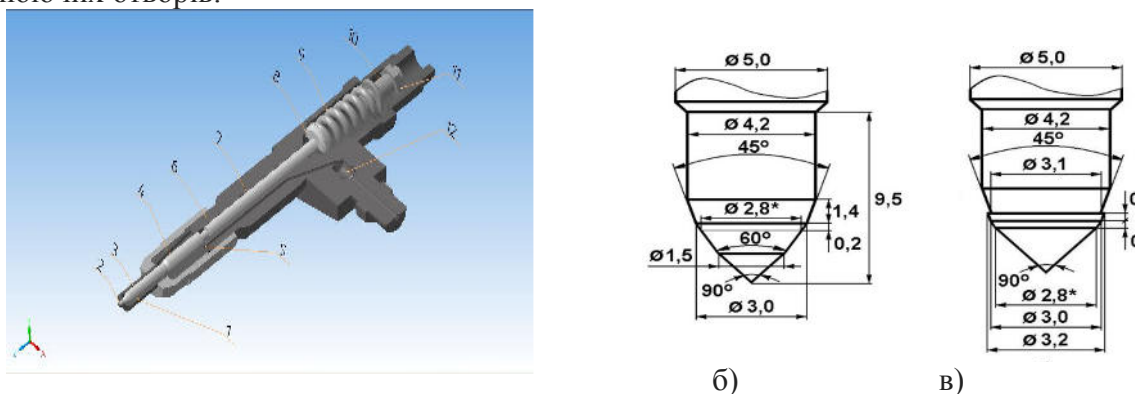


Рис. 1. 3D модель форсунки 204.1112010-50 (ЯМЗ 236) та конструктивні схеми хвостовика голки розпилювача: а) розпилювач №1 б) розпилювач №2;

1– Розпилювач; 2– сопловий отвір розпилювача; 3– голка розпилювача; 4– похилий канал; 5– кільцева канавка; 6– корпус форсунки; 7– штанга; 8– тарілка пружини; 9– пружина; 10– регулювальний гвинт; 11– гайка пружини; 12 – сітчастий фільтр

Розрахункові дослідження проведені для двох типів розпилювачів дизельних форсунок. Розпилювач №1 виконаний з діаметром голки $d_r=5,0$ мм. Максимальний хід голки складає $h_r=0,26$ мм. Хвостовик голки розпилювача має три конусні ділянки з різними кутами цих конусів, рівними $45, 60$ і 90° . Посадка голки на сидло розпилювача

здійснюється по діаметру $d_p=2,8$ мм, розташованому на ділянці з кутом конуса 60^0 . Розпилювач №2 відрізняється від першого тим, що конусна частина хвостовика голки з кутом конуса 45^0 сточена на 0,1 мм (по діаметру) вище за діаметр $d=3,2$ мм з таким же кутом конуса (45^0). В результаті чого на хвостовику голки утворюється горизонтальний кільцевий уступ, який має зовнішній і внутрішній діаметри 3,2 і 3,1 мм, що є місцевим гідравлічним опором.

Розрахунок проводився в програмному комплексі Ansys CFX v12.1 [4, 7], що описують потік палива в проточній частині розпилювача. В якості розрахункової області вибрана проточна частина між хвостовиком голки і сідлом розпилювача при максимально піднятій голці. Тиск палива на вході в розрахункову область був прийнятий рівним 51,5 МПа, витрата палива через розпилювач прийнята рівною 0,08 кг/с. Для уточнення розрахунку в області кільцевого уступу згенерована дрібніша сітка кінцевих елементів.

Проаналізувавши розподіл тисків палива в проточних частинах досліджуваних розпилювачів форсунки слід зазначити наступне. Не дивлячись на те, що створений в дослідному варіанті місцевий опір, безумовно, збільшує гідравлічні втрати, це не призводить до зменшення тиску на виході розрахункової області. Більше того, збільшення перерізів проточної частини розпилювача №2 нижче і вище за уступ наводить до збільшення тиску на виході з розрахункової області цього розпилювача. У розпилювача №1 цей тиск виявився рівним $p=46,8$ МПа, а у розпилювача №2 - $p=47,6$ МПа. Значення кінетичної енергії в одній і тій же точці на виході з розрахункової області для розпилювача №1 і №2 були рівні відповідно $k=10,5$ м²/с² і $16,3$ м²/с², а різниця в середніх по вихідному перерізу значень турбулентної кінетичної енергії виявилася ще більшою на користь розпилювача №2.

Проведені розрахунки розпилювачів показали, що найкращі показники паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів забезпечив розпилювач № 2, в якому зроблено підрізування частини хвостовика голки розпилювача, розташованої нижче за посадочний діаметр $d_p=2,8$ мм, під кутом конуса 90^0 , а конусна частина хвостовика голки з кутом конуса 45^0 , розташована вище за діаметр $d=3,2$ мм, сточена на 0,1 мм (по діаметру) з таким же кутом конуса (45^0). В результаті на хвостовику голки утворюється горизонтальний кільцевий уступ із зовнішнім і внутрішнім діаметрами 3,2 і 3,1 мм.

Література

1. Голубков Л.Н. Расчетное исследование способов повышения давления впрыскивания топлива в дизелях / Л.Н.Голубков// Автомобильные и тракторные двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. праць МАДИ. М.: Вид-во МАДИ, 1986р. с.71-76.
2. Горбунов В.В., Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.В. Горбунов, Н.Н.Патрахальцев // М.: Вид-во РУДН, 1998. 216 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей: Підручник для ВНЗ / С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин та ін. Під ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. М.: Машинобудування, 1985. 456 с.
4. Иващенко Н.А., Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей./ Н.А.Иващенко, В.А.Вагнер, Л.В.Грехов // Барнаул - М.: Вид-во АлтГТУ ім. И.И. Ползунова, 2002. 166 с.
5. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях./В.А.Кутовой// М.: Машиностроение, 1981. 119 с.
6. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов та ін. М.: Машинобудування, 1990. 288 с.
7. ANSYS CFX, Release 12.1, HELP & Tutorials. Canonsburg (USA): Inc. Release Notes, 2009. 58 p.
8. Vanegas A., Won H., Peters N. Influence of the Nozzle Spray Angle on Pollutant Formation and Combustion Efficiency for a PCCI Diesel Engine // SAE Technical Papers Series. 2009. № 2009-01-1445. P. 1-10