

## Хидравлична характеристика и коефициент на дебита на електромагнитни дюзи от горивна уредба Common Rail

Сергей Белчев, Трифон Узунтонов

**Hydraulic characteristic and coefficient of flow rate of electromagnetic injectors of the Common Rail fuel system:** The article presents researches and methodology for determining the hydraulic characteristic and the coefficient of flow rate for electronically controlled injectors of the Common Rail system. Here, under hydraulic characteristic is meant the dependency between the quantity of fuel injected per unit time and the injection pressure for the specific structure of the sprinkler.

**Key words:** Common Rail injectors, quantity of fuel, hydraulic characteristic, coefficient of flow rate.

### ВЪВЕДЕНИЕ

В съвременните горивни уредби Common Rail за дизелови двигатели, управлението на двигателя се реализира чрез промяна на количеството впръсквано гориво. Това става чрез електронно управление на впръскващите дюзи. Големината на цикловата порция се определя от дебита на горивото през отворите на разпръсквача и от продължителността на впръскването, определена от времетраенето на управляващия електронен импулс. Дебита зависи от поддържаното в горивния акумулатор налягане, което в рамките на едно впръскване остава постоянно. Именно зависимостта на дебита на горивото като функция на това налягане се определя като хидравлична характеристика на управляваните по електронен път дюзи. Това определение се отличава от познатата при механичните дюзи, хидравлична характеристика, която е изменението на пада на налягането на входа и изхода в зависимост от секундния разход на гориво.

Създаването на методика за определяне на хидравличната характеристика на реални електронноуправляеми дюзи е обекта на представените изследвания.

### ТЕОРЕТИЧНА ПОСТАНОВКА

Времето за впръскване на горивото е единия основен параметър, определящ големината на цикловата порция при горивните уредби Common Rail. За постигане на приблизително еднаква продължителност на впръскването по ъгъл на завъртане на колянвия вал, при различни натоварвания и честоти на въртене е необходимо да има адекватна промяна на поддържаното в горивния акумулатор налягане. То е втория, определящ цикловата порция, параметър.

За правилно съчетаване на тези два параметъра така, че да се постигне желаната циклова порция и продължителност на впръскване е необходимо да се познава хидравличната характеристика на дюзата. За всяка дюза с конкретна форма и размери на отворите на разпръсквача, функцията на изменението на дебита в зависимост от разликата в наляганята на входа и изхода на дюзата е нейната хидравлична характеристика:

$$G_V = (\Delta P), [\text{cm}^3/\text{s}] \quad (1)$$

където  $\Delta P = P_{\text{Rail}} - P_G$ , като тук  $P_{\text{Rail}}$  е налягането в горивния акумулатор, а  $P_G$  е налягането в горивната камера.

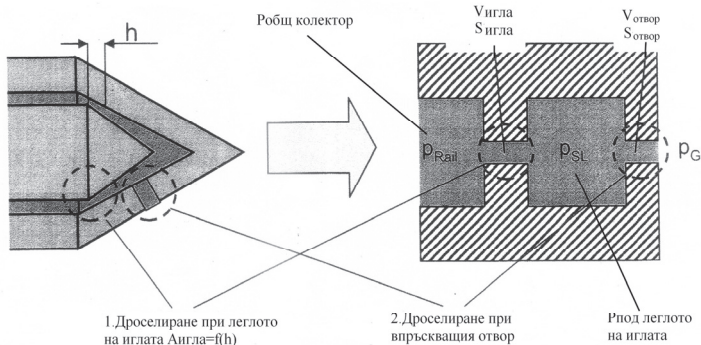
За извеждане на теоретичния вид на хидравличната характеристика се ползват основни постановки от хидродинамичната теория за изтичане на несвиваем флуид. От уравнението на Торичели може да се определи горната граница на началната скорост на изтичане (впръскване) и дебита на гориво през отворите на разпръсквача:

$$V_{\text{впр}} = \sqrt{\frac{2(P_{\text{SL}} - P_G)}{\rho}}, [\text{m/s}], \quad G_{V\text{теор}} = S_{\text{отвор}} \cdot V_{\text{впр}} [\text{m}^3/\text{s}] \quad (2)$$

където  $\rho$  е плътността на горивото,  $P_{\text{SL}}$  е налягането под иглата на разпръсквача,  $P_G$  е налягането в горивната камера, а  $S_{\text{отвор}}$  е сумарно сечение.

Тук неизвестно се явява налягането  $P_{SL}$ . За неговото определяне се разглежда потока гориво през цялата дюза. До разпръсквача горивото преминава с относително ниска скорост през каналите в тялото на дюзата. Там няма дроселиране и налягането остава равно на това в горивния акумулатор.

При преминаване на горивото през разпръсквача има две места, при които се наблюдава дроселиране (намаляване) на налягането на горивото: при седлото на иглата на разпръсквача и при отворите на разпръсквача. Аналог на потока през разпръсквача е обикновен дроселиращ модел на два свързани съда (Фиг. 1).



Фиг. 1. Модел на изтичане през разпръсквача

Като се приложи уравнението на *Бернулий* за поток без триене за двете зони на дроселиране, получаваме:

$$P_{Rail} = P_{SL} + \frac{1}{2} \rho V_{игла}^2, \quad P_{SL} = P_G + \frac{1}{2} \rho V_{впр}^2, \quad (3)$$

съчетано с уравнението за непрекъснатост на потока при несвиваем флуид:

$$V_{игла} \cdot S_{игла} = V_{впр} \cdot S_{отвор}, \quad (4)$$

се получава израз за неизвестното налягане под иглата на разпръсквача  $P_{SL}$ :

$$P_{SL} = \frac{(S_{игла} / S_{отвор})^2 P_{Rail} + P_G}{1 + (S_{игла} / S_{отвор})^2}, \quad (5)$$

където  $S_{игла}$  е сечението на проходния отвор при седлото на иглата, а  $S_{отвор}$  е сумарното сечение на отворите на разпръсквача.

Според измерванията на *Schugger, Walther и Meingast* [1], скоростта на потока при изхода на отвора на дюзата е около 70 – 90 % от скоростта на *Бернулий*.

Вследствие на хидравличното съпротивление при изтичане на флуида, скоростта на изтичане на реални флуиди е по-малка от тази изчислена с израза (2). В този случай за действителната скорост на изтичане се държи сметка чрез тъй наречения скоростен коефициент  $\varphi < 1$ :

$$V_{впр} = \varphi \sqrt{\frac{2(P_{SL} - P_G)}{\rho}}, \quad [m/s] \quad (6)$$

Този коефициент зависи от формата и големината на отвора, а също така и от критерия на Рейнолдс за струята на изтичане. Това особено важи за изтичания, при които  $Re < 10^5$ . Този коефициент се определя опитно, като числените му стойности са в границите  $\varphi = 0.84 \div 0.99$ .

Дебитът на изтичащия флуид с отчитане на хидравличното съпротивление и стеснение на струята се определя от израза:

$$G_V = S_{\text{отвор}} \cdot V_{\text{впр}} = S_{\text{отвор}} \cdot \varphi \varepsilon \sqrt{\frac{2(P_{\text{SL}} - P_G)}{\rho}} = S_{\text{отвор}} \cdot \mu \sqrt{\frac{2(P_{\text{SL}} - P_G)}{\rho}}, \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (7)$$

Където  $\varepsilon$  отчита стеснението на потока, а  $\mu = \varphi \varepsilon$  е коефициента на дебита, който може да бъде изразен и като отношение на сеченията:

$$\mu = \frac{S_{\text{ефективно}}}{S_{\text{конструктивно}}} = \frac{G_{V\text{действителен}}}{G_{V\text{теоретичен}}} \quad (8)$$

Използвайки представената последователност от формули, може да се определи теоретичния дебит през произволна дюза, при зададени налягания на входа и изхода и известни конструктивни параметри на разпръсквача. Това е възможност, да се определи теоретично хидравличната характеристика на дюзата.

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛНИ ИЗСЛЕДВАНИЯ

За да се определи коефициента на дебита на конкретна реална дюза е необходимо експериментално да се определи действителния дебит през дюзата.

За обект на експеримента бе избрана електромагнитна дюза на фирмата BOSCH, предназначена за двигателите Peugeot 2.0 HDI (0445 110 076).

За да се оцени влиянието на експлоатацията на дюзата върху хидравличната ѝ характеристика, експериментални изследвания са направени с „работил” и „нов” разпръсквач.

Технически трудно е, да се поддържа постоянно високо налягане при отворен разпръсквач достатъчно дълго така, да се определи достатъчно точно дебита по традиционния начин. Затова за определянето на дебита се използва количеството впръскано гориво за определен брой (1000) последователни впръсквания с допустимо голяма продължителност ( $t$ ), както е в реалните работни условия на дюзата, т.е. може да се използва зависимостта:

$$Q = G_{Vд} \cdot t, \quad [\text{cm}^3], \quad (9)$$

където  $Q$  е измереното количество гориво за 1000 впръсквания, а  $G_{Vд}$  е действителния дебит през отворите на разпръсквача. Времето на впръскване  $t$  трябва да е достатъчно голямо така, че голямата част от впръскването да е в небалистичната област, когато иглата е максимално отворена и е достигнала хидравличния си стоп. Това е възможно при времена  $t > 300\mu\text{s}$ .

За да се определи действителното количество гориво в небалистичната област, от времето  $t$  трябва да бъде извадено времето  $x$  за реакция на иглата (времето за отваряне и затваряне). Това е времето през което проходното сечение в седлото на иглата е променливо и като резултат дебита през отворите на разпръсквача е променлив. Тогава израза (9) ще добие вида:

$$Q = G_{Vд} \cdot (t - x), \quad [\text{cm}^3], \quad (10)$$

Времето за реакция на иглата  $x$  при различна продължителност на впръскване, при равни други условия (налягане на подаваното гориво, обороти на двигателя, един и същ разпръсквач, еднакви сечения на отворите и др.) е едно и също. Тази важна констатация позволява да се определи действителния дебит през дюзата, като при всяко зададено налягане се направят по две измервания с различна продължителност на впръскването (в случая удвоена). Това може да бъде описано със система от две уравнения с две неизвестни:

$$\begin{aligned} Q_1 &= G_{Vд} \cdot (t_1 - x) \\ Q_2 &= G_{Vд} \cdot (t_2 - x) \end{aligned} \quad (11)$$

От тук може да се определи времето за реакция и действителния дебит за който е в сила израза:  $G_{Vд} = \frac{(Q_1 - Q_2) / 1000}{t_1 - t_2}, \quad [\text{cm}^3/\text{s}]$  (12)

където  $t_1$  е по-голямото време, а  $Q_1$  е измереното за това време количество.

Експеримента е проведен на стенд за изпитване на дюзи Common Rail при симулирани  $2000 \text{ min}^{-1}$  на двигателя, температура на горивото в границите  $39-41^\circ\text{C}$ , като измерваното количество гориво е за 1000 впръсквания.

Примерни резултати от експеримента за „работил” разпръсквач са в таблицата.

Таблица 1. Резултати за „работил” разпръсквач

| Pr[bar] | Q <sub>1</sub> [cm <sup>3</sup> ] | t <sub>1</sub> [s] | Q <sub>2</sub> [cm <sup>3</sup> ] | t <sub>2</sub> [s] | X[s]     | Gv[cm <sup>3</sup> /s] | P <sub>SI</sub> | G <sub>Vтеор</sub> [cm <sup>3</sup> /s] | μ        |
|---------|-----------------------------------|--------------------|-----------------------------------|--------------------|----------|------------------------|-----------------|---|----------|
| 250     | 30                                | 0.002              | 6                                 | 0.001              | 0.00075  | 24                     | 245.0739        | 28.07115                                | 0.85497  |
| 350     | 42                                | 0.002              | 13                                | 0.001              | 0.000552 | 29                     | 343.0955        | 33.23328                                | 0.872619 |
| 500     | 24                                | 0.001              | 5                                 | 0.0005             | 0.000368 | 38                     | 490.1279        | 39.73844                                | 0.956253 |
| 600     | 28                                | 0.001              | 7                                 | 0.0005             | 0.000333 | 42                     | 588.1495        | 43.53855                                | 0.964662 |
| 700     | 32                                | 0.001              | 9                                 | 0.0005             | 0.000304 | 46                     | 686.1712        | 47.03261                                | 0.978045 |
| 800     | 35                                | 0.001              | 10                                | 0.0005             | 0.000300 | 50                     | 784.1928        | 50.28447                                | 0.994343 |
| 900     | 38                                | 0.001              | 12                                | 0.0005             | 0.000269 | 52                     | 882.2144        | 53.33845                                | 0.974907 |
| 1000    | 41                                | 0.001              | 14                                | 0.0005             | 0.000241 | 54                     | 980.2361        | 56.22679                                | 0.960396 |
| 1100    | 45                                | 0.001              | 17                                | 0.0005             | 0.000196 | 56                     | 1078.258        | 58.97383                                | 0.949574 |
| 1200    | 49                                | 0.001              | 19                                | 0.0005             | 0.000183 | 60                     | 1176.279        | 61.5985                                 | 0.97405  |

Показания в таблицата теоретичен дебит е пресметнат по формула (2), участващото налягане под иглата се пресмята по (5), а проходните сечения са както следва:  $S_{\text{отвор}} = i \cdot \pi \cdot d^2 / 4$ , където  $i=5$ , брой на отворите на разпръсквача и техният диаметър  $d=0,17 \text{ mm}$ ; проходното сечение на напълно повдигната игла на разпръсквача  $S_{\text{игла}} = \pi h (d_n \cos 60 + h \cos^2 60 \cdot \sin 60)$ , където  $h=0.25 \text{ mm}$  е максималното повдигане на иглата, а  $d_n=1.81 \text{ mm}$  е диаметъра на сечението на присядане на иглата.

$P_G=1 \text{ bar}$  - е налягането на средата в което изтича горивото, то е 1bar защото средата в която изтича горивото по време на експеримента е с атмосферно налягане,  $\rho=814 \text{ kg/m}^3$  – е плътността на горивото при  $40^\circ\text{C}$ .

За да бъдат определени точно, за конкретната експериментална дюза всички необходими конструктивни размери на разпръсквача и иглата му (които обикновено са фирмена тайна), бе прецизно разрязан разпръсквач от същия вид. Размерите бяха определени чрез микроскопски размерен анализ и компютърна обработка.

На базата на определените действителен и теоретичен дебит през дюзата по формула (8) се определя коефициента на дебита -  $\mu$ .

## АНАЛИЗ НА РЕЗУЛТАТИТЕ

### 1. Влияние на честота на впръскване и температура на горивото.

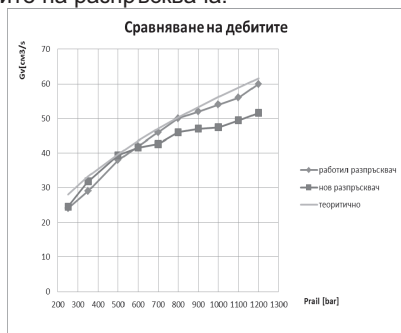
Температурата на горивото влияе върху плътността и вискозитета му, затова бе проведен експеримент за оценка на влиянието й върху дебита през дюзата, който се променя при равни други условия. При нарастване на температурата от  $20^\circ\text{C}$  до  $60^\circ\text{C}$  количеството впръскано гориво се увеличава със 7,5%. Това изменение би довело до значима грешка при различни температури на горивото по време на експеримента. Затова при експеримента, температурата на горивото се поддържа в границите от  $39^\circ\text{C}$  до  $41^\circ\text{C}$ .

Честотата на впръскване която зависи от оборотите на двигателя не влияе съществено върху експерименталните резултати. Затова бе избрана една средна честота на впръскванията при която се провеждат експериментите, отговаряща на  $2000 \text{ min}^{-1}$  на двигателя.

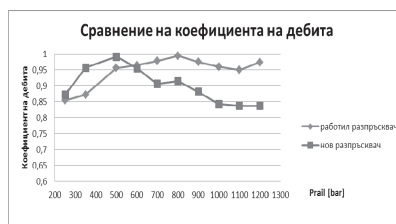
### 2. Сравнение на дебитите през отворите на разпръсквача при „работил” и „нов” разпръсквач.

От графично представените дебити на фиг. 2, прави впечатление, че дебита на „работил” разпръсквач е по-голям при високите налягания съпоставен с дебита на „нов” разпръсквач при същите условия, което се дължи на хидравличното износване на отворите на работилния разпръсквач според траекторията на движение на

потоците гориво и премахване на микрогравитации и други неравности вътре в отворите на разпръсквача.



Фиг. 2. Сравнение на дебита



Фиг. 3. Сравнение на коефициента на дебита за „работил“ и „нов“ разпръсквач

Поради същите причини има видима разлика и в изменението на коефициентите на дебита при двата разпръсквача показани графично на фиг. 3, като коефициента на дебита при „нов“ разпръсквач е по нисък при по-високите налягания.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Температурата на горивото е важен параметър, определящ голяма част от физичните му характеристики. При изменение от 20 до 60°C се получава промяна на дебита през отворите на разпръсквача до 10%.
2. Влиянието на износването на отворите на разпръсквача се изразява в увеличаване на дебита през тях при високите налягания – над 600bar. При 1200bar дебита нараства с около 20%.
3. Използваната методика за определяне на дебита през отворите на разпръсквача по данни за количеството впръснато гориво е адекватна и позволява да се отстранят систематичните грешки предизвикани от специфичните особености на управляващия впръскването сигнал.
4. Определения по експерименталната методика коефициент на дебита  $\mu$ , има характерно изменение в зависимост от налягането на впръскване и се изменя в границите от 0,84 до 0,97, което съответства на данните в техническата литература.

### ЛИТЕРАТУРА

- [1] Baumgarten C. – „Mixture formation in internal combustion engines”
- [2] Robert Bosch GmbH – „Системи за управление на дизелови двигатели” – 2004г.
- [3] Димитров А., Узунтонов Тр. – „Наръчник по дизелова горивна апаратура” – Техника София 2011г.
- [4] Желева И. и др. – „Ръководство за упражнения по механика на флуидите” – Русенски Университет 2006г.

### За контакти:

Доц. д-р инж. Сергей Белчев, доц. д-р инж. Трифон Узунтонов, катедра “Транспортна техника и технологии”, Технически университет Варна,  
Тел.: 052/ 383 226, e-mail: [sergtu@abv.bg](mailto:sergtu@abv.bg); [uzuntonev\\_trifon@abv.bg](mailto:uzuntonev_trifon@abv.bg)

Докладът е рецензиран.