



**МЛАДЕЖКИ ФОРУМ  
„НАУКА, ТЕХНОЛОГИИ,  
ИНОВАЦИИ, БИЗНЕС“  
*2024 есен***

***YOUTH FORUMS  
"SCIENCE, TECHNOLOGY,  
INNOVATION, BUSINESS" 2024***

**21-22 ноември 2024 година  
Дом на науката и техниката – Пловдив**

**СБОРНИК ДОКЛАДИ**

**ПЛОВДИВ**

**ISSN 2367-8569**

*Публикувано на:*

*<http://hst.bg/bulgarian/conference.htm>*

# ТЕОРЕТИЧНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ВЛИЯНИЕТО НА СВРЪХПЪЛНЕНИЕТО ВЪРХУ МОЩНОСТНИТЕ ПОКАЗАТЕЛИ НА БЕНЗИНОВ ДВГ

АТАНАСИ ТАШЕВ, ЙОРДАН СТОЯНОВ

Технически Университет – София, Филиал - Пловдив  
atanasi.tashev@tu-plovdiv.bg, yordan.stoyanov@tu-plovdiv.bg

**Резюме:** В статията е разгледано теоретичното изследване на влиянието на свръхпъленене върху мощностните показатели на бензинов двигател с вътрешно горене (ДВГ). В уводната част са представени различните методи за реализиране на свръхпъленене – механично, газотурбинно и комбинирано, като са подчертани техните конструктивни особености, предимства и недостатъци. Основната цел на изследването е да се определи как налягането на свръхпъленене влияе върху мощността и въртящия момент на бензинов ДВГ чрез теоретичен анализ. Обект на изследването е бензинов двигател с диаметър на буталото 79 mm, работен обем 1,3 dm<sup>3</sup> и максимална мощност без свръхпъленене 51,5 kW при честота на въртене 5600 min<sup>-1</sup>. Резултатите показват, че при налягане на свръхпъленене от 0,2 МРа, максималната мощност на двигателя нараства от 51,5 kW до, 106,2 kW а въртящият момент – от 112 N.m на 226 N.m. Литровата и буталната мощност също бележат значително увеличение, като при същото налягане стойностите се удвояват. В заключение се отбелязва, че въпреки благоприятното влияние на свръхпъленене върху мощностните показатели, увеличените механични и термични натоварвания изискват конструктивни мерки за осигуряване на надеждността и дълготрайността на двигателя.

**Ключови думи:** двигатели с вътрешно горене, бензинов ДВГ, мощностни показатели на ДВГ, свръхпъленене.

## THEORETICAL STUDY OF THE INFLUENCE OF SUPERCHARGING ON THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF A GASOLINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE

ATANASI TASHEV AND YORDAN STOYANOV

Technical University of Sofia Branch Plovdiv  
atanasi.tashev@tu-plovdiv.bg; yordan.stoyanov@tu-plovdiv.bg

**Abstract:** The article investigates a theoretical study of the influence of supercharging on the performance characteristics of a gasoline internal combustion engine (ICE). The introduction presents various methods for implementing supercharging - mechanical, turbocharged, and combined - highlighting their structural features, advantages, and disadvantages. The primary aim of the study is to determine how supercharging pressure affects the power and torque of a gasoline ICE through theoretical analysis. The object of the study is a gasoline engine with a piston diameter of 79 mm, a displacement of 1.3 dm<sup>3</sup>, and a maximum power output of 51.5 kW without supercharging at engine speed of 5600 min<sup>-1</sup>. The results show that at a supercharging pressure of 0.2 MPa, the engine's maximum power increases from 51.5 kW to 106.2 kW, while the torque rises from 112 Nm to 226 Nm. Significant increases are also observed in both specific power and piston power, with values doubling at the same pressure level. In conclusion, it is noted that despite the favorable impact of supercharging on performance characteristics, the increased mechanical and thermal loads necessitate the implementation of structural optimizations to ensure the engine's reliability and durability.

**Key words:** internal combustion engines, theoretical analysis of performance parameters of ICE, supercharging.

## 1. Въведение

Принципът на свръхпълненето е повишаване на мощността на двигателя, посредством повишаване на плътността на въздуха в цилиндъра и съответно увеличаване на цикловата порция гориво. Повишаването на плътността на заряда се осъществява с принудително подаване на въздух със съответно налягане, по-високо от атмосферното и охлаждане на този въздух преди постъпване в цилиндрите [1]. При провеждането на редица експериментални изследвания [2, 3, 4] е установено повишаване на мощностните показатели на ДВГ вследствие на свръхпълненето.

Известно е, че с нарастване на налягането на пълнене се увеличава количеството топлина, отделящо се по време на работния цикъл, което води до нарастване на количеството топлина преминаващо от газовете в стените на над буталното пространство. Понижаване на топлинното натоварване на детайлите на двигателя при пълнене се постига както с охлаждане на въздуха, така и с други конструктивни мероприятия, необходими за подобряване на охлаждането елементите от буталната група и коляно – мотовилковия механизъм. Прилагането на междинно охлаждане на въздуха при свръхпълнене води не само до повишаване на плътността на заряда, но и до намаляване на топлинното натоварване на двигателя. За съвременните ДВГ температурата на охладения въздуха пред цилиндрите оптимално е в границите от 34 до 47°C. В случаите без охлаждане, температурата на въздуха след компресорите е в границите 70 - 90°C, а в някои случаи достига и до 160°C.

Топлинната напрегнатост нараства с увеличаване на размерите на двигателя (цилиндъра). Поради това степента на пълнене при тежките двигатели е по-ниска отколкото при двигателите с малки размери на цилиндрите.

Запазването на механичната напрегнатост на двигателите със свръхпълнене се постига с понижаване на степента на сгъстяване  $\epsilon$ , намаляване на ъгъла на изпреварване на впръскване (при дизеловите двигатели), прилагане на междинно охлаждане на въздуха и др. [1].

Подаването на въздух в цилиндрите на двигателя при свръхпълнене се осъществява с помощта на компресори - центробежни, ротационни или бутални. В зависимост от вида и задвижването на компресора, пълненето бива: механично, газотурбинно и комбинирано.

При механичното пълнене компресорът се задвижва от коляновия вал на двигателя и

неговата производителност зависи пряко от честотата на въртене на коляновия вал. Механичното пълнене се осъществява предимно с центробежни или ротационни компресори. Центробежните и ротационните компресори се задвижват от коляновия вал на двигателя посредством зъбна, верижна или ремъчна предавка. Този метод на пълнене се прилага при двигатели с малка и средна мощност. Не се използва при тежките двигатели с голяма мощност (корабни и стационарни) поради относително големите загуби на мощност от задвижването на компресорите. При налягане на пълнене 0,14 - 0,15 МРа мощността е около 8 - 9% от индикаторната мощност на двигателя. В резултат на това се намалява неговата икономичност [1].

При газотурбинното пълнене компресорът няма пряка механична връзка с коляновия вал и неговата честота на въртене не зависи пряко от честотата на въртене на вала на двигателя. Центробежен компресор се задвижва от газова турбина (центростремителна или осева) – обединени в един агрегат - турбокомпресор (ТК). Компресорът и газова турбина, разположени на общ вал е задвижват пряко от налягането и инерцията на изгорелите газове, излизаци от цилиндрите на двигателя. Това води до повишаване на налягането на въздуха, подаван в цилиндрите на двигателя [1, 3]. Прилагането на газотурбинно пълнене не изисква загуби на мощност от двигателя за пълнене и съществено изменение на неговата конструкцията. Друга важна особеност е отчитането на понижаване на разхода на гориво [1, 4].

При комбинираното пълнене се съчетава газотурбинно и механично пълнене. Използват се различни схеми на включване на компресорите – последователно, успоредно и др. В комбинираната последователна схема се осъществява двустъпално сгъстяване на въздуха, първо в ТК (I стъпало) и след това в механично задвижван компресор (II стъпало). Това дава възможност за получаване на по-висока степен на пълнене при добра динамика в експлоатационни условия. Обърнатата схема, при която първото стъпало е механичния компресор, а второто – ТК не намира приложение. Количеството на подавания въздух в случая се ограничава от механичния компресор. Комбинираната успоредна схема се характеризира с това, че въздухът се подава в общ обем както от ТК, така и от механичния компресор. При това недостигащата производителност на ТК се допълва от механичния компресор. При тази

схема трудно се подбират оптималните размери на нерегулируем механичен компресор, които да удовлетворят работата на двигателя на променливи режими.

Съгласно направеното изложение целта на статията е да представи теоретично изследване на влиянието на свръхпълненето върху мощностните показатели на бензинов ДВГ.

## 2. Анализ

Основните мощностни показатели на двигатели, изследвани в текущата статия са ефективната мощност ( $N_e$ ), ефективния въртящ момент ( $M_e$ ), литрова мощност ( $N_L$ ) и бутална мощност ( $N_B$ ). Съответните параметри могат да се определят по зависимостите описани в [5, 6, 7], както следва:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_p^A \cdot n_N}{30 \cdot \tau}, \text{ kW}, \quad (1)$$

$$M_e = 9550 \cdot \frac{N_e}{n_N}, \text{ N.m}, \quad (2)$$

$$N_L = \frac{N_e}{V_p^A}, \text{ kW/dm}^3, \quad (3)$$

$$N_B = \frac{N_e}{F_{\bar{6},i}}, \text{ kW/dm}^2, \quad (4)$$

където  $V_p^A$  е работният обем на двигателя [ $1,3 \text{ dm}^3$ ];  $n_N$  – честота на въртене при максимална мощност [ $5600 \text{ min}^{-1}$ ];  $\tau$  – тактност на двигателя;  $F_{\bar{6}}$  – площ на буталото [ $\text{dm}^2$ ];  $i$  – брой на цилиндрите;  $p_e$  – средно ефективно налягане, МПа.

Средно ефективното налягане може да бъде определено от следното уравнение:

$$p_e = p_i^A - p_3, \text{ МПа}, \quad (5)$$

където  $p_i^A$  е действителното средно индикаторно налягане [МПа], а  $p_3$  е средното налягане на механичните загуби [МПа].

Средното налягане на механичните загуби е право пропорционално на средната скорост на буталото ( $v_{\bar{6}}$ ):

$$p_3 = 0,034 + 0,0113 \cdot v_{\bar{6}}, \text{ m/s}. \quad (6)$$

Действителното средно индикаторно налягане зависи от теоретичното индикаторно налягане ( $p_i$ ):

$$p_i^A = \varphi \cdot p_i, \quad (7)$$

където  $\varphi$  е коефициент на пълнота на индикаторната диаграма;  $p_i$  – теоретично индикаторно налягане [МПа].

Теоретичното индикаторно налягане се определяне по следната зависимост:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[ \frac{p_{Zmax}^A}{p_c} \cdot \frac{1}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right], \quad (8)$$

където  $p_c$  е налягането в края на сгъстяването [МПа];  $\varepsilon$  – степен на сгъстяване;  $n_1$  и  $n_2$  са показатели на политропата съответно на сгъстяване и разширение;  $p_{Zmax}^A$  – действителното максимално налягане по време на горивния процес [МПа].

Налягането в края на сгъстяването се изчислява съгласно уравнението:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}, \quad (9)$$

където  $p_a$  е налягането в края на процеса пълнене:

Действителното максимално налягане по време на горивния процес се определя по зависимостта:

$$p_z^A = 0,85 \cdot p_{Zmax}, \text{ МПа}, \quad (10)$$

където  $p_{Zmax}$  е максимално налягане при горене:

$$p_{Zmax} = \mu_d \cdot p_c \cdot \frac{T_z}{T_c}, \text{ МПа}, \quad (11)$$

където  $T_z$  е максимална температура на горене [K];  $T_c$  и  $p_c$  – температура [K] и налягане [МПа] в края на процеса сгъстяване.

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \text{ МПа}. \quad (12)$$

Налягане в края на процеса пълнене ( $p_a$ , МПа) зависи от коефициента на загубите от пълнене ( $\beta^2 + \xi_{CK}$ ), скоростта на въздуха през клапана ( $W_{CK}$ , m/s), плътността на работното вещество ( $\rho_0$ ,  $\text{kg/m}^3$ ) и от налягането на свръхпълнене ( $p_k$ ).

$$p_a = p_k - (\beta^2 + \xi_{CK}) \cdot \frac{W_{CK}^2}{2} \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа}. \quad (13)$$

## 3. Резултати

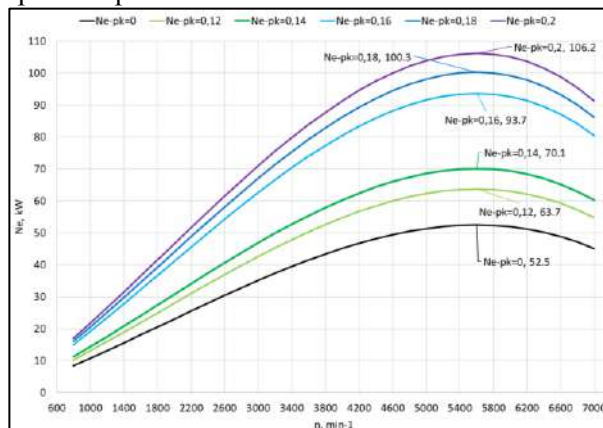
Посредством използването на зависимости описаните зависимости са определени ефективната мощност, ефективния въртящ момент, литрова мощност и бутална мощност при стойности на налягането на свръхпълнене –  $p_k = 0; 0,12; 0,14; 0,16; 0,18$  и  $0,2$  МПа.

Влиянието на налягането на свръх пълнене върху ефективната мощност и ефективния въртящ момент е отчетено по външна честотна характеристика (фиг. 1 и фиг. 2). За построяването на съответните криви са използвани уравнения 14 и 15.

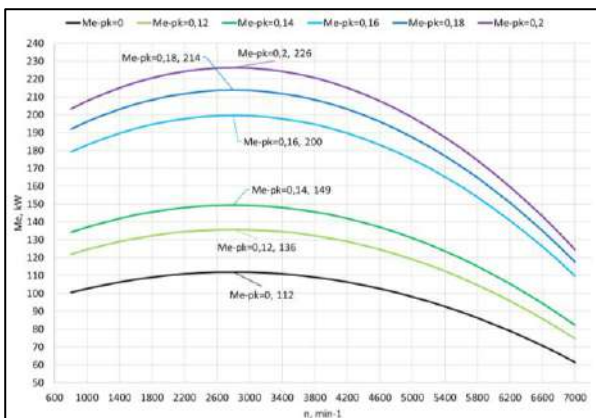
$$N_{ex} = N_e \cdot \frac{n_x}{n_N} \cdot \left[ 1 + \frac{n_x}{n_N} - \left( \frac{n_x}{n_N} \right)^2 \right], \text{ kW} \quad (14)$$

$$M_{ex} = 9550 \cdot \frac{N_{ex}}{n_x}, \text{ N.m}, \quad (15)$$

където  $n_N$  е честота на въртене на двигателя при максимална мощност;  $n_x$  – честота на въртене при конкретната изчислителна стъпка.

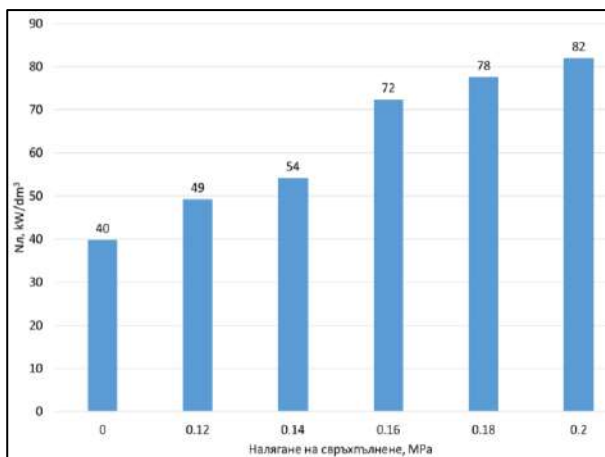


**Фиг. 1.** Влияние на налягането на свръхпълнене върху ефективната мощност при външна честотна характеристика на двигателя

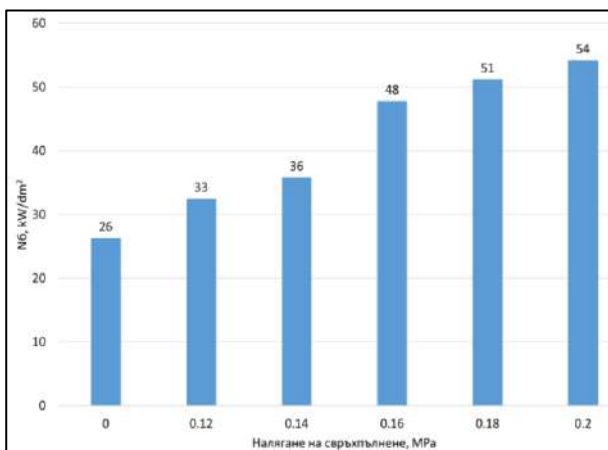


**Фиг. 2.** Влияние на налягането на свръхпълнене върху ефективния въртящ момент при външна честотна характеристика на двигателя

Изменението на литровата и буталната мощност във функция от налягането на свръхпълнене е представено на фигура 3 и фигура 4.



**Фиг. 3.** Влияние на налягането на свръхпълнене върху литровата мощност на двигателя



**Фиг. 4.** Влияние на налягането на свръхпълнене върху буталната мощност на двигателя

#### 4. Изводи

На база на извършеното изследване могат да се направят следните изводи:

- Използването на свръхпълнене води до значително увеличаване на ефективната, литровата и буталната мощност, както и на въртящия момент на двигателя в целият честотен диапазон;
- Увеличаването на мощностните показатели е право пропорционално на налягането на свръхпълнене, като зависимостта има почти линеен характер;
- Увеличаването на налягането на свръхпълнене води до по-високи механични натоварвания върху конструктивните елементи на двигателя, което изисква внимание при избора на материали и оптимизация на конструкцията с цел постигането на дълготрайна и надеждна работа;
- Свръхпълненето подобрява значително мощностните характеристики. Инженерните решения трябва да се съобразят с повишените натоварвания върху буталата, цилиндровата глава и колянвия вал, за да се предотвратят повреди и да се гарантира безопасна експлоатация.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Станимиров С., Двигатели с вътрешно горене – Пч. (Конструкция на ДВГ), 2007.
2. Bao, Ling-zhi, et al., Development of a turbocharged direct-injection hydrogen engine to achieve clean, efficient, and high-power performance, Fuel 324, 123413, 2022.
3. Karabektas, M., The effects of turbocharger on the performance and exhaust emissions of a diesel engine fuelled with biodiesel, Renewable Energy 34, 2009, pp. 989 – 993.
4. Rajan, B. G., et al., Performance characteristics of modified turbocharger for a two wheeler engine, Materials Today: Proceedings 47, 2021, pp. 4592 – 4596.
5. Димитров, П., Двигатели с вътрешно горене (Първа част – Теория на двигателите с вътрешно горене), ISBN 954-438-215-1, София, 2000.
6. Димитров, П., Ръководство за лабораторни упражнения по теория на двигателите с вътрешно горене, ISBN 954-438-070-1, София, 1993.
7. Костов, В., Генов, Г., Ръководство за курсово проектиране на ДВГ, Издателство „Техника“, ISBN 954-03-0461-X, София, 2002.