

**Andrzej Ambrozik¹⁾, Tomasz Ambrozik¹⁾, Dariusz Kurczyński¹⁾
Piotr Łagowski¹⁾, Andrzej Suhecki²⁾**

PORÓWNAWCZE CYKLE PRACY SILNIKA Z WIELOETAPOWYM WTRYSKIEM PALIWA

Streszczenie. W artykule przedstawiono porównawcze cykle pracy silnika 1.3 Multijet, który wyposażony jest w wtryskowy układ zasilania common rail umożliwiający podział dawki paliwa na 3 części i ich wtrysk do cylindra pod maksymalnym ciśnieniem 160 MPa. Ponadto w artykule przedstawiono równania umożliwiające obliczenie parametrów termodynamicznych w charakterystycznych punktach cyklu porównawczego jak również przedstawiono zależności na wyznaczenie podstawowych wskaźników porównawczego cyklu pracy jak: średnie ciśnienie procesu napełniania i wylotu spalin, wykładników politropy sprężania i rozprężania jak również zależności na podstawowe wskaźniki porównawczego cyklu pracy. Rozpatrywane w artykule porównawcze, silnikowe cykle pracy Sabathe'a, przedstawiono we współrzędnych p-V, w które wpisane są rzeczywiste wykresy indykatorowe sporządzone przy pracy silnika wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego silnika od 1000 do 4600 obr/min.

Słowa kluczowe: tłokowy silnik spalinowy, cykle pracy, wykres indykatorowy, wykres porównawczy.

WSTĘP

Własności obecnie produkowanych i perspektywicznych silników spalinowych zależą przede wszystkim od przebiegu termodynamicznych, termochemicznych i aerodynamicznych procesów zachodzących w cylindrze silnika, stanowiących cykl jego pracy. Stosowane w teorii silników cieplnych cykle pracy dzieli się na cykle teoretyczne, porównawcze i rzeczywiste. Teoretyczne cykle pracy wolnossących i doładowanych silników spalinowych sporządza się w oparciu o uogólniony cykl pracy czterosuwowego silnika spalinowego, realizowanego przy mieszanym doprowadzaniu i odprowadzaniu ciepła, z uwzględnieniem wpływu różnych czynników na jego sprawność i średnie ciśnienie teoretyczne. Rzeczywiste wykresy indykatorowe są podstawowym ilościowym i jakościowym źródłem informacji o procesach zachodzących w cylindrze silnika spalinowego jak również o indykatorowych wskaźnikach jego pracy [1]. Ponieważ rzeczywiste przemiany zachodzące w cylindrach sil-

¹⁾ Zakład Silników Ciepłych, Katedra Mechaniki, Politechnika Świętokrzyska, e-mail: silspal@tu.kielce.pl

²⁾ Instytut Badań i Rozwoju Motoryzacji BOSMAL Sp. z o.o.

ników spalinowych znacznie odbiegają od przemian tworzących cykle teoretyczne, to aby była możliwa analiza porównawcza tych zjawisk wprowadzono pojęcie cyklu porównawczego. Porównawcze cykle pracy silnika sporządza się przez uzupełnienie uogólnionego teoretycznego cyklu pracy procesami wymiany czynnika roboczego i analizuje się w oparciu o matematyczny model cyklu pracy silnika, z uwzględnieniem zmiany składu i ilości moli czynnika roboczego oraz zależności jego ciepła właściwego od temperatury. Parametry i wskaźniki procesu wymiany czynnika roboczego w cylindrze wyznacza się przy założeniu i wyznaczeniu średniej wartości ciśnienia w cylindrze podczas tych procesów.

ZAKRES I METODYKA BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Badania eksperymentalne silnika 1.3 MultiJet przeprowadzono na stanowisku hamownianym zbudowanym w Laboratorium Silników Ciepłych Politechniki Świętokrzyskiej. Zakres badań obejmował sporządzenie rzeczywistych wykresów indykatorowych przy pracy silnika FIAT 1.3 MULTIJET wg zewnętrznej charakterystyki prędkościowej i przy zasilaniu go olejem napędowym. W oparciu o te wykresy sporządzano wykresy cykli porównawczych.

Na podstawie wyników badań wyznaczano wskaźniki ekonomiczno-energetyczne oraz wybrane wielkości szybkozmienne badanego silnika, wyposażonego we wtryskowy układ zasilania common rail umożliwiający podział wtryskiwanej dawki paliwa na 3 części i wtrysk paliwa do cylindra pod maksymalnym ciśnieniem 160 MPa. W czasie badań silnik pracował w zakresie prędkości obrotowych wału korbowego zmieniających się od 1000 do 4600 obr/min. Pomiary wykonywane były przy ustalonych warunkach pracy silnika z krokiem co 200 obr/min wału korbowego. W czasie badań mierzono takie parametry pracy silnika jak: moc efektywną N_e , efektywny moment obrotowy M_o , godzinowe zużycie paliwa G_h , ciśnienie doładowania silnika p_d , ciśnienie paliwa w zasobniku p_w oraz wielkości szybkozmienne. Wielkościami szybkozmiennymi były: przebieg zmiany ciśnienia w cylindrze, prąd sterujący pracą wtryskiwacza, mierzonymi w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika.

OBIEKT BADAŃ I STANOWISKO BADAWCZE

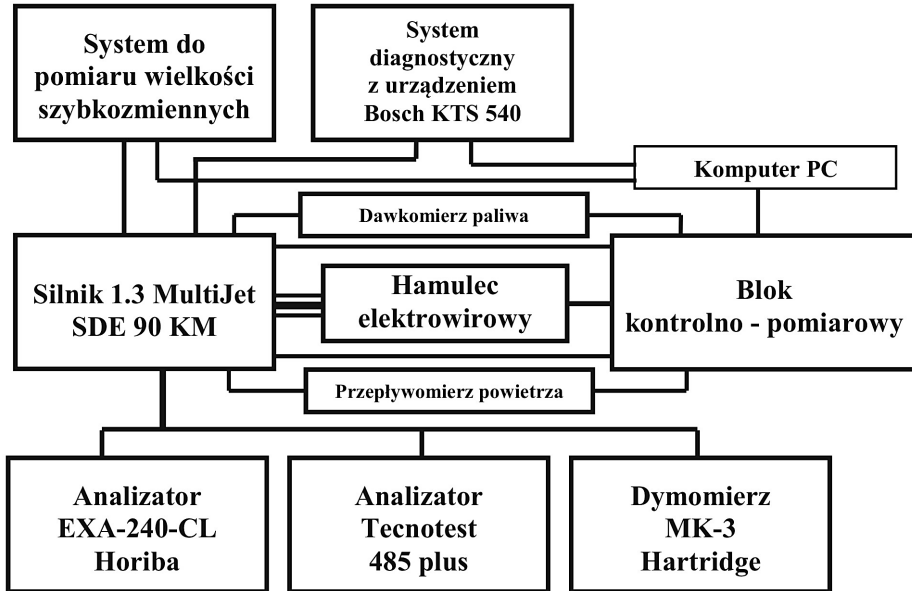
Obiektem badań był silnik FIAT 1.3 MULTIJET produkowany przez firmę FIAT-GM POWERTRAIN Polska w Bielsku Białej, spełniający normę emisji spalin Euro IV. Silnik ten rozwija moc maksymalną 90 KM (66 kW) przy prędkości obrotowej 4000 obr/min i maksymalny moment obrotowy 200 Nm przy prędkości obrotowej 1750 obr/min. Silnik ten jest przykładem obecnie dominującego wśród producentów silników spalinowych tzw. „downsizingu” czyli zmniejszenia wymia-

rów jednostek napędowych przy jednoczesnym zwiększaniu ich mocy. Silnik wyposażony był w układ zasilania Common Rail i wtryskiwacze elektromagnetyczne firmy Bosch, pracujące przy ciśnieniu 160 MPa. Układ wtryskowy umożliwiał podział dawki paliwa przypadającej na jeden cykl, w zależności od warunków pracy silnika, maksymalnie na trzy części. W układzie dolotowym powietrza miał zainstalowaną małą turbosprężarkę o zmiennej geometrii łopatek kierownicy oraz chłodnicę powietrza doprowadzanego do cylindrów. Elektroniczny system sterujący pracą silnika 1.3 MultiJet realizuje sterowanie wielkością dawki paliwa i jej podziałem, kątem wyprzedzenia wtrysku paliwa, ciśnieniem paliwa w szynie zbiorczej, ilością schładzanych recykulowanych spalin, prędkością biegu jałowego, maksymalną prędkością obrotową wału korbowego silnika oraz pracą świec żarowych. W tabeli 1 przedstawiono podstawowe dane techniczne badanego silnika.

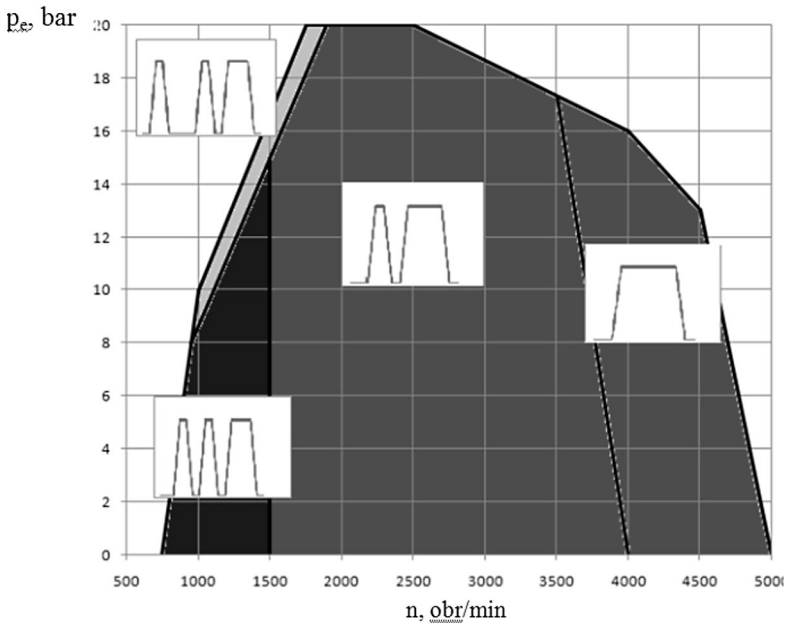
Tabela 1. Podstawowe dane techniczne silnika FIAT 1.3 MULTIJET

Silnik o zapłonie samoczynnym FIAT 1.3 MULTIJET SDE 90 KM		
Parametr	Jednostka	Wartość
Układ cylindrów	–	rzędowy
Liczba cylindrów, c	–	4
Rodzaj wtrysku	–	bezpośredni, wieloetapowy wtrysk paliwa (od 3 do 5)
Kolejność pracy cylindrów	–	1 – 3 – 4 – 2
Stopień sprężania, ε	–	17,6
Średnica cylindra, D	m	$69,6 \cdot 10^{-3}$
Skok tłoka, S	m	$82 \cdot 10^{-3}$
Pojemność skokowa silnika, V_{ss}	m^3	$1,251 \cdot 10^{-3}$
Moc nominalna silnika, N_e	kW	66
Prędkość obrotowa mocy nominalnej, n_N	obr/min	4000
Maksymalny moment obrotowy silnika, M_e	Nm	200
Prędkość obrotowa maksymalnego momentu obrotowego, n_M	obr/min	1750
Prędkość obrotowa biegu jałowego, n_{bj}	obr/min	850 ± 20

Schemat blokowy stanowiska hamownianego przedstawiono na rysunku 1. Wieloetapową realizację wtrysku paliwa przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 1. Schemat blokowy hamownianego stanowiska badawczego [3]



Rys. 2. Sterowanie wieloetapowym wtryskiem paliwa w silniku MultiJet 1.3 o mocy maksymalnej 66kW [4,5]

SPORZĄDZANIE WYKRESÓW PORÓWNAWCZYCH CYKLI PRACY

Wykresy cykli porównawczych sporządza się przy takich samych założeniach jak cykle teoretyczne. W cyklach porównawczych czynnikiem roboczym jest mieszanina gazów, której skład chemiczny i ciepło właściwe ulegają zmianie w czasie trwania cyklu, a między czynnikiem roboczym a ściankami cylindra oraz głowicą zachodzi wymiana ciepła.

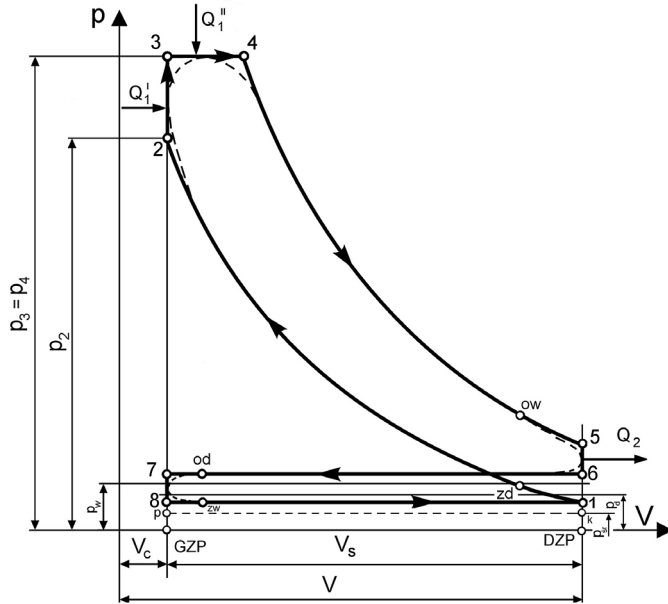
Cykle porównawcze sporządza się przy następujących założeniach [1, 2]:

- czynnikiem roboczym realizującym ten cykl jest gaz doskonały, półdoskonały lub rzeczywisty. W wyniku reakcji chemicznych, czynnik ten zmienia swój skład chemiczny i własności termodynamiczne,
- masa czynnika roboczego realizującego cykl pracy silnika jest stała, chociaż cykl ten stanowi otwarty układ termodynamiczny, wymieniający czynnik roboczy z otoczeniem,
- doprowadzane ciepło do cyklu pracy powstaje w wyniku procesu spalania z uwzględnieniem jego niecałkowitości i niezupełności,
- procesy sprężania i rozprężania są przemianami politropowymi,
- uwzględnia się pracę suwów pompowych idącą na realizację procesów napełniania i wylotu spalin z cylindra, które realizowane są przy stałym, średnim ciśnieniu w cylindrze.

Przy analizie porównawczych cykli pracy można uwzględniać również istniejącą wymianę ciepła. Stopień skomplikowania analizy tych cykli zależy od przyjętych założeń. W zależności od założeń definicja porównawczego cyklu pracy może dotyczyć każdego cyklu pracy silnika znajdującego się pomiędzy teoretycznym a rzeczywistym cyklem pracy. Do pełnego opisu porównawczego cyklu pracy silnika należy znać ciśnienie i temperaturę oraz skład chemiczny czynnika roboczego w cylindrze na początku procesu sprężania. Pozostałe wielkości wyznacza się drogą obliczeń, przestrzegając przy tym spełnienie ograniczeń wynikających z możliwości technologicznych i warunków w jakich silnik ma pracować. Ograniczeniami tymi mogą być np. maksymalne i minimalne wartości ciśnień i temperatur czynnika roboczego w cylindrze [1, 2].

Oprócz wyżej wymienionych założeń można przyjmować także inne, które pozwalają na jeszcze większe przybliżenie sporządzonego wykresu porównawczego cyklu pracy silnika do jego cyklu rzeczywistego. Przykładowy porównawczy cykl pracy tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym w układzie współrzędnych $p - V$ przedstawiono na rysunku 3.

Do sporządzania porównawczych cykli pracy tłokowych silników spalinowych wykorzystuje się przybliżone metody obliczeń procesów termodynamicznych tworzących cykl pracy silnika. Podstawą opracowywania tych metod są cztery równania opisujące: zasadę zachowania energii, bilans ilości czynnika roboczego i równanie stanu oraz bilans objętości. Szczegółowy opis metodyki sporządzania porównawczych cykli pracy przedstawiono w pracach [1, 2, 3].



Rys. 3. Porównawczy cykl pracy czterosurowego tłokowego silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym [1, 2]

Równania: zasady zachowania energii, ilości czynnika roboczego, równanie stanu oraz bilansu objętości dla procesu napełniania cylindra mają postać:

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{sc}^{p-k} + H_{od} &= U_1 - U_p + \int_{V_p}^{V_1} p dV = H_1 - H_p - \int_{p_p}^{p_1} V dp \\
 M_d &= \int_{t_p}^{t_1} f_{sr} w_{sr} \rho_{sr} dt \\
 p V &= \bar{R} M T \\
 V(\alpha) &= V_c + V_s(\alpha)
 \end{aligned} \right\} (1)$$

gdzie: Q_{sc}^{p-k} – ilość ciepła wymienionego przez czynnik roboczy ze ściankami cylindra w czasie procesu p-k, H – entalpia czynnika roboczego, U – energia wewnętrzna czynnika roboczego, $f_{sr} = \mu_d f_d$ – minimalny przekrój strugi czynnika roboczego dopływającego do cylindra, f_d – geometryczny przekrój przelotowy zaworów dolotowych, w_{sr} – średnia prędkość przepływu gazu w minimalnym przekroju strugi, ρ_{sr} – średnia gęstość czynnika roboczego w minimalnym przekroju strugi napływającej do cylindra, μ_d – współczynnik wydatku przepływu przez zawór, p – ciśnienie czynnika roboczego w cylindrze, V – objętość czynnika roboczego w cylindrze, \bar{R} – uniwersalna stała

gazowa, M – ilość moli czynnika roboczego, T – temperatura, $V(\alpha)$ – zmiana objętość cylindra silnika nad tłokiem zależna od kąta obrotu wału korbowego, V_c – objętość komory spalania, $V_s(\alpha)$ – zmiana objętości cylindra nad tłokiem wynikająca z przemieszczania tłoka, zależna od kąta obrotu wału korbowego.

W celu sporządzenia porównawczych cykli pracy niezbędne jest wyznaczenie średnich wartości ciśnień procesu napełniania i wylotu oraz wykładników politrop sprężania i rozprężania. Wartość średniego ciśnienia podczas procesu napełniania p_{sr} wykorzystuje się do wyznaczania wartości ciśnienia p_1 w umownym punkcie 1 (rys. 1):

$$p_1 = \frac{1}{2}(p_d + p_{sr}) \quad (2)$$

Kolejność obliczeń parametrów końca procesu napełniania cylindra jest następująca:

Zadaje się wartość p_{sr} i według równania (2) w pierwszym przybliżeniu oblicza się wartość p_1 .

Następnie oblicza się wartość η_v ze wzoru:

$$\eta_v = \frac{T_o}{T_d + \Delta T} \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\varepsilon p_1}{p_o} - \frac{p_r}{p_o} \left(\frac{p_1}{p_r} \right)^{\frac{n_1 - 1}{n_1}} \right] \quad (3)$$

Znając wartość η_v oblicza się wartość M_d i a_d , a następnie oblicza się wartość $y_{d\dot{s}r}$:

$$M_d = a_d \cdot y_{d\dot{s}r} \quad (4)$$

$$a_d = \frac{30 \sqrt{\frac{2R}{T_d}} (\mu_{zd} f_{zd})_{sr} p_d}{R \cdot n} \quad (5)$$

$$y_{d\dot{s}r} = \left(\frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{1}{\kappa_d}} \sqrt{\frac{\kappa_d}{\kappa_d - 1} \left[1 - \left(\frac{p_{sr}}{p_d} \right)^{\frac{\kappa_d - 1}{\kappa_d}} \right]} \quad (6)$$

Znając obliczoną z równania (4) wartość $y_{d\dot{s}r}$, z równania (6) oblicza się stosunek ciśnień $\frac{p_{sr}}{p_d}$, a następnie wartość $p_{sr} = p_d \left(\frac{p_{sr}}{p_d} \right)$.

Jeśli obliczona wartość p_{sr} nie pokrywa się z wartością przyjętą, to obliczenia powtarza się z nową wartością p_{sr} , do momentu aż uzyska się stabilizację wartości p_{sr} . Mając wartość p_{sr} oblicza się ciśnienie p_1 , które odpowiada ciśnieniu umownego

końca procesu napełniania i początkowi procesu sprężania, a następnie wg równania (3) oblicza się ostateczną wartość stopnia napełnienia cylindra η_v . Maksymalną wartość ciśnienia porównawczego cyklu pracy tzn. w punktach 3 i 4 (rys. 1) przyjmowano jako maksymalną wartość rzeczywistego cyklu pracy $p_3 = p_4 = p_{max}$.

Średnią wartość wykładnika politropy sprężania n_1 obliczano wykorzystując do tego równanie przemiany politropowej $pV^{n_1} = const$, gdzie wartości n_1 wyznaczano jako wartość średnią z wartości obliczonych według wzoru:

$$n_{1i} = \frac{\log \frac{p_{i-1}}{p_i}}{\log \frac{V_{i-1}}{V_i}} \quad (7)$$

Aby wyznaczyć parametry końca procesu doprowadzania ciepła: p_4 , V_4 , M_4 i T_4 wykorzystuje się układ równań:

$$\left. \begin{aligned} H_{pal} + Q_1' + Q_1'' &= U_4 - U_2 + \int_{V_2}^{V_4} p dV = H_4 - H_2 - V \int_{p_2}^{p_4} V dp \\ M_4 &= \beta M_2 = \beta \lambda M_o g_c (1 + \gamma) \\ p_4 V_4 &= \bar{R} M_4 T_4 \\ p_4 &= \lambda_p p_2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

gdzie: Q_1' – ciepło doprowadzane przy stałej objętości i Q_1'' - ciepło doprowadzone przy stałym ciśnieniu, M – ilość moli czynnika roboczego odpowiednio w punktach „1”, „2” i „4” (na rys. 1) cyklu pracy silnika, M_o – ilość moli powietrza potrzebna do całkowitego i zupełnego spalania jednostki paliwa, β – współczynnik zmian molowych, λ – współczynnik składu mieszanki, g_c – dawka paliwa na cykl pracy, γ – współczynnik resztek spalin, ε – stopień sprężania, λ_p – stopień wzrostu ciśnienia podczas procesu spalania.

Układ równań opisujący proces rozprężania na odcinku 4-ow (rys. 1) ma postać:

$$\left. \begin{aligned} M_{ow} &= M_4 = \beta \lambda M_o g_c (1 + \gamma) \\ Q_{4-ow} &= U_{ow} - U_4 + \int_{V_4}^{V_{ow}} p dV \\ p_{ow} V_{ow} &= \bar{R} M_{ow} T_{ow} \\ V &= f(\alpha) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

gdzie: M_{ow} – ilość czynnika roboczego w punkcie „ow”, p_{ow} , V_{ow} i T_{ow} – odpowiednio ciśnienie, objętość i temperatura czynnika roboczego w cylindrze w punkcie „ow”, ε – stopień sprężania, Q_{4-ow} – ilość efektywnie doprowadzonego (lub odprowadzonego) ciepła do czynnika roboczego na odcinku „4-ow”.

Średnią wartość wykładnika politropy rozprężania n_2 obliczano podobnie jak wartość n_1 wykorzystując do tego równanie przemiany politropowej $pV^{n_2} = const$.

Do wyznaczenia temperatury spalin w układzie wylotowym wykorzystuje się równanie bilansu energii:

$$H_d + Q_x + H_{pal} - Q_{sc} - H_{spl} = L_i + L_{sp} \quad (10)$$

gdzie: H_d – entalpia powietrza na dolocie, Q_x - ilość wydzielonego ciepła, H_{pal} - entalpia paliwa doprowadzonego do cylindra, Q_{sc} – ilość ciepła tracona do ścianek komory spalania, H_{spl} – entalpia spalin, L_i – praca indykowana, L_{sp} – praca suwów pompowych.

Wartość ciśnienia wylotu p_w wyznacza się jako wartość średnią zmiany ciśnienia na odcinku od punktu 6 do 7 (rys. 1).

Znając parametry stanu czynnika roboczego w charakterystycznych punktach porównawczego cyklu pracy wyznacza się takie wielkości jak: pracę teoretyczną L_t , wartość średniego ciśnienia teoretycznego, sprawność teoretyczną cyklu pracy, moc teoretyczną oraz jednostkowe teoretyczne zużycie paliwa:

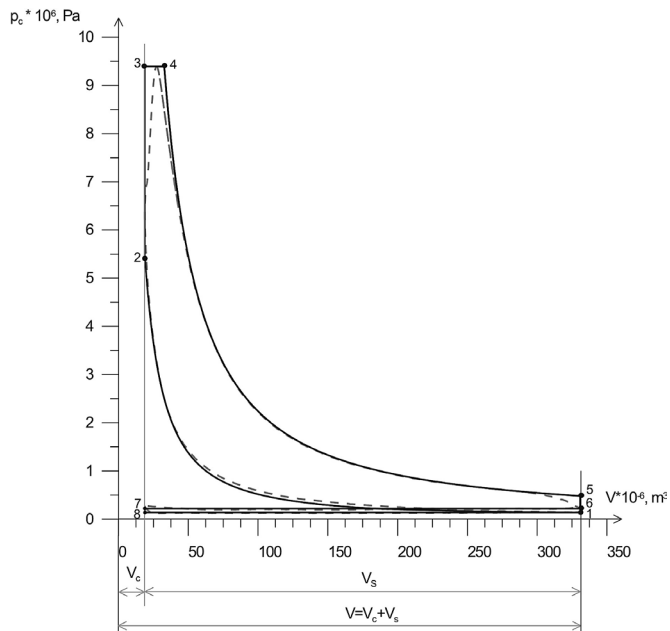
WYNIKI BADAŃ

W tabeli 2 zestawiono wartości podstawowych parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w charakterystycznych punktach porównawczego cyklu pracy oraz podstawowe wskaźniki cyklu pracy i wykładniki politropy sprężania n_1 i politropy rozprężania n_2 .

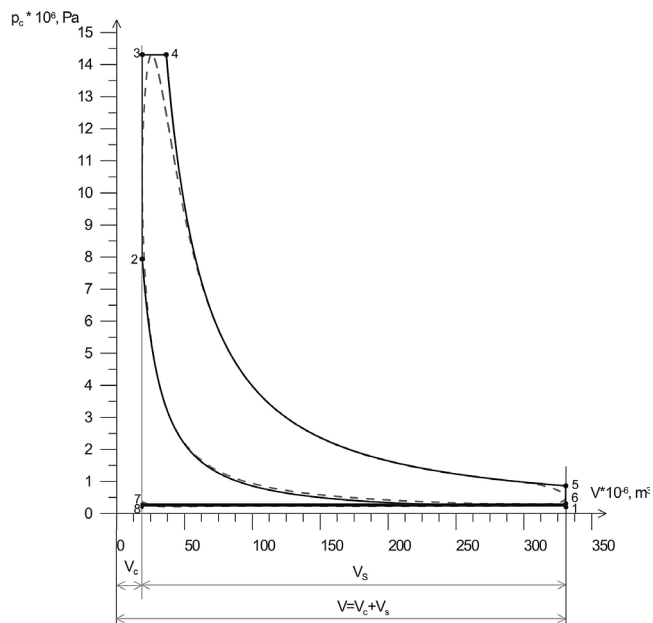
Na rysunkach nr 4, 5 i 6 przedstawiono rzeczywiste i porównawcze wykresy indykatorowe w funkcji zmiany objętości cylindra silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej. Na rysunku nr 4 przedstawiono porównawczy i rzeczywisty cykl pracy, który odpowiada warunkom pracy silnika kiedy realizowany jest trzyetapowy wtrysk paliwa, na rysunku nr 5 wykresy kiedy realizowany jest dwuetapowy wtrysk paliwa zaś na rysunku nr 6 wykresy kiedy dawka paliwa wtryskiwana jest jednoetapowo.

Tabela 2. Wartości parametrów termodynamicznych czynnika roboczego w charakterystycznych punktach porównawczych wykresów indykatorowych oraz podstawowe wskaźniki pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej

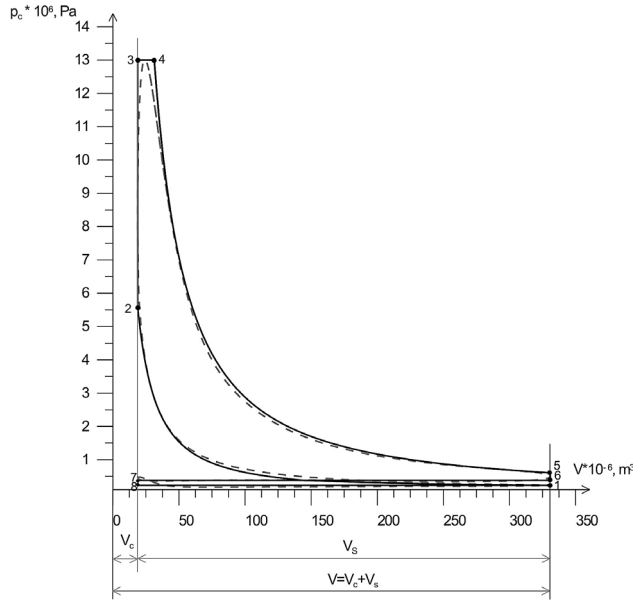
Punkt ch. wykresu	Parametr	Prędkość obrotowa wału korbowego n, obr/min																			
		1000	1200	1400	1700	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800
1	P, MPa	0,105	0,118	0,138	0,225	0,230	0,234	0,237	0,240	0,242	0,243	0,244	0,234	0,239	0,234	0,237	0,226	0,215	0,238	0,232	
	V, 10 ⁻⁴ m ³	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308
2	T, K	309,60	350,20	335,80	335,20	338,20	364,00	374,00	379,10	389,90	393,10	398,30	400,00	392,10	423,70	440,70	465,40	443,90	428,80	525,80	517,10
	P, MPa	4,046	4,406	5,485	8,421	8,498	8,526	8,300	8,122	8,020	7,903	8,082	7,832	7,544	6,438	7,150	6,803	6,438	5,994	5,813	5,575
3	V, 10 ⁻⁵ m ³	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
	T, K	678,10	742,60	757,20	713,90	709,50	754,60	779,60	749,00	739,10	734,90	753,30	747,50	760,20	765,50	759,50	719,30	681,00	730,20	704,70	704,70
4	P, MPa	7,257	7,823	9,394	12,540	12,320	12,360	12,720	13,060	13,620	14,310	14,270	14,300	14,360	14,140	13,630	13,350	13,470	13,300	13,210	13,000
	V, 10 ⁻⁵ m ³	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
5	T, K	1216,00	1319,00	1297,00	1063,00	1028,00	1094,00	1176,00	1189,00	1256,00	1319,00	1327,00	1333,00	1370,00	1425,00	1459,00	1491,00	1505,00	1510,00	1660,00	1644,00
	P, MPa	7,257	7,823	9,394	12,540	12,320	12,360	12,720	13,060	13,620	14,310	14,270	14,300	14,360	14,140	13,630	13,350	13,470	13,300	13,210	13,000
6	V, 10 ⁻⁴ m ³	2,999	3,099	3,276	3,875	3,962	4,051	4,006	3,962	3,875	3,664	3,624	3,684	3,624	3,583	3,543	3,504	3,388	3,240	3,169	3,134
	T, K	1940,00	2174,00	2261,00	2191,00	2168,00	2357,00	2508,00	2507,00	2590,00	2571,00	2568,00	2596,00	2641,00	2717,00	2750,00	2780,00	2713,00	2604,00	2798,00	2741,00
7	P, MPa	0,332	0,363	0,481	0,874	0,852	0,835	0,828	0,853	0,866	0,866	0,845	0,839	0,804	0,813	0,755	0,749	0,703	0,641	0,634	0,608
	V, 10 ⁻⁴ m ³	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308
8	T, K	978,80	1076,00	1170,00	1304,00	1251,00	1301,00	1348,00	1366,00	1405,00	1404,00	1383,00	1376,00	1351,00	1442,00	1423,00	1473,00	1382,00	1282,00	1401,00	1352,00
	P, MPa	0,134	0,167	0,218	0,266	0,260	0,261	0,251	0,262	0,274	0,289	0,306	0,322	0,321	0,336	0,342	0,359	0,356	0,347	0,381	0,381
9	V, 10 ⁻⁵ m ³	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308	3,308
	T, K	396,20	494,40	529,40	397,40	382,70	408,50	409,20	419,40	444,80	468,40	500,50	528,50	539,10	595,90	643,80	704,80	699,20	693,70	841,60	848,20
10	P, MPa	0,134	0,167	0,218	0,266	0,260	0,261	0,251	0,262	0,274	0,289	0,306	0,322	0,321	0,336	0,342	0,359	0,356	0,347	0,381	0,381
	V, 10 ⁻⁵ m ³	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
11	T, K	382,80	422,40	471,60	359,40	350,90	353,10	348,20	354,20	366,40	377,90	407,30	429,70	449,70	460,10	479,40	498,50	520,10	534,10	528,40	539,90
	P, MPa	0,105	0,118	0,138	0,225	0,230	0,234	0,237	0,240	0,242	0,243	0,244	0,244	0,234	0,239	0,234	0,237	0,226	0,215	0,238	0,232
12	V, 10 ⁻⁵ m ³	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880	1,880
	T, K	299,10	299,10	299,10	303,10	310,10	316,10	318,10	320,10	321,10	317,10	324,10	325,10	327,10	327,10	328,10	329,10	330,10	330,10	330,10	329,10
13	L _i	324,25	360,66	475,38	784,69	772,50	779,95	796,08	816,29	839,22	839,18	826,69	840,08	827,85	819,90	772,75	759,60	730,11	678,58	659,44	640,50
	p _i	1,039	1,166	1,524	2,515	2,476	2,500	2,552	2,616	2,690	2,690	2,650	2,693	2,653	2,628	2,477	2,435	2,340	2,175	2,114	2,053
14	η _i	0,280	0,232	0,163	0,083	0,077	0,073	0,068	0,062	0,057	0,054	0,054	0,052	0,049	0,048	0,048	0,047	0,046	0,047	0,050	0,049
	N _i	10,808	14,43	22,19	44,47	46,35	52,00	58,38	65,30	72,73	78,32	82,67	89,61	93,82	98,39	97,88	101,28	102,22	99,53	101,12	102,48
15	g _i	227,601	205,18	190,22	186,21	191,59	180,40	172,49	169,67	165,26	162,91	154,96	147,98	149,00	144,43	145,58	143,17	145,97	147,00	134,90	136,61
	n ₁	1,374	1,398	1,413	1,386	1,386	1,390	1,395	1,373	1,353	1,334	1,343	1,398	1,394	1,385	1,383	1,383	1,348	1,323	1,311	1,315
16	n ₂	1,285	1,297	1,285	1,242	1,259	1,283	1,294	1,286	1,275	1,275	1,278	1,289	1,303	1,285	1,295	1,283	1,296	1,305	1,295	1,300



Rys. 4. Rzeczywisty i porównawczy cykl pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, przy prędkości obrotowej wału korbowego $n = 1400$ obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym $p_e = 1,113$ MPa



Rys. 5. Rzeczywisty i porównawczy cykl pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, przy prędkości obrotowej wału korbowego $n = 2800$ obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym $p_e = 2,025$ MPa



Rys. 6. Rzeczywisty i porównawczy cykl pracy silnika Fiat 1.3 Multijet pracującego według zewnętrznej charakterystyki prędkościowej, przy prędkości obrotowej wału korbowego $n = 4800$ obr/min i średnim ciśnieniu efektywnym $p_e = 1,043$ MPa

PODSUMOWANIE

Analizy porównawczych cykl pracy silnika 1.3 MultiJet sporządzonych na podstawie rzeczywistych wykresów indykatorowych wskazują na istotny wpływ wieloetapowości wtrysku paliwa na wartości ciśnień w charakterystycznych punktach cyklu porównawczego i wartości jego podstawowych wskaźników. Największe wartości ciśnień w charakterystycznych punktach wykresu porównawczego od 1 do 5 oraz w punkcie 8 otrzymano przy wtrysku paliwa realizowanego dwuetapowo i w zakresie prędkości obrotowej wału korbowego silnika od 2500 do 3000 obr/min zaś najmniejsze przy wtrysku trzyetapowym i prędkości obrotowej wału korbowego 1000 obr/min. W punktach 6 i 7 (proces wylotu) najmniejsze wartości ciśnienia występują przy wtrysku trzyetapowym i prędkości obrotowej wału korbowego silnika 1000 obr/min. Wartości te rosną ze wzrostem prędkości obrotowej. Maksymalna wartość ciśnienia w tych punktach występuje przy wtrysku paliwa realizowanego jednoetapowo przy prędkości obrotowej wału korbowego 4800 obr/min. Otrzymane wyniki badań wykazały także wpływ wieloetapowości wtrysku paliwa na stopień rozprężania podczas procesu spalania, który zależy od objętości cylindra w punkcie 4 wykresu porównawczego. Największa jej wartość występuje przy wtrysku paliwa realizowanym dwuetapowo i prędkości obrotowej wału korbowego silnika zbliżonej do prędkości maksymalnego momentu obrotowego, równej 2000 obr/min.

LITERATURA

1. Ambrozik A.: Analiza cykli pracy czterosuwowych silników spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2010.
2. Ambrozik A.: Wybrane zagadnienia procesów cieplnych w tłokowych silnikach spalinowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej w Kielcach, Kielce 2003.
3. Ambrozik A., Ambrozik T., Kurczyński D., Łagowski P.: Sprawozdanie z grantu „Modelowanie wydzielania ciepła i emisji NO ze spalinami w silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym olejem napędowym i paliwami pochodzenia roślinnego”, nr grantu: 4 T12D 053 28, Kielce 2011.
4. Imarisio R., Giardina-Papa P., Siracusa M.: The new 1.3 L 90 PS diesel engine. Silniki spalinowe, nr 3, 2005 (122), 22–31.
5. Pietras, D., Świątek, P., Dobór kalibracji sterowania silnika 1,3 Multijet w aspekcie jego osiągnięć i składu spalin. Silniki Spalinowe, nr 2, 2008 (133).

COMPARATIVE WORKING CYCLES OF MULTI-POINT FUEL INJECTION ENGINE

Abstract

The paper presents comparative working cycles of 1.3 Multijet engine equipped with the common rail injection system, which makes it possible to divide the fuel charge into three portions and to inject it into the cylinder at the maximum pressure of 160 MPa. The equations for computing thermodynamic parameters at the characteristic points of the comparative cycle are also provided in the paper. The dependencies for determining the basic indicators of the comparative working cycle are given. They include the following: the mean filling pressure and the mean pressure of the exhaust gas outflow, and the indexes of the polytropic compression and expansion. The paper also presents the dependencies for the basic indicators of the comparative working cycle. The comparative Sabathe cycles of the engine work discussed in the paper are presented in the form of p-V diagram, into which real indicator diagrams were included. The latter were taken when the engine operated in accordance with the external speed characteristics at the engine crankshaft rotational speed ranging from 1000 to 4600 rpm.

Key words: piston IC engine, working cycles, indicator diagram, comparative diagram.