

TADEUSZ DZIULAK
Katedra Ciepłych Maszyn Tłokowych

NOWY SPOSÓB PRZEDSTAWIANIA ZASADNICZYCH PARAMETRÓW SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie. Celem pracy jest nowe ujęcie podstawowych parametrów charakteryzujących pracę silnika spalinowego: średniego ciśnienia indykowanego, efektywnego i teoretycznego.

W miejsce dotychczas stosowanych równoważnych pod względem wielkości powierzchni prostokątów zastępczych wyrażających w układzie P,V odpowiednie prace, wprowadzono odpowiadające tym powierzchniom powierzchni kół współśrodkowych. W takim ujęciu każdorazowo promień tego koła przedstawiać będzie w podziałce odpowiednie średnie ciśnienia, zaś powierzchnie, prace względnie moce obiegów.

Przebieg rzeczywistych ciśnień panujących w komorach roboczych silnika można przedstawić na wykresie biegunowym wprowadzając pojęcie ciśnienia kąтового.

Podany sposób przedstawiania charakterystycznych parametrów silnika spalinowego jest szczególnie przydatny w odniesieniu do silników o niekonwencjonalnym ruchu tłoka.

Podstawowym parametrem stanowiącym cechę charakterystyczną tłokowego silnika spalinowego jest tzw. średnie ciśnienie indykowanego p_i obliczone na podstawie wykresu indykatorowego. Jak wiadomo ciśnienie to, traktowane jako zastępcze względnie obliczeniowe, wyrażone jest wysokością prostokąta h o podstawie l równej długości wykresu, z uwzględnieniem podziałki f ($1 \text{ bar} \hat{=} f \text{ mm}$) przy zachowaniu równości wypadkowej powierzchni wykresu $A_w \text{ mm}^2$ i powierzchni prostokąta $A_p \text{ mm}^2$

$$A_w = A_p = h \cdot l \text{ mm}^2$$

$$p_i = \frac{A_w}{l \cdot f} = \frac{h}{f} \text{ bar} . \quad (1)$$

W miejsce powierzchni prostokąta A_p wprowadzić można równoważną pod względem wielkości powierzchnię koła $A_k = \pi \cdot r_1^2 = h \cdot l \text{ mm}^2$. Przy tym założeniu miernikiem średniego ciśnienia indykowanego będzie promień tego koła r_1

$$p_1 = \frac{x_1}{f} \text{ bar} . \quad (2)$$

Podziałkę dla wykresu kołowego określić można z równania:

$$\frac{h}{f} = \frac{r_1}{f} \quad (3)$$

$$\text{stąd podziałka } f' = \frac{f}{h} \cdot r_1 \frac{\text{mm}}{\text{bar}} . \quad (3a)$$

Nowa interpretacja średniego ciśnienia indykowanego w odniesieniu do 360° obrotu wału może mieć szczególne zastosowanie w silnikach o obrotowych tłokach. Jak wiadomo bowiem takty pracy np. w silniku typu Wankla obejmują około 250° obrotu wału, przy czym jeden takt pracy występuje zawsze na każdy obrót wału. W przypadku klasycznego rzeczywistego silnika, w którym takt pracy (ekspansji) obejmuje około 150° obrotu wału korbowego, wysokość zastępczego prostokąta w zakresie kąta 180° $h_1 = \frac{h}{2}$.

Przykładowo niech powierzchnia wykresu indykatorowego 4-suwowego silnika wysokoprężnego $A_w = 3000 \text{ mm}^2$ przy $l = 150 \text{ mm}$ i $f = 2,5 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$. Dla tych danych średnie ciśnienie indykowane odnoszące się do 180° obrotu wału korbowego silnika wg relacji (1):

$$p_1 = \frac{3000}{150 \cdot 2,5} = 8 \text{ bar} .$$

Przy założeniu, że $A_k = A_p$ lub jednoznacznie $\pi r_1^2 = h \cdot l$ średnie ciśnienie indykowane wyrażone będzie promieniem:

$$r_1 = \sqrt{\frac{h \cdot l}{\pi}} = \sqrt{\frac{20 \cdot 150}{3,14}} \approx 30,9 \text{ mm}$$

Podziałka wykresu kołowego $f' = \frac{2,5 \cdot 30,9}{20} \approx 3,86 \frac{\text{mm}}{\text{bar}}$

$$h_1 = 10 \text{ mm}.$$

Stosunek długości wykresu indykatorowego, w układzie współrzędnych prostokątnych P, V, do odpowiadającej tej wielkości średnicy koła A_k wyniesie:

$$\frac{l}{2 \cdot r_1} = \frac{A_k}{2 \cdot h \cdot r_1} = \frac{A_w}{2 \cdot h \cdot r_1} = \frac{\pi \cdot r_1}{2 \cdot h}.$$

Dla omawianego przykładu:

$$\frac{l}{2 \cdot r_1} = \frac{3000}{2 \cdot 20 \cdot 30,9} = \frac{\pi \cdot 30,9}{2 \cdot 20} \approx 2,42.$$

W oparciu o równanie (2) wyrazić można również średnie ciśnienie efektywne (użyteczne) będące miernikiem pracy użytecznej silnika:

$$p_e = \eta_m \cdot p_i = \frac{r_e}{f'} \text{ bar}. \quad (4)$$

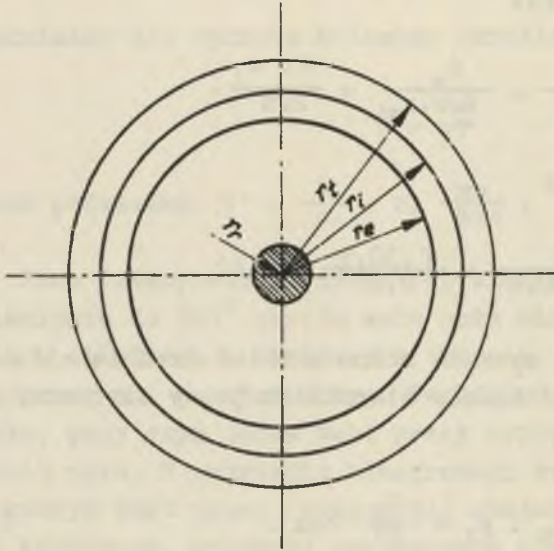
Dla poprzedniego przykładu, przy założonej sprawności mechanicznej $\eta_m = 0,84$, $r_e = \eta_m \cdot p_i \cdot f' = 0,84 \cdot 8 \cdot 3,86 \approx 26 \text{ mm}$.

Oprócz wymienionych już wielkości p_i , p_e istnieje jeszcze pojęcie średniego ciśnienia teoretycznego p_t obliczonego w oparciu o powierzchnię teoretycznego obiegu porównawczego:

$$p_t = \frac{r_t}{f'} \text{ bar}. \quad (5)$$

Wymienione trzy wielkości porównawcze przedstawić można na jednym wykresie w postaci trzech kół współśrodkowych o promieniu r_t , r_i , r_e , przy czym $r_t > r_i > r_e$ (rys. 1).

Powierzchnia tych kół A_t, A_1, A_e równe powierzchniom odpowiednich obiegów, wyrażają w przyjętej skali prace tych obiegów: L_t, L_1, L_e w J lub przy ustalonej częstotliwości obiegów odpowiednie moce: N_t, N_1, N_e w W.



Rys. 1. Średnie ciśnienia: teoretyczne, indykowane, efektywne i wyrażające opory własne silnika, przedstawione promieniami kół: r_t, r_1, r_e, r_r

Wykres kołowy pozwala również w sposób prosty ustalić sprawność indykowaną oraz mechaniczną obiegów. Sprawność indykowaną η_i będąca stosunkiem pracy indykowanej silnika rzeczywistego do pracy teoretycznej, można przedstawić stosunkiem powierzchni odpowiednich kół. Ponieważ promienie kół r_t, r_1, r_e , a zarazem powierzchnię A_t, A_1, A_e ustalone zostały w oparciu o podziałkę f (3a) umożliwiającą obliczenie średnich ciśnień

p_t, p_1, p_e , dla określenia więc wielkości poszczególnych prac należy wprowadzić współczynniki przeliczeniowe.

Oznaczając powierzchnię prostokąta zastępczego dla poszczególnych prac przez A'_t, A'_1, A'_e oraz odpowiednie wysokości przez h_t, h_1, h_e , ustalić można następujące związki:

$$\frac{h_t}{h_1} = \frac{p_t}{p_1}; \quad \frac{h_e}{h_1} = \frac{p_e}{p_1} \quad (6)$$

$$\pi \cdot r_t^2 = h_t \cdot l = A_t' \quad (7)$$

$$r_t^2 = \frac{1}{\pi} \cdot h_t \cdot \frac{p_t}{p_1} \quad (7a)$$

Przyjmując jako wielkość stałą dla przyjętej podziałki wykresu $\varphi = \frac{1}{\pi}$ równanie powyższe można napisać w postaci:

$$r_t^2 = \varphi \cdot h_t \cdot \frac{p_t}{p_1} \quad (7b)$$

Sprawność indykowaną wyrażają stosunki:

$$\eta_1 = \frac{L_1}{L_t} = \frac{A_1'}{A_t'} = \frac{r_1^2}{r_t^2} = \frac{r_1^2 \cdot p_1}{\varphi \cdot h_t \cdot p_t} \quad (8)$$

Dla danych:

$$\varphi = \frac{150}{3,14} \cong 47,7; \quad p_t \cong 9,3 \text{ bar}; \quad p_1 = 8 \text{ bar}$$

$$h_t = h = 20 \text{ mm}; \quad r_1 \cong 30,9 \text{ mm}$$

$$r_t^2 = 47,7 \cdot 20 \cdot \frac{9,3}{8} \cong 1109 \text{ mm}^2$$

$$r_1^2 \cong 955 \text{ mm}^2$$

$$A_1' = A_w = 3000 \text{ mm}^2$$

$$A_t' = 3482,3 \text{ mm}^2.$$

Po podstawieniu do równania (8)

$$\eta_1 = \frac{3000}{3482,3} = \frac{955}{1109} = \frac{955 \cdot 8}{47,7 \cdot 20 \cdot 9,3} = 0,86.$$

Sprawność mechaniczną będącą miarą oporów ruchu silnika ustalić można wykorzystując następujące zależności:

$$\frac{h_e}{h_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (9)$$

$$\pi r_e'^2 = h_e \cdot l = A_e' \quad (10)$$

$$r_e'^2 = \frac{1}{\pi} h_i \frac{p_e}{p_i} \quad (10a)$$

$$r_e'^2 = \varphi \cdot h_i \frac{p_e}{p_i} \quad (10b)$$

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_t} = \frac{p_e}{p_i} = \frac{A_e'}{A_i'} = \frac{r_e'^2}{r_i'^2} = \frac{\varphi \cdot h_i \cdot p_e}{r_i'^2 \cdot p_i} \quad (11)$$

Po podstawieniu wartości liczbowych:

$$h_e = h_i \frac{p_e}{p_i} = 20 \cdot \frac{5,72}{8} = 16,8 \text{ mm}$$

$$r_e'^2 = 47,7 \cdot 20 \cdot \frac{6,72}{8} = 801,4 \text{ mm}^2$$

$$A_e' = 2520 \text{ mm}^2$$

$$\eta_m = \frac{2520}{3000} = \frac{801,4}{955} = \frac{47,7 \cdot 20 \cdot 6,72}{955 \cdot 8} = 0,84$$

Z wykresu kołowego można więc bezpośrednio otrzymać kwadraty szukanych promieni, znając tylko promień r_i oraz odnośnie średnie ciśnienie:

$$r_e'^2 = r_i^2 \frac{p_e}{p_i} \text{ mm}^2$$

$$r_t^2 = r_e'^2 \frac{p_t}{p_e} = r_i^2 \frac{p_t}{p_i} \text{ mm}^2$$

Jak już wspomniano powierzchniom kół w wykresach kołowych i wykresom w układzie P, V odpowiadają odpowiednie moce silnika. Ogólnie moc indykowana silnika w nowym układzie:

$$N_1 = \frac{A_t \cdot r_1 \cdot S \cdot n \cdot i}{4500 \cdot \tau} \quad W, \quad (12)$$

gdzie:

A_t - powierzchnia tłoka, cm^2 ,

S - skok tłoka, m,

n - liczba obrotów na minutę, min^{-1} ,

i - liczba cylindrów,

τ - współczynników uwzględniający liczbę suwów na jeden obieg.

Wprowadzając skalę długości wykresu $\frac{S}{l} = a$

$$N_1 = \frac{A_t \cdot r_1 \cdot l \cdot a \cdot n \cdot i}{4500 \cdot \tau} = C \cdot A_t \cdot r_1 \cdot n \cdot i \quad W$$

$$\text{stała } C = \frac{l \cdot a}{4500 \cdot \tau}.$$

Analogicznie

$$N_e = C \cdot A_t \cdot r_e \cdot n \cdot i \quad (13)$$

$$N_t \cong h_t \cdot l \cong \pi \cdot r_t^2 \quad (14)$$

$$N_1 \cong h_1 \cdot l \cong \pi \cdot r_1^2 \quad (15)$$

$$N_e \cong h_e \cdot l \cong \pi \cdot r_e^2. \quad (16)$$

Można więc na wykresie kołowym wyznaczyć również koło o promieniu r_r , którego powierzchnia odpowiadać będzie pracy L_r względnie mocy N_r zużytej na pokonanie oporów własnych silnika (rys. 1)

$$N_r \cong h_r \cdot l \cong \pi \cdot r_r^2 \quad W. \quad (17)$$

Moc efektywna $N_e = N_i - N_r$ W, względnie w układzie P, V:

$$L_e = L_i - L_r \quad J$$

$$\text{lub} \quad h_e = h_i - h_r \quad \text{mm} \quad (18)$$

$$\text{stad} \quad h_r = h_i - h_e \quad \text{mm} .$$

Po podstawieniu wartości liczbowych omawianego przykładu:

$$h_r = 20 - 16,8 = 3,2 \text{ mm} .$$

Uwzględniając podziałkę wykresu w układzie P, V oraz podziałkę wykresu kołowego:

$$r_r = h_r \frac{f'}{f} \quad \text{mm} \quad (19)$$

$$r_r = 3,2 \frac{3,86}{2,5} \approx 4,9 \text{ mm} .$$

Promień r_r musi być mniejszy od promienia r_e wyrażającego średnie ciśnienie efektywne p_e :

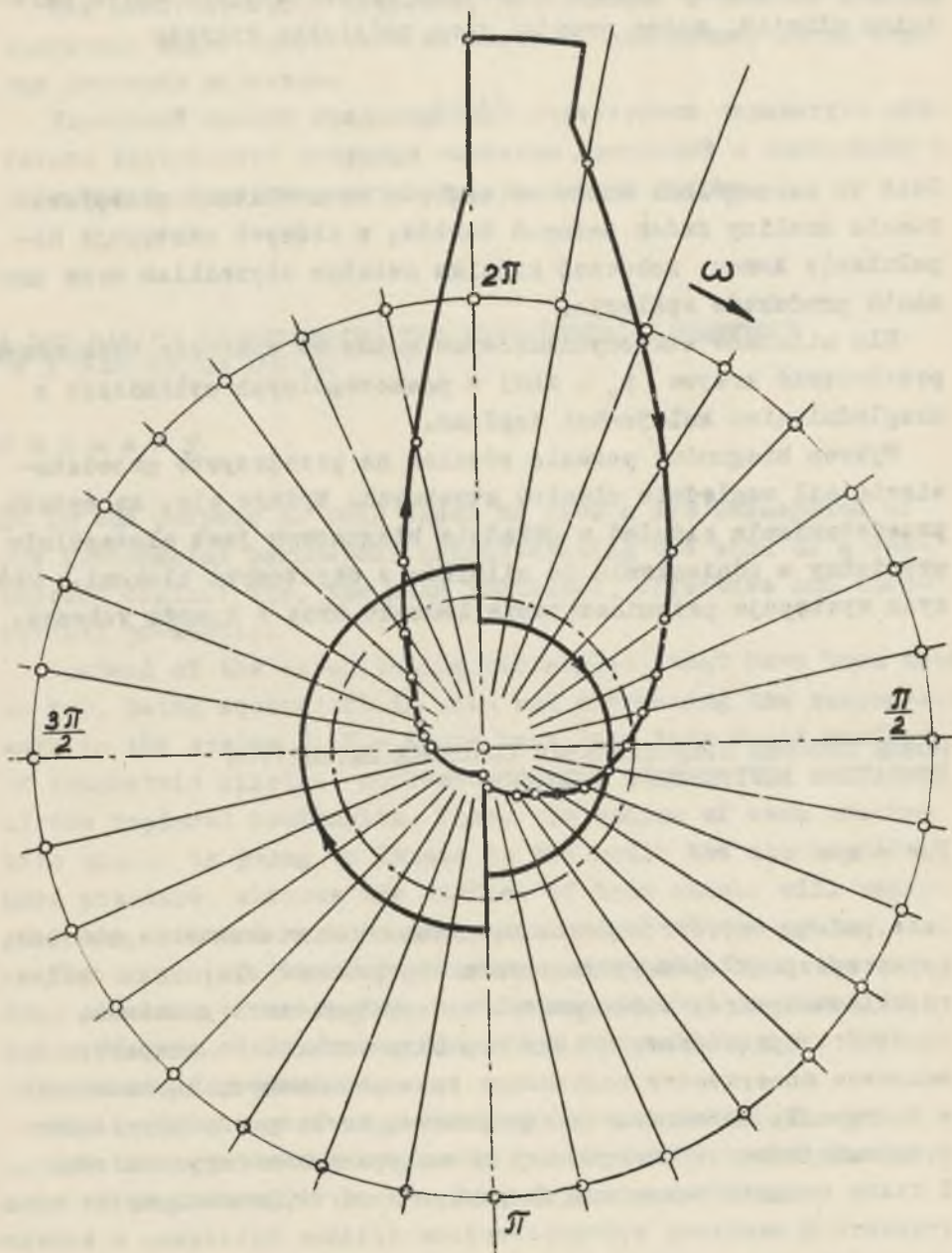
$$r_r = r_i - r_e \quad \text{mm}$$

$$4,9 = 30,9 - 26 .$$

(20)

Wykresy kołowe mogą określić tylko jeden parametr niezależny od kąta obrotu wału kołowego, tzn. średnie ciśnienia wyrażone odpowiednimi powierzchniami. Dla przedstawienia rzeczywistego przebiegu ciśnień panujących w cylindrze, wydaje się celowym zastosowanie wykresu biegunowego, w którym każdej wartości kąta obrotu wału odpowiadać będzie ciśnienie p_α (ciśnienie kątowe) (rys. 2).

Ponieważ duże wartości ciśnień występują dla taktu sprężania w granicach ok. $270^\circ \div 360^\circ$ zaś dla taktu rozprężania w granicach $360^\circ \div 90^\circ$, można przyjąć odpowiednio dużą podziałkę wykre-



Rys. 2. Wykres biegunowy ciśnień dla 4-suwowego silnika wysokoprężnego

su f . Dla okresu ssania i wydechu odpowiadającym małym wartościom ciśnień, można przyjąć inną podziałkę wykresu

$$f'_{\alpha} > f_{\alpha}.$$

Jest to szczególnie ważne ze względu na możliwość przeprowadzenia analizy dwóch ważnych taktów, w których następuje napełnianie komory roboczej silnika świeżym czynnikiem oraz usuwanie produktów spalania.

Dla silników wielocylindrowych można na wykresie biegunowym przedstawić krzywe $p_e = f(\alpha)$ w poszczególnych cylindrach z uwzględnieniem kolejności zapłonu.

Wykres biegunowy pozwala również na przejrzyste przedstawienie sił względnie ciśnień stycznych. Wydaje się, że sposób przedstawiania ciśnień w układzie biegunowym jest szczególnie przydatny w odniesieniu do silników z obrotowymi tłokami, w których występuje przemieszczanie ładunku wraz z komorą roboczą.

НОВЫЕ СПОСОБЫ ПРЕДСТАВЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Резюме

Цель работы состоит в новом представлении основных параметров, характеризующих работу двигателя внутреннего сгорания: среднего индикаторного, эффективного и теоретического давления.

Вместо применяемых до сих пор эквивалентов по отношению к величине поверхности замещающих прямоугольников, выражающих в системе P, V соответственно работы, введено соответствующие этим поверхностям поверхности концентрических окружностей. В таком представлении всегда радиус этой окружности будет представлять в масштабе соответственное среднее давление, а поверхности-работы или мощности цикла.

Ход действительных давлений, выступавших в рабочих камерах двигателя можно изобразить на полярной диаграмме, вводя понятие углового давления.

Указанный способ представления характерных параметров двигателя внутреннего сгорания особенно пригодный в применении к двигателям с неконвенциональным движением поршня.

A NEW WAY OF REPRESENTING THE FUNDAMENTAL PARAMETERS OF A COMBUSTION ENGINE

S u m m a r y

It is the purpose of this paper to give a new perception of the fundamental parameters characterizing the work of a combustion engine: viz, the mean indicated, effective and theoretical pressures.

Instead of the substituting rectangles, that have been used so far, being equivalent in size and expressing the respective work in the system P, V - there have been introduced surfaces of concentric circles, corresponding in size to the surfaces of the replaced rectangles. Thus, the radius of each concentric circle is going to denote in the scale the corresponding mean pressure, whereas the surface of this circle will represent the executed work or the power output of the cycles.

The course of the real pressures, exerted within the working chambers of an engine, may be represented in form of a polar diagram, introducing therein a new notion, i.e. the notion of angular pressure.

The applied way of representing the characteristic parameters of a combustion engine is particularly useful in the case of engines with unconventional piston notions.