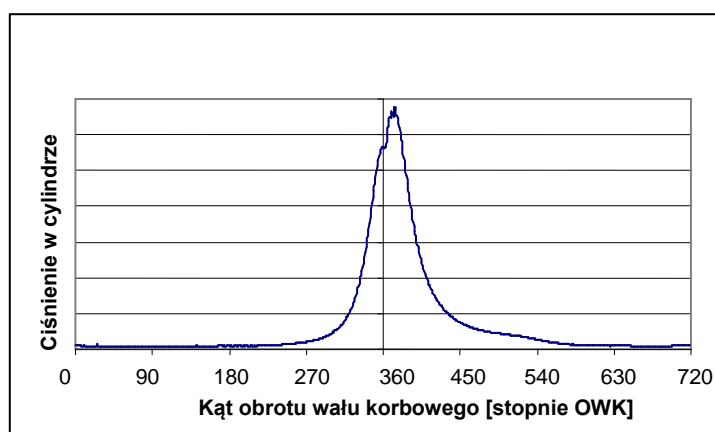
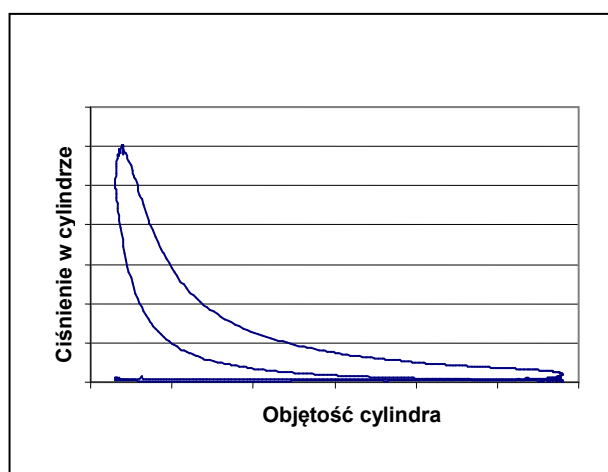


9. WYKRES PRACY SILNIKA SPALINOWEGO

Rzeczywisty wykres pracy silnika spalinowego nazywany wykresem indykatorowym przedstawia przebieg bezwzględnego ciśnienia w cylindrze pracującego silnika w zależności od kąta obrotu wału korbowego $p(\alpha)$ – nosi wtedy nazwę wykresu indykatorowego otwartego (rys. 9.1) – lub w zależności od objętości gazów zawartych w cylindrze między głowicą a tłokiem $p(V)$ - nosi wtedy nazwę wykresu indykatorowego zamkniętego (rys. 9.2).



Rys. 9.1. Otwarty wykres indykatorowy (silnik wolnossący)



Rys. 9.2. Zamknięty wykres indykatorowy (silnik wolnossący)

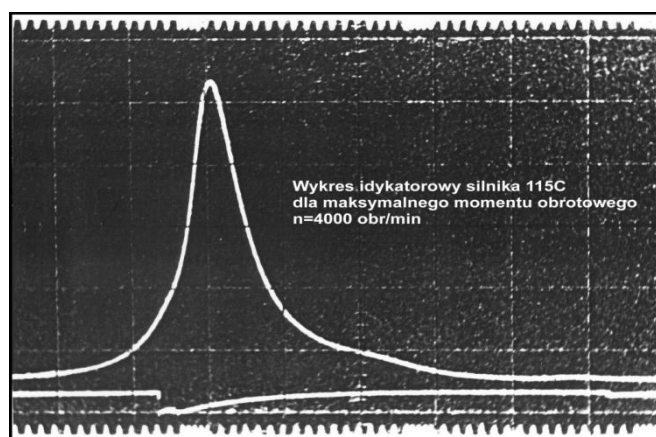
Wykres indykatorowy wyznacza się za pomocą zestawu aparatury do indykowania zwanego *indykatorem*, składającego się z czujnika ciśnienia umieszczonego w komorze spalania, wzmacniacza ładunku, czujnika położenia kąтового wału korbowego silnika i rejestratora. Indykowanie silnika praktycznie sprowadza się do pomiaru ciśnienia panującego

w cylindrze pracującego silnika spalinowego w zależności od kąta obrotu wału korbowego, podczas jednego cyklu pracy.

Rzeczywisty cykl pracy silnika różni się dość znacznie od obiegu teoretycznego, gdyż:

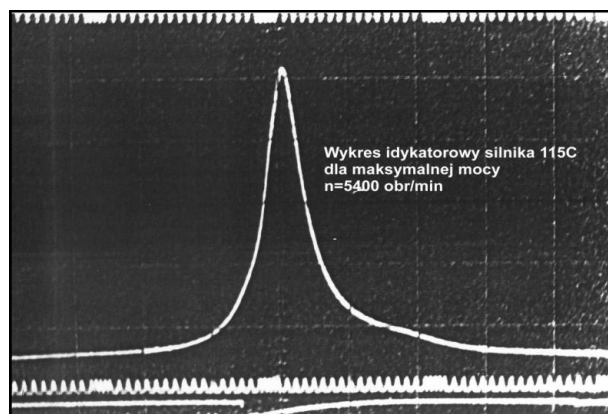
- w silniku następuje wymiana czynnika roboczego po każdym cyklu pracy,
- wskutek zachodzących reakcji chemicznych czynnik rozprężany ma inne właściwości fizyczne niż czynnik sprężany,
- wskutek nieszczelności tłoka w cylindrze ilość czynnika ulega zmianie,
- ciepło nie jest doprowadzane z zewnątrz, lecz uzyskuje się je w wyniku spalania paliwa zawartego w cylindrze,
- przebieg doprowadzania ciepła nie jest zgodny z przyjętymi założeniami $p = \text{const.}$ i $V = \text{const.}$,
- występują straty niezupełnego i niecałkowitego spalania paliwa,
- sprężanie i rozprężanie czynnika nie odbywa się izentropowo; w początkowym okresie sprężania ciepło jest doprowadzane od gorących ścianek cylindra do czynnika, w późniejszym okresie sprężania i podczas rozprężania ciepło jest odprowadzane od czynnika do chłodniejszych od niego ścianek cylindra i głowicy,
- ciepło nie jest odprowadzane od czynnika po wykonaniu przez niego pracy, lecz czynnik uchodząc z cylindra unosi ze sobą znaczną część energii cieplnej.

Na rysunkach 9.3 i 9.4 są pokazane przykładowe otwarte wykresy indykatorowe dla jednego cyklu pracy silnika w jednym cylindrze, uzyskane z pomiarów¹.



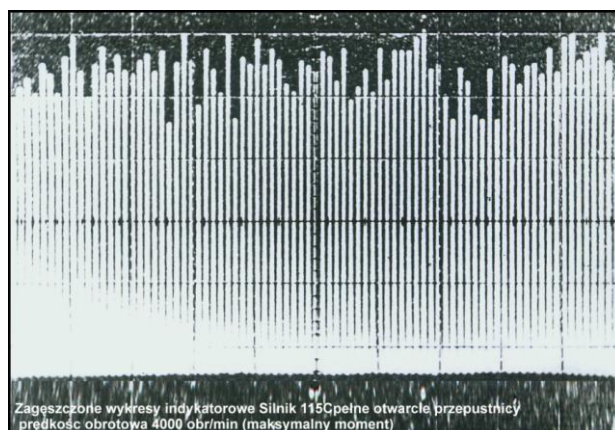
Rys. 9.3. Otwarty wykres indykatorowy– silnik 115C, maksymalny moment

¹ Dr inż. Maciej Tułodziecki, „Badania silnika 115C”

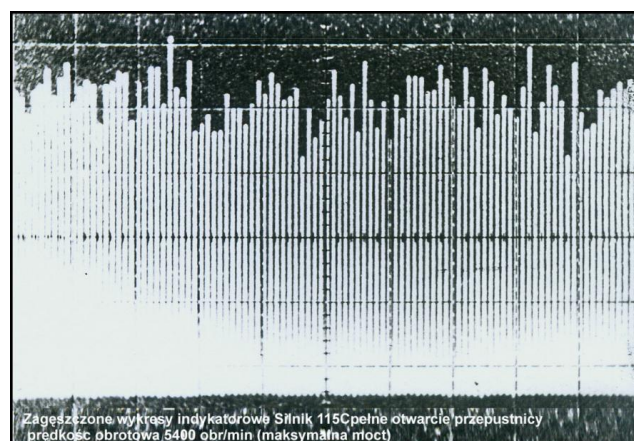


Rys. 9.4. Otwarty wykres indykatorowy – silnik 115C, maksymalna moc

Na rys. 9.5 i 9.6 jest przedstawionych kilkadziesiąt cykli pracy w jednym cylindrze silnika następujących kolejno po sobie. Nie są one identyczne. Na kolejnych wykresach znacznie różnią się wartości maksymalnego ciśnienia (jedna działka pionowa odpowiada ciśnieniu 1 MPa) a w konsekwencji również kształt wykresów.



Rys. 9.5. Zagęszczone wykresy indykatorowe – silnik 115C, maksymalny moment



Rys. 9.6. Zagęszczone wykresy indykatorowe – silnik 115C, maksymalna moc

W praktyce silnikowej wiadomo, że kolejne cykle pracy w tym samym cylindrze mogą różnić się między sobą w bardzo dużym stopniu. Zjawisko to nazwano niepowtarzalnością kolejnych cykli pracy. Zasadniczymi jego przyczynami są:

- niejednakowe napełnienie cylindra świeżym ładunkiem,
- niejednakowy przebieg procesu spalania.

Wobec tak znacznych różnic pomiędzy przebiegami kolejnych cykli pracy, do wyznaczenia reprezentatywnego wykresu indykatorowego stosuje się metody statystyczne ich uśredniania.

Wykresy indykatorowe dostarczają bardzo wielu informacji o przebiegu zjawisk zachodzących wewnątrz cylindra i pozwalają na wyciągnięcie wielu ważnych wniosków. Stanowią podstawę do wyznaczenia siły nacisku gazów na denko tłoka zwanej w silnikach siłą gazową, która oddziałując na układ korbowy wywołuje obciążenie jego elementów. Miernikiem obciążenia układu korbowego silnika siłami nacisku gazów jest średnie ciśnienie indykowane.

Zarówno otwarty wykres indykatorowy $p(\alpha)$ jak i zamknięty $p(V)$ są sporządzane dla jednego cyklu pracy silnika. Cykl pracy silnika czterosuwowego składa się z czterech suwów (suwy: dolotu, sprężania, rozprężania zwanego też suwem pracy, wylotu). Podczas każdego suwu wał korbowy obraca się o 180° , a więc cały cykl pracy silnika jest realizowany w czasie dwóch obrotów wału korbowego, co odpowiada 720° OWK (stopień obrotu wału korbowego). Sporządzenie wykresu indykatorowego zamkniętego $p(V)$ wymaga wyznaczenia chwilowej wartości objętości cylindra w funkcji kąta obrotu wału korbowego $V(\alpha)$ (punkt 9.2):

$$V(\alpha) = V_k + \frac{\pi D^2}{4} r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (9.1)$$

gdzie: $V_k = \frac{V_s}{\varepsilon_s - 1}$ - objętość komory spalania,

$V_s = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S$ - objętość skokowa jednego cylindra,

$\lambda_k = \frac{r}{l}$ - współczynnik korbowodu,

ε_s - stopień sprężania,

D - średnica cylindra,

S - skok tłoka,

$r = S/2$ - promień wykorbienia,

l - długość korbowodu (odległość osi sworznia od osi czopa korbowego).

Korzystając z wykresu indykatorowego zamkniętego można obliczyć pracę rzeczywistą wykonaną wewnątrz cylindra tłokowego silnika spalinowego nazywaną pracą indykowaną L_i . Praca indykowana L_i jest sumą prac absolutnych w poszczególnych suwach, zsumowanych z uwzględnieniem znaków tych prac.

$$L_i = |L_d| - |L_{spr}| + |L_{rozpr}| - |L_w|$$

gdzie: L_d – praca absolutna w suwie dolotu,

L_{spr} – praca absolutna w suwie sprężania,

L_{rozpr} – praca absolutna w suwie rozprężania,

L_w – praca absolutna w suwie wylotu.

Suma pracy absolutnej w suwie rozprężania i sprężania odpowiada na wykresie na rys. 9.7 polu dużej pętli i ma znak plus, co oznacza nadwyżkę pracy wykonanej przez gaz podczas rozprężania nad pracą włożoną z sprężenie gazu w suwie sprężania.

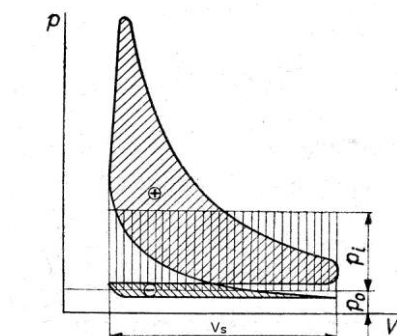
Suma pracy absolutnej w suwie wylotu i dolotu odpowiada na rys. 9.7 polu małej pętli i ma znak minus, co oznacza nadwyżkę pracy włożoną w usunięcie spalin z cylindra nad pracą wykonaną przez gaz podczas suwu dolotu. Stanowi pracę potrzebną do pokonania oporów przepływu.

Na podstawie wykresu indykatorowego wyznacza się również średnie ciśnienie indykowane $p_{iśr}$. Jest to takie stałe ciśnienie umowne, które działając na tłok w czasie suwu rozprężania wykonałoby taką samą pracę jak zmienne ciśnienie rzeczywiste działające na tłok w czasie całego cyklu roboczego. Jest obliczane z zależności:

$$p_i = \frac{L_i}{V_s} = \frac{\text{pole} \oplus - |\text{pole} \ominus|}{V_s} \quad (9.2)$$

gdzie: L_i – praca indykowana,

V_s – objętość skokowa jednego cylindra



Rys. 9.7. Średnie ciśnienie indykowane p_i przedstawione na wykresie indykatorowym silnika wolnossącego

Na podstawie pracy indykowanej oblicza się moc indykowaną silnika N_i z następującej zależności:

$$N_i = \frac{L_i \cdot i}{t} \quad (9.3)$$

gdzie: i - liczba cylindrów,

t – czas wykonania pracy L_i .

Praca L_i w silniku 4-suwowym jest wykonywana w czasie dwóch obrotów wału korbowego silnika, a zatem:

$$t = \frac{2 \cdot 60}{n} [s], \quad (9.4)$$

gdzie: n [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika.

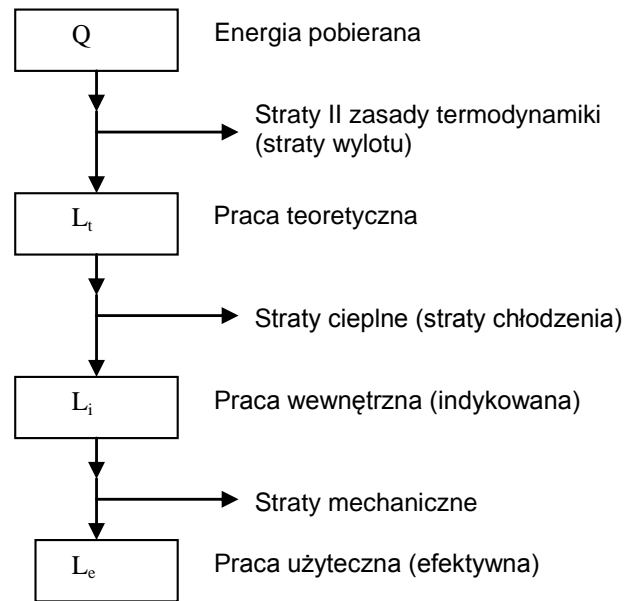
Podstawiając do (9.3) zależność (9.4) i przekształconą zależność (9.2) otrzymuje się dla silnika czterosuwowego:

$$N_i = \frac{p_i \cdot V_s \cdot n \cdot i}{2 \cdot 60} \quad (9.5)$$

9.1. Sprawności silników rzeczywistych

W urządzeniach rzeczywistych pracujących według obiegów zamkniętych zachodzą straty mające różny charakter. W szczególności mogą one mieć charakter cieplny: np. nieodwracalność typu cieplnego, tarcie wymiana ciepła itp. czasem można wydzielić straty typowo mechaniczne: napęd mechanizmów pomocniczych, straty tarcia mechanicznego w łożyskach urządzenia. Wszystkie te straty bywają charakteryzowane różnymi współczynnikami sprawności nazywanymi powszechnie sprawnościami.

Dla urządzeń, których celem jest oddawanie energii na zewnątrz (silniki cieplne i inne przetworniki energii), można przedstawić schemat strat i przekazywania energii pokazany na rys. 9.8. [5]. Na jego podstawie można wyznaczyć sprawność badanego urządzenia, czyli skuteczność zamiany ciepła zawartego w dostarczanym do niego paliwie na energię mechaniczną przekazywaną przez to urządzenie do odbiornika mocy lub momentu.



Rys. 9.8. Schemat strat i przekazywania energii w silnikach cieplnych

Dla silników pracujących według obiegu zamkniętego stosuje się następujące sprawności:

a) Sprawność teoretyczna η_t

$$\eta_t = \frac{L_t}{Q}$$

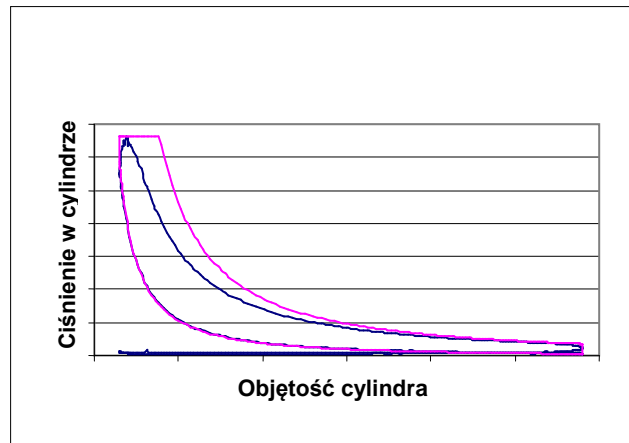
Jest to sprawność uwzględniająca konieczność oddawania ciepła w obiegu zamkniętym, zgodnie z drugą zasadą termodynamiki. Praca L_t jest pracą, jaka zostałaby wykonana przez silnik, gdyby pracował zgodnie z przyjętym obiegiem wzorcowym. Q jest ilością ciepła dostarczaną do silnika w czasie jednego obiegu, zawartą w paliwie zużywanym przez silnik i teoretycznie wywiązującą się w cylindrze podczas procesu spalania całkowitego i zupełnego. Sprawność teoretyczna jest miarą strat ciepła oddawanego dolnemu źródłu; odpowiednikiem tych strat w silniku rzeczywistym są straty wylotu.

b) Sprawność indykowana η_i (wewnętrzna)

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_t}$$

Ta sprawność uwzględnia straty typu cieplnego powstające przy realizacji obiegu porównawczego (wzorcowego) w cylindrze silnika rzeczywistego, a zatem straty wywołane różnicą właściwości rzeczywistego czynnika roboczego w stosunku do gazów doskonałych (zmiennosc ciepła właściwego i dysocjacja produktów spalania), niewłaściwym procesem spalania, chłodzeniem oraz straty wywołane dławieniem podczas przepływów związanych z wymianą ładunku. L_i stanowi pracę wykonaną przez silnik po uwzględnieniu strat cieplnych.

Porównanie rzeczywistego wykresu pracy silnika spalinowego z wzorcowym obiegiem teoretycznym jest przedstawione na rys. 9.9.



Rys. 9.9. Porównanie wykresu indykatorowego z wzorcowym obiegiem teoretycznym

c) Sprawność cieplna η_c

Sprawność cieplna całkowicie charakteryzuje rzeczywisty cykl pracy silnika, tj, uwzględnia wszystkie straty ciepłne. Definiowana jest następująco:

$$\eta_c = \frac{L_t}{Q}$$

a można ją zapisać również tak:

$$\eta_c = \frac{L_t}{Q} = \frac{L_t \cdot \eta_i}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i$$

d) Sprawność mechaniczna η_m

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_t}$$

Uwzględnia straty typu mechanicznego. L_e oznacza pracę użyteczną silnika, to znaczy tę, która może być oddana przez silnik na zewnątrz i wykorzystana użytecznie. Sprawność mechaniczna jest miarą strat na tarcie w mechanizmach silnika i na napęd mechanizmów pomocniczych.

e) Sprawność użyteczna η_o

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q}$$

Ta sprawność charakteryzuje cały proces przetwarzania energii i można ją również zapisać następująco:

$$\eta_o = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad \text{lub} \quad \eta_o = \eta_c \cdot \eta_m$$

Powyższą zależność otrzymuje się następująco:

$$\eta_o = \frac{L_e}{Q} = \frac{L_i \cdot \eta_m}{Q} = \frac{L_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{Q} = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

Wielkości występujące w powyższych zależnościach wyznacza się następująco:

- ciepło doprowadzone do jednego obiegu Q

$$Q = \frac{G \cdot W_u \cdot \tau}{60 \cdot n \cdot i} \quad [\text{MJ}]$$

gdzie: G [kg/h] – ilość paliwa zużyta przez silnik w ciągu jednej godziny (godzinowe zużycie paliwa),

W_u [MJ/kg] – wartość opałowa paliwa,

τ – współczynnik uwzględniający liczbę suwów wykonanych przy realizacji cyklu pracy, wynoszący 2 dla silnika czterosuwowego,

n [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika.

- praca użyteczna L_e

Pracę użyteczną wyznacza się z zależności:

$$L_e = p_e \cdot V_s$$

gdzie: V_s - objętość skokowa jednego cylindra, p_e - średnie ciśnienie użyteczne,

lub z zależności:

$$L_e = \frac{N_e}{i} \cdot t$$

gdzie: i - liczba cylindrów,

N_e – moc użyteczna silnika,

t – czas wykonania pracy L_e , opisany zależnością (9.4)

Średnie ciśnienie użyteczne wyznacza się z zależności:

$$p_e = \frac{60 \cdot N_e \cdot \tau}{V_{ss} \cdot n}$$

gdzie: p_e [MPa] – średnie ciśnienie użyteczne,

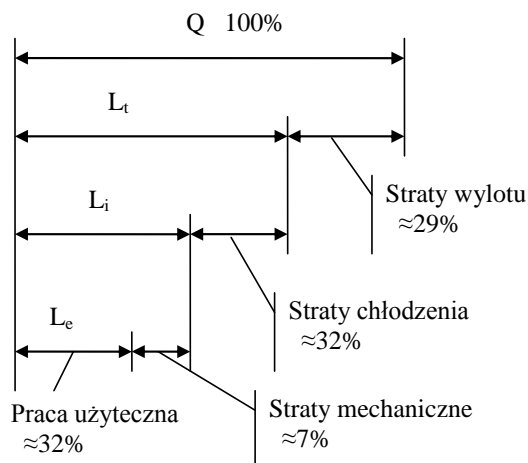
N_e [kW] – moc użyteczna silnika,

n [obr/min] – prędkość obrotowa wału korbowego silnika,

V_{ss} [dm³] - objętość skokowa silnika ($V_{ss} = i \cdot V_s$),

τ - współczynnik uwzględniający liczbę suwów na jeden cykl roboczy; $\tau = 2$ – dla silnika czterosuwowego.

Bilans energii silnika cieplnego można przedstawić w postaci wykresu zwanego wykresem Sankeya (rys. 9.10). Podane na rysunku wartości strat [7] należy traktować jako przybliżone wartości przeciętne.



Rys. 9.10. Bilans energii silnika cieplnego

9.2. Wyznaczenie chwilowej wartości objętości cylindra $V(\alpha)$

Całkowita objętość cylindra V jest sumą objętości komory spalania V_k i objętości skokowej cylindra V_s . Chwilowa wartość objętości cylindra wynosi:

$$V(\alpha) = V_k + V_s(\alpha) \quad (9.2.1)$$

i zależy od chwilowego położenia tłoka w cylindrze silnika, a więc od kąta obrotu wału korbowego.

Objętość V_k wyznacza się następująco:

$$V_k = \frac{V_s}{\varepsilon_s - 1}$$

gdzie:

$$V_s = \frac{\pi D^2}{4} S \text{ - objętość skokowa jednego cylindra,}$$

ε_s – stopień sprężania,

D – średnica cylindra,

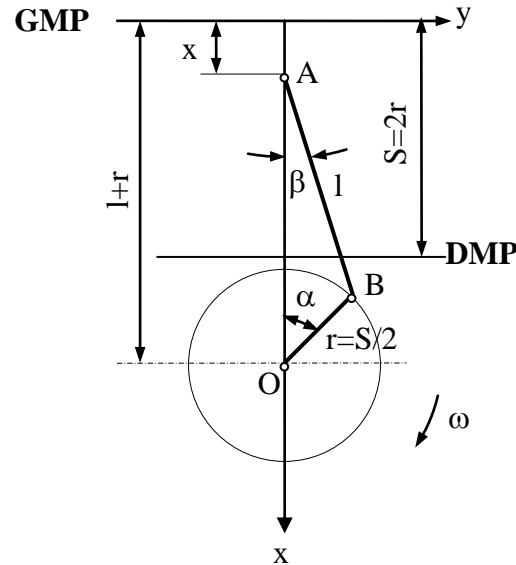
S – skok tłoka,

a objętość $V_s(\alpha)$ następująco:

$$V_s(\alpha) = \frac{\pi D^2}{4} x(\alpha) \quad (9.2.2)$$

gdzie: $x(\alpha)$ – chwilowa wartość przemieszczenia tłoka w cylindrze.

Chwilową wartość przemieszczenia tłoka $x(\alpha)$, zwaną drogą tłoka, wyznacza się z zależności trygonometrycznych w mechanizmie tłokowo-korbowym. Jest to odległość przebyta przez tłok od górnego martwego punktu (GMP). Oznacza się ją przez „ x ” (rys. 9.11).



Rys. 9.11. Schemat układu korbowego symetrycznego (zbieżnoosiowego); $r = S/2$ – promień wykorbienia, l – długość korbowodu (odległość osi sworznia od osi czopa korbowego), S - skok tłoka, x – chwilowa wartość drogi tłoka liczona od GMP, α - kąt obrotu ramienia wykorbienia (wał korbowego) liczony od GMP, β - kąt pomiędzy osią korbowodu i osią cylindra (oś x)

Drogę tłoka wyznacza się następująco:

$$x = r + l - r \cos \alpha - l \cos \beta = r(1 - \cos \alpha) + l(1 - \cos \beta) = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} (1 - \cos \beta) \right] \quad (9.2.3)$$

gdzie: λ_k – współczynnik korbowodu

$$\lambda_k = \frac{r}{l}$$

Przeciętne wartości λ_k wynoszą:

$$\lambda_k = 0,21 - 0,31.$$

Z trójkąta OAB wyznacza się zależność kąta β od kąta α :

$$\frac{l}{\sin \alpha} = \frac{r}{\sin \beta}$$

skąd: $\sin \beta = \lambda_k \cdot \sin \alpha$

a zatem: $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha}$

Podstawiając powyższe wyrażenie do (3) otrzymuje się zależność opisującą drogę tłoka:

$$x(\alpha) = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (9.2.4)$$

Po podstawieniu zależności (4) do zależności (2) otrzymuje się:

$$V_s(\alpha) = \frac{\pi D^2}{4} r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (9.2.5)$$

a po uwzględnieniu (5) w zależności (1) otrzymuje się zależność opisującą chwilową wartość całkowitej objętości cylindra:

$$V(\alpha) = V_k + \frac{\pi D^2}{4} r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left(1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \cdot \sin^2 \alpha} \right) \right] \quad (9.2.6)$$