

Ćwiczenie 13.

Wyznaczanie uniwersalnej charakterystyki silnika spalinowego.

Realizatorzy: Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Zakład Silników Spalinowych

Dr inż. Wojciech Walkowiak plus zespół

Miejsce ćwiczenia: budynek P-14, Lab. Z-du Napędów Spalinowych, ul. Braci Gerymskich 164 (Biskupin),

Opracowanie do ćwiczenia w Bibliotece I-16.

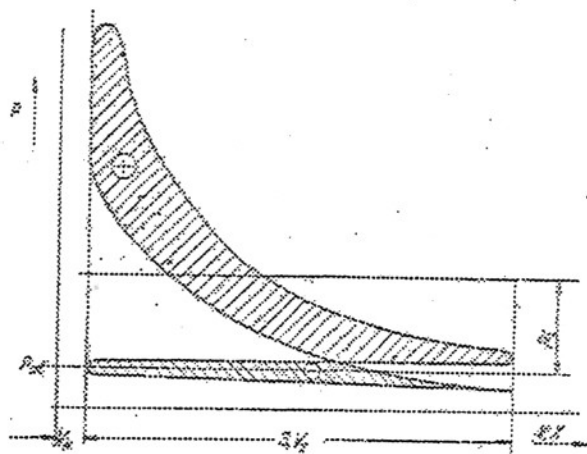
CHARAKTERYSTYKI SILNIKÓW SPALINOWYCH

Wprowadzenie

Podstawowymi wskaźnikami pracy silnika są jego moc i moment obrotowy. Wynikają one z przebiegu ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze oraz z prędkości obrotowej silnika. Ciśnienie panujące w cylindrze silnika nazywamy ciśnieniem indykowanym.

Na rys. 1., przedstawiającym wykres ciśnienia w cylindrze silnika, wykreślono średnią wartość ciśnienia, oznaczoną p_i – zwaną średnim ciśnieniem indykowanym.

Średnie ciśnienie indykowane p_i jest równe zastępczemu uśrednionemu ciśnieniu w cylindrze silnika, przy czym pole pracy jest równe pracy jednego cyklu (rys. 1.).



Rys. 1. Schemat przebiegu ciśnienia indykowanego.

Przy n_s obrotach na sekundę daje to dla silnika o liczbie cylindrów równej i , moc

$$N_i = i L_i n_s = V_{ss} n_s p_i \quad \text{W}$$

gdzie: i – liczba cylindrów, L_i – praca indykowana, V_{ss} – pojemność skokowa silnika, n_s – prędkość obrotowa, p_i – średnie ciśnienie użytkowe.

zwaną mocą indykowaną, którą rozwijałyby silnik pozbawiony tarcia.

Straty tarcia powodują obniżenie mocy. Moc użyteczna N_e , uzyskiwana na wale silnika jest zawsze mniejsza od indykowanej.

Stosunek $\frac{N_e}{N_i}$ jest sprawnością mechaniczną silnika:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

Moc indykowana jest proporcjonalna do ciśnienia indykowanego, a moc użyteczna do ciśnienia użytkowego p_e . Ponieważ $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$, więc równocześnie $\eta_m = \frac{p_e}{p_i}$, stąd

$$p_i = \frac{1}{\eta_m} p_e; p_e = \eta_m p_i$$

Z analizy zasad działania silnika spalinowego oraz definicji pracy i mocy wynika, że moc silnika jest proporcjonalna do jego pojemności skokowej, średniego ciśnienia użytkowego oraz

prędkości obrotowej.

Biorąc pod uwagę, że praca uzyskana w czasie jednego suwu w jednym cylindrze jest równa

$$L_e = A \cdot S \cdot p_e = V_s p_e, \quad J$$

gdzie:

- A - pole tłoka, m^2 ,
- S - skok tłoka, m,
- p_e - średnie ciśnienie użyteczne, $N \cdot m^{-2}$,
- V_s - pojemność skokowa cylindra, m^3

przy n_s obrotach na sekundę daje to dla silnika o liczbie cylindrów równej i, moc:

$$\text{dwusuw} \quad N_e = V_{ss} \cdot n_s \cdot p_e, \quad W \quad (1)$$

gdzie:

$$V_{ss} = V_s \cdot i$$

$$\text{czterosuw} \quad N_e = \frac{1}{2} V_{ss} \cdot n_s \cdot p_e, \quad W \quad (2)$$

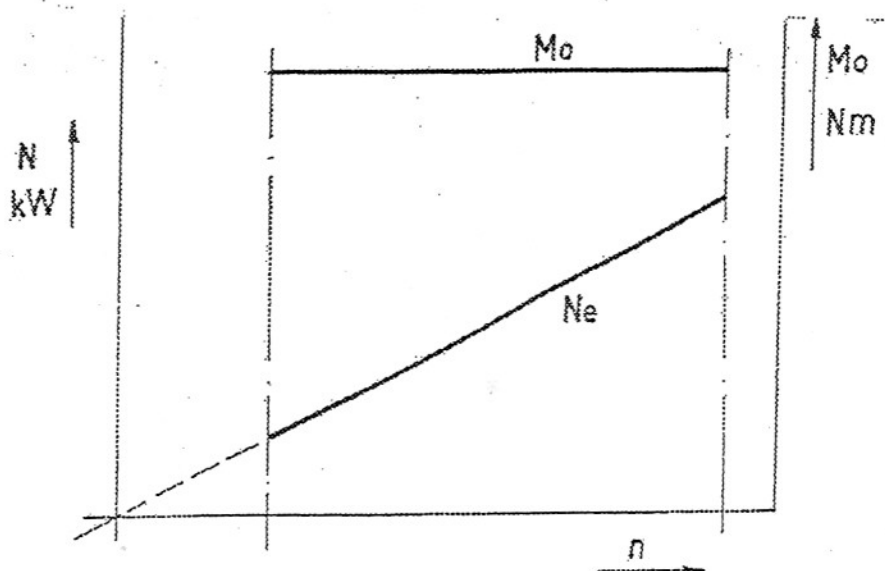
Zastępując niewygodny w użyciu układ jednostek SI układem stosowanym tradycyjnie w badaniach silnikowych otrzymuje się:

$$\text{dla dwusuwu} \quad N_e = \frac{V_{ss} \cdot n \cdot p_e}{60}, \quad kW \quad (1a)$$

$$\text{dla czterosuwu} \quad N_e = \frac{V_{ss} \cdot n \cdot p_e}{120}, \quad kW \quad (2a)$$

gdzie: V_{ss} - dm^3 , n - obr/min, p_e - MPa;

Z wzorów (1, 2) wynika, że moc użyteczna N_e jest proporcjonalna do iloczynu $n p_e$. Gdyby ciśnienie użyteczne było stałe, to wykres zależności $N_e = f(n)$ byłby linią prostą, której przedłużenie przechodziłoby przez początek układu współrzędnych (rys. 2).



Rys. 2. Teoretyczna charakterystyka mocy i momentu obrotowego silnika przy $p_e = \text{const.}$

Moment obrotowy użyteczny M_o można obliczyć z zależności:

$$M_o = 10^3 \frac{N_e}{\omega}, \text{ Nm} \quad (3)$$

gdzie:

N_e - kW

Po podstawieniu $\omega = \pi \cdot n / 30$, otrzymuje się:

$$M_o = 9549,3 \frac{N_e}{n}, \text{ Nm} \quad (4)$$

$$p_e = 0,012566 \frac{M_o}{V_{ss}}, \text{ MPa}$$

gdzie:

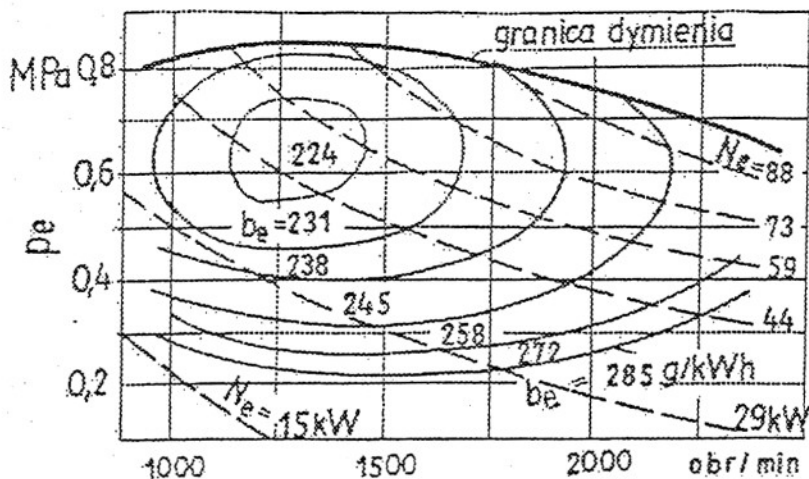
M_o - Nm
 V_{ss} - dcm³

Przy stałej wartości p_e przebieg M_o w funkcji prędkości obrotowej jest linią prostą, równoległą do osi odciętych. Rysunek 2. przedstawia schematyczną charakterystykę silnika odpowiadającą $p_e = \text{const}$, na której wykreślono przebiegi N_e i M_e . W rzeczywistości wartość p_e nie jest jednak stała. Przy ustalonych warunkach otoczenia i ustalonych nastawach podaży paliwa (otwarcia przepustnicy w silnikach o ZI i nastawy pompy wtryskowej w silnikach o ZS) wartość p_e początkowo rośnie ze wzrostem prędkości obrotowej, osiąga maksimum i następnie stopniowo maleje. Przyczyny tego zjawiska są złożone. Do najważniejszych należy jednak spadek sprawności mechanicznej η_m i współczynnika napełnienia η_v w funkcji prędkości obrotowej. Ze zwiększeniem prędkości obrotowej, czas przypadający na wszystkie procesy przebiegające w silniku ulega skróceniu a jednocześnie przedłuża się dopalanie paliwa. Również stosunkowo wolny przebieg wszystkich procesów w silniku, co dzieje się przy niskich prędkościach obrotowych - powoduje spadek p_e , wywołany głównie zwiększeniem strat ciepła do wody chłodzącej, ucieczką gazów przez nieszczelności oraz tym, że regulacja układu rozrządu optymalizowana jest zazwyczaj dla wyższych prędkości obrotowych. W przypadku silników o ZS poza zmiennością współczynnika napełnienia na przebieg wartości p_e wyraźnie wpływa charakter pracy pompy wtryskowej.

Przedstawione zjawiska o złożonym charakterze powodują, że przebieg mocy, momentu obrotowego oraz innych parametrów pracy silnika nie jest liniowy, lecz może być przedstawiony graficznie w postaci charakterystyki.

Charakterystyka silnika jest graficznym przedstawieniem zależności między wskaźnikami pracy silnika – takimi jak moc, moment obrotowy, jednostkowe i godzinowe zużycie paliwa, prędkość obrotowa itp. – lub zależności tych wskaźników od czynników wpływających na pracę silnika.

Charakterystyki silnika pozwalają na ocenę pracy silnika, np. ocenę stanu technicznego ocenę



Rys. 5. Charakterystyka uniwersalna silnika

Charakterystykę tę uzupełnia się krzywą $p_e = f(n)$ odpowiadającą charakterystyce zewnętrznej oraz krzywymi temperatury spalin i stopnia zadymienia. Charakterystyka uniwersalna pozwala na analizę wskaźników pracy silnika w całym możliwym obszarze jego pracy, szczególnie wskaźników pozwalających ocenić ekonomię pracy silnika - krzywe stałych wartości g_e , a także pozwala porównywać ze sobą różne silniki np. w trakcie poszukiwania silnika do napędu konstruowanego urządzenia.

Charakterystyka ta sporządzana jest na podstawie wielu charakterystyk obciążeniowych.

Krzywe stałego jednostkowego zużycia paliwa g_e ustala się w następujący sposób:

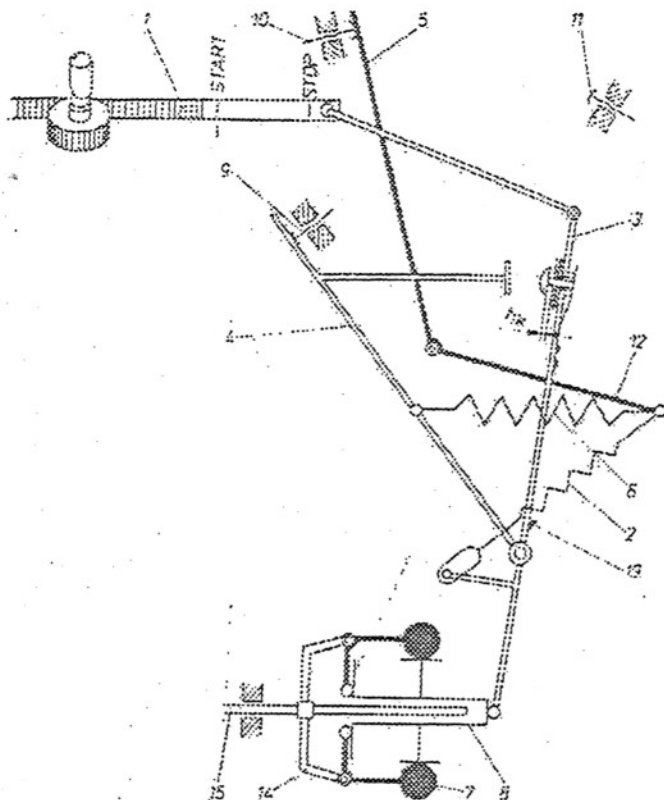
- przyjmuje się rozpiętość w warstwie g_e - zwykle co 5-20 g/kWh,
- na wykres charakterystyk obciążeniowych nanosi się siatkę linii poziomych, odpowiadającą przyjętej rozpiętości warstwy g_e ,
- punkty przecięcia linii siatki z charakterystykami, przenosi się na wykres $p_e - n$, uzyskując punkty stałego g_e , które po połączeniu utworzą charakterystyczne warstwy.

Sposób wykonywania charakterystyki przedstawiono na rys. 5a.

Hiperbole stałej mocy N_e uzyskuje się na podstawie zależności (1 i 2).

$$p_e n = \frac{2 N_e}{V_{ss}} = \text{const} \quad \text{dla czterosuwu} \quad (5)$$

$$p_e n = \frac{N_e}{V_{ss}} = \text{const} \quad \text{dla dwusuwu} \quad (6)$$



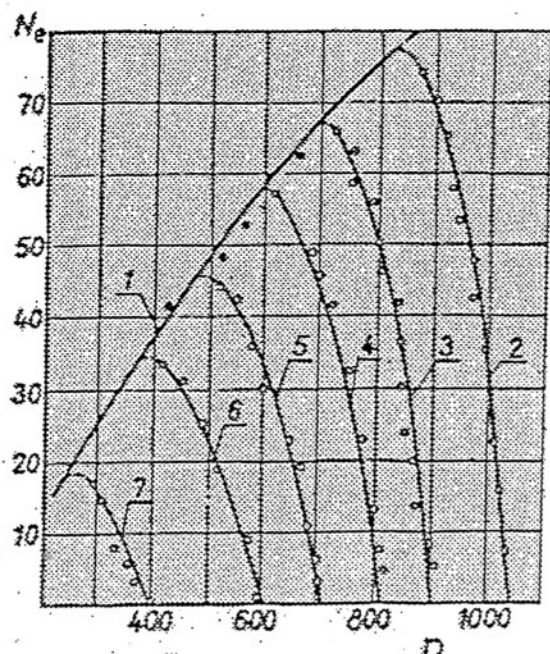
Rys. 7.

Schemat wielozakresowego regulatora prędkości obrotowej:
 1 – listwa regulacyjna pompy wtryskowej, 2 – sprężyna wzbogacacza, 3 – dźwignia regulatora, 4 – dźwignia naciągowa, 5 – dźwignia sterująca, 6 – sprężyna regulatora, 7 – ciężarek regulatora, 8 – nasuwa, 9 – ogranicznik dawki nominalnej (pełnej), 10 – ogranicznik nominalnej prędkości obrotowej, 11 – ogranicznik STOP, 12 – ramię dźwigni sterującej, 13 – występ na dźwigni regulatora, 14 – nośnik ciężarków, 15 – wałek krzywkowy pompy wtryskowej, h_k – skok korekcji.

Konstrukcja regulatora wielozakresowego powoduje specjalny przebieg zmian prędkości obrotowej silnika przy zmiennym obciążeniu silnika a ustalonej nastawie dźwigni regulatora (pedału przyspiesznika).

Celem ćwiczenia jest wyznaczenie charakterystyki obciążeń częściowych i regulatorowej silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym wyposażonego w mechaniczny regulator wielozakresowy.

Przykładową charakterystykę przedstawiono na rys. 8 [3].



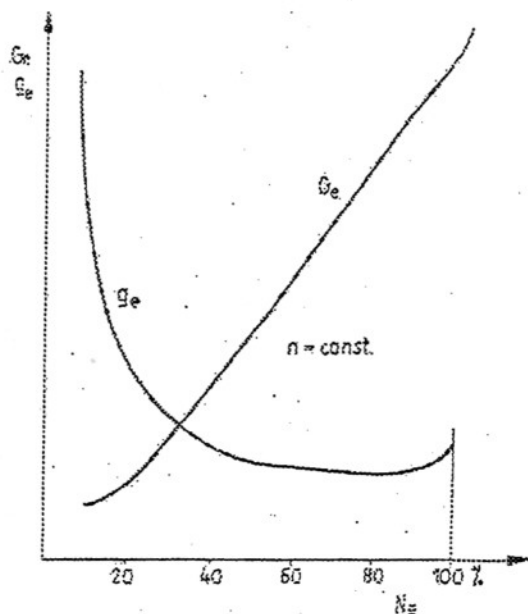
Rys. 8.

Charakterystyka silnika wyposażonego w regulator wielozakresowy:

1 – charakterystyka zewnętrzna,
 2, 3, ..7 – linie charakterystyki regulatorowej dla różnych (ustalonych) położenia dźwigni sterującej pompy wtryskowej (różnego napięcia sprężyny regulatora).

stopniowaniu prędkości obrotowej co 200÷300 obr/min. Po ustaleniu prędkości obrotowej dokonujemy odczytu wskazań układów pomiarowych, a dane wprowadzamy do tabeli.

Charakterystyką obciążeniową silnika nazywa się zależność jednostkowego zużycia paliwa g_e i godzinowego zużycia paliwa G_e w funkcji mocy użytecznej N_e lub ciśnienia użytecznego p_e , zmierzona przy stałej prędkości obrotowej. Na osi odciętych jest odwzorowana moc, zaś na osi rzędnych jednostkowe zużycie paliwa. Krzywa ta w przypadku silnika o ZI wykazuje minimum w obszarze mocy $N_e \sim 0,85 N_{e\max}$. W przypadku silnika o ZS ma bardziej płaski przebieg - rys. 4.



Rys. 4. Charakterystyka obciążeniowa silnika o zapłonie samoczynnym

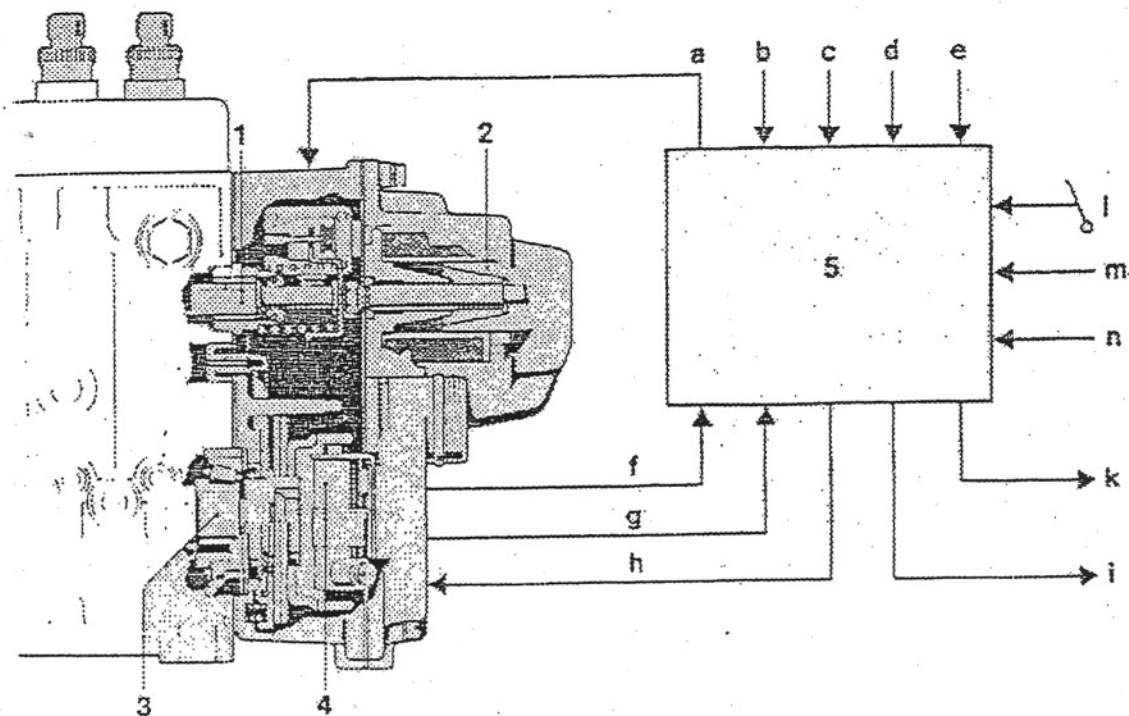
Charakterystyka obciążeniowa odpowiada stałej prędkości obrotowej, a zatem w trakcie wykonywania charakterystyki kolejne punkty pomiarowe wymagają regulowania obciążenia równocześnie z prędkością obrotową – tak a by utrzymać zadaną prędkość charakterystyki.

Charakterystyki wykonywane są na hamowni silnikowej, wyposażonej w hamulec obciążeniowy, który pozwala obciążać silnik w sposób kontrolowany – momentem o znanej wartości, a zatem pozwala określić moc i moment obrotowy silnika.

Dokładny opis stosowanych metod i układów pomiarowych przedstawiono w pracy [1].

Charakterystyka uniwersalna (ogólna)

Charakterystyka uniwersalna przedstawia przebieg krzywych stałego jednostkowego zużycia paliwa g_e oraz krzywych stałej mocy N_e , w układzie współrzędnych $p_e - n$ lub $M_e - n$ (rys. 5.).

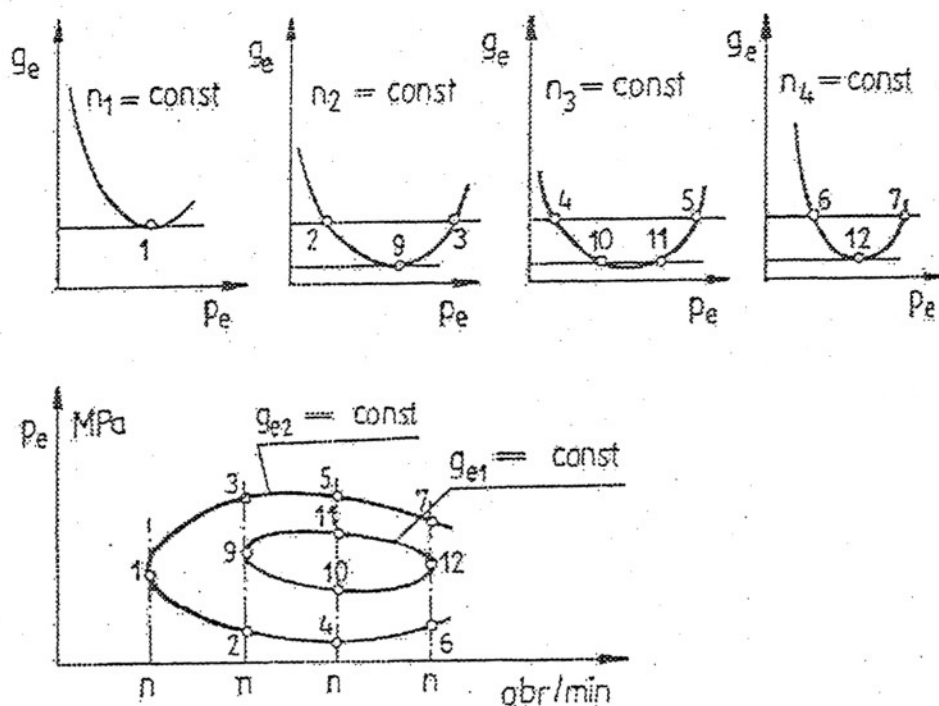


Rys. 6. Schemat elektronicznego regulatora obrotów:

1 – listwa regulacyjna, 2 – mechanizm wykonawczy, 3 – wałek krzywkowy,
4 – czujnik prędkości obrotowej, 5 – regulator mikroprocesorowy.

Wielkości wejścia/wyjścia: a – położenie listwy regulacyjnej, b – ciśnienie doładowania, c – prędkość (np. pojazdu), d – temperatury (płynu chłodzącego, powietrza, paliwa), e – katowe położenia tłoka (GMP), f – prędkość obrotowa, g – skok regulacji, h – położenie magnesu regulatora, i – wskaźnik zużycia/wskaźnik prędkości obrotowej, k – sygnał diagnostyczny, l – położenie pedału przyspiesznika, m – preselektor prędkości, n – położenie sprzęgła/hamulca.

Eksplloatowane współcześnie maszyny robocze z napędem spalinowym są wyposażone w większości przypadków w mechaniczne, wielozakresowe regulatory prędkości obrotowej. Schemat takiego regulatora przedstawia rys. 7 [4].



Rys. 5a Sposób wykonywania charakterystyki uniwersalnej

Podstawiając n - w obr/min, V_{ss} w dm^3 , N_e - kW, p_e w MPa uzyskuje się:

$$p_e n = \frac{120 N_e}{V_{ss}} \quad \text{dla czterostawu} \quad (7)$$

$$p_e n = \frac{60 N_e}{V_{ss}} \quad \text{dla dwustawu} \quad (8)$$

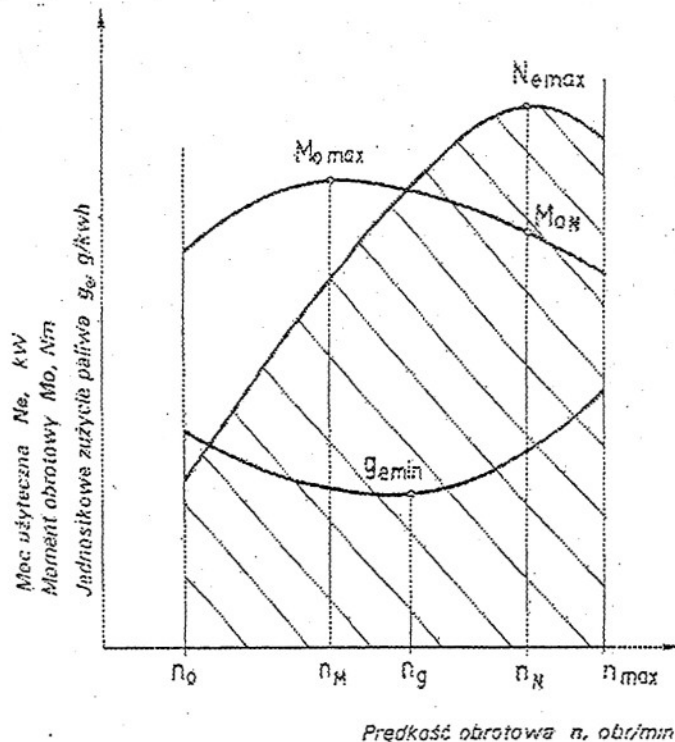
Przyjmując dla danej krzywej wartość N_e , podstawia się do wzorów (7) lub (8) kolejne wartości n i oblicza odpowiadające p_e . Uzyskane punkty pozwalają wykreślić hiperbole stałej mocy N_e .

Charakterystyka obciążeń częściowych i regulatorowa

Silnik spalinowy o zapłonie samoczynnym nie może sam, bez pomocy specjalnych układów, utrzymać stałej prędkości obrotowej. Urządzeniem, które utrzymuje zadaną prędkość obrotową silnika, w tym również obroty biegu jałowego, jest regulator prędkości obrotowej, zazwyczaj sprzężony z pompą wtryskową. Regulator steruje wielkością dawki paliwa, przez co umożliwia stabilną pracę silnika.

Sterowanie wielkością dawki paliwa w funkcji prędkości obrotowej wału korbowego silnika odbywa się za pomocą regulatorów mechanicznych, hydraulicznych lub elektronicznych.

Schemat elektronicznego regulatora pompy wtryskowej oraz wielkości wejścia/wyjścia przedstawia rys. 6. [2].



Rys. 3. Charakterystyka zewnętrzna silnika spalinowego

- n_0 , najmniejsza prędkość obrotowa, przy której silnik może pracować na obciążeniu zewnętrznym,
- n_M , prędkość obrotowa, przy której moment obrotowy silnika osiąga wartość maksymalną,
- n_g , prędkość obrotowa, przy których jednostkowe zużycie paliwa g_e osiąga minimum,
- n_N , prędkość obrotowa, przy której moc uzyskuje wartość znamionową (inaczej prędkość obrotowa znamionowa),
- n_{max} , maksymalna prędkość obrotowa, przy której silnik może pracować bez zakłóceń.

Nazwa "charakterystyka zewnętrzna" pochodzi od ograniczenia pola możliwej pracy silnika

- silnik może pracować wewnątrz pola charakterystyki N_e (rys. 3).

Zazwyczaj wykres mocy uzupełnia się krzywą momentu obrotowego $M_o = f(n)$, krzywą godzinowego zużycia paliwa $G_e = f(n)$, jednostkowego zużycia paliwa $g_e = f(n)$, temperatury spalin $t_w = f(n)$ itp.

Należy tu podkreślić, że charakterystyka zewnętrzna jest sporządzona na podstawie pomiarów silnika, w czasie których nastawy gaźnika i zapłonu w silniku o ZI, lub pompy wtryskowej i kąta wyprzedzenia wtrysku w silniku o ZS, pozostają bądź to niezmiennie w całym zakresie prędkości obrotowej silnika, bądź też zmieniają się w sposób samoczynny, tak jak to się dzieje w czasie normalnej eksploatacji silnika.

Charakterystykę wykonujemy od obrotów maksymalnych do minimalnych, przy czym dźwignia sterowania dawką paliwa ustawiona jest w pozycji „maksimum”, a zmiana prędkości obrotowej wynika ze zmiany zadawanego hamulcem obciążenia silnika. Pomiarów wykonywane są przy

Charakterystyka regulatorowa jest fragmentem charakterystyki obciążeń częściowych silnika, który wynika z działania regulatora – ilustruje to rys. 8., na którym przedstawiono charakterystykę obciążeń częściowych dla silnika z regulatorem wielozakresowym. Fragmenty charakterystyki, oznaczone nr 2÷7 są charakterystykami regulatorowymi.

Istotną cechą przedstawionych charakterystyk jest przejście charakterystyki regulatorowej w charakterystykę zewnętrzną dla dowolnego położenia dźwigni sterującej pompą wtryskową. Wynika to z zasady działania regulatora wielozakresowego. Wzrost obciążenia silnika, pracującego przy danym położeniu dźwigni sterującej, powoduje spadek obrotów silnika. Ponieważ zadaniem regulatora jest utrzymanie stałej prędkości obrotowej – regulator powoduje zwiększenie dawki paliwa, przez co silnik zmienia punkt pracy zgodnie z charakterystyką regulatorową. W skrajnym przypadku punkt pracy silnika znajduje się na krzywej charakterystyki zewnętrznej i dalszy wzrost obciążenia spowoduje pracę silnika na tej charakterystyce.

Taki przebieg procesu sterowania jest korzystny dla silników maszyn roboczych lub ciężkich pojazdów terenowych, natomiast nie powinien być stosowany w napędach samochodów osobowych.

LITERATURA

- [1] Praca zbiorowa. *Laboratorium Silniki Spalinowe*. Skrypt PWr. 1999
- [2] *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch/Bosch* VDI Verlag 1991 Stuttgart ISBN 3-18-419114-1
- [3] Niewiarowski K.: *Tłokowe silniki spalinowe*. WKŁ Warszawa 1968
- [4] Falkowski H. i inni: *Układy wtryskowe silników wysokoprężnych*. WKŁ Warszawa 1989 ISBN 83-206-0822-8