

## **Rozrząd bezkrzywkowy czterosuwowego silnika spalinowego na tle rozrządu krzywkowego**

**KRZYSZTOF ZBIERSKI, MARIUSZ SMOCZYŃSKI**

Politechnika Łódzka, Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn

W artykule omówiono istotę bezkrzywkowego rozrządu czterosuwowego silnika spalinowego oraz aktualny stan badań w dziedzinie rozrządów bezkrzywkowych. Skupiono się przede wszystkim na rozrządach elektrycznych, eksponując elektryczny rozrząd magnetoelektryczny, skonstruowany wg polskiej koncepcji. Ten rozrząd porównano z mechanicznym rozrządem krzywkowym posługując się ich właściwościami kinematycznymi i dynamicznymi. Dzięki temu wykazano na przykładzie rozrządu magnetoelektrycznego, że rozrząd bezkrzywkowy ma wiele zalet, jakich nie posiadają najbardziej nowoczesne mechaniczne rozrządy krzywkowe.

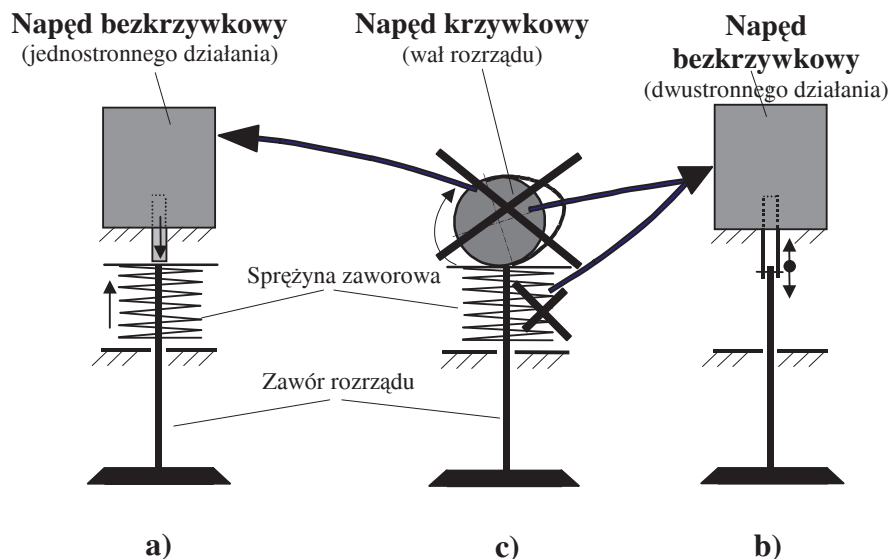
### **1. Wprowadzenie**

Istota rozrządu bezkrzywkowego czterosuwowego silnika spalinowego polega na wprawianiu w ruch zaworów rozrządu za pomocą bezkrzywkowych napędów sterowanych elektronicznie. W stosunku do mechanicznego rozrządu krzywkowego zastępują one wał rozrządu lub ten wał i sprężyny zaworowe. Rolę napędu bezkrzywkowego spełnia na ogół siłownik elektryczny, hydrauliczny, a nawet pneumatyczny. Odmiany bezkrzywkowego napędu zaworu, na tle mechanicznego napędu krzywkowego, przedstawiono na rysunku 1. Napęd bezkrzywkowy może być napędem zarówno o jednostronnym działaniu ze sprężyną powodującą powrotny ruch zaworu rozrządu i często zapewniającą wymagany docisk zaworu do jego gniazda (rys. 1.a), jak i dwustronnym działaniu bez sprężyny (rys. 1.b).

W obydwu odmianach napędów bezkrzywkowych ich elementy przesuwne umożliwiają wywieranie określonej siły na zawór również po zaprzestaniu jego ruchu. Oznacza to uzyskanie określonego przestoju zaworu w stanie jego otwarcia równoznacznego z powiększeniem czaso- i niekiedy kątoprzekroju zaworu. Po zamknięciu zaworu jego przestój równoznaczny jest z wytworzeniem docisku zaworu do jego gniazda, gdy nie zapewnia tego sprężyna zaworowa lub gdy w ogóle nie ma takiej sprężyny (rys. 1.b).

Silniki z rozrządami bezkrzywkowymi badane są aktualnie przez zagraniczne ośrodki naukowo-badawcze, takie jak: AVL, Siemens, Bosch, Lotus, Chrysler, BMW, Aura, Renault i inne [1÷8]. Badania te prowadzone są przede wszystkim na silnikach

samochodów osobowych, z wyraźną jak dotąd przewagą badań silników z rozrządami elektrycznymi, a dokładniej elektromechanicznymi. Również w Polsce prowadzone są badania bezkrzywkowego elektrycznego rozrządu, ale opartego na innej koncepcji niż elektromechaniczna. W rozrządzie tym zawory wprawiane są w ruch za pomocą siłowników magnetoelektrycznych bez udziału sprężyn zaworowych [9÷11].



Rys. 1. Odmiany bezkrzywkowych napędów zaworu rozrządu na tle mechanicznego napędu krzywkowego: a – napęd bezkrzywkowy jednostronnego działania, b – napęd bezkrzywkowy dwustronnego działania, c – napęd krzywkowy.

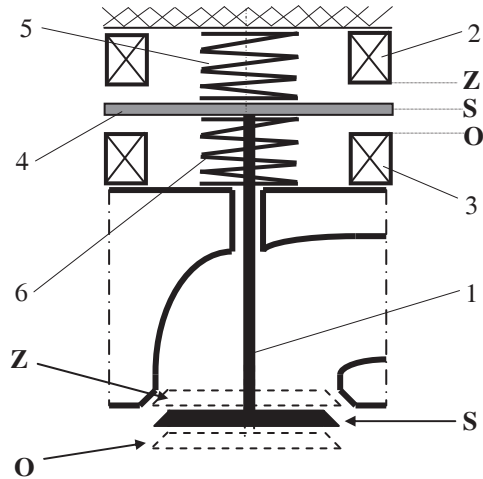
Fig. 1. Types of camless valve timing drives against a background of cam valve timing drive: a) single-acting, b) double-acting, c) cam drive.

Dalej przedstawiono koncepcje i właściwości wymienionych rozrządów elektrycznych, a ściślej elektrycznych napędów zaworów oraz analizę porównawczą kinematyki i dynamiki rozrządu bezkrzywkowego na tle rozrządu krzywkowego.

## 2. Koncepcje i właściwości bezkrzywkowych elektrycznych rozrządów

Koncepcja elektromechanicznego napędu zaworu rozrządu powstała we wczesnych latach rozwoju silników spalinowych, bo już w 1920 roku [12]. Nie zastosowano jej jednak w tamtych i w późniejszych latach, ze względu na inne wymagania stawiane ówczesnym silnikom oraz na brak odpowiednich technologii w dziedzinie budowy elektromagnesów i ich elektronicznego sterowania. Na rysunku 2 przedstawiono schemat takiego napędu zaworu rozrządu. Zawór 1 przymocowany jest do zwory elektromagnesu 4, która dzięki sprężynom 5 i 6 może pozostawać w pewnych odległościach od cewek elektromagnesu 2 i 3, gdy nie dopływa do nich prąd. Zawór rozrządu znajduje się wówczas w położeniu środkowym S nazywanym półotwartym lub

półzamkniętym. Zasilanie prądem górnej cewki 2 powoduje przyciągnięcie do niej zwory 4 i zamknięcie zaworu rozrządu 1. Zasilanie prądem dolnej cewki 3 powoduje przyciągnięcie do niej zwory 4 i całkowite otwarcie zaworu rozrządu. Ponieważ w napędzaniu zaworu rozrządu mają istotny udział sprężyny 5 i 6, stąd jego ścisła nazwa – napęd elektromechaniczny.

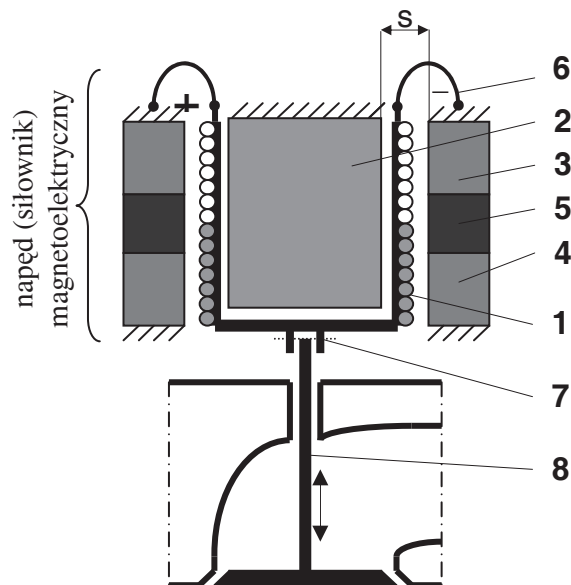


Rys. 2. Schemat elektromechanicznego napędu zaworu rozrządu: 1 – zawór rozrządu, 2, 3 – górna i dolna cewka elektromagnesu, 4 – zwora elektromagnesu, 5, 6 – górna i dolna sprężyna zaworu rozrządu, Z – położenie zamknięte, O – położenie otwarte, S – położenie środkowe.

Fig. 2. Schematic diagram of electro-mechanic cam valve timing drive: 1 – valve, 2, 3 – top and bottom electromagnet coil, 4 – armature of an elektromagnet, 5, 6 – top and bottom valve spring, Z – close position, O – open position, S – medial position.

Z syntezy rozmaitych rozwiązań elektrycznych napędów zaworów prezentowanych w wymienionych pracach oraz w [13÷15] wynika, że opatentowane, a przede wszystkim badane do chwili obecnej rozrządy we wspomnianych ośrodkach, oparte są na koncepcji przedstawionej na rysunku 2. Różne modyfikacje napędu elektromechanicznego w postaci umieszczenia w jego obwodzie magnetycznym dodatkowych magnesów stałych nie zmieniają przedstawionej koncepcji.

Do grupy bezkrzywkowych elektrycznych rozrządów należy rozrząd magnetoelektryczny. Przyjęta nazwa rozrządu magnetoelektrycznego pochodzi od zasady działania napędu zaworu polegającej na oddziaływaniu pola magnesu trwałego na umieszczoną w tym polu cewkę, przez którą płynie prąd [9]. Koncepcja tego rozrządu, a dokładniej napędu zaworu oparta jest na polskim wynalazku [16]. Napęd ten nie posiada sprężyn zaworowych, w przeciwieństwie do napędów elektromechanicznych, a zatem odpowiada odmianie bezkrzywkowego napędu przedstawionej na rysunku 1.b. Zawór napędzany jest za pomocą siłownika magnetoelektrycznego (rys. 3), składającego się z magnesu stałego 5, nabiegowników 3 i 4, rdzenia 2, cewki 1 nawiniętej na karkasie oraz sprężystych elementów 6 doprowadzających prąd do cewki. Karkas cewki 1 posiada złącze 7 do połączenia jej z zaworem rozrządu 8.



Rys. 3. Schemat układu: napęd – zawór magnetoelektrycznego rozrządu silnika spalinowego:

1 – ruchoma cewka, 2 – rdzeń, 3 i 4 – nabiegunniki, 5 – magnes stały, 6 – sprężyste elementy prądowe,  
7 – złącze zaworu rozrządu, 8 – zawór rozrządu, s – szczelina powietrzna.

Fig. 3. Schematic diagram of set: drive – valve for magneto-electric valve timing of combustion engine:

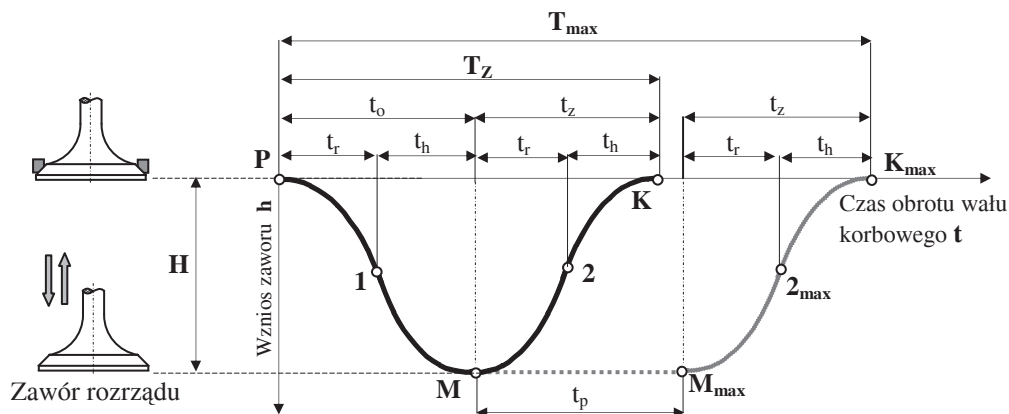
1- moving coil, 2 – core, 3, 4 – pole pieces, 5 – permanent magnet, 6 – elastic current elements,  
7 – valve connector, 8 – valve, s – air gap.

Magnes stały, nabiegunniki i rdzeń są nieruchome i służą do wytwarzania silnego pola magnetycznego w szczelinie między rdzeniem a nabiegunnikami. Magnes stały jest tak umieszczony, że w górnej części linii pola przechodzą od nabiegunnika do rdzenia, a w dolnej od rdzenia do nabiegunnika. Szczelina powietrzna  $s$  jest stała i musi być na tyle duża, by mógł przesunąć się w niej przewodnik z prądem, czyli ruchoma cewka. Ruchoma cewka umieszczona jest w tej szczelinie i oddziałuje na nią istniejące tam silne pole magnetyczne. Cewka, połączona z zaworem rozrządu, podzielona jest na dwie części – górną i dolną – nawinięte w przeciwnych kierunkach (na rysunku 3 zaznaczone różnym kolorem wypełnienia), co stanowi istotę koncepcji magnetoelektrycznego napędu. Dzięki temu przepływ prądu powoduje powstanie siły o jednakowym zwrocie zarówno w górnej, jak i w dolnej części. Siła napędowa tzw. siła Lorentza, powstaje w wyniku oddziaływania pola magnetycznego na płynący w cewce prąd [9]. Ponieważ pole magnetyczne wytworzone przez magnes stały istnieje cały czas, to siła może być generowana natychmiast po pojawieniu się prądu i znika natychmiast po jego wyłączeniu. Dzięki równomiernemu rozkładowi pola, powstająca podczas przepływu prądu, siła elektrodynamiczna prawie nie zależy od położenia cewki, lecz od wartości prądu. Zwrot wytwarzanej siły zależy od zwrotu prądu, tak więc za pomocą jednej cewki można uzyskać zarówno siłę zamykającą, jak i otwierającą zawór. Sterując przepływem prądu, steruje się zatem bezpośrednio wartością i zwro-

tem generowanej siły elektrodynamicznej napędzającej dany zawór. Parametry ruchu zaworu mogą być więc ściśle i prosto opisane. Widoczne na rysunku 3 sprężyste elementy prądowe 6, przeznaczone do doprowadzenia prądu do ruchomej cewki, nie wytwarzają siły napędowej. Posiadają one niewielkie sztywności i nie mają praktycznie istotnego udziału w zamykaniu i docisku zaworu do jego gniazda. Są natomiast tak dobrane, aby utrzymywały zawór w pozycji zamkniętej, gdy prąd nie dopływa do cewki. Dzięki tym elementom- wszystkie zawory pozostają w pozycji zamkniętej po zakończeniu pracy silnika. Ze względu na to, że sprężyste elementy prądowe 6 nie zapewniają docisku zaworu do jego gniazda, docisk ten uzyskany jest za pomocą siły elektrodynamicznej, okresowo generowanej po zamknięciu zaworu. Ponieważ w napędzie magnetoelektrycznym jest teoretycznie stała wartość generowanej siły elektrodynamicznej, niezależna od chwilowego położenia zaworu, to zawór napędzany jest ze stałym przyspieszeniem dodatnim i ujemnym. Obydwa przyspieszenia, co do wartości bezwzględnej, są sobie równe. Również teoretycznie stała jest wartość czasu otwierania i zamykania zaworu przy danej wartości natężenia prądu przepływającego przez uzwojenie cewki napędu, a zatem i siły wymuszającej ruch zaworu niezależnie od wartości obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Nie ma tu potrzeby regulacji luzu zaworowego ze względu na możliwość swobodnego wydłużania się zaworu i cewki.

W rozrządzie bezkrzywkowym zawór może przemieszczać się po torze  $P-1-M-M_{\max}-2_{\max}K_{\max}$  (rys. 4). Dzięki temu uzyskuje się przestój zaworu w położeniu jego pełnego otwarcia na odcinku  $M-M_{\max}$ , a zatem i zwiększenie wartości czasoprzekroju zaworu. W miarę wzrostu prędkości obrotowej silnika czasoprzekrój niestety maleje, ponieważ maleje odcinek  $M-M_{\max}$ . Przy zerowej wartości tego odcinka przemieszczanie zaworu może odbywać się tylko po torze  $P-1-M-2-K$ , któremu odpowiada znacznie mniejszy czasoprzekrój. Dalsze zwiększanie prędkości obrotowej, przy założeniu wymaganej wartości okresu  $T_z$ , uniemożliwi uzyskanie założonej wartości skoku zaworu  $H$ . Chcąc uzyskać przy wyższej prędkości obrotowej przemieszczanie zaworu chociaż po torze  $P-1-M-2-K$ , należałoby zwiększyć wartość okresu  $T_z$ , ale niestety jest ona ograniczona. Taki sam efekt można by uzyskać przez zmniejszenie wartości mas zaworu i ruchomego elementu napędu, czyli cewki, albo przez zwiększenie wartości siły napędzającej zawór lub przez zmianę tych obydwu wartości. Wówczas zmniejszyłyby się wartości czasów otwierania ( $t_o$ ) i zamykania ( $t_z$ ) zaworu, ale wzrosłyby wartości przyspieszeń, a tym samym obciążeń zaworu oraz cewki napędu, powodując zmniejszenie niezawodności i trwałości tych elementów. Zwiększyłyby się także pobór prądu zasilającego cewkę.

W miarę wzrostu prędkości obrotowej silnika zmniejsza się zatem swoboda dobierania końca wzniosu zaworu  $K_{\max}$ , ze względu na teoretycznie stałą wartość czasu otwierania  $t_o$  i zamykania  $t_z$ , a także zmniejszający się czas między zwrotnymi położeniami tłoka. To w konsekwencji, w pewnych warunkach pracy silnika, może pociągnąć za sobą konieczność zmniejszenia wartości skoku zaworu  $H$ , tak, jak w innych rozrządach bezkrzywkowych.



Rys. 4. Przebieg wzniosu zaworu z napędem magnetoelektrycznym w zależności od czasu obrotu wału korbowego silnika spalinowego: P – początek wzniosu zaworu, K – koniec wzniosu zaworu, H – skok zaworu,  $T_Z$  – okres otwarcia zaworu,  $T_{max}$  – okres otwarcia zaworu z przestojem,  $K_{max}$  – koniec wzniosu zaworu z przestojem, M – maksymalny wznios oraz początek przestoju zaworu,  $M_{max}$  – koniec przestoju zaworu,  $t_r$  – czas rozpędzania zaworu,  $t_h$  – czas hamowania zaworu,  $t_o$  – czas otwierania zaworu,  $t_z$  – czas zamykania zaworu,  $t_p$  – czas przestoju zaworu.

Fig. 4. Valve lift course for magneto-electric drive dependence on crankshaft rotation time:

- P – begin of valve lift, K – end of valve lift, H – valve lift,  $T_Z$  – valve open period,
- $T_{max}$  – valve open period with shutdown,  $K_{max}$  – end of valve lift with shutdown,
- M – maximal valve lift and begin of valve shutdown,  $M_{max}$  – end of valve shutdown,
- $t_r$  – valve accelerating time,  $t_h$  – valve breaking time,  $t_o$  – valve opening time,
- $t_z$  – valve closing time,  $t_p$  – valve shutdown time.

Z porównania omówionych dwóch koncepcji elektrycznych rozrządów widać, że oparte są one na różnych zasadach działania. Napęd magnetoelektryczny jest prostszy w sterowaniu, bowiem ruch zaworu odbywa się pod wpływem zmieniającej swój zwrot siły elektrodynamicznej. Pozwoliło to wyeliminować sprężyny zaworowe, a także regulację luzu zaworowego.

Ogólnie charakterystycznymi właściwościami bezkrzywkowych rozrządów magnetoelektrycznego i elektromechanicznego są:

- teoretycznie stała wartość czasu otwierania i zamykania zaworu przy danej wartości natężenia prądu przepływającego przez uzwojenia cewek napędów, czyli siły wymuszającej ruch zaworu niezależnie od wartości prędkości obrotowej silnika,
- swobodne kształtowanie przebiegów wzniosu zaworów, a zatem możliwość bezstopniowego zmieniania wartości wszystkich geometrycznych parametrów rozrządu, co równoznaczne jest z możliwością sterowania czasoprzekrojem, a także kątoprzekrojem zaworu, przy czym czasoprzekrój zaworu może być większy od czasoprzekroju zaworu z napędem krzywkowym.

Takich właściwości nie posiadają rozrządy krzywkowe silników spalinowych. Dzięki zastosowaniu bezkrzywkowego rozrządu w silniku spalinowym, można by uzyskać:

- ciągłą regulację skoku oraz kątów otwarcia i zamknięcia zaworów,
- wyeliminowanie przepustnicy z kanału dolotowego silnika o zapłonie iskrowym,
- poprawę momentu obrotowego silnika,
- zmniejszenie zużycia paliwa,
- zmniejszenie ilości szkodliwych składników spalin,
- uproszczenie konstrukcji silnika,
- obniżenie kosztów produkcji silnika,
- wewnętrzną recyrkulację spalin,
- doładowanie silnika metodą Millera,
- dobór napełnienia do spalania alternatywnych paliw,
- niezależne sterowanie poszczególnymi zaworami,
- wyłączenie z pracy dowolnych cylindrów,
- swobodne hamowanie silnikiem,
- nawrotność silnika,
- okresowe napełnianie tylko jednego cylindra w celu utrzymania biegu jałowego silnika,
- ułatwienie rozruchu silnika przez „wyłączenie” sprężania,
- uruchomienie silnika bez rozrusznika dzięki pozostawieniu w jednym z cylindrów sprężonej mieszanki przy zamkniętych zaworach, po włączeniu w nim zapłonu,
- dwusuwowy cykl pracy silnika.

### 3. Kinematyka krzywkowo i bezkrzywkowo napędzanego zaworu rozrządu

Do porównania kinematyki krzywkowo i bezkrzywkowo napędzanego zaworu wykorzystano niektóre wyniki badań doświadczalnego jednocylindrowego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym, mogącego pracować zarówno z rozrządem magnetoelektrycznym, jak i rozrządem krzywkowym. Znamionowa moc silnika z rozrządem krzywkowym wynosiła 3,3 kW przy 3000 obr/min [10, 17].

Przebieg wzniosu zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmoniczej został obliczony na podstawie znanej geometrii tej krzywki i dźwigni pośredniej. Przebieg wzniosu zaworu P-1-M-2-K napędzanego bezkrzywkowo za pomocą siłownika magnetoelektrycznego, widoczny na rysunku 4, jest przebiegiem parabolicznym odpowiadającym krzywce Morina [18]. Charakteryzuje się on jednakowymi wartościami przyspieszeń dodatnich oraz ujemnych, a przyspieszenia średnie i chwilowe są sobie równe. Tor wzniosu zaworu  $h(t)$  składa się więc z czterech odcinków parabol P-1, 1-M, M-2, 2-K [9, 11]. Gdy prędkość początkowa zespołu cewka – zawór (rys. 4) w punkcie P równa się zero, wówczas jego przemieszczenie  $h$  w punkcie 1 jest określone zależnością:

$$h_1 = \frac{p \cdot t_r^2}{2} \quad (1)$$

gdzie:

$p$  – przyspieszenie cewki,

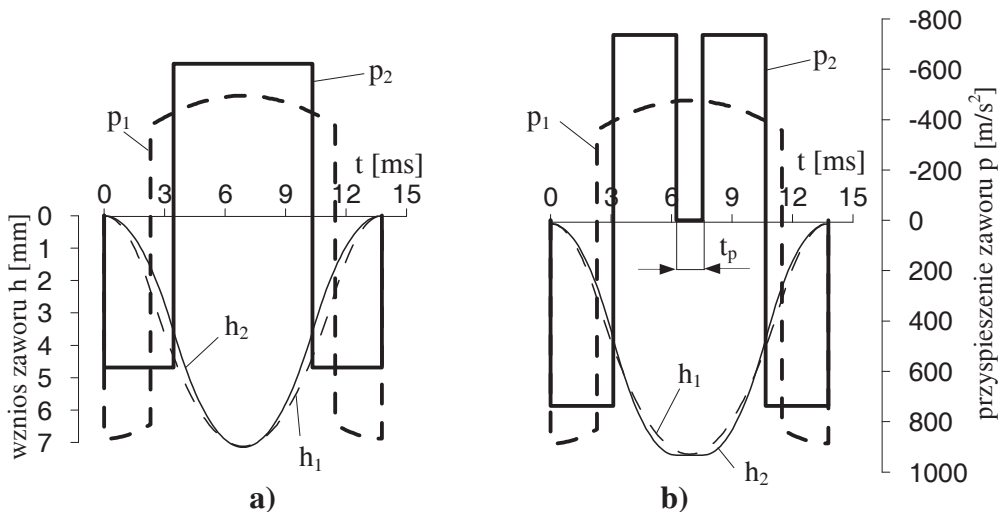
$t_r$  – czas ruchu (rozpędzania) zespołu od punktu P do punktu 1.

Uwzględniając we wzorze (1), że  $h_1 = h_M/2$ , zaś  $h_M=H$  (maksymalnemu wzniosowi zespołu, a zatem i zaworu rozrządu), otrzymuje się wzór na czas rozpędzania zespołu:

$$t_r = \sqrt{\frac{H}{p}} \quad (2)$$

Ponieważ czas rozpędzania  $t_r$  równy jest czasowi hamowania zespołu  $t_h$ , zatem okres otwarcia zaworu  $T_z$  równy jest czterokrotności czasu rozpędzania zaworu  $t_r$ .

Na rysunku 5 przedstawiono, dla wspomnianego silnika doświadczalnego przebieg wzniosu zaworu napędzanego bezkrzywkowo za pomocą siłownika magnetoelektrycznego. W celach porównawczych naniesiono na tym rysunku także przebieg wzniosu zaworu z rozrządem krzywkowym (wał krzywkowy z krzywkami harmonicznymi umieszczony w kadłubie silnika).



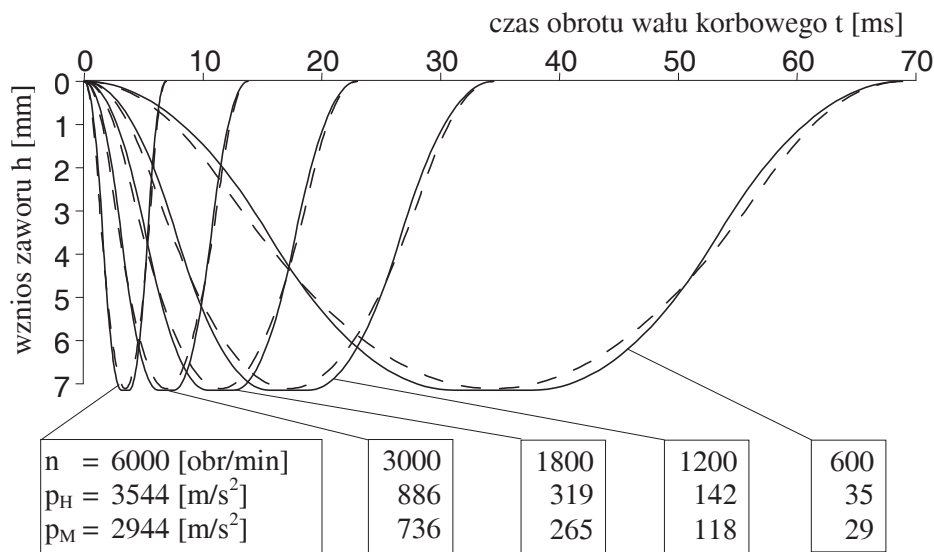
Rys. 5. Przebiegi wzniosu i przyspieszenia zaworu napędzanego bezkrzywkowo i krzywkowo: a) przy zachowaniu takiego samego skoku zaworu, b) przy zachowaniu takiego samego skoku i kątoprzekroju zaworu, 1 – przebieg wzniosu zaworu napędzanego krzywkowo za pomocą krzywki harmonicznej, 2 – przebieg wzniosu zaworu napędzanego bezkrzywkowo za pomocą siłownika magnetoelektrycznego, h – wznios zaworu, p – przyspieszenie zaworu,  $t_p$  – czas przestoju zaworu ( $n=3000$  obr/min).

Fig. 5. Valve lift and acceleration courses for cam and camless drive: a) for identical valve lift b) for identical valve lift and angle-section, 1 – for cam drive, 2 – for camless magneto-electric drive, h – valve lift, p – valve acceleration,  $t_p$  – valve shutdown time ( $n=3000$  r.p.m.).



Jak widać na rysunku 5.a, przebieg wzniosu zaworu dla krzywki harmonicznej 1, przy takim samym kącie otwarcia zaworu wynoszącym  $248^\circ$  obrotu wału korbowego i skoku zaworu równym 7 mm, leży na zewnątrz przebiegu wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego. Oznacza to, że dla tego przypadku kątoprzekrój zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmonicznej jest większy od kątoprzecroju zaworu napędzanego bezkrzywkowo za pomocą siłownika magnetoelektrycznego. Różnią się też pod względem jakościowym i ilościowym przyspieszenia zaworów dla porównywanych napędów krzywkowego i bezkrzywkowego. Chcąc uzyskać zatem takie same kątoprzecroje przy takim samym skoku, ruch zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego musi odbywać się z minimalnym przestojem, jak pokazano to na rysunku 5.b. Taki wznios zaworu wymaga jednak większych przyspieszeń podczas otwierania i zamykania zaworu.

Kątoprzecroje zaworów z omawianymi napędami nie zmieniają się wraz z prędkością obrotową silnika spalinowego, zmieniają się natomiast, co jest oczywiste, czasoprzecroje (rys. 6).

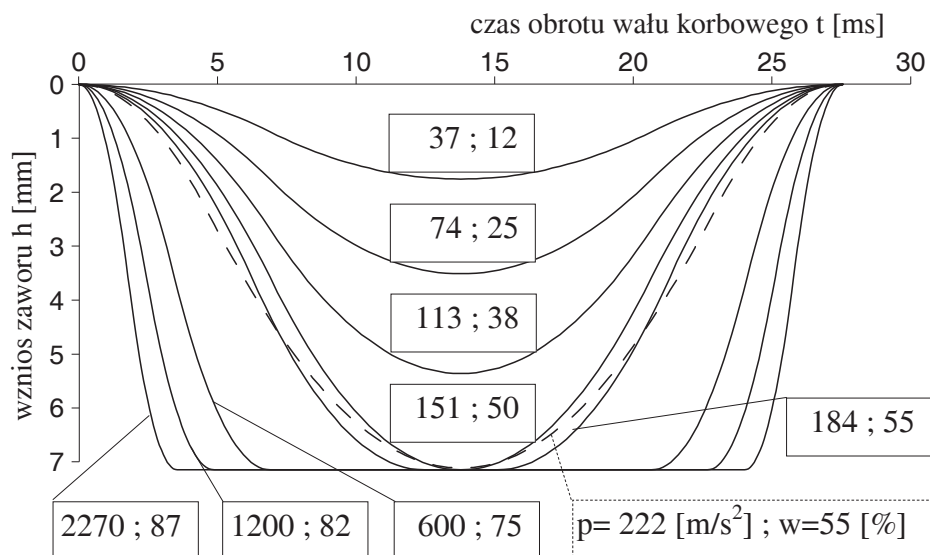


Rys. 6. Przebiegi wzniosów zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego (linie ciągłe) i o za pomocą krzywki harmonicznej (linie przerywane) dla prędkości obrotowych silnika od 600 do 6000 obr/min z jednakowymi wskaźnikami wypełnienia pola wzniosów; w legendzie podano odpowiednio prędkość obrotową  $n$ , dodatnie przyspieszenia krzywki harmonicznej  $p_H$  oraz przyspieszenia krzywki magnetoelektrycznej  $p_M$ .

Fig. 6. Valve lift courses for magneto-electric camless drive (continuous lines) and cam drive (dashed lines) calculated for 600 - 6000 engine r.p.m. with identical angle-section; there are in legend: engine rotation speed  $n$ , cam drive acceleration  $p_H$  and magneto-electric camless drive acceleration  $p_M$ .

Wyraźnie widać jak czasoprzecroje zaworu maleją w miarę wzrostu prędkości obrotowej silnika. Na rysunku 6 zaznaczono także wartości maksymalnych przyspieszeń zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmonicznej oraz siłownika magnetoelek-

trycznego. Wzniosy zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznej tak dobierano, by uzyskać dla każdej prędkości obrotowej identyczne dla obu napędów kątoprzekroje. W przypadku napędu magnetoelektrycznego, są to mniejsze przyspieszenia dodatnie. Krzywa wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego składa się teoretycznie z takich samych odcinków parabol. Parabole te mogą być o różnych współczynnikach. Wyjaśniono to na rysunku 7 przedstawiającym przebiegi wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego na tle przebiegu wzniosu zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmonicznnej. Założono tu prędkość obrotową wału korbowego silnika wynoszącą 1500 obr/min. Przy tej prędkości obrotowej i kącie otwarcia zaworu  $248^\circ$  obrotu wału korbowego czas otwarcia zaworu wynosi 27,5 ms. Przebieg zaznaczony czarną przerywaną linią to przebieg wzniosu zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmonicznnej. Pozostałe przebiegi to przebiegi wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego. Przebiegi te mają różne zarysy uzyskane dzięki różnym wartościom natężenia prądu płynącego przez uzwojenie cewki napędu magnetoelektrycznego, a w konsekwencji odpowiadają im różne przyspieszenia zaworu.



Rys. 7. Przebiegi wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego (linie ciągłe) na tle przebiegu wzniosu zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmonicznnej (linia przerywana) dla różnych przyspieszeń; w legendzie podano odpowiednio przyspieszenia  $p$  oraz wskaźniki wypełnienia pola wzniosów  $w$  ( $n=1500$  obr/min).

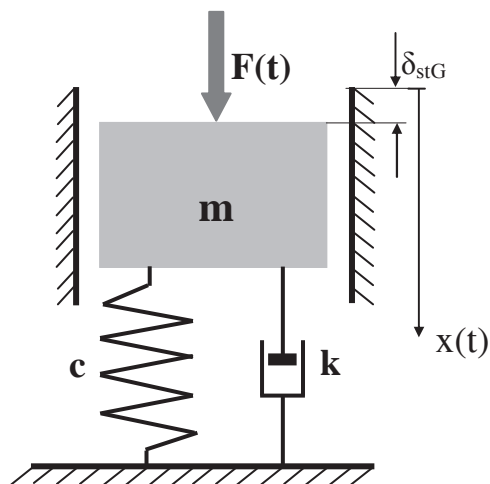
Fig. 7. Valve lift courses for magneto-electric camless drive (continuous lines) valves against a background of classic cam drive (dashed lines) calculated for different accelerations; there are in legend: acceleration  $p$  and coefficient of valve lift area filling  $w$  ( $n=1500$  r.p.m.).

Czasoprzebieg przebiegu zaznaczony czarną przerywaną linią o maksymalnym przyspieszeniu dodatnim wynoszącym  $222 \text{ m/s}^2$  odpowiada czasoprzekrojowi zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmoniczej. Pozostałe przebiegi to przebiegi wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego. Przebiegi leżące wewnątrz przebiegu wzniosu zaworu napędzanego krzywką harmoniczną odpowiadają częściowym skokom zaworu – uzyskiwane są dzięki znacznie mniejszym wartościom siły napędowej, ale i uzyskiwane czasoprzekroje są znacznie mniejsze. Przebiegi wzniosu zaworu znajdujące się na zewnątrz omówionych przebiegów mają coraz większe wartości siły napędowej, a zatem coraz mniejsze wartości czasu otwierania i zamykania zaworu. Tym przebiegom mogą również odpowiadać przebiegi o różnych coraz mniejszych wartościach skoków zaworu. Przebieg wzniosu zaworu, którego przyspieszenie wynosi  $2270 \text{ m/s}^2$ , ma najmniejszą wartość wynoszącą  $3,46 \text{ ms}$ . Dzięki takiemu przebiegowi wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego, zasilanego prądem  $60 \text{ A}$  [11, 17], uzyskano największy czasoprzebieg dla rozpatrywanej prędkości obrotowej silnika spalinowego (znacznie większy od uzyskanego za pomocą krzywki harmoniczej).

#### 4. Dynamika krzywkowo i bezkrzywkowo napędzanego zaworu rozrządu

Omówione przebiegi wzniosu zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego przedstawione na tle przebiegów wzniosu zaworu napędzanego za pomocą krzywki harmoniczej dotyczyły wspomnianego silnika doświadczalnego. Wynika z nich ograniczenie prędkości obrotowej w rozrządzie magnetoelektrycznym. Mając na celu wyjaśnienie tego ograniczenia posłużono się dalej dynamicznymi modelami omawianych napędów, w pierwszym rzędzie modelem napędu krzywkowego. Można go przedstawić w postaci liniowego modelu fizycznego o jednym stopniu swobody w ruchu prostoliniowym (rys. 8). W skład modelu wchodzi: masa  $m$  (suma mas: zaworu rozrządu z jego zamkiem, połowy masy sprężyny zaworowej oraz zredukowanych na oś zaworu mas: popychacza, łaski popychacza i dźwigni zaworowej) reprezentująca właściwości bezwładnościowe układu, nieważka sprężyna reprezentująca siły restytucyjne oraz tłumik wiskotyczny reprezentujący właściwości tłumiące układu. Położenie środka ciężkości masy  $m$  opisuje współrzędna uogólniona  $x(t)$  [19]. Na masę  $m$  działają siły zewnętrzne:

- grawitacji  $G$ ,
- bezwładności  $B$ ,
- restytucyjna  $S$ ,
- oporu  $R$ ,
- gazowa  $P$  (od ciśnienia gazów w cylindrze silnika spalinowego),
- wymuszenia zewnętrznego  $F$ .



Rys. 8. Liniowy model fizyczny o jednym stopniu swobody w ruchu prostoliniowym krzywkowego napędu zaworu rozrządu.

Fig. 8. One-degree of freedom linear physical model for cam valve timing drive.

Po zsumowaniu sił zewnętrznych otrzymano:

$$F + G - B - S - R - P = 0 \quad (3)$$

Poszczególne siły można opisać następującymi zależnościami:

$$G = m \cdot g, \quad (4)$$

gdzie:

$m$  – masa zredukowana na oś zaworu,

$g$  – przyspieszenie ziemskie.

$$B = m \cdot \ddot{x}(t) \quad (5)$$

$$S = c \cdot [x(t) + \delta_{stG}] \quad (6)$$

gdzie:

$\delta_{stG}$  – ugięcie statyczne sprężyny pod działaniem siły grawitacji  $G$ .

$$\delta_{stG} = \frac{G}{c} \quad (7)$$

$$R = k \cdot \dot{x}(t) \quad (8)$$

gdzie:

$k$  – współczynnik tłumienia wiskotycznego.

$$P = A \cdot p(t) \quad (9)$$

gdzie:

$A$  – pole powierzchni grzybka zaworu rozrządu,

$p(t)$  – szybkozmienne ciśnienie gazu w cylindrze silnika spalinowego.

Po podstawieniu odpowiednich wartości sił do (3) otrzymuje się:

$$m \cdot \ddot{x}(t) + k \cdot \dot{x}(t) + c \cdot x(t) + A \cdot p(t) = F(t) + G - c \cdot \delta_{stG} \quad (10)$$

Po uwzględnieniu (7) otrzymuje się:

$$m \cdot \ddot{x}(t) + k \cdot \dot{x}(t) + c \cdot x(t) + A \cdot p(t) = F(t) \quad (11)$$

W dynamicznym modelu napędu magnetoelektrycznego, z racji braku sprężyny zaworowej, występujący człon  $c \cdot x(t)$  w równaniu (11) nie wystąpi. Człon dotyczący tłumienia wiskotycznego  $k \cdot \dot{x}(t)$  musi być zastąpiony członem bardziej rozbudowanym ze względu na jednoczesne występowanie różnych postaci tłumienia, nie tylko wiskotycznego.

Uwzględniając powyższe, równanie ruchu (11), dla zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego, posługując się wygodniejszym zapisem do dalszych analiz, przyjmie postać:

$$B + R + P = F \quad (12)$$

Posługując się takim samym zapisem, równanie ruchu zaworu napędzanego za pomocą krzywki przyjmie postać:

$$B + R + P + S = F \quad (13)$$

Jak widać, różnica między tymi równaniami polega na występowaniu siły sprężyny  $S$  w równaniu ruchu (13) zaworu napędzanego za pomocą krzywki. Brak siły sprężyny w równaniu ruchu (12) zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego uzasadnia się następująco.

Siła sprężyny  $S$  odnosi się do siły sprężystych, praktycznie nieważkich, przewodów prądowych 6 (rys. 3), których zadaniem poza doprowadzeniem prądu do uzwojenia cewki może być utrzymanie zespołu: cewka – zawór w pobliżu górnego położenia ( $Z$ ) jak na rysunku 3. Siła pochodząca od statycznego ugięcia tych przewodów równoważy siłę grawitacji  $G$  tego zespołu o masie około 0,1 kg [11]. Sztywność przewodów prądowych jest na tyle mała, że maksymalna wartość siły  $S$  jest rzędu 2 % w stosunku do wartości maksymalnej siły elektrodynamicznej generowanej w napę-

dzie magnetoelektrycznym. Ze względu na swą małą wartość siła  $S$  występująca w równaniu (3), pominięta będzie w obliczeniach siły napędowej.

Oczywiście, jak dalej zostanie to wykazane inne będą wartości sił: bezwładności  $B$  oraz oporów tłumienia  $R$ , a więc i wartości sił napędowych  $F$  w obydwu porównywalnych napędach zaworów. Występujące w równaniu (12) siły wymagają odpowiedniego komentarza, a mianowicie.

### Siła gazowa $P$

Siła gazowa  $P$  działająca na zawór wylotowy w okresie jego otwarcia zależy od ciśnienia gazów spalinowych w cylindrze silnika i od pola powierzchni grzybka zaworu. Ciśnienie to ma największą wartość w początkowej chwili otwierania zaworu. W zależności od rodzaju silnika spalinowego ciśnienie to może mieć wartości podane w tabeli 1 [20, 21]. Dodatkowo obliczono siły gazowe  $P$  odpowiadające tym ciśnieniom. Obliczenie to przeprowadzono dla średniej średnicy grzybka zaworu wylotowego silników samochodów osobowych wynoszącej 27 mm, której odpowiada średnica zaworu rozpatrywanego zespołu cewka – zawór napędu magnetoelektrycznego.

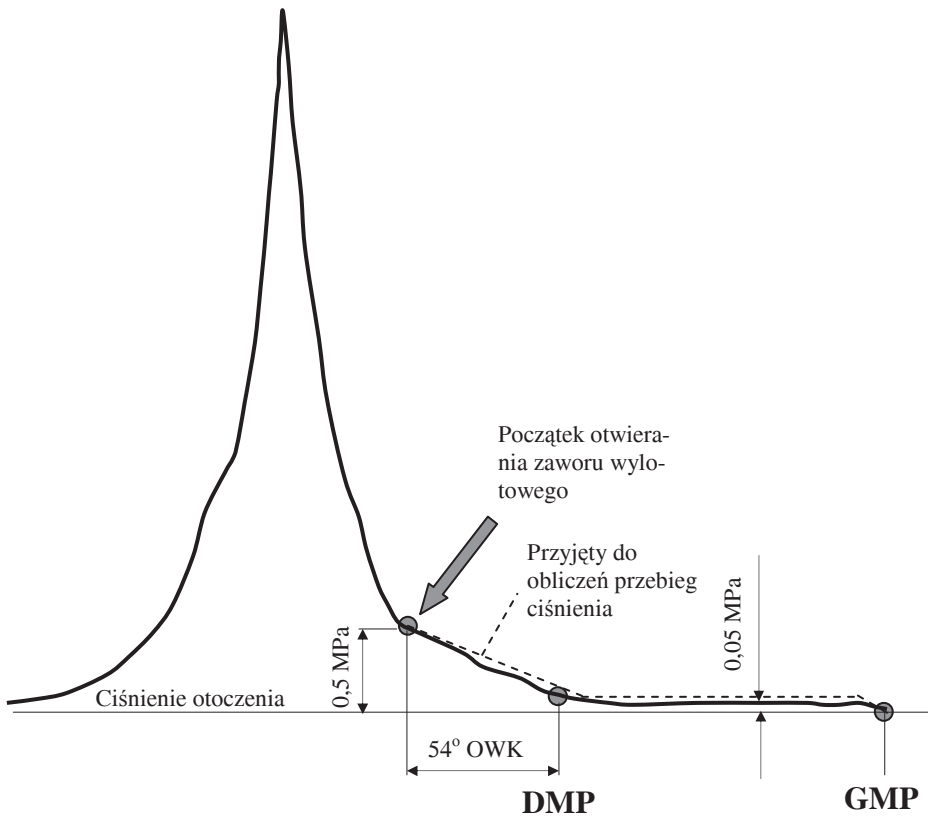
Tabela 1. Przybliżone ciśnienia  $p_{oW}$  i siły gazowe  $P$  w chwili otwierania zaworu wylotowego.  
Table 1. Pressures  $p_{oW}$  and gas forces  $P$  for exhaust valve opening time.

Rodzaj silnika	$p_{oW}$ [MPa]	$P$ [N]
Silniki o zapłonie iskrowym	0,5	290
Silniki o zapłonie samoczynnym - niedoładowane	0,6	340
Silniki o zapłonie samoczynnym - doładowane	0,7	400

Powyższe wartości sił działających na grzybek zaworu wylotowego w chwili jego otwierania są wartościami średnimi. W rzeczywistości na skutek pulsującego ciśnienia gazów chwilowe wartości sił mogą być większe od wymienionych.

W miarę otwierania się zaworu wylotowego wartość ciśnienia gazów spalinowych stosunkowo szybko maleje i krótko po DMP osiąga wartość około 0,05 MPa. W zależności od oporów przepływu wartość ta może ulegać wahaniom. Na rysunku 9 przedstawiono przebieg ciśnienia w cylindrze silnika doświadczalnego o zapłonie iskrowym z krzywkowym rozrządem dla znamionowych warunków obciążenia i prędkości obrotowej wynoszącej 3000 obr/min. Na tym przebiegu zaznaczono omawiane wartości ciśnienia, które odpowiadają przybliżonym wartościom literaturowym.

Dla potrzeb przeprowadzanych obliczeń przebieg ten przybliżono liniami prostymi, przyjmując najbardziej niekorzystne (największe) wartości ciśnienia gazów w cylindrze. Wartości te zaznaczono na rysunku 9 linią przerywaną.



Rys. 9. Przebieg ciśnienia w cylindrze silnika doświadczalnego z krzywkowym napędem zaworów dla znamionowych warunków jego pracy; prędkość obrotowa 3000 obr/min.

Fig. 9. Gas pressure course for cam valve timing drive; 3000 r.p.m.

### Siła oporu tłumienia R

Siła oporu tłumienia R wyrażająca opory ruchu jest sumą następujących sił oporu:

- oporu tarcia mechanicznego - opór tarcia mechanicznego może powstawać między zewnętrzną powierzchnią trzonka zaworu 8 a wewnętrzną powierzchnią prowadnika zaworu oraz między zewnętrzną powierzchnią rdzenia 2 a wewnętrzną powierzchnią karkasa ruchomej cewki 1 (rys. 3);
- oporu tarcia powietrza - jest to opór tarcia powietrza o wewnętrzne i zewnętrzne ścianki szczeliny powietrznej i ruchomej cewki, a także o ostrokrawędziowe otwory wentylacyjne w denku karkasa ruchomej cewki 1 (rys. 3). Opór ten jest proporcjonalny do prędkości cewki;
- oporu czołowego powietrza - opór czołowy powstaje w wyniku naporu powietrza na denko karkasa cewki i zależy od wielu czynników takich, jak: pole powierzchni denka, współczynnik kształtu, gęstość powietrza, a przede wszystkim od kwa-

- dratu prędkości cewki, ale istotny wpływ na jego zmniejszenie mają wspomniane otwory wentylacyjne;
- oporu tłumienia elektrycznego spowodowanego opornością cewki.

Wymienione składowe siły tłumienia są trudne do ujęcia liczbowego. Ich określenie wymagałoby przeprowadzenia szczegółowych analiz i badań, to jednak wykracza poza zakres niniejszej pracy. Dla analizowanego napędu magnetoelektrycznego, na podstawie wyników jego dotychczasowych badań opory te oszacowano na około 111 N, przy 3000 obr/min. Stanowią one około 18 % maksymalnej siły elektrodynamicznej generowanej w napędzie elektromagnetycznym [11, 22].

### Siła bezwładności B

Siła bezwładności B działająca na zespół: cewka – zawór o masie  $m$  ma teoretyczny przebieg zaznaczony grubą czarną linią na rysunku 10. Przebieg taki jest prawdziwy przy założeniu, że na zespół nie działają żadne inne siły zewnętrzne, jak tylko siła elektrodynamiczna  $F$  zaznaczona na wymienionym rysunku grubą przerywaną linią. Siła elektrodynamiczna będąca w tym przypadku siłą napędową jest lustrzanym odbiciem przebiegu siły bezwładności. Bezwzględne wartości dodatniej i ujemnej siły bezwładności są sobie równe, co wynika z takich samych wartości bezwzględnych przyspieszenia dodatniego i ujemnego. Pod wpływem siły  $F$  zespół: cewka – zawór będzie poruszać się ruchem prostoliniowym jednostajnie przyspieszonym lub jednostajnie opóźnionym [9].

Zależność siły bezwładności od masy zespołu i jego przyspieszenia określa zmodyfikowane równanie (5):

$$B = m \cdot p \quad (14)$$

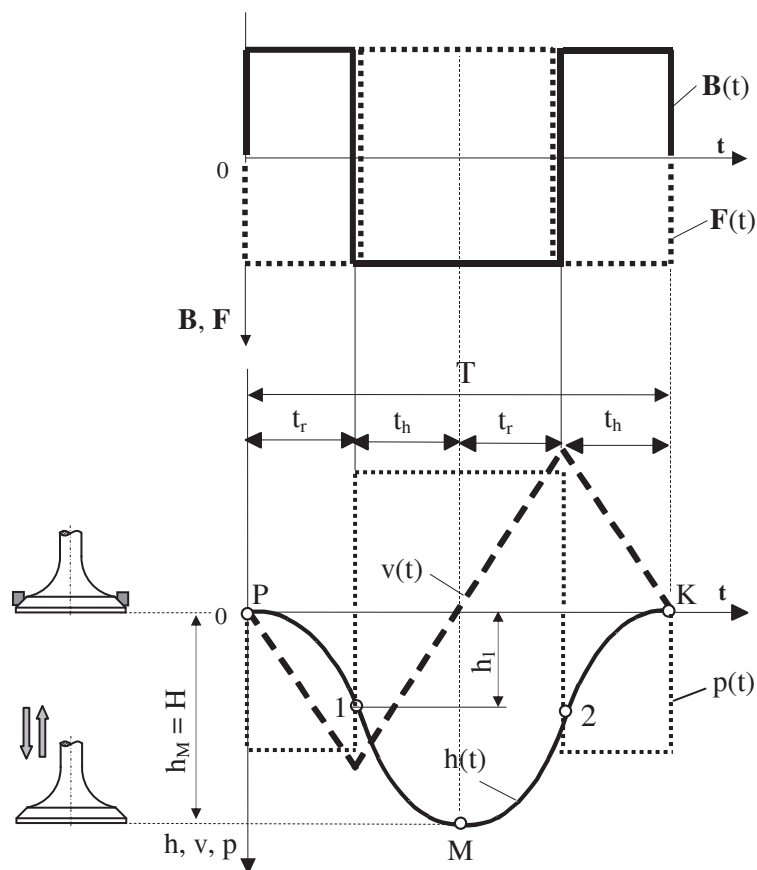
gdzie:

- $m$  – masa zespołu: cewka – zawór,
- $p$  – przyspieszenie zespołu: cewka – zawór.

Zakładając wartość skoku  $H$  i czasu rozpędzania  $t_r$  można z wzoru (2) obliczyć wymagane przyspieszenie  $p$  zespołu: cewka – zawór, a następnie siłę bezwładności działającą na ten zespół o masie  $m$ . Znając natomiast siłę elektrodynamiczną w magnetoelektrycznym napędzie zaworu, równoważącą siłę bezwładności, można obliczyć z wzoru (14) przyspieszenie zespołu o danej masie  $m$ . Wstawienie obliczonej wartości przyspieszenia do wzoru (2) umożliwi obliczenie okresu otwarcia zaworu i na jego podstawie oszacowanie możliwej do osiągnięcia prędkości obrotowej silnika spalinywego. Pozostałe wielkości charakterystyczne dla magnetoelektrycznego napędu zaworów i przyjęte do obliczeń:

- okres otwarcia zaworu – 248 °OWK (jak w napędzie krzywkowym);
- skok zaworu – 7 mm (jak w napędzie krzywkowym);
- masa zespołu cewka – zawór – 100 g;
- maksymalna siła elektrodynamiczną 628 N, jak w pracy [17].





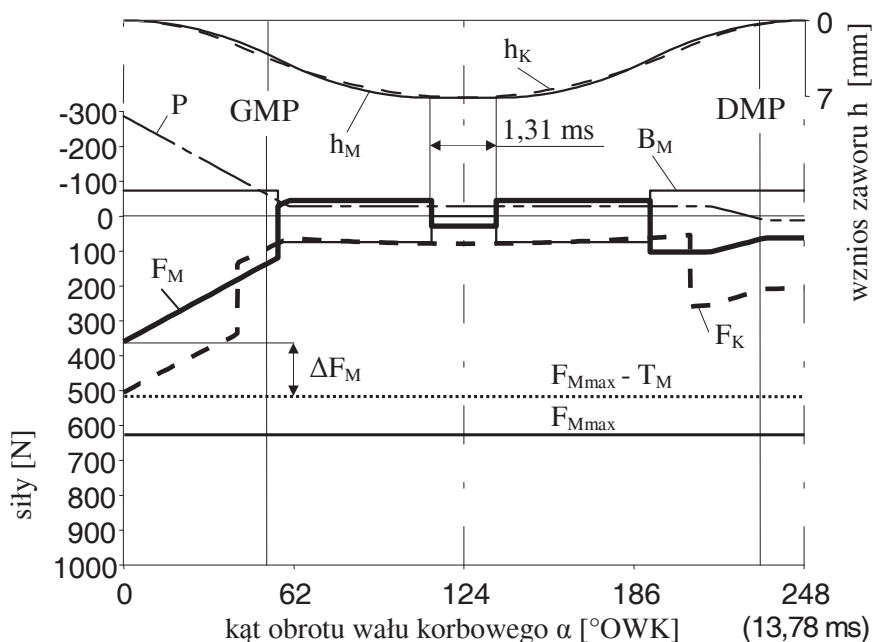
Rys. 10. Teoretyczne przebiegi sił bezwładności  $B$  i elektrodynamicznej  $F$  oraz wzniosu  $h$ , prędkości  $v$  i przyspieszenia  $p$  zespołu cewka – zawór (inne oznaczenia jak na rys. 4).  
 Fig. 10. Theoretical courses for body force  $B$ , electro-dynamic force  $F$ , lift  $h$ , speed  $v$  and acceleration  $p$  of coil – valve set (another designations like fig. 4).

Mając na uwadze odniesienie obliczonych przebiegów sił działających na zawór wylotowy napędzany za pomocą siłownika magnetoelektrycznego do przebiegów sił działających na zawór wylotowy, ale napędzany mechanicznie za pomocą krzywki harmonicznej i sprężyny zaworowej, uwzględniono w napędzie mechanicznym następujące wielkości charakterystyczne dla rozrządu krzywkowego wspomnianego silnika doświadczalnego:

- masę zredukowaną na oś zaworu wylotowego wynoszącą 170 g;
- przebieg siły sprężyny zaworowej wynikający z jej sztywności wynoszącej 9,5 N/mm oraz napięcia wstępnego 65 N.

Poniższe rozważania ograniczono do zaworu wylotowego, gdyż w chwili jego otwierania w komorze spalania istnieje znacznie większe ciśnienie gazów niż podczas zamykania zaworu dolotowego.

Na rysunku 11 przedstawiono wyznaczony przebieg wymaganej siły napędowej  $F_M$  generowanej w napędzie magnetoelektrycznym zaworu wylotowego dla silnika pracującego z prędkością obrotową 3000 obr/min (zaznaczono go grubą czarną linią).



Rys. 11. Przebiegi sił oraz wznios napędzanego magnetoelektrycznie zaworu wylotowego odniesione do sił oraz wzniosu zaworu napędzanego krzywką; prędkość obrotowa silnika 3000 obr/min:

$F_M$  – siła napędowa zaworu z rozrządem magnetoelektrycznym;  $F_K$  – siła napędowa zaworu z rozrządem krzywkowym;  $P$  – siła gazowa;  $B_M$  – siła bezwładności;  $T_M$  – siła tłumienia;

$\Delta F_M$  – nadwyżka siły napędowej;  $h_M$  – wznios zaworu napędzanego magnetoelektrycznie;

$h_K$  – wznios zaworu napędzanego krzywką.

Fig. 11. Courses of forces and valve lift for magneto-electric exhaust valve drive against a background of forces and valve lift for cam exhaust valve drive; 3000 r.p.m.:

$F_M$  – driving force for magneto-electric drive;  $F_K$  – driving force for cam drive;  $P$  – gas force;  $B_M$  – body force;  $T_M$  – damping force;  $\Delta F_M$  – excess of driving force;

$h_M$  – valve lift for magneto-electric camless drive;  $h_K$  – valve lift for cam drive.

Przebieg ten wynika z przebiegów sił: bezwładności  $B_M$  (cienka czarna linia), gazowej  $P$  (cienka przerywana linia) oraz tłumienia  $T_M$ , którą przyjęto dla uproszczenia stałą w całym okresie otwarcia zaworu. Wymagany przebieg siły napędowej wynika z założonego przebiegu wzniosu zaworu  $h_M$  (linia ciągła czarna). Uzyskane w ten sposób siły odniesiono do mechanicznego napędu zaworu za pomocą krzywki harmonickej (linie przerywane). Na rysunku 11 zaznaczono więc przebiegi siły napędowej w napędzie krzywkowym  $F_K$  (linia przerywana czarna) oraz wzniosu zaworu  $h_K$  (linia czarna przerywana). Można zauważyć, że przebieg wzniosu zaworu w rozrządzie magnetoelektrycznym tak dobrano, aby zachować identyczne parametry kątoprzekroju

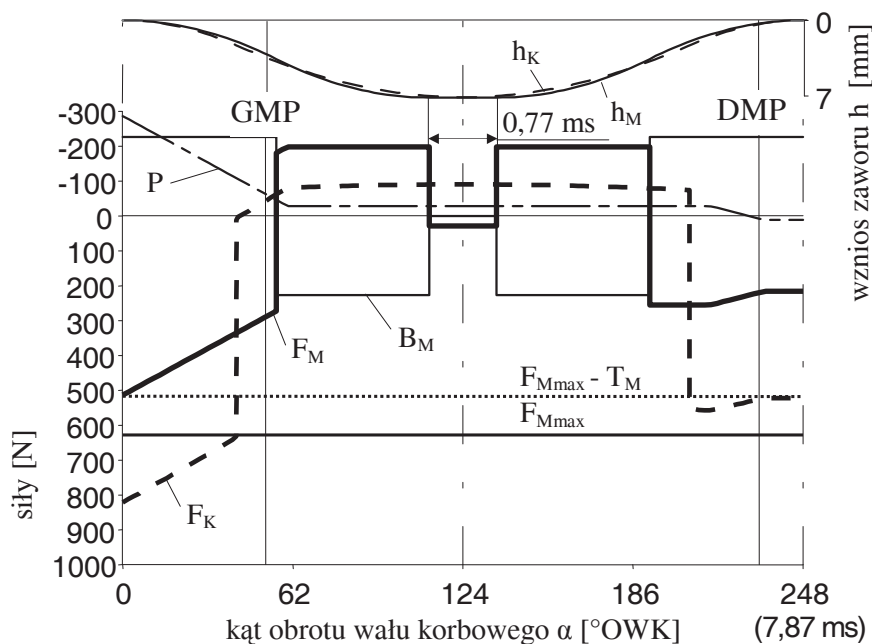
i czasoprzekroju dla porównywanych układów rozrządu. Ze względu na korzystniejszy przebieg wzniosu zaworu napędzanego krzywką harmoniczną (rys.5a), konieczny okazał się krótki przestój zaworu napędzanego magnetoelektrycznie, a przyspieszenie zespołu cewka – zawór muszą wynosić  $736 \text{ m/s}^2$ . Maksymalna siła napędowa w chwili otwierania zaworu wylotowego wynosi więc około  $475 \text{ N}$ , zaś w okresie od DMP do GMP jest ona rzędu  $100 \text{ N}$ .

Biorąc pod uwagę, że maksymalna, możliwa do uzyskania siła napędowa wynosi  $628 \text{ N}$  dla prędkości obrotowej silnika wynoszącej  $3000 \text{ obr/min}$  dysponujemy nadwyżką siły napędowej  $\Delta F_M$  wynoszącą  $153 \text{ N}$ . Nadwyżka ta może zostać wykorzystana, bądź dla szybszego otwarcia zaworu wylotowego (z maksymalnym możliwym przyspieszeniem  $2270 \text{ m/s}^2$ ), bądź do otwarcia zaworu wylotowego dociskanego do gniazda z większą siłą gazową  $P$  (wcześniejsze otwarcie zaworu wylotowego przy większym ciśnieniu gazów w cylindrze lub wykorzystanie napędu magnetoelektrycznego w silnikach bardziej obciążonych). Dla silnika pracującego przy takiej prędkości obrotowej napęd magnetoelektryczny daje więc dużą rozpiętość w sterowaniu fazami rozrządu. Możliwe jest więc uzyskanie znacznie lepszej wymiany ładunku.

Na rysunku 12 pokazano analogiczne do rysunku 11 przebiegi sił i wzniosów zaworu, ale dla silnika pracującego z prędkością obrotową  $5250 \text{ obr/min}$ . Dla tych warunków, przy zastosowaniu maksymalnych możliwych do uzyskania przyspieszeń zespołu cewka – zawór wynoszących  $2270 \text{ m/s}^2$  można jeszcze uzyskać porównywalne do krzywki harmonicznego czasoprzekroje zaworu wylotowego. Wymagana siła napędowa  $F_M$  w chwili otwierania zaworu wylotowego wynosi  $628 \text{ N}$ , jest więc równa maksymalnej, możliwej do uzyskania w napędzie magnetoelektrycznym. Nie dysponujemy już więc żadną nadwyżką siły napędowej  $\Delta F_M$ , tak jak to ma miejsce w przypadku mniejszych prędkości obrotowych silnika.

Na rysunku 13 pokazano natomiast analogiczne do rysunków 11 i 12 przebiegi sił i wzniosów zaworu dla silnika pracującego z prędkością obrotową  $6000 \text{ obr/min}$ . Siła napędowa uzyskiwana w napędzie magnetoelektrycznym jest już niewystarczająca dla uzyskania wzniosu, jak dla krzywki harmonicznego, a uzyskany czasoprzebieg zaworu wylotowego jest wyraźnie mniejszy niż dla napędu mechanicznego. Dla takiej prędkości obrotowej napęd magnetoelektryczny rozrządu można więc zastosować do silników z mniejszym ciśnieniem gazów w chwili otwierania zaworu wylotowego (silniki mniej obciążone lub z późniejszym otwieraniem zaworu wylotowego).

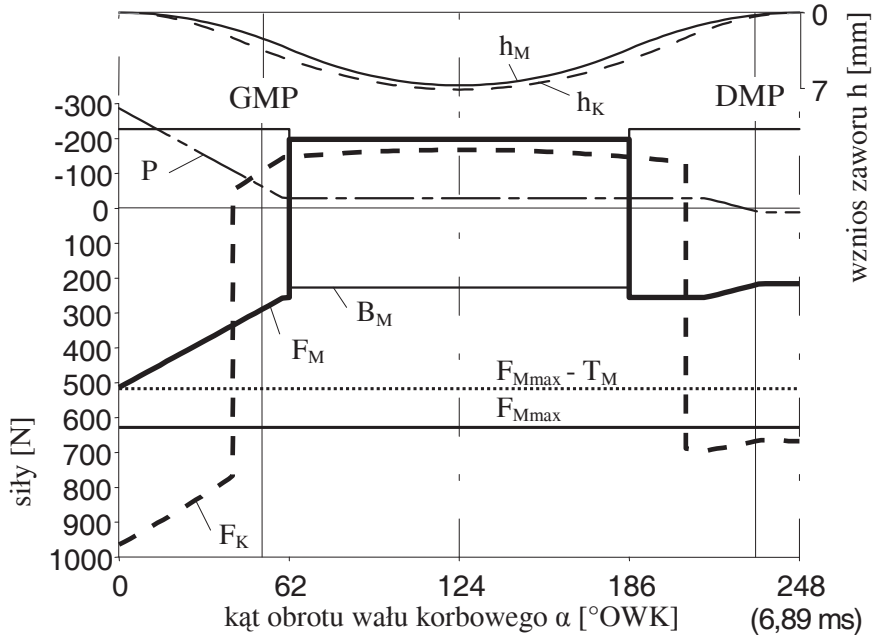
Na rysunku 14 przedstawiono przebieg wskaźnika wypełnienia pola wzniosów zaworu wylotowego napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego dla różnych prędkości obrotowych. Widać wyraźnie, że rozrząd magnetoelektryczny zapewnia lepszą lub identyczną wymianę ładunku dla prędkości obrotowych silnika nie większych niż  $5250 \text{ obr/min}$ . Należy także zwrócić uwagę, że dla małych prędkości obrotowych silnika właściwości rozrządu magnetoelektrycznego pozwalają uzyskać znacznie lepsze parametry wymiany ładunku niż przy rozrządzie krzywkowym (wskaźnik wypełnienia pola wzniosów wynoszący nawet  $95\%$  w stosunku do wartości  $55\%$  dla rozrządu krzywkowego).



Rys. 12. Przebiegi sił oraz wznios napędzanego magnetoelektrycznie zaworu wylotowego odniesione do sił oraz wzniosu zaworu napędzanego krzywką; prędkość obrotowa silnika 5250 obr/min (oznaczenia jak na rys. 11).

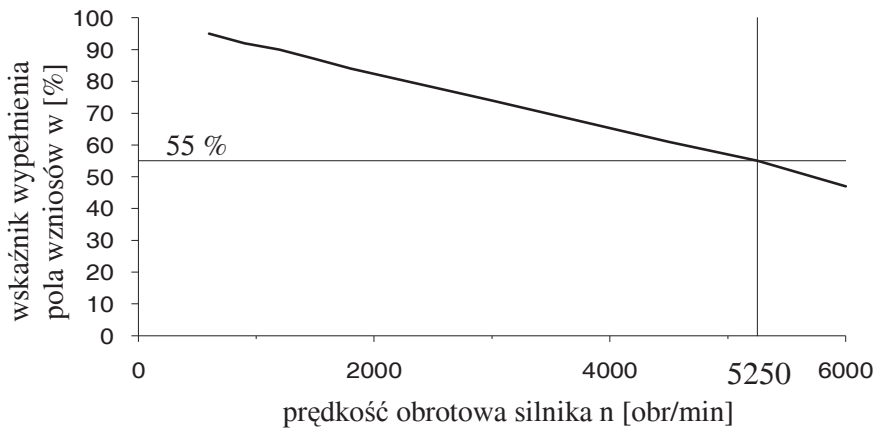
Fig. 12. Courses of forces and valve lift for magneto-electric exhaust valve drive against a background of forces and valve lift for cam exhaust valve drive; 5250 r.p.m. (designations like fig. 11).

Postępując w analogiczny sposób oraz przyjmując ciśnienia w cylindrze dla początku otwarcia zaworu wylotowego w różnych silnikach (tabela 1), oszacowano ich prędkości obrotowe, przy których nie nastąpi pogorszenie wymiany ładunku wynikające z ograniczeń rozrządu magnetoelektrycznego. Obliczenia dla tych silników prowadzono przy założeniu takiego przebiegu wzniosu oraz przestoju zaworu, który gwarantował zbliżone wartości geometrycznych parametrów rozrządu do tych, które można uzyskać dla klasycznego, krzywkowego rozrządu silnika spalinowego, a ich wyniki zebrano w tabeli 2. Możliwe do uzyskania prędkości obrotowe silników z magneto-elektrycznym napędem zaworów oszacowano dla silników o zapłonie iskrowym na 5250 obr/min, a dla silników o zapłonie samoczynnym na 3800-4500 obr/min (przy założeniu zachowania parametrów geometrycznych wymiany ładunku w stosunku do silnika z rozrządem napędzanym krzywką harmoniczną).



Rys. 13. Przebiegi sił oraz wznios napędzanego magnetoelektrycznie zaworu wylotowego odniesione do sił oraz wzniosu zaworu napędzanego krzywką; prędkość obrotowa silnika 6000 obr/min (oznaczenia jak na rys. 11).

Fig. 13. Courses of forces and valve lift for magneto-electric exhaust valve drive against a background of forces and valve lift for cam exhaust valve drive; 6000 r.p.m. (designations like fig. 11).



Rys. 14. Przebieg wskaźnika wypełnienia pola wzniosów zaworu napędzanego magnetoelektrycznie odniesiony do zaworu napędzanego krzywką harmoniczną.

Fig. 14. Course of coefficient of valve lift area filling for magneto-electric exhaust valve drive against a background of coefficient of valve lift area filling for cam exhaust valve drive.

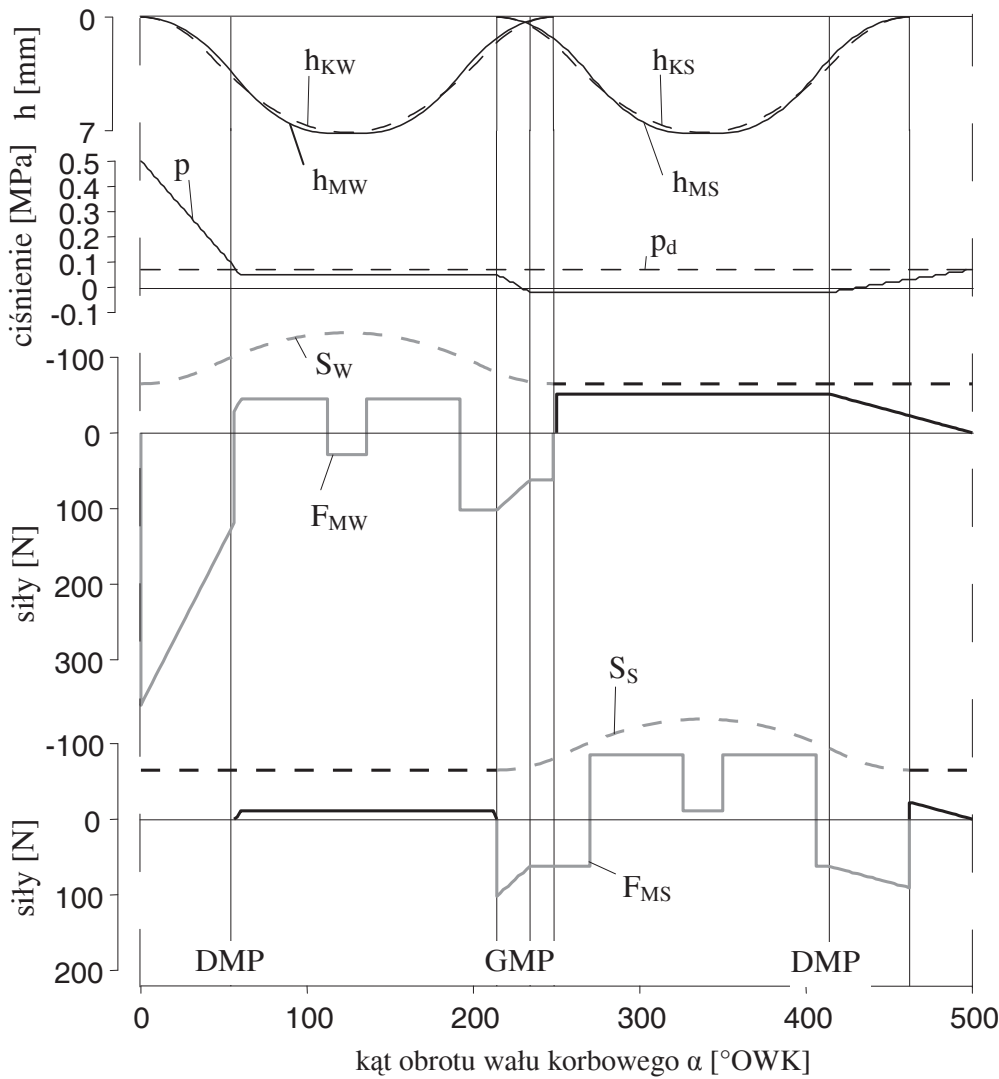
Tabela 2. Maksymalne prędkości obrotowe silników z magnetoelektrycznym napędem zaworów.  
Table 2. Maximal engine rotation speed for magneto-electric valve timing drive.

Rodzaj silnika	$p_M$ [m/s <sup>2</sup> ]	n [obr/min]
Silniki o zapłonie iskrowym	2270	5250
Silniki o zapłonie samoczynnym - niedoładowane	1700	4500
Silniki o zapłonie samoczynnym - doładowane	1200	3800

W prezentowanych powyżej przebiegach sił dla zaworu wylotowego napędzanego magnetoelektrycznie pominięto okres, kiedy zawór ten jest zamknięty. W przypadku zaworu napędzanego za pomocą krzywki docisk zaworu do jego gniazda realizowany jest za pomocą sprężyny zaworowej. W przypadku zaworu napędzanego za pomocą siłownika magnetoelektrycznego w tych fragmentach cyklu pracy silnika, kiedy nadciśnienie gazów w cylindrze będzie niewielkie i nie zapewni odpowiedniego docisku do zaworu do jego gniazda należy wymagany docisk zrealizować przez wygenerowanie odpowiedniej siły w cewce zaworu. Dotyczy to również okresu, kiedy w cylindrze będzie panowało podciśnienie wynikające z zasysania świeżego ładunku. Należy wówczas również wygenerować w cewce zaworu siłę napędową, przeciwdziałającą otwieraniu zaworu wylotowego. Dotyczy to oczywiście również zaworu dolotowego.

Przebieg sił docisku dla obu zaworów pokazano na rysunku 15. Okres docisku zaworu wynika z przebiegu ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze  $p$ . Gdy wartość tego ciśnienia jest mniejsza od wymaganego ciśnienia docisku  $p_d$  (za danymi literaturowymi przyjęto 0,07 MPa), konieczne jest wygenerowanie w magnetoelektrycznych napędach zaworów siły docisku. Jak widać na rysunku 15, okres docisku obejmuje, praktycznie rzecz biorąc, suwy wymiany ładunku. Oczywiście, gdy zawór jest otwarty, napęd magnetoelektryczny musi generować siłę wymuszającą ruch zaworu. Te siły napędowe reprezentują krzywe  $F_{MW}$  (dla zaworu wylotowego) oraz  $F_{MS}$  (dla zaworu dolotowego). Szare fragmenty przebiegów tych sił – to okres wymuszenia ruchu zaworu, czarne – to okres wymaganego docisku zaworu do jego gniazda. Dla porównania na rysunkach naniesiono przebiegi sił w sprężynach SW i SS dla napędu krzywkowego. Widać, że zwłaszcza dla zaworu dolotowego siła docisku w napędzie magnetoelektrycznym jest mniejsza niż siła docisku w napędzie krzywkowym (realizowana przez sprężynę zaworową).

W chwili, kiedy realizowana jest faza przestoju otwartego zaworu, ze względu na siły aerodynamiczne oddziałujące na grzybek zaworu, konieczne jest wygenerowanie w napędzie magnetoelektrycznym siły utrzymującej zawór w położeniu otwartym. Z powodu możliwych niewielkich zmian sił oddziałujących na zespół cewka – zawór konieczne jest zapewnienie stabilnego, otwartego położenia przez wykorzystanie sprzężenia zwrotnego. Także w fazie docisku zamkniętego zaworu do gniazda możliwe są lokalne zmiany ciśnienia gazów w cylindrze wymuszające chwilowe zmiany siły docisku generowanej w napędzie magnetoelektrycznym.



Rys. 15. Przebieg sił napędowych zaworów w rozrządzie magnetoelektrycznym:

$h_M$  – wzniosy zaworów napędzanych magnetoelektrycznie,  $h_K$  – wzniosy zaworów napędzanych krzywką,  $p$  – ciśnienie gazów,  $p_d$  – wymagane ciśnienie docisku zaworu,  $F_M$  – siła napędowa dla napędu magnetoelektrycznego,  $S$  – siła sprężyny dla napędu klasycznego,

$W$  – indeks dla zaworu wylotowego,  $S$  – indeks dla zaworu dolotowego.

Fig. 15. Driving valve forces for magneto-electric valve timing drive:

$h_M$  – lift courses for magneto-electric drive,  $h_K$  – lift courses for cam drive,

$p$  – gas pressure,  $p_d$  – pressure for valve holding down,

$F_M$  – driving force for magneto-electric drive,  $S$  – spring force for cam drive,

$W$  – exhaust valve index,  $S$  – suction valve index.

Rysunek 15 pozwala także na szersze spojrzenie na fazy pracy rozrządu magneto-elektrycznego i jego układu sterowania. Widać na nim konieczność sterowania zarówno zaworem wylotowym, jak i dolotowym podczas całej wymiany ładunku (dla wymuszenia ruchu zaworów, bądź zapewnienia ich docisku do gniazda).

## 5. Podsumowanie

Bezkrzywkowe rozrządy elektryczne obok wymienionych zalet mają również pewne wady. Jedną z nich jest ograniczona wartość siły napędzającej zawory. Nie zmienia to jednak możliwości zastosowania rozrządu elektrycznego w przyszłościowych silnikach spalinowych.

Przedstawiony magnetoelektryczny napęd zaworów silników spalinowych charakteryzuje się wieloma właściwościami, których nie posiadają krzywkowe napędy zaworów. Najważniejszą z nich jest możliwość bezstopniowej zmiany wartości geometrycznych parametrów rozrządu, co jest równoznaczne z możliwością sterowania kątoprzekrojem oraz czasoprzekrojem zaworu. W pewnych warunkach pracy silnika możliwe jest uzyskanie wartości kątoprzekroju oraz czasoprzekroju większych niż w przypadku zastosowania krzywkowych napędów rozrządu.

Główną przyczyną ograniczenia zastosowania magnetoelektrycznego napędu zaworów do większości silników czterosurowych jest maksymalna, możliwa do uzyskania w chwili obecnej elektrodynamiczna siła napędowa, limitująca minimalny czas możliwego otwarcia oraz zamknięcia zaworu i decydująca o maksymalnej prędkości obrotowej silnika.

Prędkości obrotowe silników, w których można zastosować magnetoelektryczny napęd zaworów bez pogorszenia warunków wymiany ładunku, oszacowano na: około 5250 obr/min w przypadku silników o zapłonie iskrowym, 4500 obr/min w przypadku niedoładowanych silników o zapłonie samoczynnym oraz 3800 obr/min dla doładowanych silników o zapłonie samoczynnym. Oczywiście, możliwa jest praca silników z większymi, niż podano powyżej, prędkościami obrotowymi, jednak odbywać się ona będzie kosztem pogorszenia wymiany ładunku.

Dla silników pracujących z mniejszymi, niż podano powyżej, prędkościami obrotowymi rozrząd magnetoelektryczny polepsza wymianę ładunku.

Cechy charakterystyczne oraz uzyskiwane do tej pory obiecujące wyniki badań zachęcają do dalszych prac nad magnetoelektrycznym napędem zaworów.

## Literatura

- [1] BACKHAUS R., BECKMAN K.: *Motoren und Komponenten – Elektromechanischer Ventiltrieb von Siemens*. Motortechnische Zeitschrift 11/1999.
- [2] BIRCH S.: *Renault research*. Automotiv Engineering International 3/2000.
- [3] DINGER D., MISCHKER K.: *Die elektrohydraulische Ventilsteuerung*. Motortechnische Zeitschrift, 12/2004.
- [4] FLIERL R., HOFMANN R., LANDERL CH., MELCHER T., STEYER H.: *Der neue BMW Vierzylinder – Ottomotor mit VALVETRONIC. Teil I: Konzept und konstruktiver Aufbau*. Motortechnische Zeitschrift 6/2001.



- [5] LANGEN P., COSFELD R., GRUDNO A., RELF K.: *Der Elektromechanisches Ventiltrieb als Basis zukünftiger Ottomotorkonzepte*. BMW Group, München. 21 Internationales Wiener Motorensymposium, 4-5 Mai 2000.
- [6] PISCHINGER S., DILTHEY J., SALBER W., ADOMEIT PH.: *Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung*. 22. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2001.
- [7] SALBER W., KEMPER H., STAAY F., ESCH T.: *Der elektromechanische Ventiltrieb – Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte. Teil 1, 2*. Motortechnische Zeitschrift, 12/2000, 1/2001.
- [8] VALKENBURGH P.: *Technology update – Electric valves*. Aura Systems, Inc.: Road & Track EVA Article /1998. <http://www.aurasystems.com/road>.
- [9] ZBIERSKI K.: *Theoretical basis of electromagnetic valve timing of combustion engine*. Journal of Internal Combustion Engines. Kones 2004. Zakopane 2004.
- [10] ZBIERSKI K.: *Wstępne badania studialnego silnika z rozrządem elektromagnetycznym*. Journal of Kones Internal Combustion Engines. Kones 2005, Polanica 2005.
- [11] ZBIERSKI K.: *Napęd magnetoelektryczny. Właściwości – cz. II. Napędy i sterowanie*, 2/2007.
- [12] VOLKER F., SCHULZ & WILIAM E. SEITZ.: *Gently does it*. Engine technology international, Venture Scientifics, LLC, USA 1999.
- [13] HARA S., HIDAOKA A., TOMISAWA N., NAKAMURA M., TODO T., TAKEMURA S., NOHARA T.: *Application of variable valve event and timing system to automotive engines*. SAE 2000 SP-1523.
- [14] PETERSON K., STEFANOPOULOU A.: *Electro-mechanical valve (EMV) actuator control for camless engines*. University of Michigan. Automotive Engineering, January 2002.
- [15] TAI CH., TSAO T.: *Quiet seating control design of on electromagnetic engine valve actuator*. Department of Mechanical and Aerospace Engineering University of California, at Los Angeles, CA 90095. ASME 2001.
- [16] KOSSOWSKI Z., WAJAND J.A., ZBIERSKI K.: *Układ napędu zaworów tłokowego silnika spalinowego*. Biuletyn Urzędu Patentowego nr 21, Warszawa 2000.
- [17] ZBIERSKI K.: *Badania bezkrzywkowego, magnetoelektrycznego rozrządu silnika spalinowego. Sprawozdanie z realizacji projektu badawczego Nr 4 T12D 018 26*. Centralny Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Przemysłu Bawełnianego Polmatex-Cenaro w Łodzi. Łódź, 2006.
- [18] MATZKE W.: *Projektowanie rozrządu czterosurowych silników trakcyjnych*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności. Warszawa 1989.
- [19] BEREŚ W. I INNI: *Dynamika pojazdów i maszyn roboczych ciężkich*. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1983.
- [20] NIEWIAROWSKI K.: *Tłokowe silniki spalinowe*. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1983.
- [21] WAJAND J., A., WAJAND J., T.: *Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 2000.
- [22] ZBIERSKI K., SMOCZYŃSKI M.: *Napęd magnetoelektryczny. Przebiegi sił – cz. III. Napędy i sterowanie*, 5/2007.

## Camless valve timing of four-stroke combustion engine against a background of cam valve timing

### S u m m a r y

The paper presents essence of four-stroke engine camless valve timing and up-to-date camless valve timing investigation state. It has been concentrated on electrical valve timing, especially magneto-electric valve timing, as Polish idea. This magneto-electric valve timing has been compared with cam valve timing, using of their kinematics and dynamic properties. It has been shown on magneto-electric valve timing example, that camless valve timing has many good points in comparison with up-to-date cam valve timing.