

## INITIAL RESEARCHES OF EXPERIMENTAL COMBUSTION ENGINE WITH ELECTROMAGNETIC VALVE TIMING

Krzysztof Zbierski

Politechnika Łódzka, Instytut Pojazdów  
ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź  
tel.: +48 42 6312390, e-mail: zbierski@p.lodz.pl

### Abstract

*The novel experimental combustion engine with the one cylinder with electromagnetic valve timing is presented in this paper. The novel design of research one-cylinder- engine with the electromagnetic timing gear is introduced in the article . This idea is based on the change time cross-section of the inlet valve by means his variable lift and opening time. A characteristic feature of the electromagnetic timing gear is the theoretically constant value of generated in it the driving valve force , independent from the temporary position of the valve. The valve moves with the constant positive and negative acceleration . Both accelerations, regarding the absolute value, are themselves equal. This feature, among other things, distinguishes under discussion over electromagnetic timing gear from common electromechanical timing gears. This idea was verified on the one-cylinder- combustion engine with the powered joint electric motor with the converter of the frequency. Basing on results of the verification there were discovered that thanks to the free formation of the time cross-section of the inlet valve and also exhaust one would be possible improvement of many parameters of the combustion engine. The way of the engine work and control was presented. The initial research results are introduced and analysed. Thanks this results it has directed the next works.*

## WSTĘPNE BADANIA STUDIALNEGO SILNIKA Z ROZRZĄDEM ELEKTROMAGNETYCZNYM

### Streszczenie

*W artykule przedstawiono nową konstrukcję studialnego, jednocylindrowego silnika z rozrządem elektromagnetycznym. Koncepcja ta oparta została na zmianie czasoprzekroju zaworu dolotowego za pomocą jego zmiennego skoku i czasu otwarcia. Charakterystyczną cechą elektromagnetycznego rozrządu jest teoretycznie stała wartość generowanej w nim siły napędzającej zawór, niezależnej od chwilowego położenia zaworu. Zawór przemieszcza się zatem ze stałym przyspieszeniem dodatnim i ujemnym. Obydwa przyspieszenia, co do wartości bezwzględnej, są sobie równe. Ta cecha, między innymi, odróżnia omawiany rozrząd elektromagnetyczny od rozrządów elektromechanicznych. Koncepcję tę zweryfikowano na jednocylindrowym silniku spalinowym napędzanym silnikiem elektrycznym połączonym z przemiennikiem częstotliwości. W oparciu o wyniki weryfikacji stwierdzono, że dzięki swobodnemu kształtowaniu czasoprzekrojów zaworu dolotowego, a także wylotowego możliwa byłaby poprawa wielu parametrów silnika. Omówiono sposób pracy silnika i sterowania. Przedstawiono i przeanalizowano wyniki wstępnych badań. W podsumowaniu określono kierunek dalszych prac związanych z rozwojem silnika z elektromagnetycznym rozrządem.*

### 1. Wprowadzenie

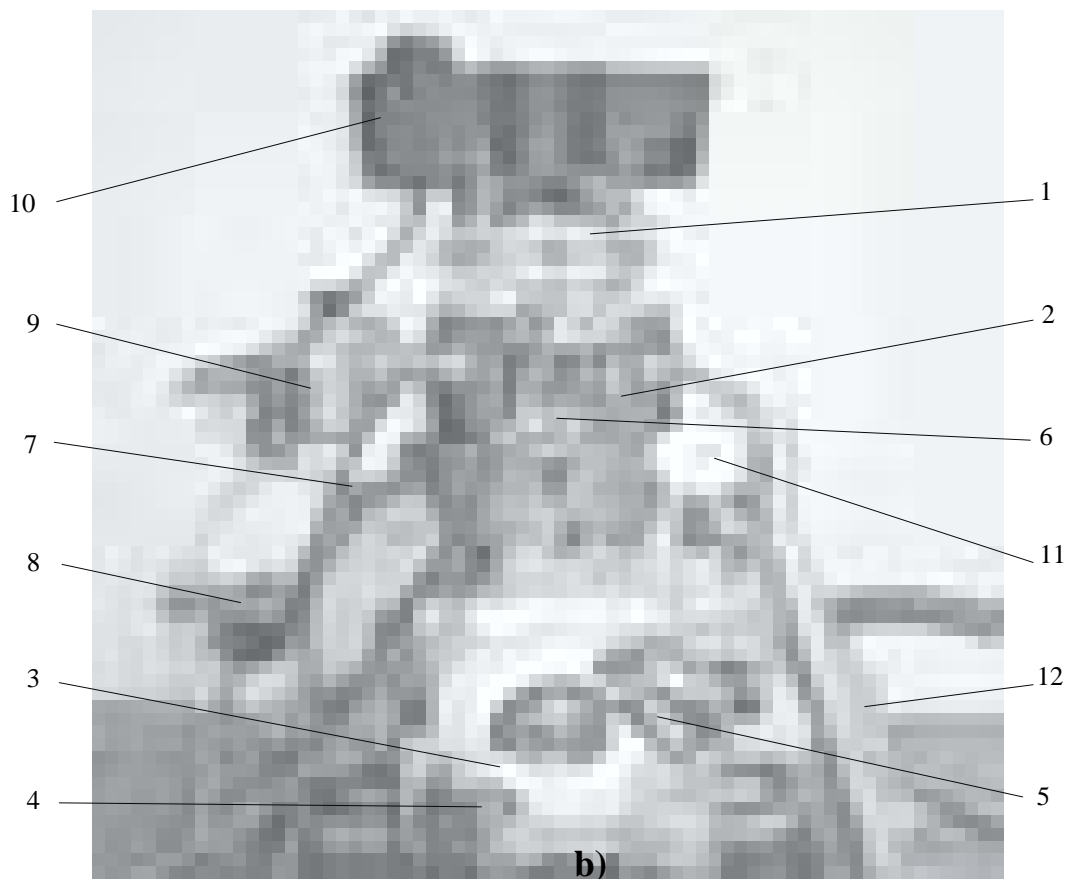
W pracy [3] przedstawiono koncepcję regulacji napełniania silnika spalinowego o zapłonie iskrowym za pomocą rozrządu elektromagnetycznego nazwanego magnetoelektrycznym. Koncepcja ta oparta została na zmianie czasoprzekroju zaworu dolotowego za pomocą jego zmiennego skoku i czasu otwarcia. Koncepcję tę zweryfikowano na jednocylindrowym silniku spalinowym napędzanym silnikiem elektrycznym połączonym z przemiennikiem częstotliwości. W oparciu o wyniki weryfikacji stwierdzono, że dzięki swobodnemu kształtowaniu czasoprzekrojów zaworu dolotowego, a także wylotowego możliwa byłaby poprawa wielu parametrów silnika. W pracy [4] omówiono natomiast szczegółowo teoretyczne podstawy tego rozrządu, z których wynika, że wszystkie jego

parametry geometryczne mogą być zmienne. Charakterystyczną cechą elektromagnetycznego rozrządu jest teoretycznie stała wartość generowanej w nim siły napędzającej zawór, niezależnej od chwilowego położenia zaworu. Zawór przemieszcza się zatem ze stałym przyśpieszeniem dodatnim i ujemnym. Obydwa przyśpieszenia, co do wartości bezwzględnej, są sobie równe. Ta cecha, między innymi, odróżnia omawiany rozrząd elektromagnetyczny od rozrządów elektromechanicznych. Bardzo ważną jego cechą jest także ścisła zależność wartości i zwrotu generowanej siły od wartości i zwrotu przepływającego prądu przez uzwojenie cewki. Sterując zatem przepływem prądu, steruje się bezpośrednio wartością i zwrotem generowanej siły. Parametry ruchu zaworu mogą być więc ściśle i prosto opisane.

W niniejszym artykule przedstawiono wstępne badania studialnego silnika z rozrządem elektromagnetycznym przeprowadzone w ramach pracy naukowej finansowanej ze środków Ministerstwa Nauki i Informatyzacji w latach 2004 – 2006 jako projektu badawczego.

## 2. Obiekt badań

Obiektem badań był, jednocylindrowy, czterosuwowy, chłodzony powietrzem studialny silnik z rozrządem elektromagnetycznym o (rys.1). Silnik ten zbudowano we własnym zakresie z wykorzystaniem elementów silnika przemysłowego o pojemności skokowej wynoszącej  $0,23 \text{ dm}^3$ , nominalnej mocy  $3,3 \text{ kW}$  przy prędkości obrotowej  $3000 \text{ obr/min}$  [1].



Rys. 1. Widok studialnego silnika spalinowego z elektromagnetycznym rozrządem 1 – zblokowane układy napęd – zawór, 2 – głowica, 3 – tarcza wyzwalająca, 4 – czujnik położenia wału korbowego, 5 – czujnik zapłonu, 6 – czujnik ciśnienia gazów w cylindrze, 7 – czujnik GMP, 8 – elektroniczny układ zapłonowy, 9 – gaźnik, 10 – zbiornik paliwa, 11 – manometr ciśnienia oleju, 12 – tłumik wylotu spalin

Fig. 1. The view of the research combustion engine with the electromagnetic distribution 1 - blocked parley the drive - the valve, 2 - the cap, 3 - the disk liberating, 4 - the sensor of the position of the crank-shaft, 5 - the sensor of the ignition, 6 - the sensor of the pressure of gases in the cylinder, 7 - the sensor of the TDC piston position, 8 - the electronic ignition system, 9 - the carburettor, 10 - the petrol tank, 11 - the manometer of the pressure of oil, 12 - the silencer of the outlet of combustion gases

Na rysunku 2 pokazano widoki zablokowanych układów napęd - zawór i ich elementów. Zgodnie z [4] napęd elektromagnetyczny z zaworem tworzy tzw. układ napęd – zawór, a w przypadku występowania dwóch pakietów magnesów z nabiegownikami w napędzie przyjęto nazywać go napędem podwójnym. Widoczny na rysunku 2a układ napęd – zawór jest więc układem podwójnym ze zablokowanymi napędami co oznacza, że posiadają one wspólne pakiety magnesów z nabiegownikami, a w nich dwie warstwy magnesów 1 i 2. Każda składa się z sześciu magnesów wykonanych ze stopu neodym – żelazo – bor (Nd-Fe-B) w kształcie prostopadłościanów o wymiarach: 27 x 20 x 12mm. Magnesy ułożone są między nabiegownikami 3, 4 i 5 w taki sposób, że ich bieguny „S” zwrócone są do siebie, zgodnie z zasadą omówioną w [4]. Warstwy magnesów są wspólne dla obydwu cewek. Magnesy ułożone między nabiegownikami 3, 4, 5, dzięki siłom pola magnetycznego, łączą się z nabiegownikami w trudne do rozłączenia pakiety (rys. 2b), nałożony na podstawę 8. Wymaganą współosiowość otworów rdzeni 7 z otworami na cewki we wspomnianym pakiecie zapewniają cztery kołki ustalające 9. Cewki 6 wkładane są na rdzenie 7 i łączone z zaworami za pomocą drobnozwojnych wkrętów. Na końcach zaworów zamocowano czujniki położenia zaworów.

Całkowita masa ruchomych elementów układu napęd – zawór wynosi 113 g. W tym: masa cewki – 53 g, masa aluminiowego korpusu cewki – 19 g, masa zaworu 56 g, masa przewodów prądowych – 4 g .

Na rysunku 3 przedstawiono funkcjonalny schemat elektromagnetycznego rozrządu zasilanego napięciem 30 V z elektrycznym dociskiem zaworów i ich sterowaniem w funkcji czasu obrotu wału korbowego.

W skład rozrządu wchodzi:

- układy napęd – zawór,
- układ sterujący.

Układ sterujący składa się z następujących zespołów:

- zadawania geometrycznych parametrów rozrządu,
- generowania chwilowych położenia zaworów,
- realizacji przemieszczeń zaworów,
- docisku elektrycznego zaworów,
- zasilacza sterowanego składającego się ze stopnia pośredniego i stopnia mocy,
- czujnika położenia wału korbowego.

Działanie układu sterującego jest cykliczne. Cykl składa się z 4 przedziałów;  $A_1B_1$ ,  $B_1A_2$ ,  $A_2B_2$  i  $B_2A_1$  (rys. 4). Realizacja zadań związanych z każdym przedziałem rozpoczyna się w chwili zmiany stanu na wyjściu z czujnika położenia wału korbowego.

W chwili  $A_1$  zespół generowania chwilowych położenia zaworów rozpoczyna odliczanie czasu  $\Delta w$ . Po jego upływie zmienia wymagane położenie zaworu wylotowego z czyli by wartość odczytana z czujnika położenia tego zaworu zrównała się z zadanym położeniem z zespołu generowania chwilowych położenia zaworów.

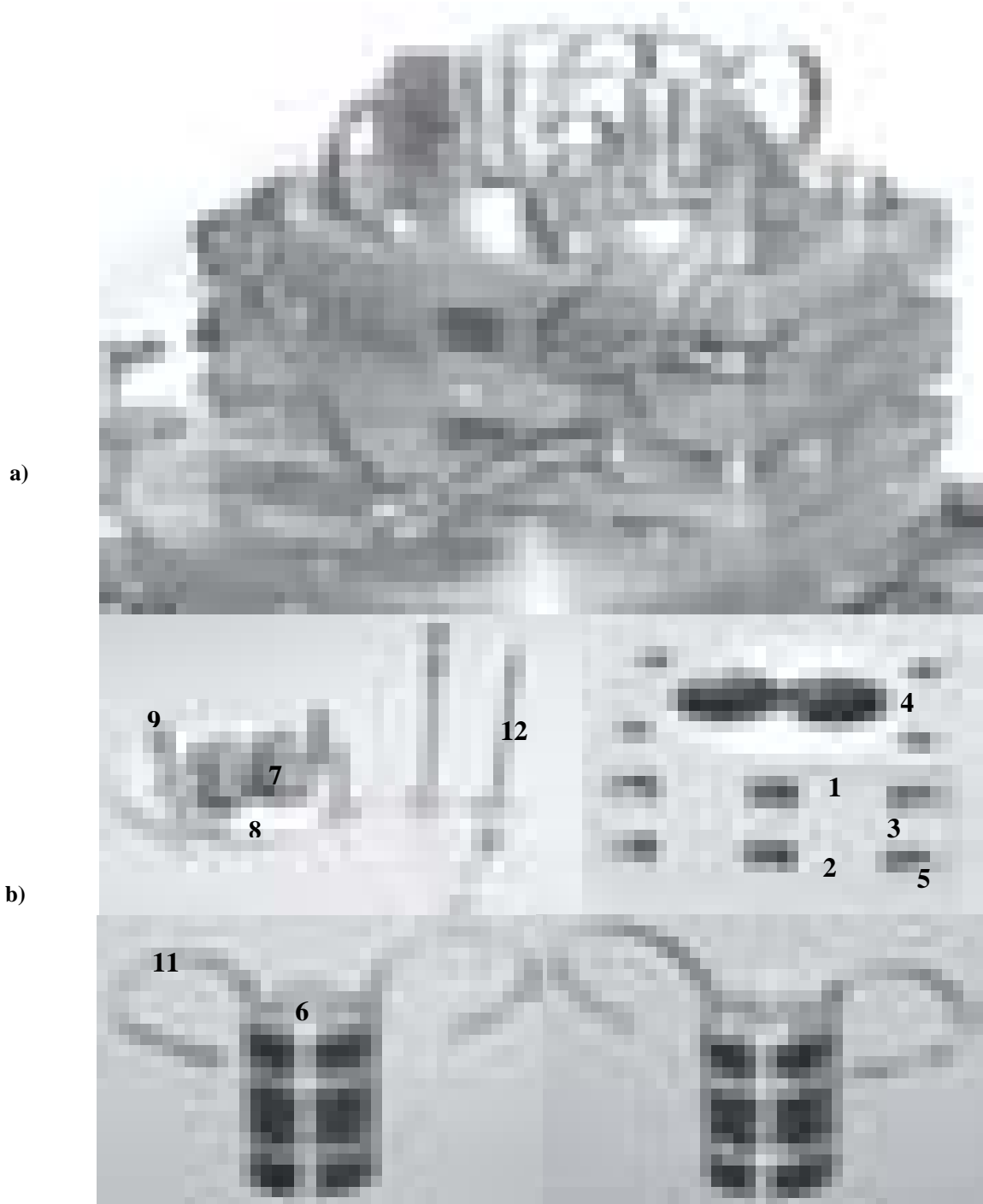
W zespole generowania chwilowych położenia zaworów wytwarzana jest też w sposób ciągły fala prostokątna, o odpowiednio dobranym współczynniku wypełnienia. Fala ta jest wysyłana do zespołu docisku elektrycznego.

Po odmierzeniu czasu  $T_w$  zespół generowania chwilowych położenia zaworów ponownie zmienia wymagane położenie zaworu wylotowego z otwartego na zamknięty.

Zespół realizacji przemieszczeń zaworów w analogiczny jak poprzednio sposób powoduje przemieszczenie zaworu wylotowego do nowej pozycji zadanej, czyli do stanu zamknięcia.

W chwili  $B_1$  zespół generowania chwilowych położenia zaworów rozpoczyna odliczanie czasu  $\Delta d$ . Odliczanie to odbywa się niezależnie od stanu, w jakim się znajduje zawór wylotowy, to jest czy czas  $T_w$  już upłynął, czy nie. Po odliczeniu czasu  $\Delta d$  rozpoczyna się

odmierzanie czasu otwarcia zaworu dolotowego  $T_d$  i następuje zmiana wymaganego położenia z zamkniętego na otwarty ze skokiem  $H_d$ .  
 Działanie zespołu realizacji p

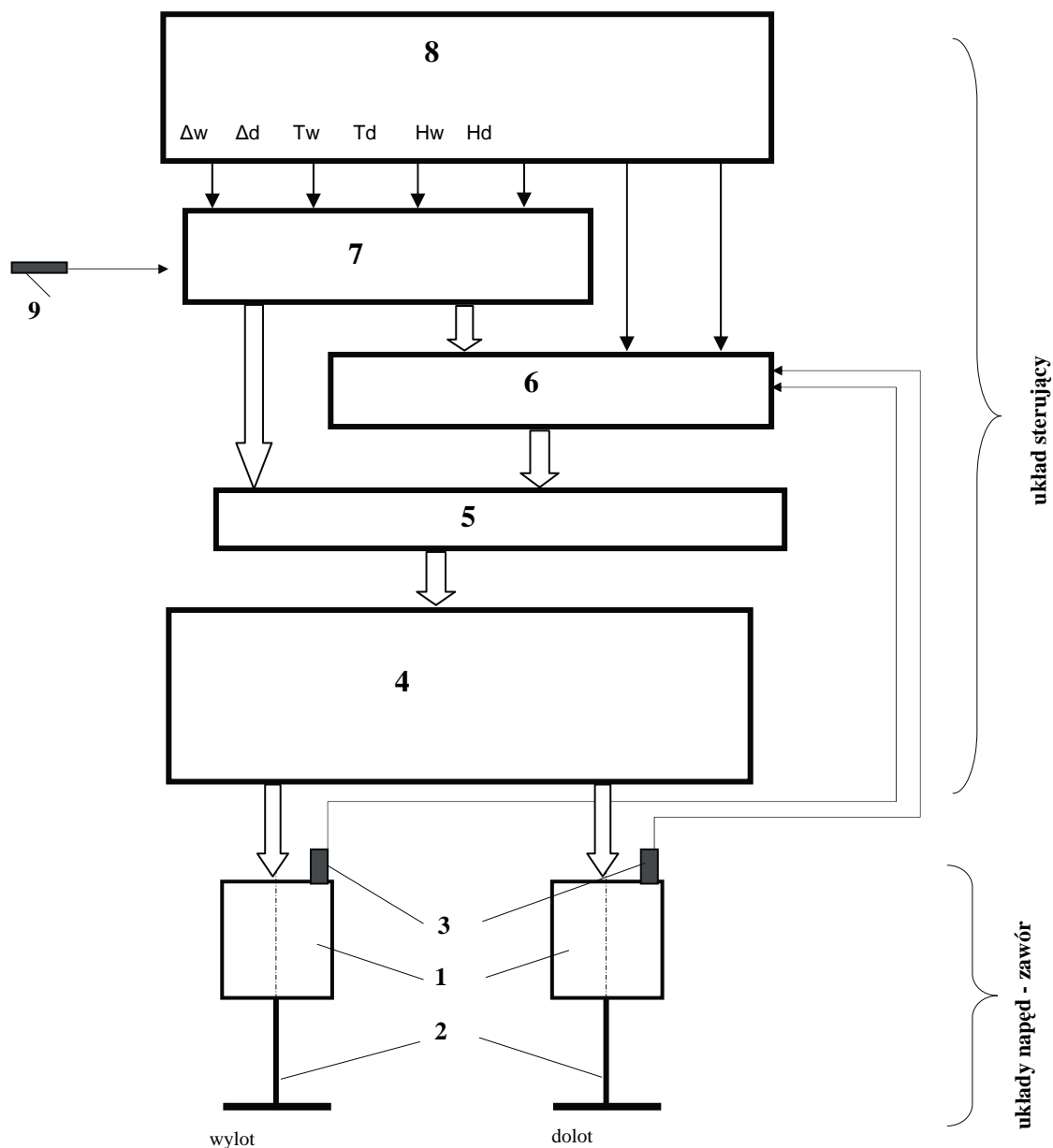


Rys. 2. Widoki zblokowanych układów napęd - zawór i ich elementów a) zblokowane układy napęd - zawór, b) elementy

1 - magnesy górne, 2 - magnesy dolne, 3 - nabiegunnik środkowy, 4 - nabiegunnik górny, 5 - nabiegunnik dolny, 6 - cewka, 7 - rdzeń, 8 - podstawa, 9 - kołek ustalający, 10 - płyta izolacyjna, 11 - elastyczny przewód prądowy, 12 - zawór rozrządu silnika

Fig. 2. Pictures of blocked parley the drive - the valve and their elements a) blocked parley the drive - the valve, b) elements

1 - upper magnets, 2 - bottom magnets, 3 - the central magnet leg, 4 - the upper magnet leg, 5 - the bottom magnet leg, 6 - the tube, 7 - the core, 8 - the base, 9 - the dowel-pin, 10 - the insulating board, 11 - the elastic current line, 12 - the valve of the distribution of the engine



Rys. 3. Schemat funkcjonalny rozrządu elektromagnetycznego zasilanego napięciem 30 V z elektrycznym dociskiem zaworów i ich sterowaniem w funkcji czasu obrotu wału korbowego  
 1 – napęd elektromagnetyczny, 2 – zawór, 3 – czujnik położenia zaworu, 4 – zasilacz sterowany, 5 – zespół docisku elektrycznego zaworów, 6 – zespół realizacji chwilowych położenia zaworów, 7 – zespół generowania chwilowych położenia zaworów, 8 – zespół zadawania geometrycznych parametrów rozrządu, 9 – czujnik położenia wału korbowego

Fig. 3. The functional schema of the electromagnetic distribution supplied with the tension 30 Volts with electric stress of valves and with their steering in the function of the time of the turn of the crank-shaft  
 1 - the electromagnetic drive , 2 - the valve, 3 - the sensor of the position of the valve, 4 - the controlled feeder , 5 - the set of electric stress of valves, 6 - the set of the realization of temporary positions of valves, 7 - the set of generating of temporary positions of valves, 8 - the set of the infliction of geometrical parameters of the distribution, 9 - the sensor of the position of the crank-shaft

zamkniętego na otwarte, o skoku  $H_w$  i rozpoczyna odliczanie czasu otwarcia zaworu wylotowego  $T_w$ .

Sygnał wymaganego położenia jest wartością zadaną dla zespołu realizacji przemieszczeń zaworów. Zespół ten wytwarza ciąg impulsów sterujących, poprzez zespół docisku elektrycznego, zasilaczami sterowanymi, tak by zawór wylotowy osiągnął zadane położenie, rzemieszczeń zaworów jest dla zaworu dolotowego analogiczne jak dla wylotowego.

Zespół docisku elektrycznego na podstawie sygnałów z zespołu generowania chwilowych położzeń zaworów oraz zespołu realizacji przemieszczeń wytwarza sygnały docisku dla każdego z zaworów. Docisk danego zaworu ma być realizowany tylko w przedziale  $B_1B_2$  gdy spełniony jest warunek, że zawór jest w stanie zamknięcia. Oznacza to, że dla zaworu wylotowego docisk będzie wymagany od chwili zamknięcia zaworu, aż do zbocza  $B_2$ , natomiast dla dolotowego w dwu przedziałach czasowych, od zbocza  $B_1$  przez czas  $\Delta d$ , a następnie po zamknięciu zaworu aż do następnego zbocza  $B_2$ . Sygnały docisku są modulowane falą prostokątną z zespołu generowania chwilowych położzeń zaworów. Współczynnik wypełnienia fali prostokątnej dobrany jest tak by średnia wartość prądu płynącego przez cewkę napędu powodowała wymaganą siłę docisku. Dla badanego układu przyjęto stałą wartość współczynnika wypełnienia, taką by obserwowany przebieg wzniosu nie wykazywał niepożądanych otwarć zaworów w trakcie pracy silnika.

W kolejnym przedziale  $B_2A_1$  zespół generowania chwilowych położzeń zaworów dokonuje odczytu zadanych wartości skoków  $H_w$  i  $H_d$ , czasów  $\Delta d$ ,  $\Delta w$ ,  $T_d$  i  $T_w$ , które są zapisane w zespole zadawania geometrycznych parametrów rozrządu. Stają się one obowiązującymi wartościami obliczeniowymi dla kolejnego cyklu. W tym samym przedziale czasowym zespół odczytuje i zapamiętuje wartości z czujników położzeń zaworów, które to wartości zostają przyjęte do dalszych obliczeń jako odpowiadające stanowi zamknięcia zaworów. Ten przedział został wybrany do realizacji odczytu wartości zadanych i pozycji początkowej ze względu na fakt, że w tym czasie zawory spoczywają pewnie w gniazdach, gdyż są dociśnięte do nich siłami gazowymi. Także prądy sterujące cewkami są wyłączone i nie powodują zakłóceń odczytu wartości zadanych, oraz położzeń zaworów.

Pojawienie się kolejnego zbocza  $A_1$  na wyjściu z czujnika położenia wału korbowego powoduje rozpoczęcie opisanego powyżej cyklu od początku.

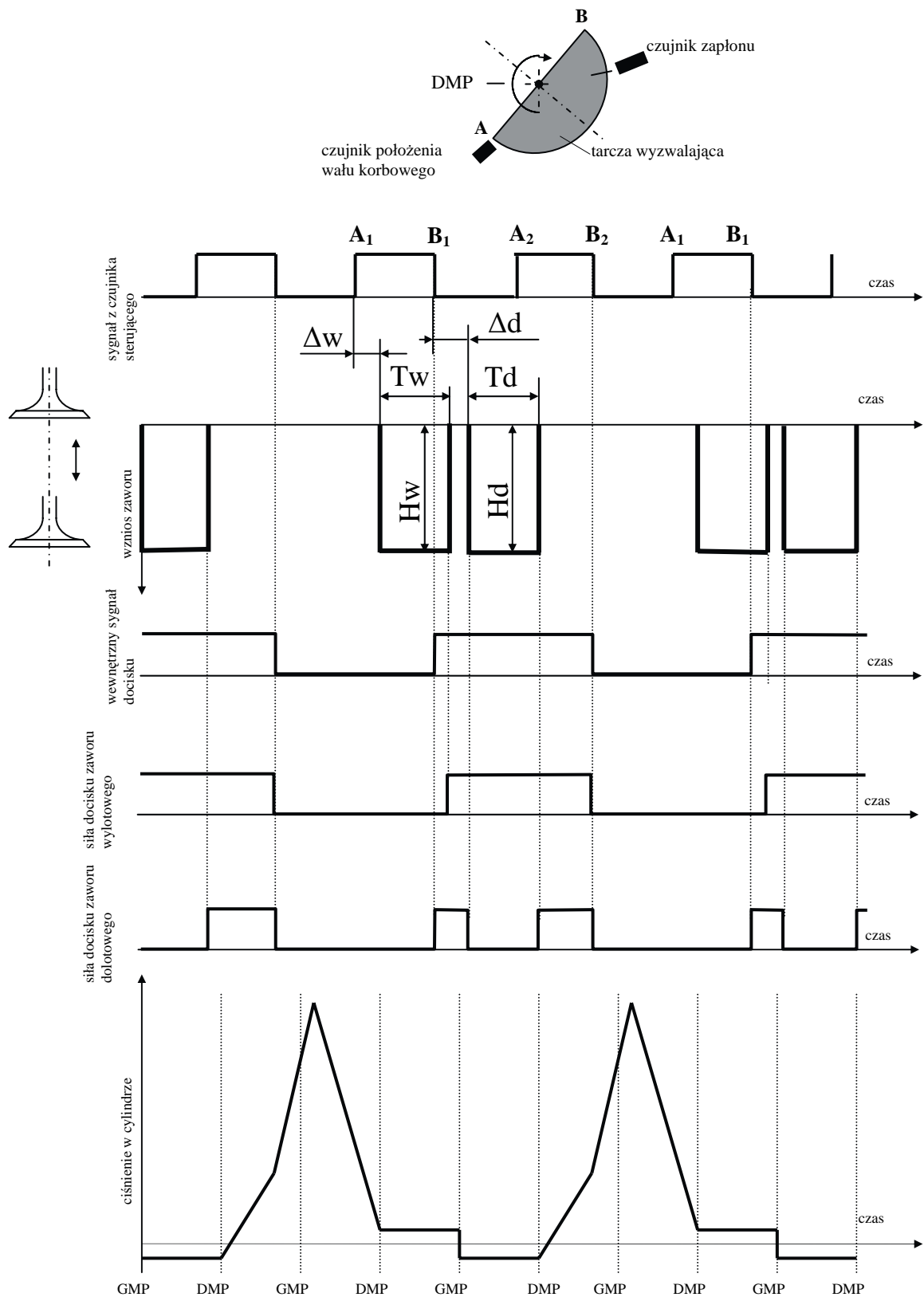
Należy nadmienić, że pierwszy odczyt wartości zadanych i położzeń początkowych dokonywany jest przez układ sterujący po załączeniu zasilania, jeszcze przed rozpoczęciem realizacji cykli.

### **3. Przebieg wstępnych badań oraz wyniki i ich analiza**

Badania silnika z rozrządem elektromagnetycznym przeprowadzono na stanowisku opisanym w pracy [3]. Poprzedzono je regulacjami układów paliwowego, zapłonowego i sterującego w celu ustalenia prędkości obrotowych i obciążeń, z jakimi silnik pracował bez zakłóceń. Dla warunków określonych tymi prędkościami i obciążeniami wykonano dwie charakterystyki prędkościowe, przedstawiające zależność uśrednionego maksymalnego ciśnienia spalania od prędkości obrotowej silnika (rys.5).

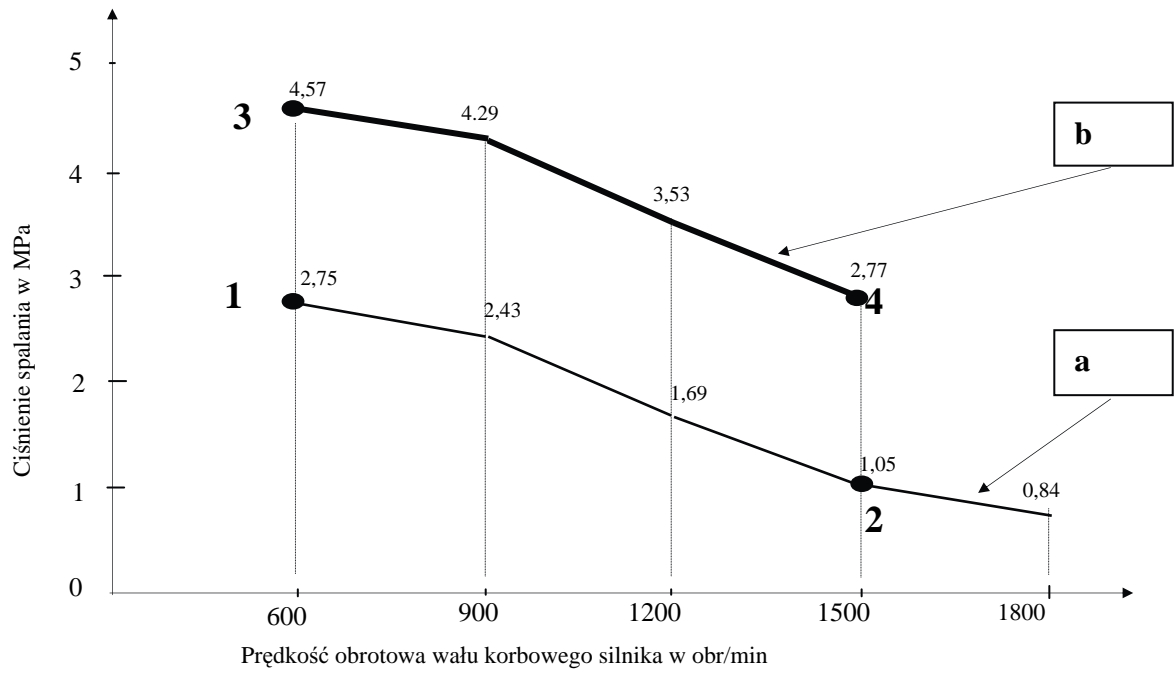
W innych zakresach prędkości obrotowych i obciążeń silnik pracował z zakłóceniami polegającymi na wypadaniu zapłonów, lub nie podejmował pracy. Spowodowane to było, jak dalej wykazano, za małą elektrodynamyczną siłą potrzebną do otwarcia zaworu wylotowego.

Dla wszystkich punktów przedstawionych charakterystyk zarejestrowano przebiegi wzniosu zaworów, ciśnienia w cylindrze, znacznika GMP oraz przebiegi innych wielkości potrzebnych do kontroli pracy układu sterującego. W analizie porównawczej parametrów rozrządu oparto się na przebiegach wzniosów zaworów oraz ciśnien spalania zarejestrowanych w punktach **1, 2, 3, 4** omawianych charakterystyk. Przykładowe przebiegi przedstawiono na rysunku 6.



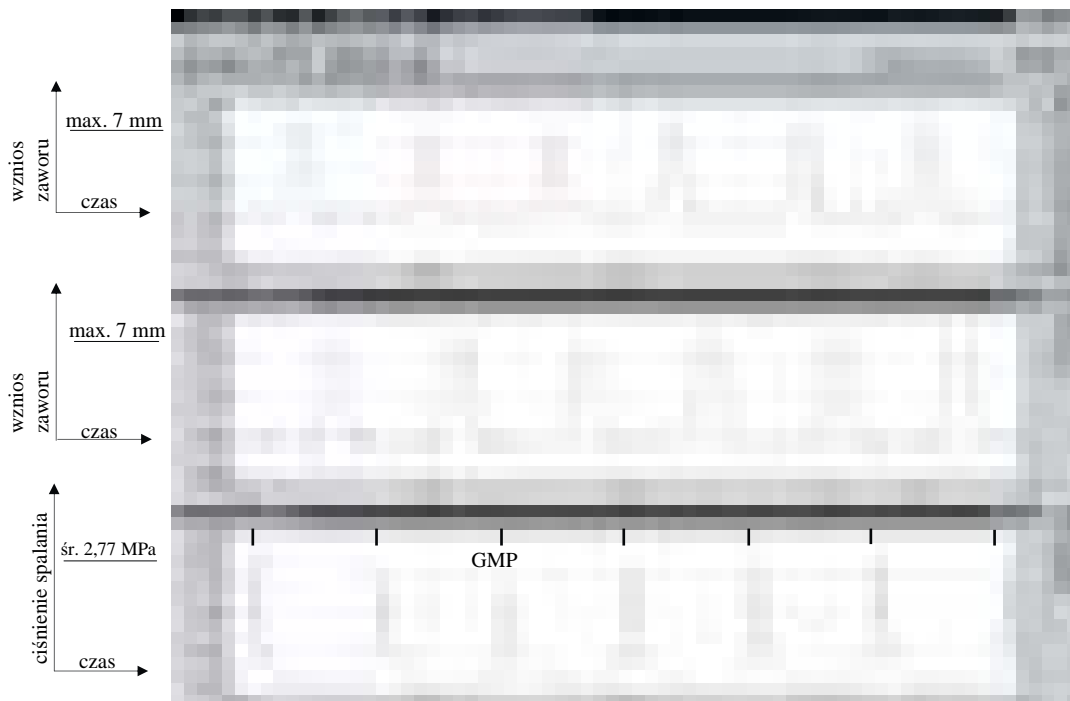
Rys. 4. Graficzna interpretacja zadawania geometrycznych parametrów rozrzadów z elektrycznym dociskiem zaworów i ich sterowaniem w funkcji czasu obrotu wału korbowego

Fig. 4. The graphic interpretation of the infliction of geometrical parameters of the distribution with electric stress of valves and with their steering in the function of the time of the turn of the crank-shaft



Rys. 5. Zależność uśrednionych maksymalnych ciśnień spalania w cylindrze od prędkości obrotowej silnika przy dwóch otwarciach przepustnicy gaźnika a – 15% pełnego otwarcia przepustnicy, b – 30% pełnego otwarcia przepustnicy

Fig. 5. The dependence of average maximum combustion pressures in the cylinder from the rotational speed of the engine at two openings of the throttle of the carburettor a - 15% full opening of the throttle, b - 30% full opening of the throttle



Rys. 6. Przebiegi wzniosu zaworów, ciśnienia spalania i znacznika GMP dla punktu pracy silnika 4 na rysunku 5

Fig. 6. Courses of valves lift, combustion pressure and the gauge of the TDC piston position for the point of the 4 engine run on the Fig. 5

Na podstawie analizy zarejestrowanych przebiegów można stwierdzić, że zarówno przebiegi wzniosu zaworów, jak i ciśnienia w spalania są niepowtarzalne. Niepowtarzalności analizowanych przebiegów wzajemnie na siebie oddziałują. Duża niepowtarzalność czasowa GMP, będąca wynikiem przede wszystkim nierównomierności biegu jednocyldrowego silnika, wpływa niekorzystnie na powtarzalność przebiegów wzniosu zaworów, ponieważ sygnał do rozpoczęcia ich otwierania dostarczany jest do zespołu generowania chwilowych położeń zaworów z czujnika położenia wału korbowego (rys. 4). Zmienna w tym przypadku prędkość kątowna tarczy wyzwalającej, przymocowanej do wału korbowego, powoduje wcześniejsze lub późniejsze rozpoczęcie generowania sygnału z czujnika położenia, co w konsekwencji ma swój udział w niepowtarzalności przebiegów wzniosu zaworów. Ta z kolei ma wpływ na niepowtarzalność przebiegów ciśnienia w cylindrze silnika. Na niepowtarzalność przebiegów wzniosu zaworów wpływa także niedoskonałość doświadczalnego układu sterującego. Zastosowany układ sterujący został zbudowany z użyciem procesora 8 – bitowego. Jego możliwości obliczeniowe były ograniczone zarówno co do zakresu operacji jak i szybkości działania. Również zakłócenia elektromagnetyczne miały wpływ na poprawność odczytu położenia cewki zaworu. Powyższe czynniki ograniczały uzyskaną jakość regulacji przebiegu wzniosu zaworu. Sposób i układ sterowania są osobnymi i poważnymi zagadnieniami koniecznymi do rozwiązania. W ramach niniejszego projektu badawczego wykonano stosunkowo prosty układ sterujący umożliwiający rozpoznanie możliwości elektromagnetycznego rozrządu. Najistotniejszym jednak problemem jest uzyskanie otwarcia i odpowiedniego czasoprzekroju zaworu wylotowego. Aby to wyjaśnić posłużono się uśrednionymi, rozszerzonymi przebiegami wzniosu zaworu wylotowego w punktach 1, 2, 3, 4. Przebiegi te porównano ze sobą zestawiając je w odpowiednie pary, a mianowicie 1-2, 3-4, 1-3 oraz 2-4 (rys. 7).



Rys. 7. Uśrednione rozszerzone przebiegi wzniosu zaworu wylotowego w punktach 1, 2, 3, 4 na rysunku 5  
 Fig. 7. Average extended courses of the exhaust-valve lift in points 1, 2, 3, 4 on the Fig. 5

Pierwsza para przebiegów daje ich porównanie przy różnych prędkościach obrotowych i niewielkim otwarciu przepustnicy gaźnika (15%), druga podobnie, ale przy większym otwarciu przepustnicy wynoszącym 30 %. Para przebiegów 1-3 daje ich porównanie przy prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej nominalnie 600 obr/min, ale przy dwóch różnych wymienionych otwarciach przepustnicy gaźnika. Para przebiegów 2-4 daje ich porównanie przy prędkości obrotowej wału korbowego wynoszącej nominalnie 1500 obr/min i jak poprzednio, przy dwóch różnych otwarciach przepustnicy gaźnika. Wartości niektórych wielkości charakteryzujących pracę zaworu wylotowego, potrzebne do wyjaśnienia problemu uzyskania otwarcia i odpowiedniego czasoprzekroju zaworu, zestawiono w tabelicy 1.

Tablica 1. Uśrednione wartości niektórych wielkości charakteryzujących pracę zaworu wylotowego w punktach 1, 2, 3, 4 na rysunku 5

Table 1. Average values of some characterizing parameters of the exhaust valve work in points 1, 2, 3, 4 on the Fig. 5

Punkt pracy silnika	Skok zaworu Hw [ mm ]	Czas otwierania zaworu Tr + Th [ ms ]	Przyspieszenie zaworu $a_z$ [ m / s <sup>2</sup> ]	Ciśnienie otw. zaworu $p_z$ [ MPa ]	Siła otwarcia zaworu $P_z$ [ N ]	Siła bezwładności B [ N ]	Suma sił otw. i bezwładności $P_z + B$ [ N ]
1	7	4,71	424	0,174	99,85	47,91	147,76
2	6,9	4,78	362	0,186	106,60	40,90	147,50
3	6,8	7,42	159	0,225	129	17,97	146,97
4	6,4	7,75	71	0,245	140,2	8,02	148,22

Wartości te pochodzą z zarejestrowanych przebiegów oraz obliczeń wykonanych na ich podstawie. Są to: uśrednione wartości rzeczywistego skoku zaworu, uśrednione wartości czasu otwierania zaworu do osiągnięcia jego skoku, będące sumą czasów rozpędzania zaworu Tr i hamowania Th, opisanych w [4], uśrednionej wartości maksymalnego przyspieszenia zaworu, uśrednione wartości ciśnienia otwarcia zaworu, oraz wartości sił otwarcia zaworu i bezwładności ruchomej części układu napęd – zawór, a także sumy tych sił.

Analizując wartości wielkości zawartych w tabelicy 1 widać, że wartości ciśnienia otwarcia zaworu zmieniają się od 0,177 MPa do 0,224 MPa. Rosnącym wartościom tych ciśnień odpowiadają coraz większe wartości sił gazowych, jakie musi zrównoważyć układ napędzawór w chwili otwierania zaworu. W miarę wzrostu siły otwarcia zaworu, w zależności od warunków pracy silnika, maleje wartość siły przeznaczonej do pokonania oporów bezwładności ruchomej masy układu napęd – zawór, na skutek, czego, ruchoma masa układu porusza się z coraz mniejszym przyspieszeniem. Wydłuża się czas otwierania zaworu, na skutek czego zawór coraz później osiąga swój skok. To z kolei jest przyczyną tzw. przeregulowania układu sterującego w wyniku, którego zawór nie osiąga założonego skoku, a także następuje jego wcześniejsze zamknięcie widoczne na przebiegach 1-3 przy prędkości obrotowej wynoszącej 600 obr/min i na przebiegach 2-4 przy prędkości obrotowej wynoszącej 1500 obr/min. Późniejsze osiągnięcie skoku i jego mniejsza wartość w stosunku do założonego, na skutek większego ciśnienia otwarcia zaworu widoczne są także na wykresach 1-2 i 3-4 porównywanych przy różnych prędkościach obrotowych wału korbowego. Wartości czasów otwierania zaworów wynoszą dla omawianych przypadków od 4,71 ms do 7,75 ms. Przy czym czasy rozpędzania zaworu Tr są większe od czasów hamowania zaworu Th. Wartości czasów rozpędzania sięgają nawet 70% całkowitego czasu otwierania zaworu. Wynika z tego, oraz z przebiegów wzniosu zaworów przedstawionych na rysunku 7, że rzeczywiste przebiegi odbiegają tu od teoretycznych zawartych w pracy [4].

Z charakterystyki a przedstawionej na rysunku 5 wynika, że silnik może jeszcze pracować z prędkością obrotową wynoszącą 1800 obr/min. Zawór jest otwierany w tych warunkach, gdyż ciśnienie gazów w cylindrze wynosi około 0,205 MPa. Przy otwarciu przepustnicy

gaźnika, któremu odpowiada charakterystyka b na rysunku 5 i przy prędkości obrotowej wynoszącej 1800 obr/min silnik pracuje bardzo nierównomiernie. Na podstawie niektórych przebiegów ciśnień, uzyskanych dla wymienionej prędkości obrotowej, oszacowano wartość ciśnienia gazów w cylindrze w chwili, gdy powinien jeszcze otworzyć się zawór wylotowy. Wynosi ona około 0,31 MPa. Konieczna, zatem siła do otwarcia zaworu o polu powierzchni grzybka wynoszącym  $5,72 \text{ cm}^2$  wynosiłaby wówczas około 179,5 N. Wartość tę można uznać za maksymalną wartość elektrodynamicznej siły generowanej w badanym układzie napęd – zawór. Jeśli przyjąć jej przybliżoną wartość równą 180 N i odjąć od niej średnią wartość sumy sił otwarcia i bezwładności wynoszącą w przybliżeniu 148 N, to otrzymaną wartość 32 N należy przypisać sile równoważącej sumę pozostałych sił działających na ruchome części układu napęd – zawór. Należą do nich przede wszystkim siła hamująca wywołana aluminiowym korpusem cewki, oraz siła oporu aerodynamicznego. Nie można tu wykluczyć także wpływu oporów tarcia spowodowanych na przykład ocierającym korpusem cewki o rdzeń napędu, jak również ocierającym trzonkiem zaworu o jego prowadnik. Siła ta stanowi około 18 % maksymalnej siły generowanej przez napęd. Dokładne określenie poszczególnych sił oporów jest bardzo skomplikowane i wymaga odrębnych procedur pomiarowo – obliczeniowych.

W badanym rozrządzie napięcie zasilania wynosiło 30 V, zaś prąd miał wartość 20 A. Uzyskana jednostkowa siła napędzająca zawór wynosiła 8 A/N do 10 A/N. Nie zastosowano zasilania napędu większym prądem ze względu na nieprzystosowanie do tego celu elektronicznych elementów układu sterującego.

Wykonanie układu sterującego zasilanego napięciem 42 V umożliwi zasilanie napędu prądem o wartości około 60 A, co pozwoli wygenerować elektrodynamyczną siłę rzędu 540 N. Zakładając ciśnienie otwarcia zaworu wylotowego około 0,5 MPa, wówczas siła potrzebna do otwarcia tego zaworu wyniesie około 275 N. Przyjmując dalej, że siła potrzebna do zrównoważenia sumy sił oporów stanowi około 18 % maksymalnej siły generowanej w napędzie, to jej wartość wyniesie około 97 N. Na zrównoważenie maksymalnej siły bezwładności pozostanie, więc, około 168 N. Teoretyczne, maksymalne uśrednione przyspieszenie [4], jakie może być nadane ruchomym elementom układu napęd – zawór wyniesie około  $1486 \text{ m/s}^2$ . Teoretyczny czas rozpędzania wyniesie wówczas 2 ms, a czas otwierania zaworu będący w przybliżeniu sumą czasów rozpędzania i hamowania 4 ms. Okres jednego cyklu wzniosu zaworu bez jego przestoju będzie równy 8 ms. Przyjmując następnie średnią wartość kąta otwarcia zaworu wynoszącą 220 stopni obrotu wału korbowego, można z wzoru  $\alpha = 6nt$  obliczyć prędkość obrotową, jaką silnik teoretycznie mógłby osiągnąć w tych warunkach. Wynosi ona dla wymienionych wartości czasu i kąta 4583 obr/min. Przyjęcie do powyższych rozważań przebiegu wzniosu zaworu bez tzw. przestoju wyniknęło z tego, że odpowiadający jemu czasoprzekrój jest granicznym czasoprzekrojem wymaganym przy maksymalnych prędkościach obrotowych i obciążeniach silnika. Przy mniejszych prędkościach obrotowych i mniejszych obciążeniach można przy zachowaniu takich samych przyspieszeń zaworu zmieniać, odpowiednio do potrzeb, czas przestoju zaworu po osiągnięciu przez niego założonego skoku.

Mając powyższe na uwadze, nasuwa się pytanie czy można uzyskać jeszcze większą prędkość obrotową? Jeśli tak, to w jaki sposób? Otóż istotne jest tutaj zmniejszenie masy ruchomych części układu napęd – zawór. Całkowitą masę ruchomej części układu napęd – zawór wynoszącą 113 g, można zmniejszyć przez zastosowanie korpusu cewki z lekkiego kompozytu, otrzymując w ten sposób korpus o masie około 8 g zamiast 19 g. Kompozyt ten nie powinien przewodzić prądu elektrycznego, co przyczyniłoby się do zmniejszenia straty siły elektrodynamicznej koniecznej do zrównoważenia siły hamującej w przypadku korpusu aluminiowego. Pozostała część masy cewki to masa drutu miedzianego, a jej nie da się zmniejszyć. Można, zatem założyć, że masa cewki z korpusem kompozytowym będzie

wynosić około 42 g zamiast 53 g. Zawór badanego układu ma masę 56 g. Można ją zmniejszyć przez zastosowanie krótszego zaworu, odpowiadającego zaworowi silnika z wałem rozrządu. Dodatkowo można tę masę zmniejszyć przez częściowe wywiercenie otworu w trzonku zaworu. Wydaje się jednak, że nieodzowne będzie zastosowanie lekkich zaworów wykonanych na przykład ze stopu tytanu i aluminium lub z ceramiki. Wówczas taki zawór miałby masę około 24 g [2]. Całkowita masa ruchomej części układu napęd – zawór wyniosłaby wówczas około 70 g. Zakładając krótszy czas rozpędzania zaworu, niż w poprzednim obliczeniu, wynoszący 1,5 ms oraz maksymalny skok zaworu równy 7 mm, można wyznaczyć wartość teoretycznego przyspieszenia zaworu. Wynosi ona  $3182 \text{ m/s}^2$ . Jest to w przybliżeniu dwukrotnie większa wartość przyspieszenia niż obliczona poprzednio i stosunkowo duża. Wymagana siła do uzyskania takiego przyspieszenia przez układ o masie 70 g wyniesie 223 N. Suma sił bezwładności i otwarcia zaworu równa jest w tym przypadku 498 N. Na pokonanie omówionych już innych oporów ruchu pozostaje siła 52 N, oczywiście przy założeniu, że stojąca do dyspozycji elektrodynamiczna siła wynosi 550 N. Jest ona mniejsza od siły poprzednio obliczonej. Można jednak założyć, że w omawianym przypadku opory będą mniejsze dzięki kompozytowemu korpusowi cewki. Możliwa, zatem do uzyskania prędkość obrotowa silnika obliczona przy założeniu całkowitego czasu otwarcia zaworu równego 6 ms i odpowiadającego jemu kąta 220 stopni obrotu wału korbowego, wyniesie 6111 obr/min.

Badany dotychczas rozrząd miał podwójne napędy zaworów wylotowego i dolotowego o takich samych średnicach cewek. Wykonanie napędów o takich samych średnicach cewek wynikało z uproszczeń wykonawczych zastosowanych w początkowej wersji rozrządu. Jednak ze względu na większe zapotrzebowanie siły elektrodynamicznej przez zawór wylotowy, jego cewka powinna mieć większą średnicę od średnicy cewki dolotowej. Pozwoliłoby to wówczas wygenerować większą niż dotychczas siłę elektrodynamiczną napędzającą zawór wylotowy i to przy niezmienniej wartości prądu zasilającego cewkę.

Dalsze zwiększenie elektrodynamicznej siły i to znaczące, możliwe jest przez zastosowanie potrójnego napędu. Wówczas można byłoby spodziewać się siły rzędu 720 N, przy zasilaniu cewki prądem wynoszącym 60 A. Potrójny napęd spowodowałby zwiększenie długości układu napęd – zawór o około 33%. Zwiększyłoby to wysokość silnika i nieco jego masę oraz spowodowałoby przesunięcie środka masy silnika w kierunku głowicy. Nie powinno to jednak być przyczyną powstania istotnych problemów.

Zastosowanie pierścieniowych magnesów o polu powierzchni większym niż pole powierzchni magnesów w postaci prostopadłościaków, z których wykonane zostały badane napędy i ewentualne wykorzystanie magnesów o większej wartości indukcji magnetycznej umożliwi wygenerowanie jeszcze większej siły elektrodynamicznej.

Uwzględniając wszystkie wymienione sposoby zwiększenia elektrodynamicznej siły napędzającej zawór można przyjąć, że możliwe będzie wówczas wygenerowanie siły rzędu 800 N, zapewniającej uzyskanie prędkości obrotowej silnika spalinowego małej i średniej mocy rzędu 6000 obr/min.

#### **4. Podsumowanie**

W oparciu o przeprowadzoną analizę wyników badań można sformułować dwa podstawowe problemy występujące w zaprezentowanym rozrządzie elektromagnetycznym i konieczne do rozwiązania w pierwszej kolejności, a mianowicie:

1. problem wygenerowania maksymalnej siły napędzającej zawór wylotowy,
2. problem uzyskania odpowiedniej jakości sterowania zaworami.

Rozwiązanie pierwszego z nich sprowadza się do zastosowania napięcia zasilania wynoszącego 42 V, cewki wylotowej o większej średnicy od średnicy cewki dolotowej, lekkiego i wytrzymałego korpusu cewki na bazie włókien węglowych, lekkich zaworów ze

stopów tytanu i aluminium lub z ceramiki oraz pierścieniowych magnesów o możliwie jak największej wartości indukcji magnetycznej.

Rozwiązanie drugiego problemu możliwe jest przede wszystkim na drodze zastosowania układu sterowania z 32 – bitowym procesorem, szybkimi czujnikami położenia zaworów i oprogramowania umożliwiającego płynną regulację czasoprzekrojów zaworów. Wskazane byłoby zastosowanie bezczujnikowego sterowania, w którym sygnały w układzie sprzężenia zwrotnego wypracowywane byłyby na podstawie analizy prądu i napięcia.

## **5. Literatura**

- [1] Dryzek B., Boryna L., Łysio S., Silnik stacyjny S101M. Wydawnictwa Przemysłu Maszynowego Wema, Warszawa 1973.
- [2] Hoyer U., Rahnavardi P., Untersuchung mit Ventilen aus Leichtbau-Werkstoffen. Motortechnische Zeitschrift, 9/1999.
- [3] Zbierski K., Regulacja napełniania silnika o zapłonie iskrowym za pomocą rozrządu magnetoelektrycznego. Journal of KONES Internal Combustion Engines. KONES 2003. Warszawa 2003.
- [4] Zbierski K., Teoretyczne podstawy elektromagnetycznego rozrządu zaworowego silnika spalinowego. Journal of KONES. Internal Combustion Engines. KONES 2004. Warsaw, 2004.