

THE NECESSITY FOR USING OF VALVES MADE OF LIGHT MATERIALS IN CAMLESS VALVE TIMING OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

Krzysztof Zbierski

*Technical University of Lodz, Institute for Vehicles, Machine Design and Operation
Żeromskiego Str. 116, 90-924 Lodz, Poland
tel.: +48 42 6312390, fax: +48 42 6312398
e-mail: zbierski@p.lodz.pl*

Krzysztof Siczek

*The Technical University of Lodz, The Chair of Precise Design
Stefanowskiego Street 1/15, 90-924 Lodz, Poland
tel.: +48 42 6312251, fax: +48 42 6312252
e-mail: ks670907@p.lodz.pl*

Abstract

The essence of the camless valve timing for combustion engine has been discussed in the article. It has been put the attention on the different criteria of distinction for such valve timings. The characteristic features of the camless electric and hydraulic valve timing has been discussed. Basing on the valve lift course the possibility of changes for values of geometrical parameters for valve timing has been explained. The performance of electric and hydraulic valve timing has been described with the help of schematic diagrams. It has been put the attention on significant differences between them. The specific, possible to generation, values of the loading valve forces have been presented. Next, the problems connecting with the increasing of the force loading valve and with the decreasing of masses for moving elements of valve timing have been discussed. The masses of valves made of steel, of TiAl alloy and of ceramic composites have been compared. It has been proven, basing on the camless magneto-electrical valve timing case, that the valve mass influences the combustion engine speed.

It was found that the use of lightweight valves instead of steel valves in the camless valve timing of combustion engines can give the decreasing of the valve mass about 50% in respect to the steel valve mass. The use of lightweight valves instead of steel valves in the camless valve timing, with the same geometry, allows to obtain the maximal engine speed which is greater about 11% in respect to the case of combustion engine with classic steel valves. Thanks to lightweight valves it is possible to decrease the pressure values of operating fluid in the hydraulic systems of the drives.

Keywords: *combustion engine, camless valve timing, lightweight valve, magneto-electric drive*

STOSOWANIE ZAWORÓW WYKONANYCH ZE STOPÓW LEKKICH W BEZKRZYWKOWYM UKŁADZIE ROZRZĄDU SILNIKA SPALINOWEGO

Streszczenie

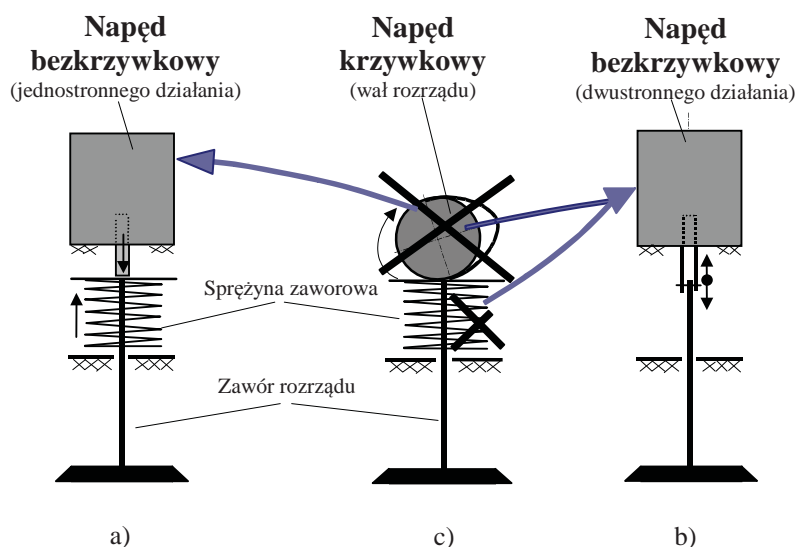
Istota bezkrzywkowego układu rozrządu silnika spalinowego jest dyskutowana w artykule. Uwaga jest skierowana na różne kryteria odmienności takich systemów sterowania. Cechy charakterystyczne bezkrzywkowego elektrycznego i hydraulicznego systemu sterowania zaworami są dyskutowane. Bazując na wzniosie zaworu przebieg zmian wartości parametrów geometrycznych jest wyjaśniony. Wyniki elektrycznego i hydraulicznego systemu sterowania zaworami są opisane za pomocą schematów ideowych. Uwaga jest nakierowana na znacznych różnicach między nimi. Specyficzne wartości obciążeń sił zaworu są prezentowane. Następny problem połączony ze wzrostem siły obciążającej zawór ze zmniejszeniem masy dla ruchu elementów sterowania zaworem jest dyskutowany. Masy zaworów wykonanych ze stali, stopu TiAl i materiałów ceramicznych są porównane. Zostało udowodnione, że dla bezkrzywkowego elektromagnetycznego układu sterowania zaworami masa zaworu wpływa na prędkość obrotową silnika spalinowego. Zastosowanie zaworów ze stopów lekkich, zamiast stalowych zaworów, w bezkrzywkowym układzie sterowania zaworami silników spalinowych może powodować zmniejszenie masy zaworu o około 50% w

odniesieniu do zaworów stalowych. Zastosowanie zaworów ze stopów lekkich zamiast stalowych zaworów w bezkrzywkowym układzie sterowania zaworami, z tą samą geometrią, pozwala na uzyskanie maksymalnej prędkości obrotowej silnika o około 11% w odniesieniu do silnika spalinowego z klasycznymi zaworami stalowymi. Dzięki zaworom ze stopów lekkich jest możliwe zmniejszyć wartości ciśnienia płynu w hydraulicznych systemach rozrządu.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, bezkrzywkowy system rozrządu, zawory ze stopów lekkich, napęd sterowany magnetoelektrycznie

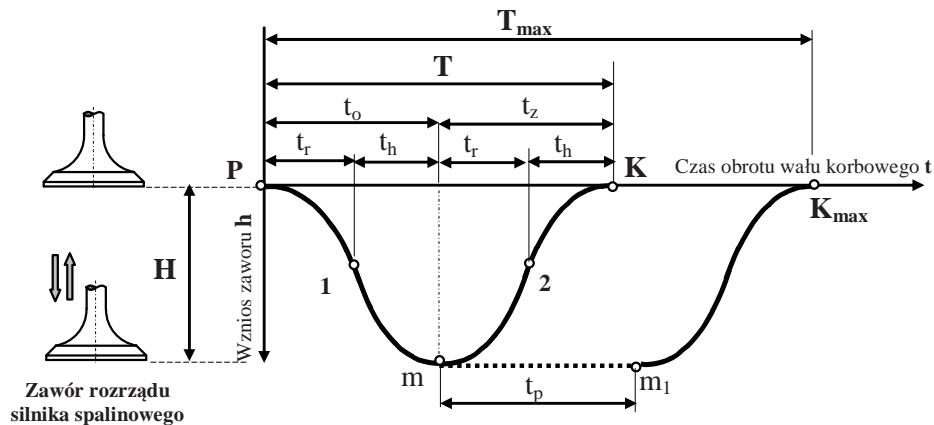
1. Wprowadzenie

Istota bezkrzywkowego rozrządu 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 niekiedy pneumatyczny. Odmiany bezkrzywkowego napędu zaworu, na tle mechanicznego napędu krzywkowego, przedstawiono na Rys. 1. Napęd bezkrzywkowy może być napędem zarówno jednostronnego działania ze sprężyną powodującą powrotny ruch zaworu rozrządu i często zapewniającą wymagany docisk zaworu do jego gniazda (Rys. 1a), jak i dwustronnego działania 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. 1b).



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.

Charakterystyczną cechą rozrządu bezkrzywkowego jest teoretycznie stała wartość czasu otwierania i zamykania zaworu, przy danej wartości siły wymuszającej ruch zaworu, niezależnie od obciążenia i prędkości obrotowej silnika [2, 3]. Zawór może przemieszczać się po torze $P-1-m-m_1-K_{max}$, widocznym na Rys. 2. Dzięki temu uzyskuje się przestój zaworu w położeniu jego pełnego otwarcia na odcinku $m-m_1$, a zatem i zwiększenie wartości czasoprzekroju zaworu. W miarę wzrostu prędkości obrotowej silnika czasoprzebieg niestety maleje, ponieważ maleje odcinek $m-m_1$. Przy zerowej wartości tego odcinka przemieszczanie zaworu może odbywać się tylko po torze $P-1-m-2-K$, któremu odpowiada znacznie mniejszy czasoprzebieg. Dalsze zwiększanie prędkości obrotowej,



Rys. 2. 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 – okres otwarcia zaworu, T_{max} – okres otwarcia zaworu z przestojem, K_{max} – koniec wzniosu zaworu z przestojem, m – początek przestoju zaworu, m_1 – 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

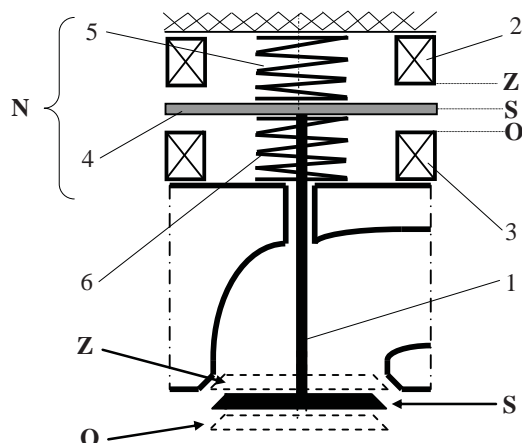
Fig. 2. Valve lift course for magneto-electric drive dependence on crankshaft rotation time: P – begin of valve lift, K – end of valve lift, H – valve lift, T – valve open period, T_{max} – valve open period with shutdown, K_{max} – end of valve lift with shutdown, M – maximal valve lift and begin of valve shutdown, m_1 – 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

przy założeniu wymaganej wartości okresu T, 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, ale niestety jest ona ograniczona. Taki sam efekt można by uzyskać przez zmniejszenie wartości mas zaworu rozrządu i ruchomego elementu napędu czyli zwory ze sprężynami w przypadku napędu elektromechanicznego, zaworu rozrządu i ruchomej cewki w przypadku napędu magnetoelektrycznego, zaworu rozrządu i ruchomego tłoka siłownika w przypadku napędu hydraulicznego bądź pneumatycznego albo przez zwiększenie wartości siły napędzającej zawór lub przez zmianę wartości obydwu wymienionych parametrów. Wówczas zmniejszyłyby się wartości czasów otwierania (t_o) i zamykania (t_z) zaworu, ale wzrosłyby wartości przyspieszeń, a tym samym obciążeń zaworu i przede wszystkim zwory lub cewki w przypadku siłowników elektrycznych. powodując zmniejszenie niezawodności i trwałości tych elementów. Zwiększyłyby się także pobór prądu zasilającego cewki siłowników elektrycznych lub powstałaby konieczność zwiększenia ciśnienia oleju lub powietrza zasilającego siłowniki hydrauliczny lub pneumatyczny.

W miarę wzrostu prędkości obrotowej silnika zmniejsza się zatem swoboda dobierania wartości końca wzniosu zaworu K, 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. Zaznaczone na Rys. 2 geometryczne parametry rozrządu: P, K, T oraz H, mogą być zatem w pewnym zakresie ich wartości dowolnie i bezstopniowo zmieniane, co równoznaczne jest z możliwością sterowania czasoprzekrojami zaworów i realizacją różnych opcji wymiany ładunku w silniku spalinowym [3].

W celu przeanalizowania sposobów istotnego zmniejszenia mas wymienionych elementów bezkrzywkowych napędów oraz zwiększenia siły napędzającej zawór rozrządu, przede wszystkim wylotowy, omówiono dalej modele wymienionych napędów bezkrzywkowych, kładąc szczególny nacisk na specyfikę napędów elektrycznych, ponieważ w tych napędach istnieje największe ograniczenie wartości wytwarzanej siły napędzającej zawór rozrządu.

Na Rys. 3 przedstawiono schemat układu: napęd elektromechaniczny – zawór rozrządu. Zawór rozrządu 1 przymocowany jest do zwory elektromagnesu 4 napędu elektromechanicznego N, która

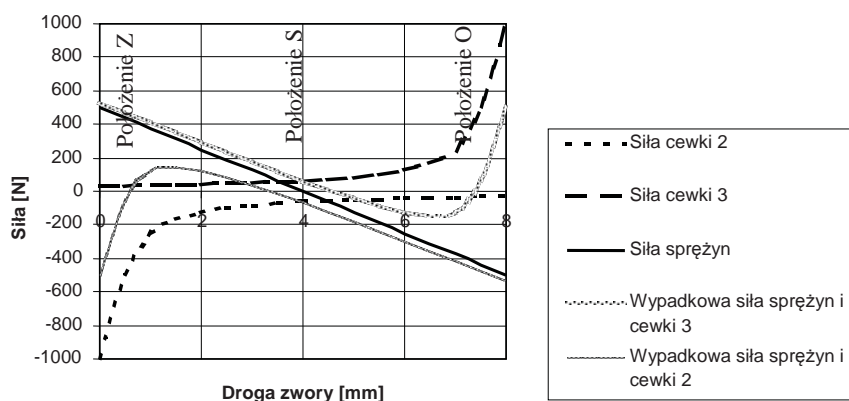


Rys. 3. Schemat układu: napęd elektromechaniczny – zawór rozrządu: 1 – zawór rozrządu, 2, 3 – górna i dolna cewka elektromagnesu, 4 – zwora elektromagnesu, 5, 6 – górna i dolna sprężyna zaworu rozrządu, Z – położenie zamknięte, O – położenie otwarte, S – położenie środkowe

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

dzięki sprężynom 5 i 6 może pozostawać w pewnych odległościach od cewek elektromagnesu 2 i 3, gdy nie dopływa do nich prąd. Zawór rozrządu jest 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, co zostanie dalej wyjaśnione, stąd właśnie jego ścisła nazwa – napęd elektromechaniczny.

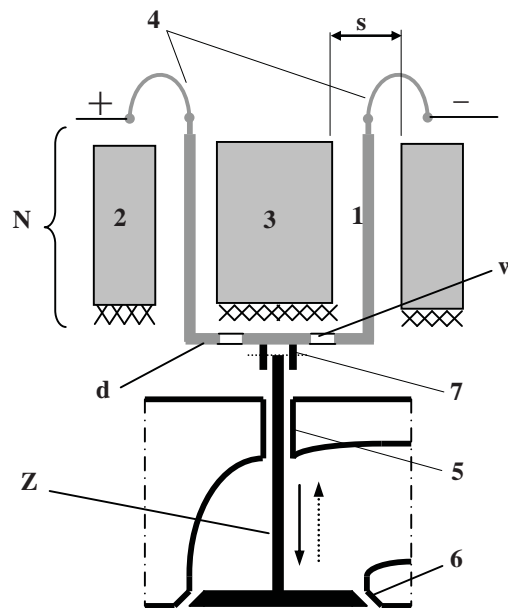
W opisie Rys. 3 zwrócono uwagę na rolę sprężyn 5 i 6, jako istotnego źródła napędu zaworu rozrządu. Tworzą one ze zworą 4 i zaworem 1 układ drgający, w którym, po jego wzbudzeniu, następuje przemieszczanie zaworu pod wpływem siły sprężyn 5 i 6. Wzbudzenie drgań powoduje siła wygenerowana przez elektromagnes składający się z cewek 2 i 3 oraz zwory 4. Przebiegi sił sprężyn i elektromagnesu, czyli ich charakterystyki, przedstawiono na Rys. 4.



Rys. 4. Przebiegi sił generowanych przez sprężyny i cewki elektromechanicznego napędu zaworu rozrządu
Fig. 4. The courses of forces generated by springs and coils of electro-magnetic valve drive

Stanowi on przykład możliwych przebiegów sił, potrzebny do omówienia specyfiki pracy elektromechanicznego napędu. Widoczny na rysunku 4 przebieg siły sprężyn (charakterystyka sprężyn) jest przebiegiem zastępczym przebiegów sił sprężyn 5 i 6. Sztywność zastępcza sprężyn wynosi około 50 N/mm. Siła na zaworze wywołana sprężynami jest proporcjonalna do odległości zwory 4 od położenia środkowego S (Rys. 4).

W rozrządzie magnetoelektrycznym układ: napęd – zawór składa się z napędu magnetoelektrycznego połączonego z zaworem rozrządu. Napęd magnetoelektryczny, składa się z ruchomej cewki 1, pakietów magnetycznych 2, oraz rdzenia 3 (Rys. 5). Korpus ruchomej cewki 1 posiada kształt cylindra, którego jeden koniec zamknięty jest za pomocą denka d. Z denkiem za pośrednictwem jego zamka połączony jest zawór rozrządu Z. Korpus cewki, pod względem kształtu, podobny jest do popychacza zaworu występującego w rozrządzie krzywkowym. Drugi koniec cylindra połączony jest z dwoma sprężystymi przewodami prądowymi 4. Przewody te, przeznaczone do doprowadzania prądu do uzwojenia cewki, z mechanicznego punktu widzenia są sprężynami, ale praktycznie nieważkimi o sztywności zapewniającej utrzymanie cewki z zaworem rozrządu w położeniu zamkniętym, jak widać to na omawianym rysunku. Wymagany docisk zaworu do jego gniazda, realizowany w rozrządzie krzywkowym za pomocą sprężyny zaworowej, uzyskany jest tu dzięki okresowo generowanej sile elektrodynamicznej.



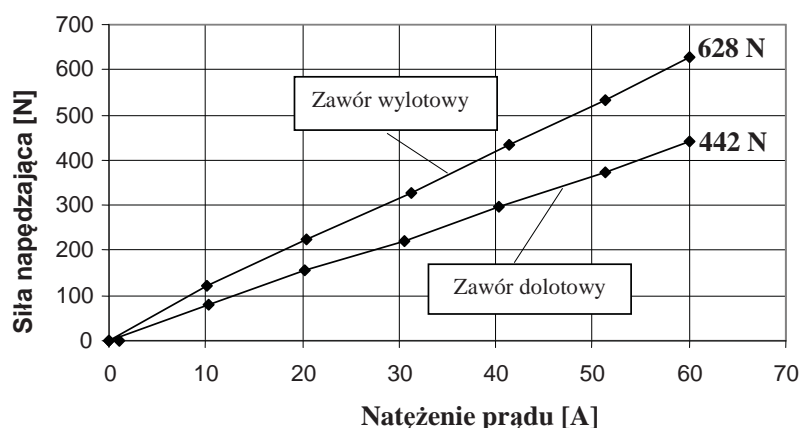
Rys. 5. Schemat układu: napęd magnetoelektryczny – zawór rozrządu z dolnym połączeniem zaworu: N – napęd, Z – zawór rozrządu, 1 – ruchoma cewka, 2 – pakiety magnetyczne (magnesy z nabiegunnikami), 3 – rdzeń, 4 – przewody prądowe, 5 – przewodnik zaworu rozrządu, 6 – gniazdo zaworu rozrządu, 7 – złącze zaworu rozrządu, w – otwory wentylacyjne, d – denko korpusu, s – szczelina powietrzna

Fig. 5. Schematic diagram of set: drive – valve for magneto-electric valve timing of combustion engine: N – drive, Z – valve, 1 – moving coil, 2 – assembly: pole pieces – permanent magnet, 3 – core, 4 – elastic current elements, 5 – valve guide, 6 – valve seat, 7 – valve connector, w – ventilation hole, d – bottom part of coil form, s – air gap

W denku znajdują się otwory wentylacyjne w zmniejszające opory tłumienia aerodynamicznego. W przedstawionym układzie może być zastosowany zawór silnika z rozrządu krzywkowego, po wykonaniu specjalnego zamka.

Wymaganą siłę napędzającą, przede wszystkim zawór wylotowy, można uzyskać przez zwielokrotnienie magnesów z nabiegunnikami, połączonych ze sobą szeregowo. Wyniki pomiarów w postaci zależności sił napędzających zawory od natężenia prądu przepływającego przez cewki, przedstawiono na Rys. 6. Wartość siły napędowej zależy od: natężenie prądu przepływającego przez cewkę, indukcji magnetycznej oraz od długości uzwojenia cewki. Wartość pierwszej z wymienionych wielkości czyli natężenia prądu, pomijając ograniczenia wynikające, między innymi, z oporności uzwojenia cewki oraz jakości układu sterującego, zależy od wartości napięcia stojącego do dyspozycji źródła prądu.

W przypadku ewentualnych przyszłościowych prądowych instalacji samochodowych, granicznym byłoby napięcie 42 V. Możliwość uzyskania znacznie większego napięcia istnieje w samochodach z napędami hybrydowymi (spalinowo-elektrycznymi). Większą indukcję magnetyczną można uzyskać



Rys. 6. Zależność sił napędzających zawory wylotowy i dolotowy od natężenia prądu przepływającego przez cewki napędu magnetoelektrycznego

Fig. 6. The dependence of forces driving intake and exhaust valves upon current flowing in the coils of magneto-electric drive.

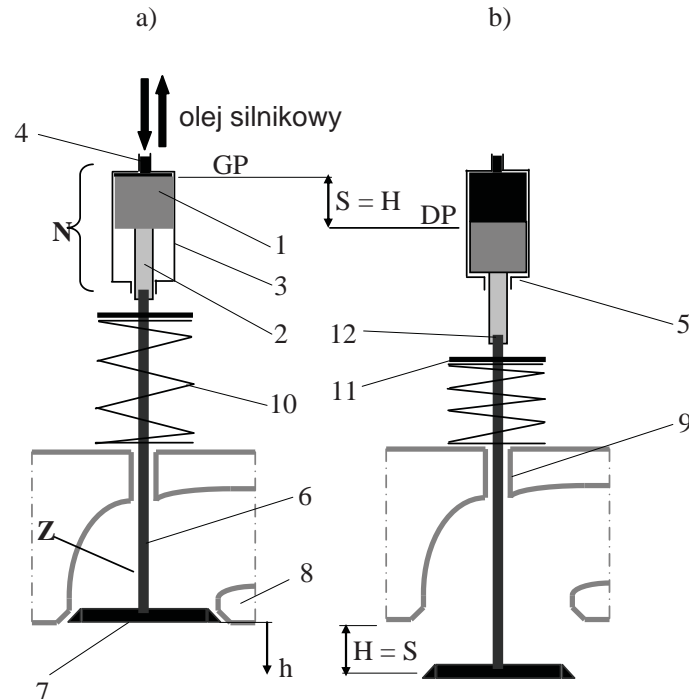
stosując magnesy trwale o większej gęstości energii magnetycznej. Jednak istnieje tu pewne ograniczenie wynikające z przebiegu charakterystyk odmagnesowania magnesów. Zwiększenie długości uzwojenia jest również ograniczone, ze względu na stosunkowo małe średnice cewek wynikające z niewielkich odległości między zaworami silnika spalinowego. Ale istotnie może poprawić to inne ukształtowanie cewek, na przykład o przekroju prostokąta, o większym boku w kierunku prostopadłym do osi wału korbowego [3]. Większa długość uzwojenia to jednak zwiększenie masy ruchomej cewki, a zatem większe zapotrzebowanie na siłę napędową, przy takim samym czasie otwierania zaworu. Istotne powiększenie siły napędowej można uzyskać także przez określone zwiększenie długości cewki zaworu wylotowego.

Inne cechy, niż cechy opisanych, elektrycznych napędów zaworów rozrządu, posiada hydrauliczny napęd zaworu rozrządu. To co różni ten napęd od napędów elektrycznych to przede wszystkim możliwość wytworzenia dużej siły napędzającej zawór rozrządu. Specyfikę tego napędu oddaje schemat funkcjonalny (Rys. 7) układu: napęd hydrauliczny – zawór rozrządu ze sprężyną poza napędem, będącą sprężyną zaworową. Przedstawiony na schemacie napęd hydrauliczny dotyczy napędu jednostronnego działania.

Gdy tłok 1 napędu hydraulicznego N znajduje się w górnym położeniu GP (Rys. 7a) i na jego powierzchnię nie jest wywierany nacisk oleju roboczego (silnikowego), wówczas grzybek 7 zaworu rozrządu Z dociskany jest do swego gniazda 8 za pomocą sprężyny zaworowej 10. Docisk ten jest taki, że zapewnia szczelne zamknięcie zaworu. Z chwilą rozpoczęcia przepływu oleju o określonym ciśnieniu do przestrzeni cylindra, tłok 1 przemieszcza się w kierunku DP, powodując ścisnięcie sprężyny 10 i otwieranie zaworu Z. Trwa to do chwili gdy tłok 1 zetknie się ze zderzakiem 5 ograniczającym dalszy ruch tłoka (Rys. 7b). Tłok przemieścił się na odcinku od GP do DP odpowiadającym skokowi S tłoka równemu skokowi H zaworu rozrządu Z.

Z przedstawionego opisu wynika, że pracy napędu hydraulicznego będą towarzyszyć mniejsze lub większe uderzenia, raz dolnej części tłoka 1 o zderzak 5, drugi raz grzybka 7 zaworu Z o jego gniazdo 8 w chwili zamknięcia zaworu. Dlatego w rzeczywistym rozwiązaniu jednostronnego napędu hydraulicznego konieczne jest zastosowanie hamowania tzw. dobiegu tłoka zanim osiągnie on skrajne położenia DP i GP. Hamowanie dobiegu to innymi słowy zmniejszanie prędkości tłoka do zera w końcowych fazach jego skoku, podobnie jak w napędach elektrycznych. Może być także stosowany hydrauliczny napęd dwustronnego działania [5] również z wymienionym hamowaniem dobiegu tłoka.

Podobne do hydraulicznych pod względem schematu i sposobu działania, są pneumatyczne napędy, ale ze względu na wiele wad jakie posiadają nie są tak intensywnie badane jak napędy elektryczne i hydrauliczne. Dlatego nie poświęca się im więcej uwagi w niniejszej pracy.



Rys. 7. Schemat układu: napęd hydrauliczny – zawór rozrządu ze sprężyną zaworową: a – napęd hydrauliczny (silownik) w stanie odpowiadającym zamkniętemu zaworowi rozrządu, b – napęd (silownik) w stanie odpowiadającym otwartemu zaworowi rozrządu, N – napęd hydrauliczny (silownik), Z – zawór rozrządu silnika spalinowego, 1 – tłok napędu, 2 – tłocznisko, 3 – cylinder roboczy, 4 – kanał dolotowy oleju roboczego (silnikowego), 5 – zderzak ograniczający skok tłoka, 6 – trzonek zaworu rozrządu, 7 – grzybek zaworu rozrządu, 8 – gniazdo zaworu rozrządu, 9 – prowadnik zaworu rozrządu, 10 – sprężyna zaworowa, 11 – zamek sprężyny zaworowej, 12 – złącze zaworu rozrządu z tłocznikiem, S – skok tłoka napędu, H – skok zaworu rozrządu, h – wznios zaworu rozrządu, GP – górne położenie tłoka napędu, DP – dolne położenie tłoka napędu

Fig. 7. The scheme of the assembly: hydraulic drive – valve with the valve spring: a – hydraulic drive (actuator) in the position relating closed valve, b – hydraulic drive (actuator) in the position relating opened valve, N – hydraulic drive (actuator), Z – valve of combustion engine, 1 – drive piston, 2 – piston rod, 3 – working cylinder, 4 – working (engine) oil inlet canal, 5 – piston stroke limiter, 6 – valve stem, 7 – valve head, 8 – valve seat, 9 – valve guide, 10 – valve spring, 11 – valve lock – valve spring retainer assembly, 12 – valve – piston rod coupling, S – drive piston stroke, H – maximal valve lift, h – valve lift, GP – top position of drive piston, DP – bottom position of valve piston

2. Problemy zwiększania siły napędzającej zawór rozrządu oraz zmniejszania mas elementów ruchomych bezkrzywkowego rozrządu

Jak wynika z materiału przedstawionego we wprowadzeniu niniejszego artykułu, zwiększenie wartości siły napędzającej zawór rozrządu, szczególnie siły napędzającej zawór wylotowy, jest problemem występującym przede wszystkim w bezkrzywkowych, elektrycznych rozrządach i to zarówno w rozrządzie magnetoelektrycznym jak i elektromechanicznym. Większą wartość siły napędzającej zawór wylotowy od przedstawionej na Rys. 4 i 6 można otrzymać na drodze optymalizacji pola magnetycznego napędów, stosując magnesy o większej wartości indukcji magnetycznej. Siłę tę można także zwiększyć dzięki innej geometrii cewki w przypadku napędu magnetoelektrycznego i większej wartości natężenia prądu. Z tym ostatnim wiąże się jednak wzrost napięcia zasilania co możliwe jest w zastosowaniu tego typu rozrządu do silników z napędami hybrydowymi. Można oszacować, że istnieją jeszcze możliwości zwiększenia wartości tej siły do około 800, a nawet więcej, co istotnie pozwoliłoby zwiększyć prędkość obrotową silnika. Problem ten praktycznie nie występuje w napędach hydraulicznym i pneumatycznym.

Problem zmniejszenia masy ruchomej elementów układu napęd – zawór może być rozwiązany na drodze zastosowania przede wszystkim zaworów rozrządu wykonanych z lekkich materiałów. Istotny wpływ miałyby również wykonanie lekkich korpusów cewek napędu magnetoelektrycznego

oraz lekkich sprężyn napędu elektromechanicznego. Mimo, że w napędach hydraulicznych i pneumatycznych nie ma problemu z wytworzeniem siły napędowej o odpowiednio dużej wartości to jednak zastosowanie lekkich zaworów, lekkich sprężyn i lekkich tłoków silowników umożliwiłoby zmniejszenie wartości ciśnień czynnika roboczego w instalacjach takich napędów.

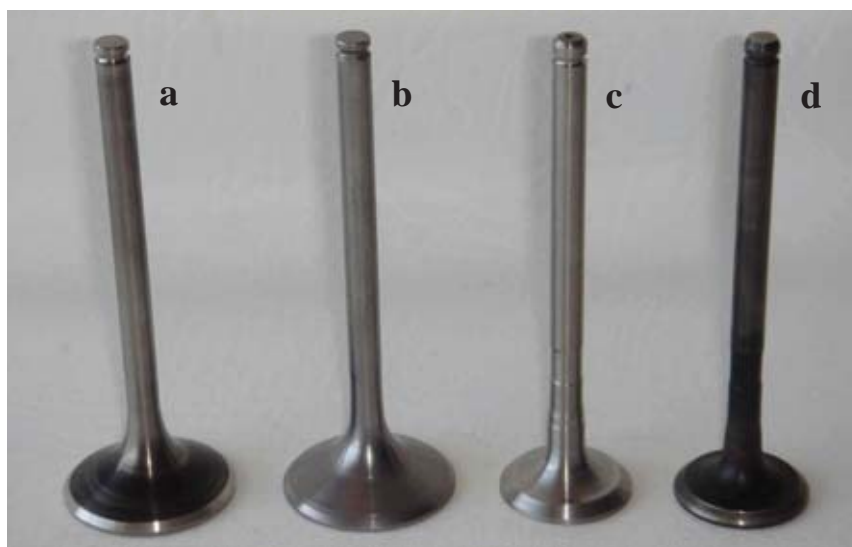
3. Porównanie mas zaworów ze stali oraz z materiałów lekkich

Zawory wykonane z lekkich materiałów stosowane są od dawna w silnikach motocykli i samochodów wyścigowych oraz rajdowych. W seryjnie budowanych motocyklach i samochodach osobowych zawory takie nie są powszechnie stosowane z powodu jeszcze wysokich kosztów ich wykonania. Z badań Hoyera i Rahnavardi [1] wynika, że masa zaworu wykonanego ze stopu tytanu i aluminium może być obniżona prawie o połowę w stosunku do masy zaworu wykonanego ze stali, a nawet o wiele więcej w przypadku wykonania zaworu z ceramiki (Tab. 1).

Tab. 1. Masy zaworu wylotowego (silnika samochodu osobowego) wykonanego z różnych materiałów [1]
Tab. 1. Masses of exhaust valve (from automobile engine) made of different materials

Materiał zaworu	Stal	Stop Tytanu z Aluminium	Ceramika
Masa zaworu [g]	47	24	20,4
Procentowe zmniejszenie masy w stosunku do masy zaworu stalowego		49	56

Procentowe zmniejszenie masy zaworu lekkiego w stosunku do masy zaworu stalowego może się różnić od podanego w Tab. 1, w zależności od konkretnego stopu tytanu z aluminium, bądź kompozytu ceramicznego. Widoczne jest to na przykładzie zaworów przygotowanych do badań tribologicznych prowadzonych przez autorów niniejszego artykułu. Zawory te zestawione na Rys. 8 przeznaczone są do silnika motocyklowego KTM (Rys. 8a, b) oraz silnika samochodowego Rover (Rys. 8c, d). Zawór stalowy wylotowy (Rys. 8a) jest zaworem wykonanym przez autorów według wymiarów oryginalnego zaworu lekkiego ze stopu tytanu i aluminium (Rys. 8b). Zawór wylotowy lekki (4% Wanadu, 6% Aluminium, 90% Tytanu) widoczny na Rys. 8c jest zaworem wykonanym przez autorów według wymiarów oryginalnego zaworu stalowego silnika Rover (Rys. 8d).



Rys. 8. Zawory wylotowe silników motocyklowego firmy KTM i samochodowego firmy Rover: a – zawór stalowy KTM, b – zawór oryginalny lekki KTM, c – zawór lekki Rover, d – zawór stalowy oryginalny Rover

Fig. 8. The exhaust valves of automobile engine of engine cubic capacity cm^3 : a – KTM valve made of steel, b – original KTM valve made of lightweight material, c – Rover valve made of lightweight material (4% V, 6% Al, 90% Ti), d – original Rover valve made of steel

Masy zaworów KTM wynoszą: stalowego 45 g, lekkiego 25,7 g. Zmniejszenie masy zaworu lekkiego w stosunku do masy zaworu stalowego wynosi 42,88%

Masy zaworów Rover wynoszą: stalowego 32 g, lekkiego 18,7 g. Zmniejszenie masy zaworu lekkiego w stosunku do masy zaworu stalowego, wynosi 41,56%.

Jak wynika z powyższego, można uzyskać znaczne zmniejszenie masy zaworu lekkiego w stosunku do masy zaworu stalowego wynoszące ponad 40%, a nawet więcej w zależności od zastosowanego stopu tytanu z aluminium.

Zmniejszenie masy zaworu lekkiego o ponad 50% w stosunku do masy zaworu stalowego można uzyskać stosując kompozyty ceramiczne (Tab. 1). Uwzględniając powyższe określono dalej wpływ zmniejszenia masy zaworu na prędkość obrotową silnika, zakładając zawór o 50% lżejszy od zaworu stalowego.

4. Wpływ masy zaworu na prędkość obrotową silnika spalinowego, na przykładzie bezkrzywkowego, magnetoelektrycznego rozrządu

Wpływ masy zaworu na prędkość obrotową silnika wykazano na przykładzie doświadczalnego silnika spalinowego o zapłonie iskrowym wyposażonego w magnetoelektryczny rozrząd [3]. Oszacowanie wpływu masy zaworu rozrządu na maksymalną prędkość obrotową silnika spalinowego przeprowadzono dla dwóch przypadków, a mianowicie:

1. zaworu stalowego o masie 46 g,
2. zaworu lekkiego o masie 23 g.

W skład elementów ruchomych układu napęd – zawór, zgodnie z Rys. 5 wchodzi: cewka 1 (korpus i uzwojenie), zawór rozrządu Z, złącze zaworu rozrządu 7 oraz przewody prądowe 4. Całkowite masy m elementów ruchomych dla dwóch wymienionych przypadków wynoszą odpowiednio: 123 i 100 g.

Pozostałe wielkości i ich wartości charakterystyczne dla magnetoelektrycznego napędu zaworu silnika doświadczalnego przyjęte do obliczeń, wynoszą:

- kąt otwarcia zaworu α odpowiadający okresowi T (Rys. 2) – 248 OWK (stopnie obrotu wału korbowego),
- skok zaworu H (Rys. 2) – 7 mm,
- maksymalną siłą elektrodynamiczną zaworu wylotowego – 628 N (Rys. 6),
- średnica zewnętrzna grzybka zaworu wylotowego – 27 mm,
- pole powierzchni grzybka zaworu wylotowego – 572 mm²,
- ciśnienie (przeciwcisnienie) w chwili otwarcia zaworu wylotowego – 0,5 MPa.

Uwzględniając pole powierzchni grzybka zaworu i ciśnienie otwarcia zaworu, siła potrzebna do otwarcia zaworu wyniesie 290 N. Założono dalej, że siła tłumienia mechanicznego i elektrycznego wynosi 111 N [3, 6]. Zatem na pokonanie oporów bezwładności w początkowej fazie ruchu zaworu pozostaje siła 628 – 290 – 111 = 227 N.

Uwzględniając fakt, że krzywa wzniosu zaworu składa się z czterech odcinków parabol: P-1, 1-m, m-2, 2-K, można obliczyć przyspieszenie zaworu dzieląc wartość siły bezwładności wynoszącą 227 N przez całkowitą masę ruchomą układu, a zatem przez 0,123 kg (masa całkowita z zaworem stalowym) i 0,100 kg (masa całkowita z zaworem lekkim). Przyspieszenia te wynoszą odpowiednio: 1845 m/s² oraz 2270 m/s². Uwzględniając skok zaworu wynoszący 0,007 m i obliczone przyspieszenia, można obliczyć dla każdego przypadku czas rozpędzania zaworu t_r (Rys. 2). Czasy te wynoszą dla rozpatrywanych przypadków odpowiednio: 1,92 ms oraz 1,73 ms. Ponieważ okres otwarcia zaworu T składa się z czterech odcinków t_r ($t_r = t_h$), zatem okresy te dla obliczonych przypadków wynoszą odpowiednio: 7,68 ms oraz 6,92 ms. Zależność: $\alpha = 6nT$, pozwala obliczyć prędkość obrotową jaką może silnik osiągnąć przy danych okresach otwarcia zaworów i przy założeniu, że tym okresom musi odpowiadać kąt $\alpha = 248$ OWK, niezależny od prędkości obrotowej. Te maksymalne prędkości obrotowe jakie może rozwinąć silnik spalinowy dla rozpatrywanych przypadków, wynoszą :

1. 5208 obr/min (dla zaworu stalowego),
2. 5780 obr/min (dla zaworu lekkiego)

Jak widać zastosowanie zaworu lekkiego umożliwia osiągnięcie przez silnik znacznie wyższej, maksymalnej prędkości obrotowej niż wynosi maksymalna prędkość obrotowa silnika z zaworem stalowym, w tym przypadku prędkości wyższej o 572 obr/min. Ten przyrost w stosunku do maksymalnej prędkości obrotowej silnika z zaworem stalowym jest większy o około 11%.

5. Podsumowanie

Zastosowanie w bezkrzywkowych rozrządach silników spalinowych zaworów lekkich w miejsce zaworów stalowych, przy zachowaniu niezmienionej geometrii zaworów, daje zmniejszenie mas zaworów o około 50% w stosunku do mas zaworów stalowych. Zastosowanie w rozrządzie bezkrzywkowym lekkich zaworów umożliwia uzyskanie większej o około 11% maksymalnej prędkości obrotowej silnika w porównaniu z silnikiem, w którym stosowano klasyczne zawory stalowe. Dzięki lekkim zaworom możliwe jest także zmniejszenie wartości ciśnienia czynnika roboczego w instalacjach napędów hydraulicznych.

Acknowledgement

The financial support of Ministry of Science and Higher Education by the grant No NN502394535 is greatly appreciated.

Literatura

- [1] Hoyer, U., Rahnavardi, P., *Untersuchung mit Ventilen aus Leichtbau-Werkstoffen*, Motortechnische Zeitschrift, Nr. 9, 1999.
- [2] Zbierski, K., *Napęd magnetoelektryczny. Właściwości – cz. II*, Napędy i sterowanie, Nr 2, 2007.
- [3] Zbierski, K., *Bezkrzywkowy magnetoelektryczny rozrząd czterosurowego silnika spalinowego*, Monografia, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 2007.
- [4] Zbierski, K., *Napęd magnetoelektryczny. Odmiany napędów z zaworami rozrządu – cz. IV*, Napędy i Sterowanie, Nr 1, 2008.
- [5] Zbierski, K., Szydłowski, T., *Napęd hydrauliczny zaworu rozrządu tłokowego silnika spalinowego. Istota, możliwości, własne koncepcje – cz. I*, Napędy i Sterowanie, Nr 10, 2007.
- [6] Zbierski, K., Smoczyński, M., *Rozrząd bezkrzywkowy czterosurowego silnika spalinowego na tle rozrządu krzywkowego*, Archiwum Motoryzacji, Nr 3, 2007.