

SICZEK Krzysztof¹

Wpływ zastosowania elementów ze stopów TiAl na dynamikę w pełni sterowalnego krzywkowego rozrządu silnika spalinowego

Słowa kluczowe:
zawór tytanowy, parametry dynamiczne,
zużycie, rozrząd, silnik spalinowy

Streszczenie

W nowoczesnych silnikach spalinowych stosowane są rozrządy krzywkowe o różnej ilości stopni swobody sterowania, zależnie od rodzaju i warunków pracy silnika. Realizacja całkowicie swobodnego sterowania rozrządu wymaga stosowania konstrukcji z dużą liczbą ruchomych elementów. Ich masy powinny być minimalizowane, by zmniejszyć wartości sił uderzeń i zużycia elementów, bez pogarszania własności wytrzymałościowych. Jednym z rozwiązań tego problemu jest użycie elementów ze stopów TiAl. Celem obecnej pracy było oszacowanie zmian dynamiki elementów w wybranym typie rozrządu, po zastosowaniu tytanowych zaworów, miseczek i sprężyn w miejsce stalowych. W artykule przedstawiono model napędu zaworów i uzyskane zależności wzniosu, prędkości i przyspieszenia zaworu w funkcji czasu, prędkości obrotowej obciążenia silnika.

THE INFLUENCE FOR USE OF ELEMENTS MADE OF TiAl ALLOYS UPON DYNAMICS OF FULLY CONTROLLED VALVETRAIN IN COMBUSTION ENGINE

Abstract

Valvetrains with camshafts and with different degree of control freedom are used in modern combustion engines. Realisation of valvetrain control with fully freedom needs the use of design with many movable elements. Masses of such elements should be minimized, to decrease the values of impact loads and wear for elements, without the decreasing their strength properties. A solution to this problem is to use elements of TiAl alloys. The aim of the present study has been to estimate changes in the dynamics of elements for the selected type of timing, after the application of titanium valves, cups and springs in place of steel. The model for the drive of valves and obtained dependences of valve lift, velocity and acceleration vs. time, speed of the motor load have been presented in the article

1. WSTĘP

W nowoczesnych tłokowych silnikach spalinowych stosowane są rozrządy krzywkowe o różnej ilości stopni swobody sterowania, zależnie od rodzaju i warunków pracy silnika. Spotyka się sterowanie wzniosem i/lub fazami rozrządu zaworu dolotowego. Rzadziej występuje sterowanie wzniosem zaworu wylotowego. Często sterowanie wzniosu i faz rozrządu jest zależne od siebie, na przykład przy wykorzystaniu specyficznego kształtu krzywek. Najbardziej zaawansowaną postacią jest całkowicie swobodne sterowanie, umożliwiające niezależne zmiany wzniosu, kątów fazowych rozrządu zaworów dolotowych i wylotowych, bez względu na prędkość obrotową i obciążenie silnika. Realizacja takiego sterowania, w przypadku napędu krzywkowego zaworów, odbywa się jednocześnie dla wszystkich jednoimiennych zaworów we wszystkich cylindrach silnika. Pociąga ona za sobą stosowanie skomplikowanych konstrukcji z dużą liczbą ruchomych elementów. Dla zmniejszenia wartości sił uderzeń i zużycia masa tych elementów powinna być zminimalizowana, ale bez pogarszania własności wytrzymałościowych. Jednym z rozwiązań tego problemu jest zastosowanie elementów wykonanych ze stopów TiAl. Tylko niektóre elementy rozrządu mogą być wykonane ze stopów TiAl. Do najczęściej spotykanych należą zawory dolotowe i wylotowe, miseczki sprężyn i sprężyny. Te ostatnie są stosowane jedynie w silnikach o krótkich przebiegach, na przykład wyścigowych. Zdarza się że geometria zaworów stalowych i ze stopów TiAl jest bardzo zbliżona, co umożliwia ich wymiennność w obszarze tego samego typu silników. Pozostałe elementy są wykonywane z reguły ze stali stopowej lub żeliwa. Tytanowe zawory współpracują z prowadnicami i gniazdami wykonanymi z żeliw stopowych lub brązu fosforowego.

Celem obecnej pracy jest oszacowanie zmian dynamiki elementów w wybranym typie rozrządu z krzywkowym napędem zaworów, po zastosowaniu tytanowych zaworów, miseczek i sprężyn w miejsce stalowych. W artykule przedstawiono opracowany model napędu zaworów oraz uzyskane wykresy zależności wzniosu, prędkości i przyspieszenia zaworu w funkcji czasu, prędkości obrotowej obciążenia silnika.

¹Krzysztof Siczek, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, Politechnika Łódzka, ul. Żeromskiego 116, 90-924 Łódź, Tel. 426312250, e-mail: ks670907@p.lodz.pl

2. KLASYCZNY ROZRZĄD SILNIKA SPALINOWEGO

2.1 Działanie elementów rozrządu i możliwości zmniejszenia ich oporów ruchu i zużycia

W silniku spalinowym, z klasycznym napędem zaworów, działanie każdego zaworu jest wywołane naciskaniem na jego trzonek przez krzywkę wałka rozrządu. Często między trzonkiem zaworu i krzywką znajduje się popychacz. Sprężyna zaworu utrzymuje zawór szczelnie domknięty do jego gniazda, aż do momentu rozpoczęcia otwierania zaworu przez krzywkę. Gdy krzywka naciska trzonek i otwiera zawór, jednocześnie jest ściskana sprężyna. Ściśnięta sprężyna zaworu dociska zawór do powierzchni krzywki, dzięki czemu zostaje zapewniony styk przez cały czas ruchu zaworu.

Zmniejszenie zużycia i oporów ruchu w takim rozrządzie jest osiąganym przede wszystkim poprzez zmniejszenie masy części ruchomych, w tym zaworów, sprężyn, popychaczy.

Zastosowanie lekkich zaworów jest najbardziej efektywne w układzie podwójnych wałków rozrządu, bez stosowania ich odsuwania [1], w porównaniu z innymi klasycznymi napędami krzywkowymi. We wspomnianym rozwiązaniu powierzchnie krzywek działają bezpośrednio na popychacze zaworów. Procentowo następuje największe zmniejszenie masy wszystkich elementów ruchomych mechanizmu i w rezultacie zmniejszenie ich obciążeń dynamicznych.

Maksymalne obciążenie, wywołane ciśnieniem gazów w cylindrze, styku przylgni zaworu i gniazda dolotowego jest o 10% mniejsze niż zaworu i gniazda wylotowego. Przy prędkościach silnika poniżej 1400 obr/min, obciążenie styków przylgni i gniazd jest o 20% mniejsze, niż przy prędkości 1800 obr/min [2].

2.2. Zastosowanie sprężyn tytanowych w rozrządzie zaworów silnika spalinowego

Właściwości tytanu umożliwiają wykonywanie lżejszych sprężyn o zwiększonej swobodzie przemieszczeń i większej odporności na osiadanie. Tytanowe sprężyny zaworowe są niemal o 45% lżejsze od klasycznych stalowych. Zmniejszona masa i bezwładność powoduje zwiększenie częstotliwości drgań własnych sprężyny. Wyższe częstotliwości drgań zapewniają lepszą dynamikę przy wysokich prędkościach obrotowych w dzisiejszych wysiłonych silnikach.

Z drugiej strony stopy tytanu mają mniejszy moduł na skręcanie niż stal, co skutkuje większą elastycznością sprężyn zaworowych. Z tego powodu tytanowe sprężyny są wykonywane z drutu o nieco większej średnicy, ale przy mniejszej ilości zwojów. Rezultatem jest sprężyna z większą swobodą przemieszczeń zwojów niż wykonana ze stali sprężynowej o tej samej długości swobodnej i sztywności. Większa swoboda przemieszczeń zwojów umożliwia osiąganie większego wzniosu zaworu, większego przepływu ładunku i większej mocy silnika [3].

Tytanowe sprężyny zaworowe mogą być zaprojektowane dla bardziej zachowawczych parametrów naprężeń, co powoduje, że sprężyny są bardziej odporne na osiadanie. Ta odporność sprężyn tytanowych na osiadanie jest znacznie wyższa niż stalowych, także w podwyższonych wartościach temperatury. Ułatwia to zachowanie wysokich wartości sił docisku zaworów do ich gniazd i w efekcie polepszenie ich szczelności.

Sprężyny tytanowe nie wykazują takiej dużej trwałości charakterystyki jak sprężyny ze stali węglowej przy niskiej liczbie cykli obciążeń. Jednak w bardzo wysiłonych silnikach o krótkim przebiegu, na przykład rajdowych, gdzie elementy rozrządu muszą być często wymieniane, zastosowanie sprężyn tytanowych jest w pełni uzasadnione.

Pomimo wysokich kosztów, sprężyny tytanowe mają 5 do 7 razy większą trwałość charakterystyki niż stalowe w podwyższonych temperaturach [3].

2.3. Sterowanie zaworami napędzanymi krzywkowo w silnikach ZI

Sterowanie zaworami dotyczy parametrów wzniosu zaworów, takich jak fazy rozrządu, wysokość wzniosu zaworów i czas trwania działania zaworów [4, 5].

Konieczność stosowania zmiennych faz rozrządu w silnikach ZI i ZS oraz korzyści, jakie stąd wynikają przedstawiono w pracy [6, 7].

Stosowane wysokosprawne regulatory zapewniają wzrost momentu obrotowego silnika w zakresie średnich prędkości obrotowych i są sterowane za pomocą mikroprocesorów. Sterowanie regulatora jest zależne od obciążenia i prędkości obrotowej silnika. Jego działanie może być dwustopniowe, trzystopniowe lub bezstopniowe. Regulowane są zarówno fazy zaworów wlotowych, jak i wylotowych. Czasami wystarcza jednak tylko regulacja zaworów dolotowych [8]. Dotychczasowe metody zmian faz rozrządu polegały na zmianie wzajemnego położenia kąтового wałów korbowego i krzywkowego. Konieczne było stosowanie oddzielnych wałów krzywek dolotowych i wylotowych. Dotychczasowe rozwiązania umożliwiły zmianę faz rozrządu w ograniczonym zakresie.

Obecne systemy napędu rozrządu można, pod względem zakresu sterowania podzielić na kilka grup:

- Bez regulacji faz rozrządu i wzniosów zaworów.
- Z regulacją faz rozrządu np. BMW Vanos, Toyota VVT-i, Porsche VarioCam.
- Ze stopniową regulacją wzniosów i regulacją faz rozrządu np. Audi Valvelift, Honda i-VTEC, Porsche VarioCam Plus, Toyota VVTL-i.
- Z bezstopniową regulacją wzniosów i regulacją faz: BMW Valvetronic + Vanos (stosowane wraz z turbodoładowaniem), Fiat MultiAir (stosowane wraz z turbodoładowaniem), Nissan VVEL, Toyota Valvematic + VVT-i.

Różne sposoby zmiany faz rozrządu, niekiedy powiązane ze zmianą wysokości wzniosu zaworów [9] spowodowały, że obecnie istnieje wiele konstrukcji umożliwiających zmienne sterowanie rozrządem. Z uwagi na różnice w sposobie napędu, zakresie regulacji, liczbie elementów, stopniu skomplikowania można je podzielić na kilka grup:

1). Mechanizmy zmieniające położenie wału rozrządu względem wału korbowego:

- wielowypust śrubowy (Vanos-BMW, Fiat, Alfa Romeo, Mercedes, Ford),
- zmiana czynnej długości pasa (łańcucha) przekładni napędowej rozrządu (VarioCam - Porsche),
- siłownik hydrauliczny (VVT-i - Toyota)

- 2). Mechanizmy zmieniające długość okresu otwarcia zaworu i ewentualnie jego wznios:
 - mechanizm z krzywką stożkową (Fiat),
 - zmiana zarysu krzywki (MIVEC - Mitsubishi, VTEC - Honda),
 - popychacz hydrauliczny o zmiennej charakterystyce,
 - układ rozrządu z wałem obracającym się niejednostajnie (Rover).
- 3). Nowoczesne rozwiązania napędu zaworów silnika:
 - układy bezpośredniego napędu zaworów za pomocą siłowników, elektromagnetycznych (AVT),
 - elektrohydrauliczne i elektropneumatyczne układy rozrządu.
 - magnetoelektryczne napędy zaworów
- 4). Inne sposoby zmiany faz rozrządu:
 - dwa zawory pracujące szeregowo,
 - dwa zawory pracujące równolegle.

Głównym składnikiem w większości mechanizmów VVA jest specjalny wałek rozrządu, który ma możliwość odcinania/zawieszania rozrządu lub wzniosu zaworów lub obu łącznie.

W systemie ze zmianą faz rozrządu, wałek rozrządu można obracać w stosunku do wału korbowego, a tym samym fazy rozrządu mogą być zmieniane bez zmiany czasu trwania i wzniosu zaworu. Prostsze systemy oferują jedynie przesunięcie między dwoma ustalonymi pozycjami, bardziej złożone systemy umożliwiają ciągłą zmianę faz rozrządu w określonym zakresie kąta wału korbowego.

Wadą rozrządu z przestawianiem faz rozrządu jest to, że czas trwania i wznios zaworów pozostają niezmiennie, co może prowadzić do zmniejszenia wielkości ładunku wprowadzanego do silnika. Tego można uniknąć w systemie umożliwiającym zmianę czasu otwarcia zaworu, na przykład poprzez zmianę profilu krzywki. W ten sposób zamknięcie zaworu dolotowego może być dostosowane do maksymalnej sprawności wolumetrycznej przy wyższych prędkościach obrotowych silnika i większym przekryciu zaworów. Wznios zaworów jest również ważnym czynnikiem wpływającym na osiągi silnika. Przy niskich prędkościach obrotowych, niższy wznios zaworów jest właściwy, gdyż sprzyja turbulencji. Przy wysokich prędkościach obrotowych silnika wznios zaworu jest ustawiany na maksimum, aby osiągnąć maksymalne napełnienie.

We wszystkich rozwiązaniach wykorzystujących zmianę profilu krzywki dla uzyskania wzniosu zaworu występują podczas zmiany tych profili uderzenia krzywki o zawór. Dlatego w takich systemach zastosowanie lekkich zaworów jest jak najbardziej pożądane, dla zmniejszenia sił tych uderzeń. Procesy tribologiczne powstają w tych przypadkach w miejscach: styku dźwigni zaworowej czołową utwardzoną powierzchnią trzonka zaworu lub osadzonej na nim nasadki, styku tego trzonka z prowadnicą oraz styku głowy zaworu z jego gniazdem

W systemach z dyskretną zmianą wzniosu zaworów, poprzez przełączanie między krzywkami małych i dużych prędkości, występował skok na krzywej mocy oraz kompromisowe napełnianie cylindrów. W bardziej zaawansowanych systemach zmiennego wzniosu zaworów występuje ciągłe zwiększanie wzniosu wraz z prędkością obrotową silnika. Zmienny wznios zaworu zwiększa moc silnika, przy jego wyższych prędkościach, poprzez dostarczenie większej ilości powietrza do systemu dolotu. Nie można uzyskać takiego wzrostu mocy przy stałym wzniosie, ustalonym kompromisowo dla średniego zakresu prędkości. Przy niskich prędkościach zmniejszony wznios zaworu przyspiesza przepływ powietrza, poprawia skład mieszanki paliwowo powietrznej, wykorzystanie paliwa i czystość spalin. Ponadto można wyeliminować przepustnicę i zmniejszyć straty pompowania.

System przestawiający fazy rozrządu daje możliwość zmiany faz rozrządu, podczas gdy system zmiany profilu krzywki daje możliwość zmiany wzniosu zaworów. Oba systemy wykazują korzyści w porównaniu z konwencjonalnymi wałkami rozrządu. Połączenie obu systemów powoduje dalsze polepszenie właściwości silnika, przy niższym zużyciu paliwa i większej mocy. Choć bardziej skomplikowany, system taki może spełniać zarówno warunki wysokiej mocy oraz elastyczności w całym zakresie prędkości obrotowej.

2.4. W pełni zmiennie sterowanie zaworami przy pomocy wałka krzywkowego

System poruszania zaworów, pozwalający na ciągłe zmiany wzniosu zaworów oraz faz rozrządu jest znany, jako system w pełni zmiennego sterowania zaworami (FVVA). Wśród wielu systemów mechanicznych, oferujących FVVA można wyróżnić system Valvetronic opracowane przez BMW. Posiada go np. BMW N46B20. Jest on oparty na technologii systemu Double-VANOS BMW, który jest systemem VVT wykorzystującym przestawianie faz rozrządu, wraz z dodatkową możliwością ciągłej zmiany wzniosu zaworów [10].

Po zastosowaniu systemu Valvetronic uzyskano zmniejszenie zaburzeń przepływu ładunku, lepsze napełnienie cylindra i mniejsze o 10% zużycie paliwa przy częściowych obciążeniach.

Valvetronic nie zapewnia jednak uzyskiwania dużej mocy maksymalnej z uwagi na dodatkowe elementy zwiększające masę i opory tarcia. Dlatego ten system nie jest stosowany w silnikach o wysokich osiąгах. Ponadto system zabiera wiele miejsca ponad głowicą, niekorzystnie zwiększając jej wysokość. Zastosowanie lekkich zaworów, w rozrządach wyposażonych w system Valvetronic, da taki sam efekt jak w przypadku silnika wyposażonego jedynie w przestawiacz faz rozrządu. Jednak większa liczba i masa elementów ruchomych takiego rozrządu powoduje zmniejszenie efektywności wykorzystania lekkich zaworów, na przykład, w porównaniu z rozwiązaniem Toyota Valvematic. Procesy tribologiczne związane z zaworem powstają w przypadku systemu Valvetronic w miejscach: styku dźwigni zaworowej z czołową utwardzoną powierzchnią osadzonej na trzonku zaworu nasadki, styku tego trzonka z prowadnicą oraz styku głowy zaworu z jego gniazdem.

Zastosowany w silniku V8 Ferrari system FVVT [11], w połączeniu z przestawianiem faz rozrządu, umożliwia płynną, bezstopniową zmianę wzniosu zaworu, czasu trwania i faz rozrządu. Stosowany jest tylko w silnikach drogiej samochodów, jak np. w Ferrari Enzo.

Zastosowanie lekkich zaworów, w rozrządach wyposażonych w system FVVL, da taki sam efekt jak w przypadku silnika wyposażonego jedynie w przestawiacz faz rozrządu. Duża liczba i masa elementów ruchomych rozrządu zmniejsza efektywności wykorzystania lekkich zaworów, na przykład, w porównaniu z rozwiązaniem Toyota Valvematic. Procesy tribologiczne związane z zaworem powstają w tym przypadku w miejscach: styku tego trzonka z prowadnicą oraz styku głowy zaworu z jego gniazdem. Styk popychacza zaworu z czołową utwardzoną powierzchnią trzonka zaworu w małym stopniu wpływa na powstawanie procesów tribologicznych związanych z zaworem. Obciążenie styku przylgni zaworów i gniazd dla prędkości 2500-3500 obr/min może być o 5% mniejsze niż dla zakresu 4500 – 5500 obr/min.

2.5. Systemy sterowania fazami rozrządu w silnikach ZS

W nowoczesnych wysokoobrotowych lekkoobciążonych silnikach ZS stosowany jest wysoki współczynnik sprężania, dla ułatwienia rozruchu przy niskich wartościach temperatury. Dlatego występuje w nich mała odległość między zaworami i tłokiem w pobliżu GMP. Podczas przekrycia zaworów ich wznios może mieć tylko niewielkie wartości. W systemach ze zmiennym sterowaniem zaworów można stosować jedynie w bardzo ograniczonym zakresie wcześniejsze otwieranie zaworów dolotowych i opóźnione zamykanie zaworów wylotowych. Jeśli wprowadzi się negatywne przekrycie zaworów wystąpi niepożądany ruch tłoka w zamkniętym cylindrze i zjawisko pompowania.

Nie ma żadnych ograniczeń, co do otwierania zaworu wylotowego i zamykania dolotowego, co umożliwia sterowanie sprawnością napełnienia i przebiegiem cyklu roboczego.

Przestawiacze faz rozrządu, jako niewystarczające, nie są stosowane w silnikach ZS, a zamiast nich używa się systemów zapewniających sterowanie okresem otwierania lub otwarcia zaworu [12]. Należą do nich, między innymi:

- 1) systemy elektrohydrauliczne bezpośredniego działania - Lotus i inne [13-14] oraz systemy elektromagnetyczne bezpośredniego działania FEV, Aura and Magnavox [15-17].
- 2) hydrauliczne systemy "gubionego wzniosu" [18-20].
- 3) systemy generowania profilu – delta sT, Meta [21-22].
- 4) systemy zmiennej prędkości – Mitchell, Vast [23-25].

Systemy elektrohydrauliczne bezpośredniego działania są z reguły złożone, drogie i niewystarczające dla zastosowań w silnikach ZS.

W działaniu pozostałych systemów podstawowe różnice uwidaczniają się w przebiegu wzniosów zaworów podczas zmiany faz rozrządu.

W 2010 roku firma Mitsubishi wprowadziła do samochodu osobowego silnik ZS o nazwie 4N13 1.8 L DOHC I4, wyposażony w system zmiennego sterowania zaworów dolotowych. Silnik ten, posiadający cztery cylindry i 16 zaworów, jest wyposażony w system MIVEC. W silnikach tych uzyskano poprawny jego zimny start i stabilną pracę, przy stosunkowo niskim stopniu sprężania 14.9:1. System MIVEC wykorzystano do:

- przyspieszenia kąta zamykania zaworów dolotowych, dla poprawienia rzeczywistego stopnia sprężania,
- zmniejszenia wzniosu jednego z zaworów dolotowych, dla uzyskania większego stopnia zawirowania pozwalającego na lepsze wymieszanie i spalanie mieszanki paliwa i powietrza oraz dla jednoczesnej kontroli wewnątrz cylindra przepływów i temperatury w końcu spalania, by ograniczyć emisję cząsteczek NOx.

Stosunkowo płaski przebieg momentu obrotowego wskazuje, że obciążenie styku przylgni zaworów i gniazd jest największe, ale stosunkowo stabilne w zakresie 2000 – 3000 obr/min.

Zmienne sterowanie rozrządem w silnikach ZS jest intensywnie badane przy pomocy różnych programów komputerowych, na przykład KIVA-3V. Do badań symulacyjnych wykorzystywane są algorytmy genetyczne w połączeniu z trójwymiarową analizą procesu spalania w silniku. Przykładowo w pracy [2664] analizowano wysokoobciążony silnik ZS, pracujący przy późnym zamknięciu zaworów dolotowych. Badano wpływ kąta zamykania zaworów dolotowych na początek wtrysku, czas trwania wtrysku i recyrkulację spalin. Wyniki wskazywały na znaczne obniżenie emisji cząsteczek NOx + HC (~ 82%), sadzy (~ 48%) i BSFC (~ 7,4%) przy późnym zamykaniu zaworów dolotowych, w porównaniu z klasycznymi nastawami rozrządu bazowego silnika ZS.

Z kolei w pracy [2765] stwierdzono, że zastosowanie zmiennego sterowania zaworami dolotowymi w silniku ZS dowiodło, że proces rozprężania nie uczestniczy w stratach pompowania, oraz umożliwiło indywidualne zamykanie zaworów dolotowych każdego cylindra, poprawę jednorodności międzycylindrowej, sprawności i zmniejszenie wydzielania się cząsteczek sadzy. Uzyskano także zmniejszenie zużycia paliwa rzędu 5% i ilości wewnętrznej recyrkulacji spalin niezbędnej do rozcieńczenia dolotu do stałej zawartości O₂. Uzyskano też poprawę sprawności cieplnej, poprzez osiągnięcie niższych wartości temperatury i ciśnienie zapłonu pozwalających na duże opóźnienia zapłonu, oraz poprzez zmniejszenie międzycylindrowej różnicy ciśnień w silniku.

Zawory w silniku bazowym przemieszczają się względem swoich prowadnic, co najmniej o 17 mm. Takie przesunięcie w przypadku zaworów dolotowych może być nawet o 30% mniejsze przy obciążeniu silnika 50%. Obciążenie styku przylgni zaworów i gniazd w silniku bazowym w zakresie jego prędkości obrotowych 1400-1800 obr/min może być nawet o 5% większa niż przy zakresie 2400-2600 obr/min. Udział okresu obciążenia styku przylgni zaworów i gniazd w cyklu pracy silnika może wynosić nawet 64%.

Zastosowanie późnego zamknięcia zaworu dolotowego przy częściowych obciążeniach 25% i 50% w niskoobciążonym silniku spalinowym o pojemności 0.5 dm³ obniża efektywny stopień sprężania, temperaturę wewnątrz cylindra, zwiększa opóźnienie zapłonu, zmniejsza zadymienie spalin pomimo mniejszego nadmiaru powietrza [2866].

Jednoczesne zastosowanie późnego zamykania zaworów dolotowych, wewnętrznej recyrkulacji, doładowania i wysokociśnieniowego wtrysku paliwa zmniejsza emisję NOx oraz zadymienie spalin. Wyższe stężenie CO i HC jest kompensowane mniejszym zużyciem paliwa. Mniejsze zadymienie spalin może skutkować zmniejszoną intensywnością osiadania nagaru, zwłaszcza na zaworach wylotowych.

Zawory w silniku bez opóźniania zamykania zaworów dolotowych, przemieszczają się względem prowadnic nawet o 16 mm. Jest to nawet o 5% mniej niż dla zaworów dolotowych w silniku z opóźnianym ich zamykaniem. Udział okresu obciążenia styku przylgni zaworów i gniazd wylotowych w cyklu pracy wynosi 70%. Jest to nawet o 7% więcej, niż w przypadku zaworów dolotowych z stosowaniem ich opóźnionego zamykania.

Ze zwiększeniem opóźnienia kąta zamknięcia zaworów dolotowych zmniejszało się obciążenie styku przylgni zaworów i gniazd silnika ZS.

Z kolei w wysokoobciążonym silniku o pojemności 2.4 dm³ większe opóźnienie zamknięcia zapłonu przy częściowym 50% obciążeniu powodowało zmniejszenie emisji NOx i skompensowane doładowanie dla utrzymania cząsteczek sadzy na niskim poziomie [2967]. Dzięki temu, także w tym przypadku, utrudnione było wydzielanie się nagaru na zaworach, zwłaszcza wylotowych.

2.6. Konsekwencje stosowania napędzanych krzywkowo lekkich zaworów w rozrządach silników spalinowych

We wszystkich analizowanych rozwiązaniach rozrządu silników spalinowych ZI, wykorzystujących wałek krzywkowy do napędu zaworów zastosowanie lekkich materiałów na zawory jest korzystne. Jednak efektywność ich zastosowania jest tym mniejsza, im bardziej złożony jest układ, im więcej występuje elementów ruchomych i im są one cięższe. Bardzo wskazane jest zastosowanie lekkich zaworów w rozwiązaniach, które wykorzystują zmianę profilu krzywki podczas napędu zaworów, z uwagi na występujące udarowe obciążenia elementów rozrządu. Problemy tribologiczne związane z zaworem SA podobne jak w klasycznym napędzie zaworów za pomocą wałka krzywkowego i dotyczą miejsc: styku dźwigni zaworowej z czołową utwardzoną powierzchnią trzonka lub osadzonej na nim nasadki, styku trzonka zaworu z prowadnicą oraz styku głowy zaworu z jego gniazdem. W przypadku rozrządów wykorzystujących popychacze zaworów napędzanych krzywkami, styk popychacza zaworu z czołową utwardzoną powierzchnią trzonka zaworu tylko w małym stopniu wpływa na powstawanie procesów tribologicznych związanych z zaworem.

Zawory podczas pracy silnika przemieszczają się względem swoich prowadnic nawet o 25 mm podczas jednego cyklu. Przemieszczenia zaworów dolotowych i wylotowych mogą być zbliżone, ale też mogą różnić się, nawet ponad 20%. Może też zmieniać się z cyklu na cykl przebieg prędkości zaworu względem prowadnicy. Te zmiany dotyczą zarówno zaworów dolotowych i wylotowych. Dla każdego zaworu wspomniane zmiany pojawiają się przy zmianie prędkości obrotowej silnika. To powoduje, że intensywność zużycia i opory ruchu w obszarach styku trzonków i prowadnic mogą być różne dla zaworów dolotowych i wylotowych. Już z tego powodu nie można stosować tylko jednego modelu zużycia i oporów ruchu trzonka zaworu i prowadnicy dla każdego rozrządu. Dodatkowo zastosowanie lekkich materiałów na zawory może wymagać zmiany materiału partnerów w parach ciernych – czyli materiału prowadnic.

Także obciążenia styku przylgni zaworów i gniazd dolotowych mogą być nawet o 20% mniejsze niż wylotowych. Zmiany obciążenia tego styku zmieniają się wraz z prędkością obrotową silnika. Zastosowanie lekkich zaworów umożliwia stosowanie słabszych sprężyn i w efekcie zmniejszenie obciążenia styku przylgni gniazd i zaworów. Dlatego intensywność zużycia przylgni zaworów i ich gniazd jest różna dla zaworów dolotowych i wylotowych. Z tego powodu nie można stosować tylko jednego modelu zużycia i oporów ruchu głowy zaworu i gniazda dla każdego rozrządu. Ponadto, zastosowanie lekkich materiałów na zawory może wymagać zmiany materiału partnerów w parach ciernych – czyli materiału gniazd.

Trzeba za każdym razem uwzględniać specyfikę działania każdego rozrządu, ściślej jego kinematykę i obciążenia elementów składowych, oraz rodzaj zaworów.

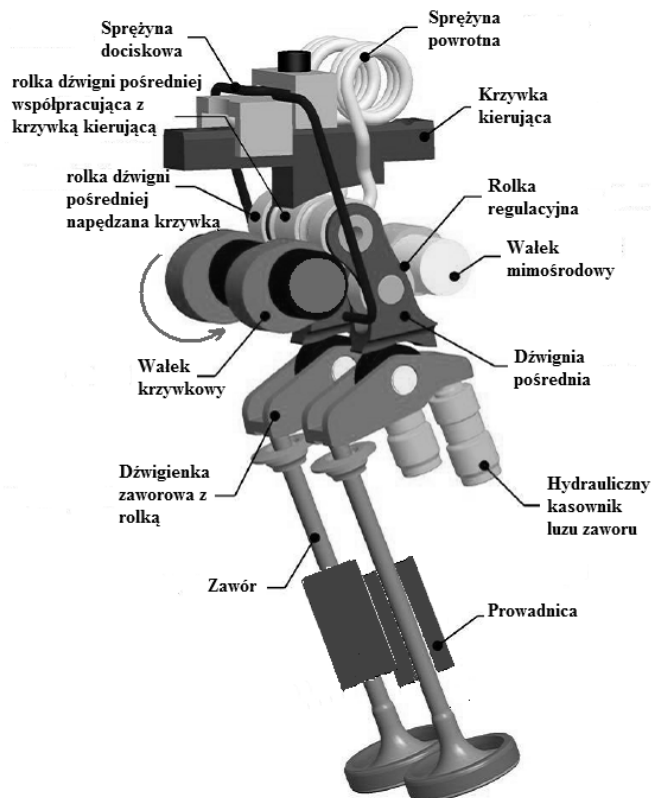
Warunki smarowania i przebiegi temperatury styków zaworu z prowadnicą, gniazdem oraz popychaczem lub dźwignią nie różnią się w analizowanych rozwiązaniach rozrządu ze zmiennym sterowaniem jego geometrii, od przypadku klasycznego napędu zaworów za pomocą stałego krzywkowego wałka rozrządu. Pozwala to wykorzystywać istniejące modele i programy obliczeniowe, opracowane dla klasycznego napędu zaworów. Wymaga to przyjęcia założenia, że za każdym razem analiza jest dokonywana przy ustalonych parametrach (geometrii) rozrządu z możliwością zmian tych parametrów, czyli przy powtarzalnych przebiegach i wartościach kątów fazowych i wzniosów zaworów podczas pracy silnika.

Wpływ zmiennego sterowania zaworami w silnikach ZS nie jest jeszcze dobrze rozpoznane i można jedynie stwierdzić, że zastosowanie lekkich zaworów może być korzystne z uwagi na zmniejszenie mas ruchomych w układzie rozrządu. Uwagi poczynione dla silników ZI, a dotyczące zmian w przebiegach przemieszczeń i prędkości zaworów względem swoich prowadnic oraz obciążenia styku przylgni zaworów i gniazd prawdopodobnie w takim samym stopniu można odnosić do silników ZS.

3. MODEL NAPĘDU ZAWORU ROZRZĄDU UNIVALVE, Z PEŁNĄ SWOBODĄ STEROWANIA

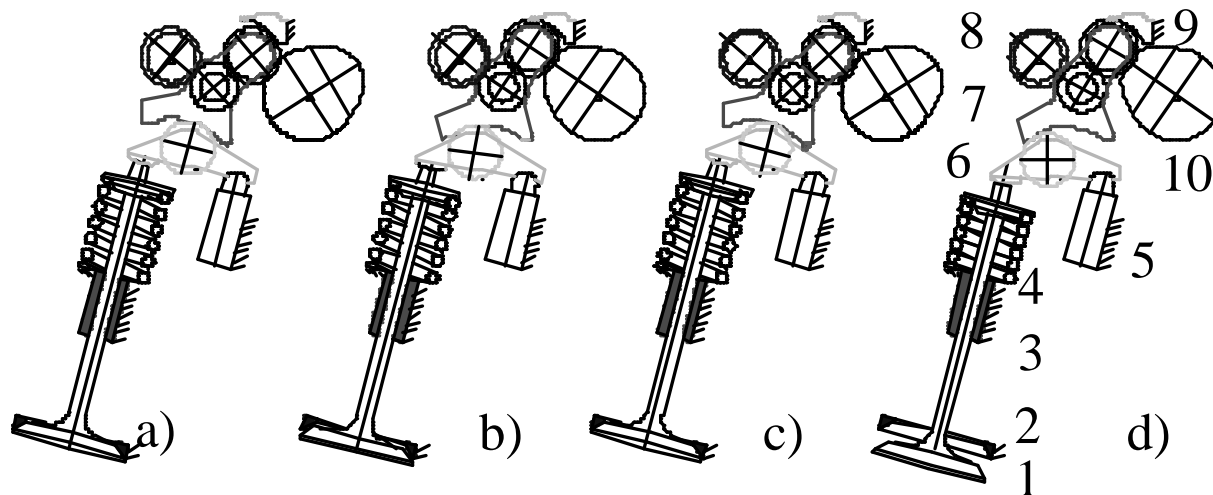
W firmie BMW opracowano krzywkowy napęd zaworu rozrządu, z pełną swobodą sterowania, pod nazwą UniValve [30]. Schemat takiego napędu pokazano na rysunku 1.

Schemat działania takiego napędu dla zaworu dolotowego, pokazano na rysunku 2, dla czterech położeń: a) zamknięty zawór przy ustawionym minimalnym wzniosie, b) w pełni otwarty zawór przy ustawionym minimalnym, wzniosie, c) zamknięty zawór przy ustawionym maksymalnym wzniosie, d) w pełni otwarty zawór przy ustawionym maksymalnym wzniosie



Rys.1. Schemat krzywkowego napędu UniValve[30], z pełną swobodą sterowania

Schemat działania takiego napędu dla zaworu dolotowego, pokazano na rysunku 2, dla czterech położeń: a) zamknięty zawór przy ustawionym minimalnym zakresie wzniosu, b) w pełni otwarty zawór przy ustawionym minimalnym, zakresie wzniosu, c) zamknięty zawór przy ustawionym maksymalnym zakresie wzniosu, d) w pełni otwarty zawór przy ustawionym maksymalnym zakresie wzniosu



Rys.2. Schemat działania przykładowego krzywkowego napędu zaworu dolotowego z pełną swobodą sterowania rozrządu 1 – zawór dolotowy, 2 – gniazdo zaworu, 3 – prowadnica a zaworu, 4 – sprężyna zaworowa z miseczką, 5 – hydrauliczny kasownik luzu zaworowego, 6 – dźwignienka zaworowa z rolką, 7 – dźwignia pośrednia, 8 – walek mimośrodowy, 9 – krzywka kierująca, 10 - walek krzywkowy rozrządu z przestawiaczem faz

a) zamknięty zawór przy ustawionym minimalnym zakresie wzniosu, b) w pełni otwarty zawór przy ustawionym minimalnym zakresie wzniosu, c) zamknięty zawór przy ustawionym maksymalnym zakresie wzniosu, d) w pełni otwarty zawór przy ustawionym maksymalnym zakresie wzniosu

Użyte połączenia, wraz z opisującymi je parametrami, w stykach pomiędzy elementami modelowanego układu rozrządu pokazano na rysunku 3. Ze względów numerycznych wprowadzono takie same małe wartości, uwzględnionych

maksymalnego wzniosu zaworu, Kąt otwarcia zaworu jest zmieniany poprzez przestawiacz faz sprzęgnięty z wałkiem krzywkowym 10. Dźwignia pośrednia wyposażona jest w krzywkę, która współpracuje z rolką dźwignienki zaworowej 6.

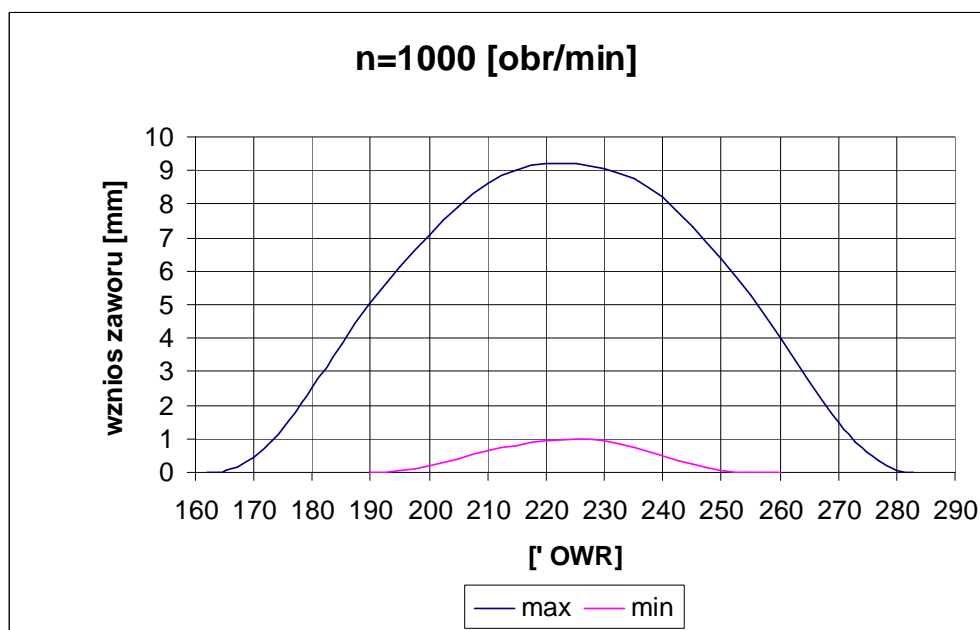
W przypadku styku trzonka z dźwignią zaworową występują opory ruchu o charakterze tarcia poślizgowo – tocznego i zużycie ścierno – pittingowe. W mniejszym stopniu występują one również w styku dźwignienki zaworowej z kulka hydraulicznego kasownika luzu zaworowego. Z uwagi na niską odporność na zużycie ścierno stopów tytanu, dźwignienki zaworowe muszą pozostać stalowe lub przynajmniej posiadać stalowe nakładki w miejscach styku z zaworem i kulką kasownika.

Między pozostałymi elementami występują opory tarcia tocznego i ewentualnie zużywanie pittingowe, z możliwością ściernego o małej intensywności.

Dlatego w przyjętym modelu obliczeniowym w stykach, w których występuje rolka, uwzględniono jedynie sztywność normalną. Sztywności styczne, oraz opory tłumienia i tarcia tocznego pominięto jako małe. W stykach z poślizgiem uwzględniono sztywność normalną i styczną oraz normalne opory tłumienia i styczne opory tarcia. Sztywność styczna jest w wielu przypadkach bardzo mała i może być istotna jedynie przy rozpatrywaniu drgań samowzbudnych spowodowanych tarciami. W przypadku analizy makroruchu elementów układu rozrządu można ją pominąć. Dalsze uproszczenia modelu uzyskać przyjmując bardzo dużą (w zamyśle: nieskończoną) sztywność normalną styku, ponieważ do oszacowania parametrów dynamicznego układu potrzebowano jedynie zgrubnych wyników.

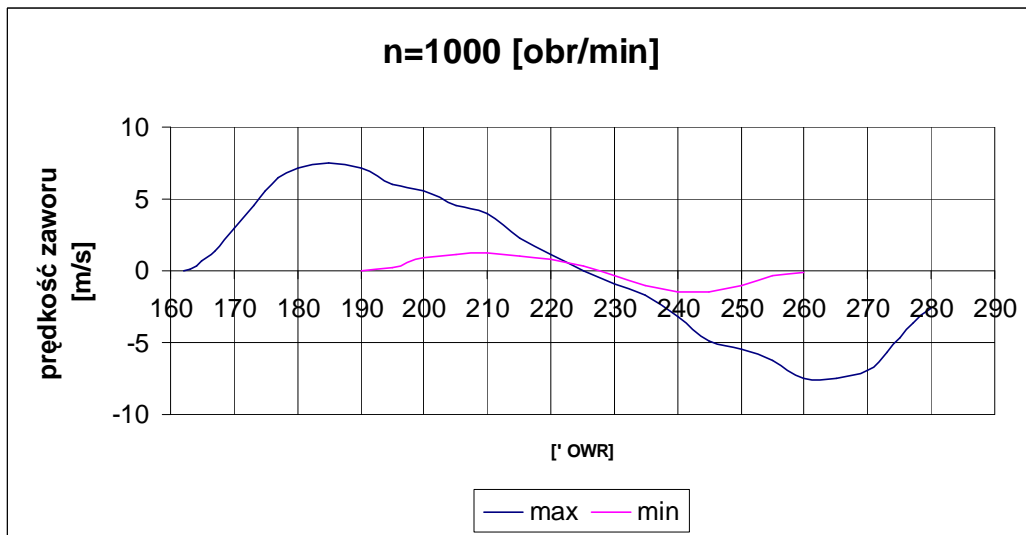
4. WYNIKI ANALIZY DYNAMIKI ZAWORU ROZRZĄDU UNIVALVE, Z PEŁNĄ SWOBODĄ STEROWANIA

Obliczenia wielkości dynamicznych zaworu przeprowadzono w przyjętym modelu dla jednej prędkości wałka krzywkowego, równej 1000 obr/min. Obliczenia przeprowadzono dla dwóch grup materiałów zaworów, sprężyn i miseczek: stalowych oraz ze stopów TiAl. Pozostałe elementy były pozostawione jako stalowe. Na rysunkach 4 – 6 przedstawiono wykresy wartości wzniosu, prędkości i przyspieszenia zaworu w funkcji kąta obrotu wałka krzywkowego – takie same dla wspomnianych obu grup materiałowych. Wartości sił i prędkości uderzenia zaworu o gniazdo oraz maksymalnych prędkości zaworu względem prowadnicy zamieszczono w tabelicy 1.

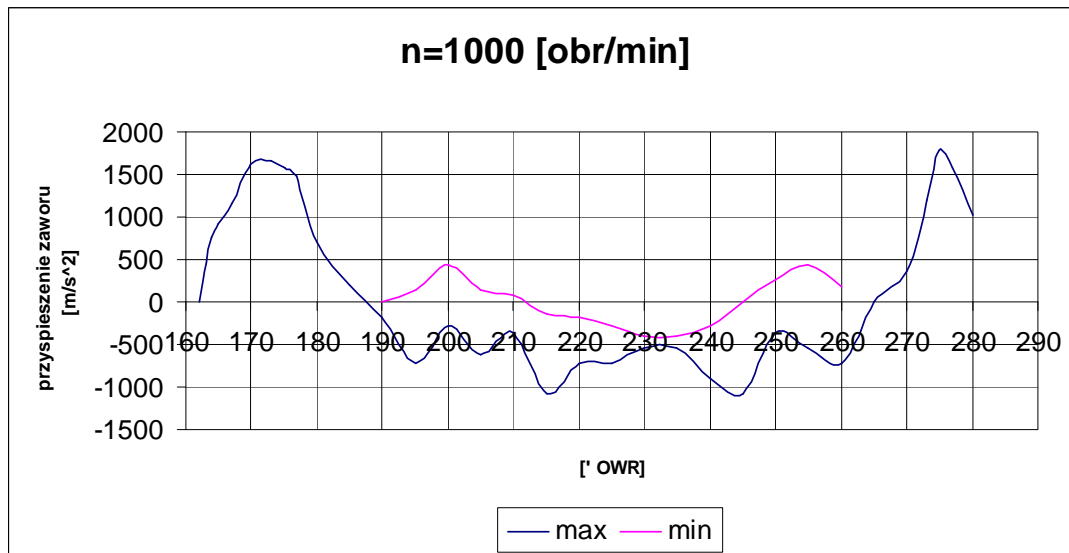


Rys.4. Wykresy obliczonych wartości wzniosu zaworu w funkcji kąta obrotu wału krzywkowego (OWR), przy prędkości obrotowej wałka krzywkowego 1000 obr/min; min – minimalny, max- maksymalny zakres wzniosu zaworu, ustawiany za pomocą wałka mimośrodowego

Przy wzroście nastawianego, poprzez obrót wałka mimośrodowego 8, maksymalnego wzniosu zaworu 1 (rysunek 2) wzrasta siła poprzeczna oddziałująca na czołową powierzchnię trzonka zaworu. W efekcie wzrastają opory ruchu między tą powierzchnią a kulistą powierzchnią dźwignienki zaworowej z rolką 6 oraz intensywność ich zużywania się. W przypadku zaworów tytanowych istnieje konieczność stosowania utwardzonych wkładek stalowych, które zwykle są zaprasowywane w trzonkach zaworów podczas ich produkcji. Dla mniej obciążonych zaworów można stosować powłoki utwardzane, na przykład w wyniku azotowania.



Rys.5. Wykresy obliczonych wartości prędkości zaworu w funkcji kąta obrotu wału krzywkowego (OWR), przy prędkości obrotowej wałka krzywkowego 1000 obr/min; min – minimalny, max- maksymalny zakres wzniosu zaworu, ustawiany za pomocą wałka mimośrodowego



Rys.6. Wykresy obliczonych wartości przyspieszenia zaworu w funkcji kąta obrotu wału krzywkowego (OWR), przy prędkości obrotowej wałka krzywkowego 1000 obr/min; min – minimalny, max- maksymalny zakres wzniosu zaworu, ustawiany za pomocą wałka mimośrodowego

W wyniku analizy otrzymano, że po zastosowaniu zaworów, sprężyn i miseczek wykonanych ze stopów TiAl, w miejsce analogicznych elementów stalowych zmalały, nawet o 45% wartości siły uderzenia zaworu w gniazdo. O kilka procent wzrosły wartości prędkości uderzenia zaworu w gniazdo i maksymalnej prędkości zaworu względem prowadnicy:

Tab. 1. Wartości siły i prędkości uderzenia zaworu o gniazdo oraz maksymalnej prędkości zaworu względem prowadnicy

Materiał	Siła uderzenia zaworu w gniazdo [N]		Prędkość uderzenia zaworu w gniazdo [m/s]		Prędkość zaworu względem prowadnicy [m/s]	
	Regulowany wałkiem mimośrodowym wznios zaworu		Regulowany wałkiem mimośrodowym wznios zaworu		Regulowany wałkiem mimośrodowym wznios zaworu	
	min	max	Min	max	min	max
Stal	4.96	60.6	0.057	0.48	4.11	7.47
Stop TiAl	3.42	41.8	0.065	0.5	4.23	7.62

5. WNIOSKI

1. Zastosowanie zaworów i sprężyn tytanowych, w miejsce stalowych, zmniejsza od 30 do 45% siłę uderzenia zaworu w gniazdo. Zmniejszenie to jest większe dla mniejszego wzniosu zaworu.
2. Użycie zaworów i sprężyn tytanowych powoduje jednak kilkuprocentowy wzrost prędkości uderzenia zaworu w gniazdo i maksymalnej prędkości trzonka zaworu względem prowadnicy. Może to powodować zwiększone intensywności zużywania, trzonka zaworu i prowadnicy
3. Ponieważ intensywność zużywania przylgni zaworu i gniazda zależy zarówno od siły uderzenia, jak i prędkości uderzenia, trudno jednoznacznie określić wpływ zastosowania zaworów i sprężyn tytanowych w rozrządzie na zużywanie się przylgni zaworów i gniazd.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] <http://de.wikipedia.org/wiki/Zylinderkopf>
- [2] Scania, Valve gear actuation, http://www.scania.co.uk/Trucks/technology/scania_modular_combustion_concept/gear_actuation.asp
- [3] http://www.rentoncoilspring.com/performance/auto_racing
- [4] Matzke W.: *Konstrukcja rozrządu silników szybkoobrotowych*, Warszawa, WKiŁ, 1974
- [5] Heywood J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, Inc.
- [6] W. Kozaczewski: *Potencjalne możliwości poprawy parametrów silników o zapłonie iskrowym przez stosowanie zmiennych faz rozrządu*, Konferencja naukowa AUTOPROGRES'93, Jachranka 1993 r.
- [7] B. Szulc, W. Smuk: *Nowa metoda ciągłej regulacji faz rozrządu*, AUTO - Technika Motoryzacyjna 12'88
- [8] M. Sułek: *Regulacja faz rozrządu*, AUTO - Technika Motoryzacyjna 7'94
- [9] <http://www.cuorealfista.com/Articoli/tecnica/LaFasaturaVariabile.pdf>.
- [10] Flierl R., Klütting M.: *The Third Generation of Valvetrains – New Fully Variable Valvetrains for ThrottleFree Load Control*, SAE Technical Paper 2000-01-1227, 2000
- [11] Titolo A.: *The Variable Valve Timing System – Application on a V8 Engine*, SAE Technical Paper 910009, 1991
- [12] Lancefield T., Methley I., Råse U., Kuhn T.: *The application of variable event valve timing to a modern diesel engine*, 2009
- [13] Griffiths P. J., Mistry K.N., Philips B.D.A.: *An electro-hydraulic valve operating system for engine research and development*. Experimental methods in engine research and development, I.Mech.E. Seminar 1988.
- [14] Wilson N., Dobson C., Muddell G.: *Active valve train system promises to eliminate camshafts*. Institution of Mechanical Engineers. Automotive Engineer Feb/Mar 1993, pages 42 to 44.
- [15] Kreuter, P., Heuser, P., and Schebitz, M.: *Strategies to improve SI engine performance by means of variable intake lift, timing and duration*. SAE paper 920449, 1992.
- [16] Morinigo F., Stuart K., Schneider L.: Variables of electromagnetic valve actuator performance. Engine technology international, November 1997, pp. 84 -88.
- [17] Anon, Magnavox: *A proposal for the Magnavox Electronic Valve System*. Document serial number MX-18-145, published by Magnavox (a USA subsidiary of Phillips) 15/11/88.
- [18] Lee J-C., Lee C-W., Nitkiewicz J.A.: *The application of a lost motion VVT system to a DOHC SI engine*. SAE paper 950816, 1995.
- [19] Lenz H. P., Geringer B., Smetana G., Dachs, A.: *Initial test results of an electro-hydraulic variable valve actuation system on a firing engine*, SAE paper 890678, 1989
- [20] Urata Y., Umiyama H., Shimizu K., Fujiyoshi Y., Sono H., Fukuo, K.: *A study of vehicle equipped with non-throttling S.I. engine with early intake valve closing mechanism*, SAE paper 930820, 1993.
- [21] Berg, M., Kachel, G., Kuhn P.: *Mechanical Fully-Flexible Valve Control with delta-sT*, SAE paper 970251, 1997.
- [22] Kreuter P., Heuser P., Murmann J.: *The META VVH system - A continuously variable valve timing system*, SAE paper 980765, 1998.
- [23] Griffiths P. J., Mistry K.N.: *Variable valve timing for fuel economy improvement, the Mitchell system*, SAE paper 880392, 1988
- [24] Lancefield, T.M., Gayler, R.J., Chattopadhyay: *The practical application and effects of a Variable Valve Timing System*, SAE paper 930825, 1993
- [25] Bertsch, A., Hannibal W.: *Vast – A new variable valve timing system for vehicle engines*, SAE paper 980769, 1997
- [26] Munnannur A., Kong S. C., Reitz R. D.: *Performance Optimization of Diesel Engines with Variable Intake Valve Timing Via Genetic Algorithms*, SAE Technical Paper 2005-01-0374, 2005
- [27] de Ojeda W.: *Impact of Variable Valve Timing on Low Temperature Combustion*, http://www1.eere.energy.gov/vehiclesandfuels/pdfs/deer_2010/monday/presentations/deer10_de_ojeda.pdf
- [28] Murata Y., Kusaka J., Odaka M., Daisho Y., Kawano D., Suzuki H., Ishii H., Goto Y.: *Achievement of Medium Engine Speed and Load Premixed Diesel Combustion with Variable Valve Timing*, SAE Paper 2006-01-0203.
- [29] NevinR.M., Sun Y., Gonzalez M.A., Reitz R.D.: *PCCI Investigation Using Variable Intake Valve Closing in a Heavy Duty Diesel Engine*, SAE Paper 2007-01-0903
- [30] http://www.hilite.com/fileadmin/templates/_media/produkte/pdfs/nwv_0507_1_en.pdf