

## Sposób zmiany efektywnego stopnia sprężania silnika spalinowego o spalaniu wewnętrznym i układ do zmiany efektywnego stopnia sprężania silnika spalinowego o spalaniu wewnętrznym

Przedmiotem wynalazku jest układ i sposób zmiany efektywnego stopnia sprężania czynnika roboczego dostarczonego do cylindra silnika o spalaniu wewnętrznym z wtryskiem bezpośrednim, pozwalającym na zwiększenie sprawności ogólnej i ograniczenie emisji substancji szkodliwych w spalinach a różniący się tym, że w głowicę silnika wbudowano układ składający się głównie z zaworu upustowego i kanału upustowego.

Znane są silniki o zmiennym konstrukcyjnym i efektywnym stopniu sprężania służące do dostosowania chwilowych parametrów pracy silnika do aktualnego jego obciążenia wynikająca np. z obciążenia układu napędowego pojazdu, jednak realizacja tego sposobu pracy silnika o spalaniu wewnętrznym nie jest powszechnie wykorzystana z powodu zbyt złożonych układów sterowania, cechujących się zwiększoną masą i awaryjnością pracy silnika. Z tego względu silniki o spalaniu wewnętrznym mają w większości ustalony stały konstrukcyjny stopień sprężania, którego wartość maksymalną dla silników o zapłonie iskrowym ustalono na 1:11 a dla silników o zapłonie samoczynnym na 1:23. W wyżej wymienionych silnikach spalinowych o spalaniu wewnętrznym pomimo, że konstrukcyjny stopień sprężania jest stały, to jednak efektywny stopień sprężania jest zmienny i jest realizowany na wiele sposobów.

Konstrukcyjna wartość stopnia sprężania ( $\epsilon$ ) jest wielkością geometryczną i jest wyrażona wzorem [Bernhard M. Silnik samochodowe, Wydawnictwo Komunikacji i łączności, Warszawa]:

$$\epsilon = \frac{V_s + V_k}{V_k},$$

gdzie:  $V_s$  - objętość skokowa cylindra,  $V_k$  - objętość komory spalania.

Parametr efektywnego stopnia sprężania, można zapisać zależnością:

$$\gamma = \frac{p_{e\max}}{p_{\min}}$$

gdzie:  $p_{e\max}$  – maksymalne ciśnienie efektywne,  $p_{\min}$  – ciśnienie dolotu.

Efektywny stopień sprężania zmienia się w szerokim zakresie zależnie od typu i rodzaju silnika (klasyfikacja silników spalinowych: wolnossący czy doładowany, o zapłonie iskrowym czy samoczynnym, układ zasilania z wtryskiem czy mieszalnikowy) [Postrzednik S., Przybyła G., Żmudka Z.: Wpływ obciążenia silnika spalinowego na efektywność konwersji energii w układzie. Czasopismo Techniczne, Zeszyt 11/2008, Mechanika z. 7-M/2008, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2008].

W tym zakresie znane są nieliczne konstrukcje silników o konstrukcyjnym zmiennym stopniu sprężania, które można podzielić na dwie kategorie obejmujące zmianę kształtu części ruchomej (zmienna geometria tłoka, mimośrodowe łożyskowanie korbowodu – zmienna długość, mimośrodowe łożyskowanie wału korbowego) oraz zmianę części nieruchomej (zmiana pozycji głowicy / kadłuba, dodatkowa komora o zmiennej objętości) [na podst. Schwaderlapp M., Habermann K., Yapici K. I.: Variable Compression Ratio – A Design Solution for Fuel Economy Concepts, SAE Word Congress, SAE 2002-01-1103, USA, Detroit 2002]. Wszystkie wspomniane wyżej silniki o zmiennym konstrukcyjnie stopniu sprężania mają na celu zmianę efektywnego stopnia sprężania, w celu dostosowania parametrów pracy silnika spalinowego do chwilowego jego obciążenia wynikającego np. z obciążenia układu napędowego pojazdu. Jednak zwiększenie konstrukcyjnego stopnia sprężania w silnikach o spalaniu wewnętrznym nie daje wprost przyrostu sprawności ogólnej silnika, gdyż rosną m.in. straty mechaniczne czy tzw. straty pompowania powietrza. Ponadto przyrost ciśnienia w cylindrze na skutek zwiększenia stopnia sprężania jest ograniczony spalaniem stukowym czy głośną pracą silników, dlatego poszukuje się skutecznych sposobów regulacji efektywnego stopnia sprężania dostosowanego do chwilowych warunków pracy silnika spalinowego o spalaniu wewnętrznym.

**Znany** jest sposób i układ zmiany efektywnego stopnia sprężania silnika spalinowego o konstrukcyjnie stałym stopniu sprężania i zapłonie iskrowym pozwalający uzyskać zmianę ciśnienia w kolektorze dolotowym a tym samym zmianę napętnienia cylindra silnika spalinowego czynnikiem roboczym, polegający na ciągłej regulacji przepływu powietrza przez kolektor dolotowy silnika za pomocą przepustnicy w całym zakresie pola pracy silnika w ilości wynikającej z konstrukcji, układu zasilania i chwilowego obciążenia silnika.

**Znany** jest sposób i układ do ciągłego doładowania powietrzem silnika spalinowego o konstrukcyjnie stałym stopniu sprężania, pozwalający na zmianę efektywnego stopnia sprężania, w którym sprężarka powietrza napędzana jest przez turbinę gazową zasilaną strumieniem gorących gazów wylotowych z silnika (turbo). Gazy wylotowe z silnika, których ilość zależy od jego prędkości obrotowej powodują znaczne podwyższenie temperatury powietrza doładowywanego w związku z tym faktem strumień powietrza przed dostarczeniem do kolektora dolotowego schładzany jest

w chłodnicy powietrza w częściowym zakresie pola pracy silnika w ilości wynikającej z konstrukcji, układu doładowania i chwilowego obciążenia silnika.

W innym znanym układzie do doładowania silnika powietrzem, sprężarka napędzana jest bezpośrednio z wału korbowego silnika.

**Znany** jest sposób i układ zasilania silników o spalaniu wewnętrznym pozwalający uzyskać zmienny i zwiększony efektywny stopień sprężania przez regulacje napełnienia cylindra silnika czynnikiem roboczym, polegający na ciągłym wprowadzaniu sprężonego powietrza do kolektora dolotowego z zasobnika pneumatycznego silnika spalinowego w całym zakresie jego pracy, powodując chwilowy lub ciągły wzrost ciśnienia czynnika roboczego w cylindrze.

W literaturze podaje się, iż w przyszłości maksymalne ciśnienie doładowania na ogół nie przekracza 4 atmosfer [Cipolla G.: The increasing Demand of Near-Zero Emissions for Urban Transportation, 3rd International Congress on Combustion Engines, Poland 2009] i uzależnione jest od prędkości obrotowej silnika i jego obciążenia. Skuteczne doładowanie silnika i uzyskany zmienny efektywny stopień sprężania jest uzależniony od wielu czynników m.in. w silnikach z turbodoładowaniem następuje dopiero po przekroczeniu pewnej wartości prędkości obrotowej silnika i nie daje wprost przyrostu sprawności ogólnej silnika.

**Znany** jest sposób i układ doładowania silnika spalinowego polegający na krótkotrwałym zwiększeniu efektywnego stopnia sprężania polegającym na chwilowym wprowadzeniu sprężonego powietrza z zasobnika do kolektora dolotowego w wybranym punkcie pracy silnika w ilości wynikającej z konstrukcji, układu doładowania i chwilowego obciążenia silnika [patent PL 207 781 B1].

**Znany** jest sposób i układ doładowania silnika spalinowego o zapłonie iskrowym polegający na krótkotrwałym zwiększeniu efektywnego stopnia sprężania, na ogół nie dłuższym niż 12-15 sekund, wprowadzeniu sprężonego azotu do kolektora dolotowego przy pełnym otwarciu przepustnicy w ilości regulowanej najczęściej przez przełącznik czasowy, który uruchamiany jest manualnie przez kierowcę. Doładowanie silnika sprężonym podtlenkiem lub nadtlentem azotu stosuje się szczególnie w samochodach sportowych lub wyścigowych na krótkim dystansie. W krótkim przedziale czasowym wzrasta ciśnienie sprężania i moc silnika wzrasta aż do 30%, skutkiem czego bardzo często jest uszkodzenie silnika. W znanym układzie do doładowania azotem silnika o spalaniu wewnętrznym zasobnik ze sprężonym azotem do około 70 atmosfer połączony jest za pomocą zaworu odcinającego z reduktorem ciśnienia i kolektorem dolotowym silnika. Ilość doładowań jest skończona i uzależniona, w szczególności od pojemności zasobnika azotu i czasu trwania kolejnych doładowań.

**Znany** jest silnik o spalaniu wewnętrznym z komorą akumulacyjną polegający na modyfikacji konstrukcyjnego stopnia sprężania za pomocą wbudowanej komory akumulacyjnej, polegający na

dostosowaniu chwilowej objętości komory spalania za pomocą akumulatora pneumatycznego wbudowanego w głowicę silnika której wielkość uzależniona jest od ciśnienia panującego w poduszce powietrznej - zmiana części nie ruchomej [Patent PL 207 919 B1].

**Znany** jest sposób i układ zmiany konstrukcyjnego stopnia sprężania silnika o spalaniu wewnętrznym, zwłaszcza silnika o zapłonie iskrowym, którego działanie polega na ciągłej zmianie stopnia sprężania cylindra silnika w całym jego zakresie pracy przez zmianę objętości komory spalania w ilości wynikającej z konstrukcji i chwilowego obciążenia silnika. Układ ciągłej zmiany stopnia sprężania silnika spalinowego może być realizowany w górnej części silnika przez zmianę położenia głowicy względem cylindra umożliwiając zmianę objętości komory sprężania lub w dolnej części silnika przez zmianę położenia kadłuba względem głowicy – zmiana części nieruchomej.

**Znany** jest sposób i układ zasilania silnika o spalaniu wewnętrznym wyposażony w dodatkowy cylinder zasilający, pozwalający zmieniać efektywny stopień sprężania przez zmianę ilości dostarczanego czynnika roboczego do cylindra silnika spalinowego w całym zakresie jego pracy w ilości wynikającej z konstrukcji, układu doładowania i chwilowego obciążenia silnika [Patents International Applications WO03008785A1].

**Znany** jest sposób i układ zasilania silnika o stałym konstrukcyjnie stopniu sprężania silnika spalinowego, w którym układ zasilania jest regulowany przez zmianę ilości doprowadzonego powietrza z kolektora dolotowego, przez zmianę faz rozrządu, do cylindra silnika w ilości wynikającej z konstrukcji i chwilowego obciążenia silnika przez co zmienia efektywny stopień sprężania.

W opisanych sposobach pośredniej lub bezpośredniej zmiany efektywnego stopnia sprężania wzrost sprawności ogólnej silnika jest zależny od wielu czynników w zależności od chwilowej prędkości obrotowej silnika i obciążenia silnika w całym jego zakresie pracy a poszczególne układy cechuje różny stopień zaawansowania technologicznego.

Opisanymi powyżej znanymi sposobami modyfikacji efektywnego stopnia sprężania nie eliminuje się głównej wady silnika wynikającej z ograniczenia dostosowania momentu obrotowego silnika w całym zakresie pola jego pracy na odpowiednim wymaganym poziomie wartości. Szczególnie w stanach przejściowych (gwałtowne przyspieszenia i duże przyrosty prędkości kątowej silnika) mamy do czynienia z obniżeniem efektywnego stopnia sprężania (spada współczynnik napełnienia) a tym samym obniżeniem sprawności silnika. W szczególności przy ciągłym doładowaniu powietrzem sprężonym powstaje tzw. efekt turbodziury, który niekorzystnie wpływa na wartość mocy silnika, a przy krótkotrwałym doładowaniu azotem moc silnika wzrasta gwałtownie ponad normatywnie i może doprowadzić do jego uszkodzenia. Natomiast przy krótkotrwałym doładowaniu zasobnikowym wzrost momentu obrotowego jest chwilowy i nie pozwala na zapewnienie optymalnych parametrów silnika w całym zakresie prędkości obrotowej. Ponadto wydajność układów doładowania zależy znacząco od prędkości obrotowej silnika spalinowego.

Przy zasilaniu silników o spalaniu wewnętrznym z konstrukcyjnie zmiennym stopniem sprężania, zmiana wydajności układu jest zależna od prędkości obrotowej silnika i chwilowego jego obciążenia ale nie na tyle aby zapewnić optymalną wartość efektywnego stopnia sprężania w całym jego zakresie a szczególnie zapobiec chwilowemu spadkowi jego wartości przy gwałtownych stanach przejściowych. Konstrukcja takich układów jest bardzo zawansowana, skutkiem czego pozostaje ciągle w fazie rozwiązań prototypowych i mało seryjnych, z powodu dużej awaryjności silnika.

**Celem** wynalazku jest opracowanie silnika spalinowego o spalaniu wewnętrznym posiadającego duży konstrukcyjny stopień sprężania umożliwiający jego pracę w całym zakresie prędkości obrotowej i obciążeniu tj. polu pracy silnika, na poziomie dopuszczalnie maksymalnego ciśnienia spalania w cylindrze, które zapewni maksymalną wartość jego sprawności co skutkuje zmniejszeniem zużycia paliwa i ograniczeniem emisji substancji szkodliwych przez zmianę efektywnego stopnia sprężania.

Szczególnie zapewnienie odpowiednio większego efektywnego stopnia sprężania w warunkach niewielkiego obciążenia silnika jest z punktu widzenia jego sprawności jak najbardziej celowe i uzasadnione. Zapewnienie optymalnej wartości efektywnego stopnia sprężania dla małych obciążeń silnika pozwala zmniejszyć zużycie paliwa nawet o 11% a dla średnich obciążeń od 3 do 6% [Adams WH, Hinrichs HG, Pischinger F, Adamis P, Schumacher W, Walzer P.: Analysis of the combustion process of a spark ignition engine with a variable compression ratio. SAE Word Congress, SAE paper no 870610, USA, Detroit].

**Istota sposobu** według wynalazku **polega na tym, że** w silniku zapłonie iskrowym z wtryskiem bezpośrednim posiadającym konstrukcyjnie podwyższony stopień sprężania, podstawowy sposób regulacji stopnia napełniania cylindra świeżym ładunkiem odbywa się poprzez przepustnicę w kolektorze dolotowym, przy czym przy niskim obciążeniu silnika spalinowego zawór upustowy pozostaje zamknięty, wraz ze zwiększonym zapotrzebowaniem na moc silnika i wzrostem obciążenia momentem obrotowym efektywny stopień sprężania w cylindrze jest regulowany za pomocą zaworu upustowego. Korzystnie jest gdy w silniku spalinowym o spalaniu wewnętrznym płynne regulowanie efektywnego stopnia sprężania w cylindrze silnika odbywa się w suwie sprężania, poprzez zawór upustowy, bezpośrednio po pokonaniu przez tłok dolnego martwego punktu i przemieszczeniu się tłoka do górnego martwego punktu w cylindrze silnika. Korzystnie jest również gdy w silniku spalinowym o spalaniu wewnętrznym zawór upustowy steruje przepływem powietrza w suwie sprężania przez kanał obejściowy.

**Istota sposobu** według wynalazku **polega również na tym, że** w silniku o zapłonie samoczynnym posiadającym konstrukcyjnie podwyższony stopień sprężania, podstawowy sposób regulacji stopnia napełniania cylindra świeżym ładunkiem jest realizowany przez układ zasilania silnika a wraz ze zmiennym zapotrzebowaniem na moc silnika oraz jego obciążenie momentem obrotowym jest

realizowane przez zawór upustowy, zmieniająca jest dawka paliwa a wartość ostateczna efektywnego stopnia sprężania w cylindrze jest regulowana za pomocą zaworu upustowego. Korzystnie jest gdy w silniku spalinowym o spalaniu wewnętrznym płynne regulowanie efektywnego stopnia sprężania w cylindrze silnika odbywa się w suwie sprężania, poprzez zawór upustowy, bezpośrednio po pokonaniu przez tłok dolnego martwego punktu i przemieszczeniu się tłoka do górnego martwego punktu w cylindrze silnika. Korzystnie jest również gdy w silniku spalinowym o spalaniu wewnętrznym zawór upustowy steruje przepływem powietrza w suwie sprężania.

**Istota układu** według wynalazku **polega na tym, że** silnik spalinowy o spalaniu wewnętrznym połączony jest ze sterownikiem a ten z elektromagnesem zaworu upustowego, umieszczonego w głowicy silnika, ponadto układ wyposażony jest w kanał obejściowy.

Sposób i układ według wynalazku znajduje zastosowanie przy modernizacji czterosuwowych silników o spalaniu wewnętrznym z wtryskiem bezpośrednim, zarówno w silnikach o zapłonie samoczynnym jak i w silnikach o zapłonie iskrowym. Silniki tego typu można zasilać różnego rodzaju paliwami płynnymi oraz gazowymi a ich dostosowanie jest takie same jak silników konwencjonalnych. Sposób i układ według wynalazku ponadto zapewnia dostosowanie chwilowego efektywnego stopnia sprężania w cylindrze silnika przez zmianę czynnej objętości skokowej silnika, w wyniku czego dokonuje się dostosowania mocy silnika do chwilowych warunków jego pracy. Uzyskana w ten sposób moc silnika pozwala na poprawę jego sprawności w warunkach ustalonych jak i przejściowych, pozwala zmniejszyć zużycie paliwa, a tym samym ogranicza się emisję dwutlenku węgla i substancji szkodliwych. Układ regulacji efektywnego stopnia sprężania pozwala na podwyższenie sprawności energetycznej przez układ napędowy pojazdu drogowego w fazie jego zwalniania, używając silnika jak tzw. retarder silnikowy.

Efektywny stopień sprężania silnika regulowany sposobem i układem według wynalazku wpływa i to znacząco, na poprawę nie tylko bezpieczeństwa poruszania się, ale i komfort podróżowania pojazdem ponadto wyposażenie silnika spalinowego w układ do zmiany efektywnego stopnia sprężania w cylindrze silnika nie wymaga znaczących zmian konstrukcji silnika, a przy tym koszty adaptacji układu według wynalazku są niskie.

**Wynalazek jest bliżej objaśniony z odniesieniem do przykładów realizacji w oparciu o załączone rysunki**

#### Przykład 1

**Rys.1 przedstawia schematyczną budowę silnika spalinowego wyposażonego w układ do zmiany efektywnego stopnia sprężania** zaprojektowany w taki sposób, że zawór upustowy **ZU** umocowany jest w głowicy **SG** silnika **S** a jego funkcją jest utrzymywanie i zmienianie ciśnienia sprężania w cylindrze o regulowanej objętości skokowej **CS** silnika **S**. Zawór upustowy **ZU** wyposażony jest w kanał obejściowy **KO** odprowadzający powietrze do kolektora wydechowego **KW**, a jego pracę

### Przykład 3

Inny przypadek objawiającym się wzrostem obciążenia momentem silnika spalinowego gdzie wartość efektywnego stopnia sprężania ulega obniżeniu za pomocą zaworu upustowego pokazany jest na **rys. 3** który przedstawia wykres obiegu pracy silnika spalinowego dla regulowanego efektywnego stopnia sprężania (*warunki pracy: zawór upustowy jest zamykany pomiędzy położeniem DMP ( dolny martwy punkt ) a GMP ( górny martwy punkt ), częściowe obciążenie momentem obrotowym silnika* ). W tym przypadku, wersja pośrednia, zawór upustowy jest zamykany gdy tłok porusza się z DMP do GMP, w chwili umożliwiającej osiągnięcie optymalnego efektywnego stopnia sprężania mniejszego niż w przykładzie 2. W tym przypadku zawór upustowy jest odpowiedzialny za regulację efektywnego stopnia sprężania a silnik spalinowy pracuje według zmodyfikowanego obiegu pracy. Dla takich ustawień uzyskany jest efektywny stopień sprężania dostosowany do chwilowego obciążenia silnika i może być regulowany z cyklu na cykl. Szacuje się wzrost efektywnego sprężania od kilku do kilku dziesięciu procent, co również przekłada się na wzrost mocy przy nieznacznie zmniejszonych stratach mechanicznych co będzie miało wpływ na wzrost sprawności.

### Przykład 4

**Rys. 4** przedstawia wykres obiegu pracy silnika spalinowego dla najmniejszego efektywnego stopnia sprężania. (*Warunki pracy: zawór upustowy jest zamykany przed GMP, maksymalne obciążenie momentem obrotowym silnika* ). W tym przypadku zawór upustowy jest zamykany w chwili gdy tłok w cylindrze jest obliczonej przez sterownik silnika odległości przed GMP a po jego zamknięciu osiągany jest efektywny stopień sprężania odpowiadający pełnemu obciążeniu tradycyjnego silnika pracującego bez spalania stukowego. Późne zamknięcie zaworu upustowego (przed GMP) powoduje osiągnięcie takiego ciśnienia sprężania które umożliwia pracę silnika bez spalania stukowego przy maksymalnym obciążeniu i wysokiej prędkości obrotowej silnika. Taka regulacja efektywnego stopnia sprężania zapewnia osiągnięcie przez silnik spalinowy bezawaryjnej pracy przy jego maksymalnej sprawności.

poprzez elektromagnes **EZ** kontroluje sterownik **SS** połączonym z silnikiem **S**. Do sterownika **SS** przekazuje się na bieżąco informacje o chwilowych warunkach zmiany efektywnego stopnia sprężania, a w szczególności: wartość ciśnienia sprężania i temperatury powietrza w kolektorze dolotowym silnika **S**, wartość podciśnienia w kolektorze dolotowym **KD** na wejściu do **CS**, wartość prędkości obrotowej silnika **S** i jego obciążenia, stopień uchylenia przepustnicy elektronicznej **EP** oraz wartość prędkości liniowej pojazdu. Sterownik **SS** kontroluje również pracę elektronicznej przepustnicy **EP**, wtryskiwacza paliwa **WP** oraz świecy zapłonowej **ŚZ** silnika **S**. Gdy zachodzi potrzeba zmiany momentu obrotowego i mocy silnika **S** o zapłonie iskrowym, zmienia się położenie pedału przyspieszenia, a wartość przyspieszenia przekazuje do sterownika **SS**. W chwili zmiany momentu obrotowego silnika **S** elektronicznie określa się warunki pracy układu, a w szczególności ustawia się czas otwarcia zaworu upustowego **ZU** w zależności od kąta położenia wału korbowego silnika, przy ściśle określonym stopniu otwarcia przepustnicy elektronicznej **EP**. Jednocześnie z gwałtownym przyspieszeniem silnika **S** zmienia się **efektywny** stopień sprężania, korzystnie pod względem chwilowego obciążenia silnika.

#### Przykład 2

**Rys. 2 przedstawia wykres obiegu pracy silnika spalinowego dla wysokiego efektywnego stopnia sprężania ( warunki pracy: zawór upustowy całkowicie zamknięty, niskie obciążenie momentem obrotowym silnika ).** Przy niskim obciążeniu obrotowym silnika i niskiej prędkości obrotowej silnika stosowany jest wysoki efektywny stopień sprężania. W tym przypadku zawór upustowy jest całkowicie zamknięty a silnik spalinowy pracuje według klasycznego obiegu pracy. Dla takich ustawień uzyskany jest maksymalny efektywny stopień sprężania, który jest znacznie wyższy od osiąganego w tradycyjnych silnikach spalinowych. Szacuje się wzrost maksymalnego ciśnienia sprężania o 50%, co przekłada się na wzrost mocy przy niezmiennych stratach mechanicznych co będzie miało wpływ na wzrost sprawności. Dla polepszenia kinematyki spalania można zastosować łączony wtrysk pośredni z bezpośrednim co przyczyni się do miękkiej kultury pracy silnika. Mała dawka paliwa (wtrysk pośredni) wtryskiwana jest do kolektora dolotowego w okolicę zaworu ssącego, ta część powoduje lepsze odparowanie paliwa jednak dawka jest na tyle mała że nie powoduje samozapłonu paliwa. Pozostała główna część paliwa (wtrysk główny) jest wtryskiwana bezpośrednio do komory spalania w okolicę świecy zapłonowej. Pracę takiego silnika cechuje praca z dużym nadmiarem powietrza i bardzo dokładne spalanie paliwa przy osiągnięciu niskiej temperatury spalania. Poza oszczędnością paliwa praca takiego silnika emituje małe ilości tlenu węgla, tlenków azotu i węglowodorów przy niskim obciążeniu silnika momentem obrotowym.