Scientific Journals
Maritime University of Szczecin

Zeszyty Naukowe
Akademia Morska w Szczecinie

2009, 19(91) pp. 5–9

2009, 19(91) s. 5–9

Ocena zjawiska przedmuchów gazów w tłokowych silnikach spalinowych w fazie rozruchu

Phenomenon of blowby in combustion engines for start-up stage

Karol Franciszek Abramek

Zachodniopomorski Uniwersytet Technologiczny w Szczecinie,
Wydział Inżynierii Mechanicznej i Mechatroniki, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych,
70-310 Szczecin, al. Piastów 19, e-mail: karol.abramek@zut.edu.pl

Słowa kluczowe: rozruch, krzywa przedmuchów, skrzynia korbowa

Abstrakt
W artykule przedstawiono wyniki badań przedmuchów dla prędkości rozruchu. Prędkość silnika SB-3.1 ustalana była za pomocą zewnętrznego urządzenia napędowego, w skład którego wszedł silnik trójfazowy, skrzynia biegów, sprzęgło jednokierunkowe i pulpit sterowniczy. Uzyskane wyniki badań pozwoliły ocenić charakter zmian przebiegu krzywej przedmuchów od zerowej w zasadzie prędkości do prędkości obrotowej wału korbowego silnika, przy której następuje rozruch. Pomiary przedmuchów wykonano w różnych seriach pomiarowych, w celu ustalenia wpływu powstawania filmu olejowego na gładzi cylindra na zjawisko przedmuchów gazów do skrzyni korbowej.

Key words: start-up, blowby curve, crankcase

Abstract
In the paper are presented the results of exhaust gas scavenging testing for the start-up speed. The speed of SB-3.1 engine was determined by means of external driving device composed of a three-phase motor, gearbox, unidirectional clutch and control desk. The obtained findings allowed evaluation of the character of changes in the course of exhaust gas scavenging curve from a basically zero speed to the rotational speed of engine crankshaft at which the start-up takes place. Exhaust gas scavenging measurements were made in different measuring series in order to determine the effect of oil film development on cylinder bearing surface on the phenomenon of exhaust gas scavenging into crankshaft casing.

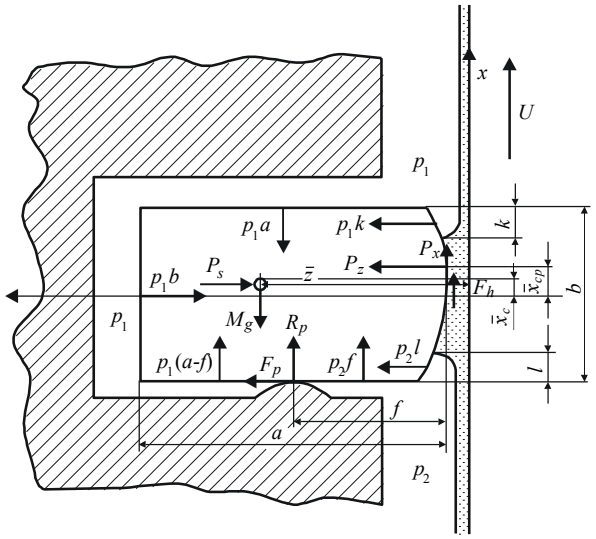
Wstęp

Jeden z podstawowych i najważniejszych układów silnika spalinowego stanowi tłok z pierścieniami i cylinder. Warunki, w jakich pracuje ten układ, w szczególności znaczna prędkość ruchu posuwisto-zwrotnego, duża różnica temperatur między tłokiem i cylindrem, wykluczają takie wykonanie i pasowanie tłoka w cylindrze, które zapewniałoby idealną szczelność. Stąd, mimo najlepszego wykonania układu TPC (tłok, pierścienie, cylinder), występują zawsze straty czynnika roboczego, które wpływają ujemnie na wskaźniki pracy silnika, a w szczególności powodują: spadek mocy, wzrost zużycia paliwa, przegrzanie tłoka i pierścieni, zwiększone zużycie cylindra i pierścieni, łatwość rozruchu, skażenie środowiska produktami spalania [1, 2, 3]. Przedmuchiwane do skrzyni korbowej gazy powodują zanieczyszczenie oleju smarującego, pogarszając jego właściwości smarne, co ujemnie wpływa na trwałość silnika lub na konieczność częstszych wymian oleju [4].

W Katedrze Eksploatacji Pojazdów Samochodowych Zachodniopomorskiego Uniwersytetu Technologicznego w Szczecinie wykonano stanowisko do badań przedmuchów gazów do skrzyni korbowej silnika. Dokładny opis stanowiska można znaleźć w literaturze [5].

Warunki pracy zespołu pierścieniowego

Na rysunku 1 pokazano rozkład sił i momentów działających na tłok i pierścień prawidłowo osadzony w rowku, opracowany przez Dowsona [6] oraz Smoczyńskiego i Sygniewicza [7].



Rys. 1. Siły działające na pierścień tłokowy [7]
Fig. 1. Forces impacting piston ring [7]

Na prawidłowo osadzony w rowku pierścień działają, w uproszczeniu, następujące siły:

W kierunku osiowym:

1. Na górną powierzchnię pierścienia działa ciśnienie czynnika roboczego p_1, znajdującego się nad nim (w przypadku pierścienia pierwszego często przyjmuje się, że jest to ciśnienie panujące w komorze spalania). Jeżeli silnik o ZI (zapłonie iskrowym) pracuje przy przymkniętej przepustnicy, to przy ssaniu panuje znaczne podciśnienie, które stara się oderwać pierścień od dna rowka i unieść w górę.
2. Na powierzchnię dolną, która wystaje poza rowek tłokowy, działa ciśnienie p_2 z przestrzeni międzypierścieniowej (poniżej pierścienia). Siła wywołana tym ciśnieniem jest zwrócona do góry, usiłując podnieść pierścień z flanki rowka.
3. Siła tarcia F_p działająca na powierzchni roboczej pierścienia stykającej się z cylindrem i skierowana zawsze przeciwnie do chwilowego kierunku ruchu tłoka. Powoduje ona cykliczne unoszenie i dociskanie pierścienia do dolnej flanki rowka. Na siłę tę ma wpływ sprężystość własna pierścienia i docisk gazów.
4. Siła bezwładności. Jej kierunek jest zawsze przeciwny do przyspieszenia tłoka, dlatego przy zbliżaniu i oddalaniu się od GMP siła ta usiłuje oderwać pierścień od dolnej ścianki rowka, natomiast przy zbliżaniu i oddalaniu się od DMP dociska go do niej. Siły te osiągają maksymalne wartości przy zwrotnych położeniach tłoka.
5. Siła wywołana ciśnieniem oleju. Powstaje przy odpowiedniej prędkości względnej tłoka i cylindra oraz obecności warstewki oleju. Tworzący się wówczas klin smarny przeciwdziała dociśnięciu pierścienia do cylindra. Pierścień pracuje wówczas w warunkach tarcia płynnego (hydrodynamicznego), dzięki czemu zmniejsza się wielokrotnie intensywność zużywania się jego powierzchni czołowej.

W kierunku promieniowym:

1. Siła wynikająca ze sprężystości własnej pierścienia lub elementu wspomagającego, dociskającego do gładzi cylindrowej. Zależy ona od konstrukcji pierścienia, a szczególnie od jego grubości promieniowej i modułu sprężystości.
2. Siły gazowe, działające za pierścieniem – stanowią główną część sił dociskających i uszczelniających złożenie TPC. Siły działające na powierzchnię roboczą uzależnione od ciśnień p_1 do p_2, o średniej wartości $(p_1 + p_2)/2$, usiłują odepchnąć pierścień od gładzi cylindra. Należy zaznaczyć, że taki rozkład sił i ich wartość średnia jest do przyjęcia przy zarysie prostokątnym i idealnym przyleganiu do cylindra. Dla pierścieni o zarysie stożkowym (tzw. „minutowym") lub baryłkowym, nie będzie spadku ciśnienia wzdłuż tworzącej, a zatem taki pierścień może być odciążony promieniowo.
3. Siły tarcia. Na bocznej powierzchni pierścienia i rowka tłokowego – działają przy przemieszczeniach promieniowych pierścienia i mogą być spowodowane przechylaniem się tłoka w cylindrze w czasie zmiany kierunku ruchu oraz przy deformacjach cylindra. Siły te w zależności od położenia tłoka, dociskają lub odrywają pierścień od gładzi.
4. Ciśnienie dynamiczne spiętrzonego oleju – największe przy dolnej krawędzi pierścienia i malejące wzdłuż wysokości do zera, przy górnej krawędzi.

Punkt podparcia pierścienia jest trudny do zlokalizowania, może to być powierzchnia rowka tłokowego zdeformowana w wyniku obciążeń cieplnych i mechanicznych lub krawędź rowka, jeżeli tłok jest przechylony w cylindrze [2, 8, 9].

Równowaga sił osiowych i momentów względem środka ciężkości przekroju pierścienia może być zapisana następująco:

– równanie sił w kierunku promieniowym:

$$p_1(b-k) = p_2 l - F_p - P_z + P_s = M\frac{\mathrm{d}^2 m}{\mathrm{d}t^2} = 0 \qquad (1)$$

– równanie sił w kierunku osiowym:

$$R_p + F_p + P_s - (p_1 - p_2)f - Mg = M\frac{\mathrm{d}^2 x}{\mathrm{d}t^2} = 0 \quad (2)$$

– równanie momentów:

$$\begin{aligned}&(p_1 - p_2)\, f\left(z - \frac{f}{2}\right) + p_2\, l\left(\frac{2x + b - l}{2}\right) - \\ &+ p_1\, k\left(\frac{-2x + b - k}{2}\right) + F_p\left(\frac{2x + b}{2}\right) + \\ &+ F_h\, z - P_z(x_{cp} - x) - P_x\, z - R_p(z - f) - \\ &+ K\,\alpha = I\frac{\mathrm{d}^2\alpha}{\mathrm{d}t^2}\end{aligned} \quad (3)$$

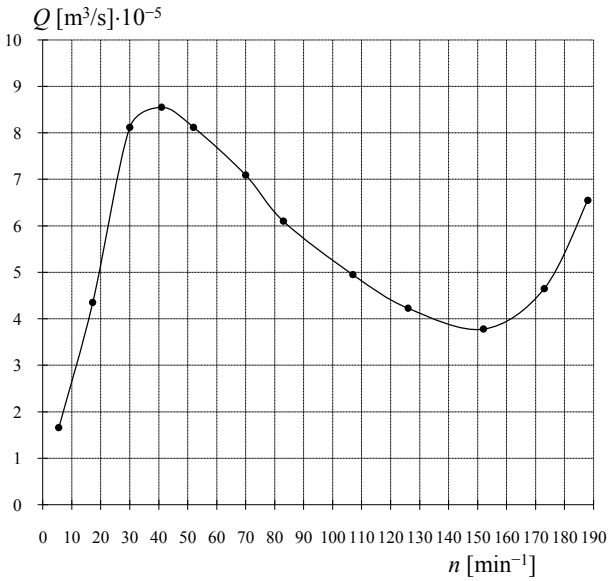
gdzie:

- a – szerokość promieniowa pierścienia,
- b – wysokość pierścienia,
- f – odległość punktu podparcia od czoła pierścienia,
- k – wysokość części roboczej górnej obciążonej ciśnieniem p_1,
- l – wysokość części roboczej dolnej obciążonej ciśnieniem p_2,
- p_1 – ciśnienie ponad pierścieniem,
- p_2 – ciśnienie pod pierścieniem,
- x, z – współrzędne środka masy pierścienia,
- x_{cp} – przesunięcie osiowe siły p_z,
- F_h – hydrodynamiczna siła styczna,
- F_p – siła tarcia pierścienia o rowek tłoka,
- I – moment bezwładności pierścienia,
- K – sztywność skrętna pierścienia,
- M – masa pierścienia,
- P_s – siła sprężystości,
- P_z – hydrodynamiczna siła normalna,
- R_p – reakcja rowka na pierścień,
- α – kąt skręcenia pierścienia.

Pierścienie muszą być osadzone w tłoku z pewnym luzem ze względu na działanie temperatury czynnika roboczego oraz działania wszystkich sił przedstawionych na rysunku 1. W wyniku działania tych czynników i posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka pierścienie zmieniają swoje położenie wykonując pewne wymuszone ruchy [2, 10, 11, 12]. Także tłok wykonuje wymuszone ruchy, przy zmianie kierunku ruchu obraca się dookoła sworznia i przyjmuje skośne położenie względem osi cylindra. Wszystkie te czynniki powodują zmiany położenia pierścieni zarówno względem tłoka, jak i cylindra. W niektórych sytuacjach (szczególnie przy pewnej prędkości obrotowej oraz obciążeniu silnika) pierścień może wpaść w drgania wymuszone, samowzbudne, co wpłynie na pogorszenie lub zupełną utratę szczelności. Występuje wtedy zjawisko trzepotania pierścieni. Obserwując charakterystykę przedmuchów, można zauważyć, że dla pewnej prędkości obrotowej lub w pewnym zakresie prędkości obrotowej występuje gwałtowny wzrost przedmuchów. Na zjawisko to można wpływać stosując różne odmiany pierścieni uszczelniających [13].

Wyniki badań

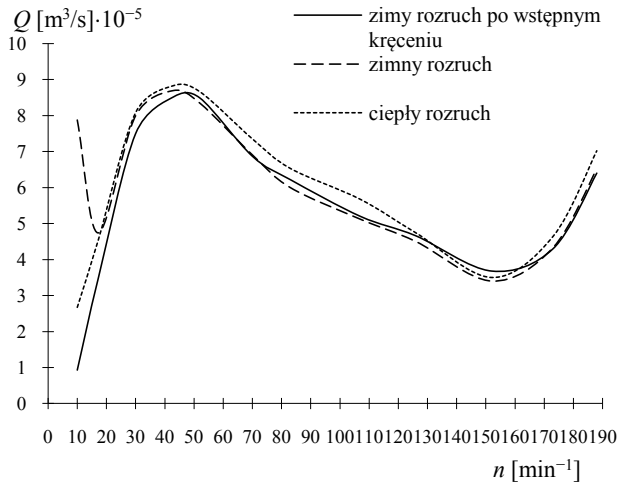
Na rysunku 2 przedstawiono charakterystykę przedmuchów gazów do skrzyni korbowej silnika SB-3.1 dla prędkości poniżej biegu jałowego, tj. od 5 min^{-1} do 170 min^{-1}, po wstępnym „kręceniu" silnikiem, by wyeliminować wpływ braku i wstępnego powstawania filmu olejowego na wielkość przedmuchów [1, 8]. Do prędkości obrotowej około 42 min^{-1} występuje wzrost natężenia przedmuchów, następnie do prędkości około 168 min^{-1} ilość traconego ładunku w postaci przedmuchów do skrzyni korbowej maleje. Od 168 min^{-1} natężenie przedmuchiwanych gazów znowu rośnie. Spowodowane jest to prawdopodobnie powstawaniem pierwszych samozapłonów, które powodują wzrost ciśnienia sprężania w komorze i jednocześnie wzrost ilości przedmuchiwanych gazów.



Rys. 2. Charakterystyka przedmuchów gazów do skrzyni korbowej silnika SB-3.1 dla prędkości poniżej biegu jałowego [14]
Fig. 2. Blowby to engine SB-3.1 crankcase for speed below idle running [14]

Na rysunku 3 przedstawiono wyniki badań przedmuchów dla prędkości poniżej biegu jałowego wykonane w trzech seriach pomiarowych. Dla silnika zimnego (temperatura oleju smarującego 288 K), który nie pracował przez okres jednego tygodnia, przedmuchy w pierwszym okresie rozruchu są największe i wynoszą 7,9·10^{-5} m^3/s. Spowo-

dowane jest to brakiem oleju smarującego i bardzo słabym uszczelnieniem węzła tłok–pierścienie–cylinder (TPC) ze względu na występujące konieczne luzy. W celu porównania sporządzono charakterystykę dla silnika zimnego, który wstępnie był „kręcony" przez napęd od silnika trójfazowego. Spowodowało to dopływ oleju do pierścieni i lepsze doszczelnienie całego układu tłoka z pierścieniami oraz cylindra. Zaistniałą sytuację obrazuje niższa wartość natężenia przedmuchów w pierwszym okresie rozruchu. Natomiast silnik po „wstępnej" pracy wykazuje większe przedmuchy niż silnik zimny. Prawdopodobnie spowodowane jest to zmianą lepkości oleju smarującego [4, 14].



Rys. 3. Wpływ wcześniejszej „pracy" silnika SB-3.1 na charakterystykę przedmuchów dla prędkości poniżej biegu jałowego [15]
Fig. 3. Blowby to engine SB-3.1 for speed below idle running for different engine states [15]

Podsumowanie

Analizując otrzymane wyniki pomiarów i sporządzoną charakterystykę przedmuchów dla zakresu prędkości wału korbowego silnika, przy której rozrusznik zaczyna pierwszy etap rozruchu, można stwierdzić, że początkowe dostarczenie oleju na gładź cylindra poprzez wstępny ruch wału korbowego silnika spowodowało znaczne doszczelnienie przestrzeni roboczej, a przez to mniejsze natężenie przedmuchów gazów do skrzyni korbowej silnika SB-3.1. Ogólnie charakterystyka przedmuchów wygląda następująco: w pierwszym etapie zachodzi znaczny wzrost prędkości obrotowej wału korbowego silnika do ok. 42 min^{-1}, następnie natężenie przedmuchów maleje do prędkości ok. 150 min^{-1}. Powyżej tej prędkości zjawisko przedmuchów znów ma charakter wzrostowy. Spowodowane jest to występowaniem pierwszych zapłonów, które w znacznym stopniu podwyższają ciśnienie nad tłokiem i powodują gwałtowny wzrost przedmuchów. Dla silnika SB-3.1 prędkość obrotowa wału korbowego poniżej 150 min^{-1} jest wartością przełomową, w której silnik nie daje się już uruchomić. Można stwierdzić, że zapewnienie odpowiednio wysokiej prędkości obrotowej podczas rozruchu silnika, a szczególnie w niskich temperaturach otoczenia, jest konieczne dla prawidłowego procesu rozruchu [3, 6]. Proces rozruchu można wspomóc np. poprzez wcześniejsze uruchomienie układu smarowania silnika lub wstępne, nawet powolne, kręcenie wałem korbowym silnika.

Bibliografia

1. ABRAMEK K. F.: An attempt at an analytical description of blowby intensity to a crankcase. Teka Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa Polskiej Akademii Nauk Oddział w Lublinie, Vol. VII, Lublin 2007.
2. KOZACZEWSKI W.: Konstrukcja grupy tłokowo-cylindrowej silników spalinowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 2004.
3. MYSŁOWSKI J.: Rozruch silników samochodowych z zapłonem samoczynnym. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1996.
4. ABRAMEK K. F.: Change of a compression ratio and its influence on the gas scavenge effect. Archiwum Motoryzacji 2/2008.
5. ABRAMEK K. F.: Natężenie przedmuchów przenikających do skrzyni korbowej silnika z zapłonem iskrowym. Materiały konferencji: Doładowanie silników spalinowych, Szczecin 1999.
6. DOWSON D.: Piston assemblies, background and lubrication analysis. Engine Tribology, 1993.
7. SMOCZYŃSKI M., SYGNIEWICZ J.: Przemieszczenia uszczelniającego pierścienia tłokowego w rowku pierścieniowym tłoka. Journal of Kones Vol. 2, No 1, Warszawa – Poznań 1995.
8. SERDECKI W.: Badania współpracy elementów układu tłokowo-cylindrowego silnika spalinowego. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 2002.
9. SYGNIEWICZ J.: Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową. Zeszyty Naukowe nr 615, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1991.
10. ISKRA A.: Wpływ drgań własnych pierścienia uszczelniającego na warunki pracy zespołu tłokowo-cylindrowego. Journal of Kones, Vol. 1, No. 1, Warszawa – Lublin 1994.
11. ISKRA A., WIŚNIEWSKI T.: Wpływ ruchów poprzecznych tłoka na zużycie rowków pierścieniowych i pierścieni. KONES '87.
12. SYGNIEWICZ J.: Model uszczelnienia tłoka z pierścieniami w tulei cylindrowej. Journal of Kones, Gdańsk – Jurata 1993.
13. ABRAMEK K. F.: Effect of modification of sealing rings on starting properties of compression-ignition engines. Международный Сборник Научных Трудов. Издательство Калининградский Государственный Технический Университет, Kaliningrad 2005.
14. ABRAMEK K. F.: The effect of the fuel temperature on the variation in the course of the pressure for the speed below idle run. Problems of Applied Mechanics International Scientific Journal. Georgian Committee of The International Federation For The Promotion of Mechanism And Machine Science. Tbilisi. Nr 1(22)/2006.

15. ABRAMEK K. F.: Effect of scavenging of gases to crankcase on actual compression ratio during start-up. Problems of Applied Mechanics International Scientific Journal. Georgian Committee of The International Federation For The Promotion of Mechanism And Machine Science. Tbilisi. Nr 2(19)/2005.

Pozostałe pozycje

16. ISKRA A.: Rozkład filmu olejowego na gładzi cylindrowej silnika tłokowego. Rozprawy nr 176, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1987.

17. SERDECKI W.: Wpływ pierścieni uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi cylindrowej silnika spalinowego. Seria Rozprawy Nr 235, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1990.

Recenzent:
dr hab. inż. Zbigniew Matuszak
profesor Akademii Morskiej w Szczecinie