

MODEL OF COMPRESSION RING TWIST IN THE PISTON GROOVE OF A DIESEL ENGINE

Grzegorz Koszałka, Mirosław Guzik, Andrzej Niewczas

Lublin University of Technology, Department of Combustion Engines and Transport
ul. Nadbystrzycka 36, 20-618 Lublin, Poland
tel.: +48 81 5384259, fax: +48 81 5381258
e-mail: g.koszalka@pollub.pl

Abstract

The paper presents a mathematical model of the compression ring movements and twist in the piston groove. The twist of the ring results from the moment of forces acting on the ring. In the model following forces are considered: force of gas pressure, oil squeezing, friction, asperity contact and inertia. Pressure in oil film is calculated with the use of Reynolds equation. Asperity interactions are calculated with the use of the model developed by Greenwood and Tripp. The wear of the ring side and piston flank are also considered. Adopted in the model scheme of forces and pressures acting on the compression ring is shown in Fig. 1. The model is to be a sub-model for previously developed piston-rings-cylinder kit model [2], which has not taken this phenomena into consideration. Taking into account the twists of the rings and wear of its side surfaces will enable a better prediction of the ringpack performance and so the engine blowby and oil consumption.

Keywords: combustion engine, compression ring, blowby, ring dynamics, mathematical model

MODEL SKRĘCEŃ PIERŚCIENIA USZCZELNIAJĄCEGO W ROWKU PIERŚCIENIOWYM TŁOKA SILNIKA O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM

Streszczenie

W artykule przedstawiono matematyczny model skręceń pierścienia tłokowego w rowku pierścieniowym tłoka. Skręcenia pierścieni są wynikiem momentów sił działających na pierścień. W modelu rozważono następujące siły: siła ciśnienia gazów, siła pochodząca od wyciskania filmu olejowego, siła kontaktu pomiędzy chropowatościami współpracujących powierzchni oraz siła bezwładności. Przyjęty w modelu układ sił i ciśnień działających na pierścień uszczelniający przedstawiono na rys. 1. Ponadto w modelu uwzględniono zużycie bocznych powierzchni pierścienia i rowka pierścieniowego. Przedstawiony model jest podmodelem poprzednio rozwijanego modelu zespołu tłok-pierścienie-cylinder, w którym nie uwzględniono tych zjawisk. Uwzględnienie skręceń pierścieni pozwoli lepiej przewidywać zachowanie pakietu pierścieni, w szczególności wpływ skręceń statycznych i zużycia elementów na przemieszczenia pierścieni w rowkach, wartość przedmuchów spalin do skrzyni korbowej i zużycie oleju silnikowego.

Słowa kluczowe: silnik spalinowy, uszczelnienie tłok-pierścienie-cylinder, model matematyczny, przedmuchy spalin

1. Wstęp

Klasyczny pierścień uszczelniający pasowany jest luźno w rowku pierścieniowym tłoka. Pasowanie takie pozwala na promieniowe przemieszczania pierścienia w rowku, niezbędne dla jego poprawnej pracy – umożliwia mu ciągły kontakt z gładzią cylindrową, nawet jeśli jej średnica nie jest stała (np. na skutek odkształceń cieplnych i zużycia) oraz gdy tłok przemieszcza się poprzecznie w cylindrze. Luz pomiędzy rowkiem a pierścieniem umożliwia również niepożądane przemieszczenia osiowe pierścienia w rowku jak również jego skręcenia. Pierścień ulega skręceniu

ponieważ kierunki sił działających na niego nie przecinają się w jednym punkcie, a więc istnieje moment skręcający, dążący do obrócenia go w płaszczyźnie przekroju poprzecznego.

Sprężyste skrócenie pierścienia powoduje zmianę geometrii szczeliny pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścienia i rowka oraz zmniejszenie jej minimalnego przekroju, co wpływa na natężenie przepływu gazu tą szczeliną, a więc i rozkład ciśnień w otaczających go przestrzeniach. Przemieszczenia względne pierścienia i rowka powodują zużycie stykających się powierzchni; można więc zakładać, że skrócenia pierścienia wpływają na profil ich zużycia. Chwilowy kąt skrócenia wraz z profilami zużycia decydują o położeniu punktu, w którym pierścień styka się z półką rowka, co również wpływa na rozkład ciśnień działających na pierścień. Ponadto skrócenie pierścienia powoduje zmianę geometrii szczeliny pomiędzy powierzchnią czołową pierścienia a cylindrem, co nie pozostaje bez wpływu na parametry filmu olejowego powstającego pomiędzy tymi powierzchniami. Powyższe wskazuje, że sprężyste skrócenia pierścieni mogą istotnie oddziaływać na pracę całego uszczelnienia TPC. W związku z tym uznano, że w opracowanym wcześniej zintegrowanym modelu przemieszczeń osiowych pierścieni w rowkach i przepływu gazu przez uszczelnienie TPC [2, 3], w którym nie uwzględniono skręceń pierścieni należy to zjawisko uwzględnić.

W literaturze spotykane są modele sprężystych skręceń pierścieni. Uproszczony sposób wyznaczania kątowych odkształceń pierścieni przedstawiono w pracy [4]. W bardziej zaawansowany sposób odkształcenia te modelowane są w zintegrowanych modelach uszczelnienia TPC [1, 5]. Jednak w modelach tych założono, że boczne powierzchnie rowka i pierścienia są płaskie. Zaawansowany model skręceń pierścieni przedstawiono również w pracy [6].

2. Model matematyczny

Na rysunku 1 przedstawiono przyjęty w modelu układ sił i rozkład ciśnień działających na uszczelniający pierścień tłokowy.

Równowaga przedstawionego układu wymaga spełnienia trzech warunków: równowagi sił działających w kierunku osiowym, równowagi sił działających w kierunku promieniowym oraz równowagi momentów skręcających pierścieni.

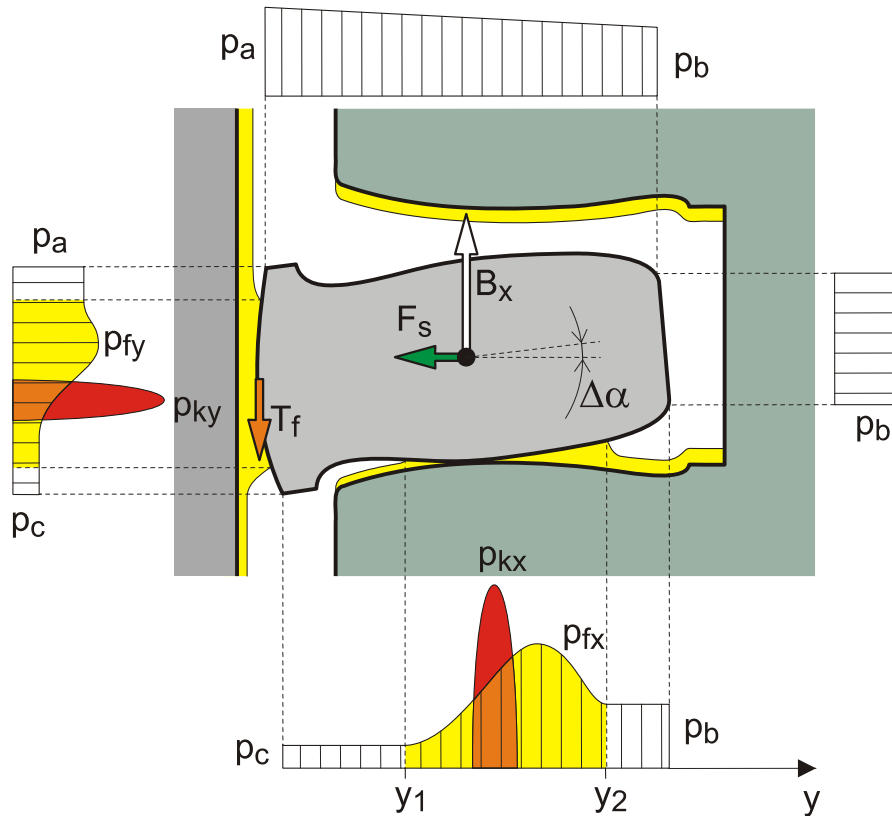
Równanie równowagi sił działających na pierścień w kierunku osiowym, w układzie współrzędnych związanych z tłokiem:

$$P_x + T_f + B_x + P_{fx} + P_{kx} = m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2}, \quad (1)$$

gdzie:

- P_x – wypadkowa siła ciśnienia gazów działająca na pierścień w kierunku osiowym,
- T_f – siła tarcia pierścienia o powierzchnię gładzi cylindrowej,
- B_x – siła bezwładności pierścienia wynikająca z przyjęcia inercyjnego układu współrzędnych,
- P_{fx} – siła ciśnienia w filmie olejowym znajdującym się pomiędzy pierścieniem a rowkiem tłoka,
- P_{kx} – siła kontaktu pomiędzy chropowatościami powierzchni pierścienia i półki rowka,
- m_p – masa pierścienia,
- x_p – położenie środka masy pierścienia względem tłoka.

Rozwiązanie powyższego równania pozwala na wyznaczenie osiowych przemieszczeń pierścienia w rowku.



Rys. 1. Schemat sił działających na uszczelniający pierścień tłokowy
 Fig. 1. Scheme of forces acting on the compression ring

Równanie równowagi sił działających na pierścień w kierunku promieniowym:

$$P_y + P_{fy} + P_{ky} + F_s = 0, \quad (2)$$

gdzie:

P_y – wypadkowa siła ciśnienia gazów działająca na pierścień w kierunku promieniowym,
 P_{fy} – siła ciśnienia w filmie olejowym znajdującym się pomiędzy pierścieniem a gładzią cylindrową,
 P_{ky} – siła kontaktu pomiędzy chropowatościami powierzchni pierścienia i gładzi cylindrowej,
 F_s – siła sprężystości pierścienia.

W bilansie sił działających na pierścień w kierunku promieniowym pominięto siłę tarcia pomiędzy pierścieniem i półką rowka oraz siłę bezwładności pierścienia przyjmując, że zarówno przyspieszenia jak i prędkości promieniowe pierścienia względem tłoka są małe.

Równanie równowagi momentów działających na pierścień w przekroju poprzecznym:

$$M_{P_x} + M_{P_y} + M_{P_{fx}} + M_{P_{fy}} + M_{P_{kx}} + M_{P_{ky}} + M_{T_f} = M_{op}, \quad (3)$$

gdzie:

M_{P_x} – moment sił ciśnienia gazów działających w kierunku osiowym,
 M_{P_y} – moment sił ciśnienia gazów działających w kierunku promieniowym,
 $M_{P_{fx}}$ – moment siły ciśnienia w filmie olejowym pomiędzy pierścieniem a rowkiem,
 $M_{P_{fy}}$ – moment siły ciśnienia w filmie olejowym pomiędzy pierścieniem a cylindrem,

M_{pkx} , M_{pky} – momenty pochodzące od sił kontaktu chropowatości powierzchni,
 M_{Tf} – moment siły tarcia pierścienia o powierzchnię gładzi cylindrowej,
 M_{op} – moment oporowy, wynikający ze sztywności skrętnej pierścienia.

Siła bezwładności B_x działająca na pierścień w kierunku osiowym oraz siła sprężystości pierścienia F_s wyznaczone są z następujących wzorów [2, 3]:

$$B_x = m_p \cdot R\omega^2 \left(\cos \varphi + \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right), \quad (4)$$

$$F_s = 2\pi P_s, \quad (5)$$

gdzie:

R – promień wykorbienia,
 L – długość korbowodu,
 ω – prędkość kątowna wału korbowego,
 φ – kąt obrotu wału korbowego
 P_s – siła styczna potrzebna do zamknięcia pierścienia w cylindrze.

Ciśnienia gazu w przestrzeniach między- i zapierścieniowych w modelu wyznaczone są niezależnie. Przyjęto, że przepływowi gazów w szczelnie pomiędzy bocznymi powierzchniami pierścienia i rowka towarzyszy liniowy spadek ciśnienia [2]. Natomiast ciśnienia gazów działających na niezwilżone olejem czołowe i boczne powierzchnie pierścienia, w przypadku kontaktu tej powierzchni z półką rowka, mają wartości stałe, równe ciśnieniom panującym w połączonych z nimi przestrzeniach między- lub zapierścieniowych (rys. 1). Wartości i miejsca przyłożenia sił ciśnienia gazów, działających na pierścień w kierunku osiowym i promieniowym, wyznaczone są z uwzględnieniem rozkładu ciśnień i pól powierzchni na które te ciśnienia działają.

Ciśnienie p_{fy} w filmie olejowym, powstające w wyniku tworzenia się klina smarnego oraz reakcji na wypadkową siłę dociskającą pierścień do gładzi cylindra, wyznaczone jest równaniem Reynoldsa dla jednokierunkowego przepływu cieczy lepkiej:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu u \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (6)$$

gdzie:

p – lokalna wartość ciśnienia w filmie olejowym,
 μ – lepkość dynamiczna oleju,
 h – lokalna wysokość szczeliny pomiędzy współpracującymi powierzchniami,
 u – prędkość osiowa tłoka,
 t – czas,
 x – współrzędna w kierunku osiowym pierścienia.

Warunkiem brzegowym jest równość wartości ciśnienia filmu olejowego na początku i końcu zwilżonego obszaru pierścienia z panującymi tam ciśnieniami gazów [7].

Ciśnienie p_{fx} powstające w warstwie oleju wyciskanej przez zbliżający się do półki pierścień, wyznaczana jest z równania Reynoldsa, w którym pominięto, jako małą, prędkość przemieszczeń promieniowych pierścienia w rowku:

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (7)$$

gdzie:

y – współrzędna w kierunku promieniowym pierścienia.

Lokalne naprężenia styczne występujące w filmie olejowym pomiędzy powierzchnią pierścienia tłokowego a gładzią cylindra, wyznaczane są ze wzoru:

$$\tau_x = \eta \frac{u}{h} - \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x}, \quad (8)$$

gdzie:

τ_x – naprężenie styczne w filmie olejowym.

Siłę tarcia w filmie olejowym T_f otrzymuje się całkując τ_x w granicach długości zwilżonego obszaru powierzchni czołowej pierścienia [6]:

$$T_f = \pi D \int_{x_1}^{x_2} \tau_x dx, \quad (9)$$

gdzie:

x_1, x_2 - granice zwilżonego obszaru czoła pierścienia.

Ciśnienie kontaktu z nierównościami powierzchni p_{ky} i p_{kx} wyznaczono za pomocą modelu Greenwood'a i Tripp'a, wykorzystywanego w uwzględniających tarcie mieszane modelach współpracy pierścienia z gładzią cylindrową [5, 6, 7]:

$$p_k = \begin{cases} 0 & h/\sigma > 4 \\ K_c \left(4 - \frac{h}{\sigma} \right)^z & h/\sigma < 4 \end{cases}, \quad (10)$$

gdzie:

h – wysokość szczeliny pomiędzy współpracującymi powierzchniami,

σ – średnie odchylenie kwadratowe złożonej chropowatości współpracujących powierzchni,

K_c – współczynnik zależny od właściwości powierzchni,

z – stała empiryczna.

Przy wyznaczaniu momentów skręcających pierścieni odpowiednie ramiona działania sił wyznaczano względem środka ciężkości pierścienia. Moment oporowy, wynikający ze sztywności skrętnej pierścienia, obliczany jest ze wzoru:

$$M_{op} = \pi DK(\alpha - \alpha_o), \quad (11)$$

gdzie:

D – średnica zewnętrzna pierścienia,
 K – sztywność skrętna przekroju pierścienia,
 α – kąt skręcenia pierścienia względem rowka,
 α_o – statyczny kąt skręcenia pierścienia.

Do wyznaczanie wartości jednostkowej sztywności skrętnej pierścienia K wykorzystano zależność podaną w [5]:

$$K = \frac{E \cdot H^3 \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right)}{3(D+d)}, \quad (12)$$

gdzie:

E - moduł Younga,
 H - wysokość pierścienia,
 D, d - średnice zewnętrzna i wewnętrzna pierścienia.

Rozwiązanie równania (3) z uwzględnieniem zależności (11) pozwala na wyznaczenie wartości dynamicznego kąta skręcenia pierścienia.

3. Opis rozwiązania numerycznego

Wartość kąta skręcenia profilu pierścienia ustalana jest w wyniku bilansu momentów poszczególnych sił działających na pierścień. Z kolei, punkt przyłożenia oraz wartość sił pochodzących od ciśnienia w filmie olejowym lub kontaktu z nierównościami powierzchni, w dużej mierze zależą od wyjściowego kąta skręcenia profilu pierścienia. Istniejąca interakcja wymusza prowadzenie obliczeń aż do uzyskania równowagi pomiędzy wartością kąta skręcenia, wynikającego z bilansu momentów sił, a wartościami tych momentów zależnych od kąta skręcenia. Ta równowaga musi być osiągnięta w każdym kroku obliczeniowym głównego modelu [3], którego długość wyrażona jest w jednostkach kąta obrotu wału korbowego.

Musi być również osiągnięta równowaga pomiędzy wypadkową siłą dociskającą pierścień do gładzi cylindra, a siłami reakcji: pochodzącą od ciśnienia w filmie olejowym oraz kontaktu z nierównościami powierzchni. Zmiana siły pochodzącej od ciśnienia w filmie olejowym wiąże się ze zmianą obliczeniowej grubości filmu olejowego oraz ze zmianą granic zwilżenia czoła pierścienia. W związku z tym, konieczne jest ustalenie drogą kolejnych przybliżeń w każdym kroku obliczeniowym, równowagi pomiędzy wskazanymi siłami. Ustalenie granic zwilżenia czoła pierścienia olejem, pociąga za sobą konieczność modelowania zjawiska zgarniania filmu olejowego, występującego w niektórych fragmentach cyklu obliczeniowego. Sposób rozwiązania przedstawionych problemów został przedstawiony w pracach [6, 7].

Podobnego podejścia wymaga analiza współpracy powierzchni pierścienia z powierzchnią półki tłoka. Występujące w tym miejscu zjawisko wyciskania filmu olejowego powoduje zmianę długości obszaru, na którym powierzchnia pierścienia zwilżona jest olejem. Również przy

współpracy pierścienia z półką tłoka, w każdym kroku obliczeniowym musi zaistnieć równowaga pomiędzy wypadkową siłą dociskającą pierścień do półki, a siłą reakcji zależną od grubości filmu olejowego oraz od granic zwilżenia powierzchni bocznej pierścienia.

4. Podsumowanie

W artykule przedstawiono matematyczny model przemieszczeń i skręceń pierścienia uszczelniającego w rowku pierścieniowym tłoka. W modelu uwzględniono, oprócz sił pochodzących od ciśnienia gazów, siły pochodzące od ciśnienia w filmie olejowym istniejącym zarówno pomiędzy pierścieniem a gładzią cylindrową jak również pomiędzy pierścieniem a boczną powierzchnią rowka. Uwzględniono również siły wynikające z kontaktu chropowatości powierzchni współpracujących elementów. Ponadto w modelu uwzględniono zużycie bocznych powierzchni pierścienia i rowka oraz statyczne skrócenie pierścienia. Model ten zostanie integrowany z opracowanym wcześniej modelem przepływu gazu przez uszczelnienie tłok-pierścienie-cylinder.

Opracowanie, w oparciu o opracowany model matematyczny, programu komputerowego pozwoli na lepsze rozpoznanie zjawisk towarzyszących działaniu uszczelnienia TPC. W szczególności oczekuje się, że opracowany model pozwoli na badania wpływu zużycia pierścienia i rowka oraz wpływu statycznego skrócenia pierścienia na przepływ gazu i oleju przez uszczelnienie oraz przemieszczenia pierścienia w rowku.

Literatura

- [1] Keribar, R., Dursunkaya, Z., Flemming, M. F., *An Integrated Model of Ring Pack Performance*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113, pp. 382-389, Trans. ASME 1991.
- [2] Koszałka, G., *Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 1: A mathematical model*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI, No. 2, pp. 245-257, 2004.
- [3] Koszałka, G., *Modelling the blowby in internal combustion engine, Part 2: Primary calculations and verification of the model*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LI, No. 4, pp. 595-607, 2004.
- [4] Smoczyński, M., Sygniewicz, J., *Analiza odkształceń mechanicznych pierścienia tłokowego*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN Oddz. Kraków, Z. 8, s. 147-157, 1996.
- [5] Tian, T., Noordzij, L. B., Wong, V. W., Heywood J. B., *Modeling Piston-Ring Dynamics, Blowby and Ring-Twist Effects*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, No 4, pp. 843-854, Trans. ASME 1998.
- [6] Wolff, A., Piecha, J., *Numerical simulation of piston ring pack operation*. Proceedings of The International Congress on Combustion Engines, Paper PTNSS P05-C076, Bielsko-Biała 2005.
- [7] Wolff, A., Piecha, J., *Numerical simulation of piston ring pack operation in the case of mixed lubrication*, The Archive of Mechanical Engineering, Vol. LII, No. 2, pp. 157-190, 2005.

Praca finansowana ze środków KBN jako projekt badawczy nr 4T12D01126

