

## OBCIĄŻENIE I ZUŻYCIE TULEI CYLINDROWEJ W SILNIKU SPALINOWYM

Krzysztof Miksiewicz

*Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn  
Politechnika Wroclawska  
ul. Łukaszewicza 7/9, 50-371 Wrocław*

### **Abstract**

*Sliding machine ties of the internal combustion engine, by reason of intensive wear are of basic importance during utilization. It is therefore important to understand processes occurring in the tribological couples, which play an important role in the wear mechanisms.*

*In this paper factors have an effect cylinder liner with piston rings which play a basic sliding machine ties. Results obtained for mechanical load, a heat, a rotational speed, an effective pressure, kind of friction, lubricating factors as well as constructional and assembly agents are presented. The numerical analysis was done by boundary elements method and applies the BEASY software code. The modelling processes of the loads cylinder liners and wears gliding system with wear of the piston ring makes the serious competition for research on real objects, shortening the time and decreasing the cost of research. The key-part performs in this regard computer simulations. Performed work lets on statement that the greatest influence on load of the cylinder liner have temperatures carried out in combustion chamber during the engine work.*

### **Streszczenie**

*Węzły ślizgowe w silniku spalinowym z powodu intensywnego zużycia mają podstawowe znaczenia podczas eksploatacji. Dlatego ważnym jest wyjaśnienie procesów występujących w trybologicznych parach, które odgrywają istotną rolę w mechanizmie zużycia.*

*W artykule tym opisano czynniki wpływające na zużycie tulei cylindrowej, która wraz z pierścieniem tłokowym stanowi podstawowy węzeł ślizgowy. Przeanalizowano wpływ obciążenia mechanicznego, obciążenia cieplnego, prędkości obrotowej, ciśnienia użytecznego, rodzaju tarcia, czynniki smarowe, konstrukcyjne i montażowe. Przeprowadzono obliczenia dotyczące obciążeń mechanicznych i cieplnych, które pozwoliły na założenie rzeczywistych warunków brzegowych pracy tulei. Analizę obliczeniową wykonano za pomocą metody elementów brzegowych i z wykorzystaniem systemu komputerowego BEASY. Modelowanie procesów obciążeń tulei cylindrowych i zużycia układu ślizgowego ze zużyciem pierścienia tłokowego stanowi poważną konkurencję dla badań na rzeczywistych obiektach, skracając czas i obniżając koszt badań. Kluczową rolę odgrywają w tym względzie symulacje komputerowe. Wykona praca pozwala na stwierdzenie, że największy wpływ na obciążenie tulei cylindrowej mają temperatury wywiązywane w komorze spalania podczas pracy silnika.*

### **1. Wstęp**

Silny rozwój przemysłu samochodowego narzuca coraz większe wymagania, w celu zaspokojenia coraz bardziej rygorystycznych przepisów ustawodawczych odnośnie ruchu drogowego, jak również rosnącej konkurencji na rynku samochodowym i zwiększonego oczekiwania użytkowników pojazdów. To z kolei wymaga od konstruktorów opracowywania coraz to nowszych, trwałych i niezawodnych rozwiązań. Tak więc, duże znaczenie ma odpowiednie zaprojektowanie układu napędowego, a w szczególności silnika spalinowego. Ze względu na charakter pracy, obok innych podsystemów silnika, istotne znaczenie ma węzeł

ślizgowy: pierścień tłokowy - tuleja cylindrowa. Poważnym, ciągle otwartym, problemem konstrukcyjnym jest trwałość i niezawodność pracy tego węzła, które maleją z czasem eksploatacji. Dlatego też, ważnym jest dokonać wnikliwej analizy czynników wpływających na zużycie tego węzła ślizgowego silnika spalinowego.

Mechanizmy wpływające na zużycie elementów można sklasyfikować w dwóch kategoriach:

- mechanizmów fizycznych, które obejmują adhezję, zacieranie, zużycie ściernie, wygładzenie otworu tulei i kawitację;
- korozję chemiczną.

Oba mechanizmy mogą działać niezależnie lub razem w zależności od zmian parametrów występujących w czasie pracy silnika.

Podczas pracy silnika elementy otaczające komorę spalania stykają się bezpośrednio z czynnikiem roboczym, którego temperatura jak i ciśnienie zmieniają się okresowo w bardzo szerokim zakresie. Maksymalne temperatury w silniku o zapłonie samoczynnym mogą osiągać 2300 do 2800 <sup>0</sup>K w określonym obszarze cyklu roboczego, natomiast średnie temperatury mogą przekraczać nawet 1200 <sup>0</sup>K. Powoduje to, że warunki pracy elementów otaczających komorę spalania są niezwykle trudne, co sprawia, że zastosowane w nich materiały muszą charakteryzować się wysoką wytrzymałością w podwyższonych temperaturach, a jednocześnie zapewniać skuteczne odprowadzanie ciepła do układu chłodzenia, tak aby temperatury maksymalne nie przekroczyły wartości dopuszczalnych dla danego materiału.

Na obecnym etapie rozwoju technik obliczeniowych, w przeważającej mierze dominuje modelowe badanie procesów zachodzących w trakcie eksploatacji maszyny. Badania takie mogą być przeprowadzane na modelach fizycznych, w których badane są procesy tego samego rodzaju, jak w obiekcie naturalnym, lub też na modelach matematycznych, które charakteryzują się tym, że mają identyczny zapis matematyczny, jak badany proces. Dynamiczny rozwój techniki obliczeniowej spowodował szerokie zainteresowanie metodami numerycznymi, których wcześniejsze wykorzystanie stawało się problematyczne ze względu na żmudne obliczenia i sporą ilość czasu na nie poświęconą. Pomimo tego, że w porównaniu z metodami analitycznymi uzyskujemy wyniki dla jednego konkretnego przypadku, nie zaś rozwiązanie ogólne, metody te umożliwiają analizę problemu przy zastosowaniu mniejszej ilości założeń upraszczających, co w efekcie zbliża nas do określenia faktycznego stanu występującego w badanym zjawisku. Wydaje się, że metody numeryczne stanowią szybszą i tańszą drogę rozwiązywania skomplikowanych problemów współczesnej nauki.

## **2. Warunki obciążenia tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego**

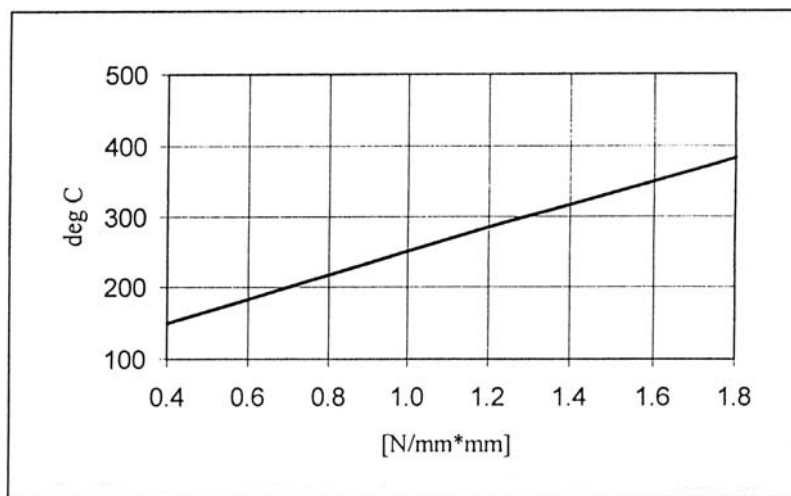
### **2.1. Obciążenia mechaniczne**

Istotnym czynnikiem, wpływającym na zużycie układu pierścień tłokowy - tuleja cylindrowa, są obciążenia wynikające z oddziaływania sił na pierścień tłokowy podczas pracy. Występuje zmienność rozkładu nacisków wynikająca z geometrii pierścienia jak i przemieszczania się pierścienia. Należy podkreślić, że chwilowe rozkłady sił działających na pierścień tłokowy są różne, przy różnych położeniach pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej. Siły bezwładności, w drugiej połowie suwu sprężania i wydechu oraz pierwszej połowie suwu rozprężania i ssania, dążą do oderwania pierścienia od dolnej powierzchni rowka pierścieniowego i przeniesienia go na górną powierzchnię. W pozostałych cyklach pracy pierścień jest dociskany do dolnych powierzchni rowka pierścieniowego. Obciążenia jakim poddawana jest podczas pracy tuleja cylindrowa pochodzą od : ciśnienia czynnika roboczego; sił bocznych i poprzecznych oraz wahliwych ruchów, a także wynikają z montażu. Obciążenia sił bocznych i poprzecznych oraz wahliwych ruchów tłoka mają charakter dynamiczny i są przyczyną znacznych koncentracji naprężeń w tulei cylindrowej. Obciążenia montażowe zależą przede wszystkim od konstrukcji

tulei cylindrowej i powstają w wyniku ściskania przez głowicę poprzez napięcie śrub głowicowych oraz w wyniku odkształceń bloku silnika.

## 2.2. Obciążenia cieplne

Wymiana ciepła w warstwie wierzchniej cylindra i pierścienia tłokowego zależy od smarowania, natury styków i od rozłożenia temperatury pomiędzy powierzchniami ślizgowymi. Obciążenia cieplne elementów układu tłok - pierścień tłokowy - cylinder uzależnione są silnie od parametrów pracy silnika. Wzrost średniego ciśnienia efektywnego jest równoznaczny z wydzielaniem większej ilości ciepła, co ma wpływ na poziom temperatur pierścienia i cylindra. Na rysunku 1 przedstawiono wpływ obciążenia silnika na wartości maksymalnych temperatur tulei cylindrowej (silnik doładowany ZS). Wzrost temperatury elementów ślizgowych obniża lepkość oleju powodując zwiększenie ich intensywności zużycia. Tym niemniej, zbyt niskie temperatury i zbyt niskie przehłodzenie silnika, w wyniku dużej lepkości oleju, również przyczyniają się do zwiększonej intensywności zużycia; co można zaobserwować w okresie rozruchu. Zróżnicowany rozkład temperatury może mieć znaczny wpływ na zwiększenie nacisków jednostkowych, wywieranych przez pierścień tłokowy na tuleję cylindrową. Przy czym, istotny jest fakt, że najwyższe temperatury pierścienia tłokowego występują w okolicy zamka. Przekroczenie granicznej wartości obciążenia cieplnego, prowadzi do przekroczenia nośności filmu olejowego, tworzącego się pomiędzy współpracującymi powierzchniami, wskutek czego może nastąpić metaliczny kontakt współpracujących elementów.



Rys. 1. Temperatury na tulei w funkcji średniego ciśnienia użytecznego  
Fig. 1. Temperatures on liner in the function of the average useful pressure

Należy zaznaczyć, że w praktyce obciążenia nigdy nie są rozłożone równomiernie na obwodzie cylindra, z wyjątkiem obciążeń od ciśnienia czynnika roboczego. Obciążenia osiowe cylindra, pochodzące od napięcia wstępnego śrub mocujących głowicę cylindra, rozłożone są nierównomiernie na obwodzie ze względu na skończoną sztywność głowicy, a przede wszystkim ze względu na różnicę, jakie mogą wystąpić na skutek nierównomiernego napięcia śrub podczas dokręcania. Poza tym nacisk ten może być rozłożony nierównomiernie na skutek różnej sztywności uszczelki pod głowicą.

### 3. Modelowanie obciążeń tulei cylindrowej

#### 3.1. Założenia wstępne

W pracy została przeprowadzona analiza obciążeń mechanicznych i cieplnych tulei cylindrowej wysokoprężnego silnika typu MD 111E. Z uwagi na charakter badanego elementu i postać warunków brzegowych, założono budowę modelu umożliwiającego zaawansowaną analizę obciążeń osiowo niesymetrycznych pochodzących od parametrów procesu spalania (ciśnienie i temperatura) i obciążeń konstrukcyjnych wywołanych montażem tulei w silniku. Przeprowadzone obliczenia miały na celu porównanie wyników otrzymanych w przypadku obciążenia symetrycznego i niesymetrycznego.

Parametry techniczne wyżej wspomnianej jednostki napędowej są następujące:

Ilość cylindrów, układ	6, rzędowy, pionowy, czterosuwowy, doładowany
Średnica cylindra / Skok tłoka	127,196 mm / 146,05 mm
Pojemność skokowa	11,1 dm <sup>3</sup>
Stopień sprężania	16,5
Moc	235/275 kW przy 2100 obr./min
Moment	1250/1400 Nm przy 1400 obr./min

Wybór jednej z sześciu tulei cylindrowych do przeprowadzenia analizy, oparty został na warunkach pracy jakie mają miejsce w omawianym silniku. Założono, że analizie zostanie poddana tuleja, której warunki pracy są ekstremalne (obciążenia mechaniczne i cieplne) i mają największy wpływ na konstrukcję tulei. Kryterium obciążenia kołnierza tulei, pochodzące od sił napięcia wstępnego śrub mocujących głowicę, okazało się niedostateczne ponieważ rozkład momentów działających na tuleję jest w jednakowy dla wszystkich rozpatrywanych przypadków [6]. Ostatecznie przyjęto, jako główne kryterium wyboru obciążenie cieplne.

Obliczenia obciążeń tulei zostały przeprowadzone dla trzech różnych stanów:

1. stan uwzględniający tylko obciążenia związane z montażem tulei w silniku,
2. stan uwzględniający montaż tulei i obciążenia związane z procesem spalania zadane w sposób symetryczny,
3. stan uwzględniający montaż tulei i obciążenia związane z procesem spalania zadane w sposób niesymetryczny.

Kąt OWK dla którego zostały przeprowadzone analizy wynosi 200<sup>o</sup>, i został wytypowany na podstawie wykresów przebiegu zmian ciśnienia i temperatury w komorze spalania [6]. Analiza termiczna sporządzona dla ustalonego stanu przewodzenia ciepła miała na celu określenie średnich temperatur i ich rozkładu występujących w tulei podczas pracy silnika. Uzyskane wyniki pozwoliły ocenić wielkość i wpływ poszczególnych rodzajów obciążeń na wytrzymałość tulei.

#### 3.2. Modele geometryczne

Definiowanie geometrii obiektu w systemie *BEASY* odbywa się za pomocą układu punktów, linii i powierzchni opisujących reprezentację geometryczną badanego obiektu. Geometria modelu 2D i AX reprezentowana jest przez linie, łuki i krzywe, natomiast modele 3D przez trójkąty, czworokąty i powierzchnie zdefiniowane prostymi i łukami.

Ze względu na charakter systemu mającego wpływ na dokładność przeprowadzonej analizy długości odcinków opisujących brzeg obiektu musiały być wymiarowo zbliżone do siebie. Do budowy geometrii omawianego modelu użyto systemu CAD eksportującego pliki w formacie IGES. Długości odcinków na wewnętrznej powierzchni tulei cylindrowej równe są odległości

korony tłoka od górnej krawędzi tulei cylindrowej w funkcji obrotu wału korbowego, w celu dokładnego zadania warunków brzegowych pochodzących od zmian ciśnienia i temperatury w komorze spalania.

### 3.3. Warunki materiałowe

Każdy zastosowany w budowie modelu element musi mieć przyporządkowane pewne charakterystyczne wielkości materiałowe. W przypadku tulei jest to żeliwo stopowe. Zakłada się, że materiał jest izotropowy i jego parametry są jednakowe we wszystkich kierunkach ( $\lambda_x = \lambda_y = \lambda_z = \lambda$ ). Z uwagi na zakres temperatur występujących w komorze spalania przyjęto następujące dane materiałowe modelu tulei:

	C 3,0 – 3,5 %
	Si 2,5 – 3,0 %
Żeliwo stopowe (skład chemiczny):	Mn 0,6 – 1,0 %
	P 0,4 – 0,6 %
Gęstość $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$7,3 \cdot 10^3$
Moduł Younga [Pa]	$1 \cdot 10^{11}$
współczynnik Poissona	0,27
Liniowy współczynnik rozszerzalności cieplnej	$1,2 \cdot 10^{-5}$
współczynnik przewodzenia ciepła [W/mK]	38

### 3.4. Modele obliczeniowe

Po zdefiniowaniu geometrii tulei cylindrowej, nastąpił podział badanego obiektu na elementy brzegowe typu liniowego. Został on przeprowadzony ręcznie w celu zachowania ciągłości podziału i kontrolowania liczby elementów, co ma znaczący wpływ na dokładność przeprowadzonych analiz. Wzdłuż tworzącej tulei i w jej kołnierzu zadeklarowano wewnętrzne punkty, względem których określano wpływ obciążeń na konstrukcję tulei. W rezultacie zbudowane modele charakteryzują się następującymi wielkościami:

902 punkty, 1154 linii, 776 płaszczyzn, 3694 elementów, 96 stref, 64 wewnętrzne punkty.

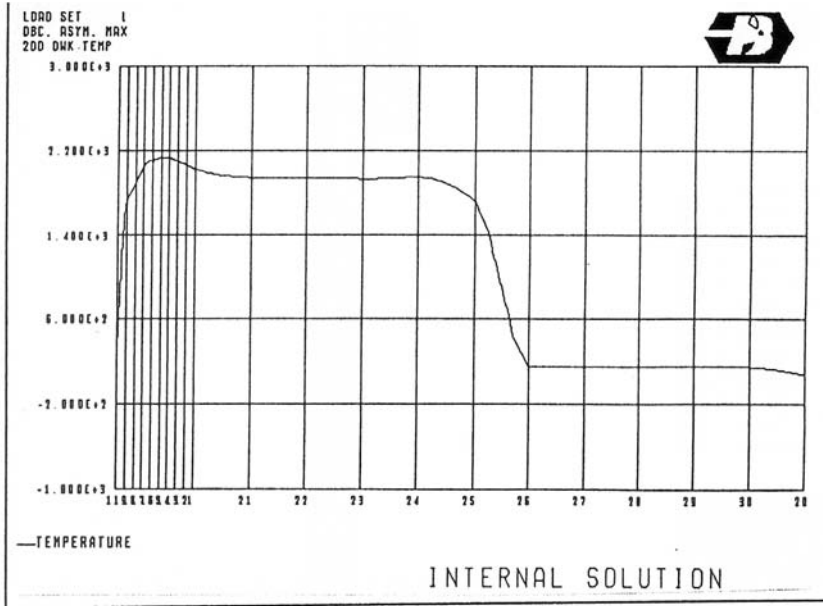
### 3.5. Warunki początkowe

Warunki początkowe sprowadzają się do określenia temperatury elementów modelu w chwili  $t_0$ . Został przyjęty równomierny rozkład temperatur wewnątrz modelu w każdym jego punkcie. Założona wartość temperatury  $T_0 = 20$  °C.

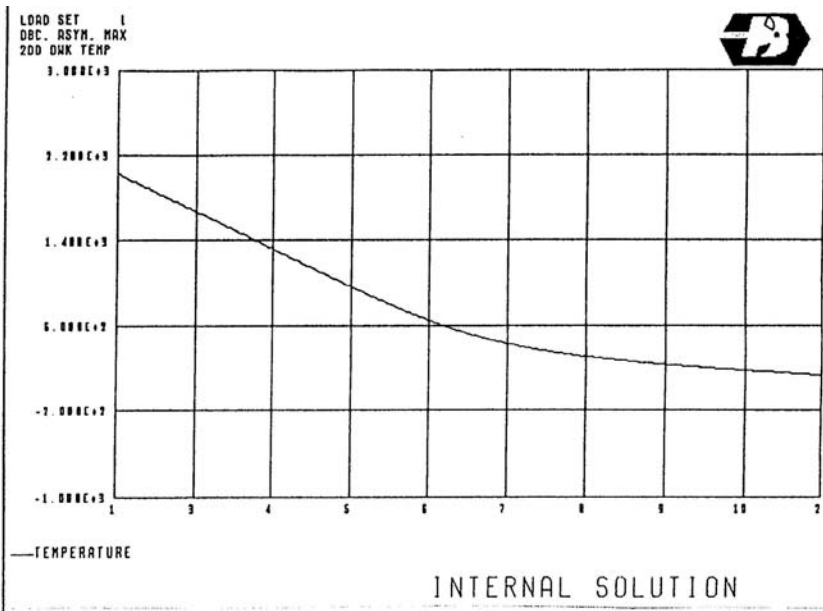
### 3.6. Warunki brzegowe

Dla poprawności i dokładności otrzymanych wyników niezwykle ważne znaczenie ma określenie warunków brzegowych tzn. takich, przy których odbywa się kontakt zewnętrznych punktów modelu z otoczeniem. W przypadku obciążenia cieplnego tulei przyjęto warunki brzegowe trzeciego rodzaju. W zbudowanych modelach, warunki brzegowe związane z montażem tulei i procesem spalania, zostały zadane na podstawie wcześniej przeprowadzonych obliczeń. Szczegółowe wartości przyjętych warunków brzegowych przedstawiono w [6].

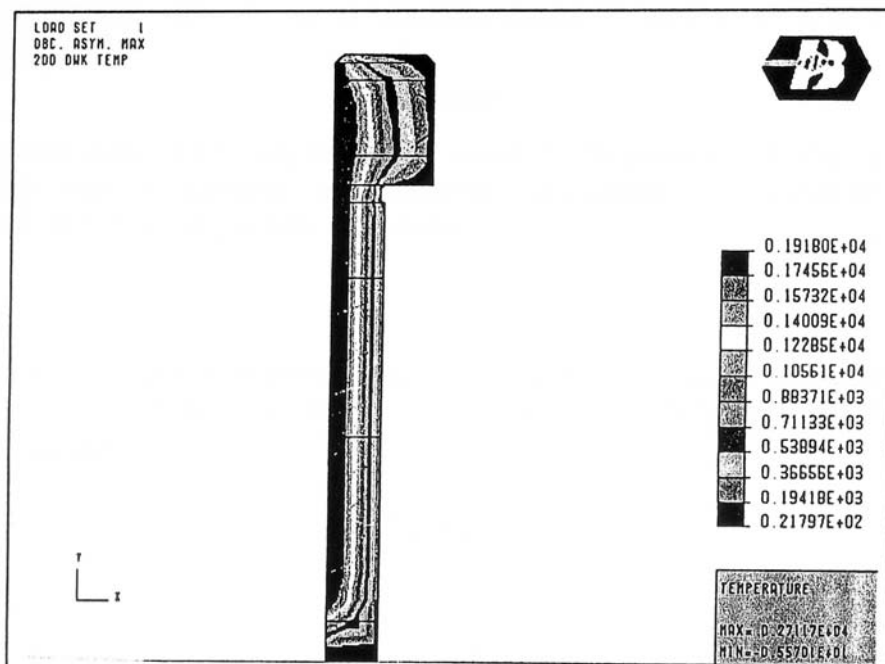
### 3.7. Przykładowe wyniki



Rys. 2. Rozkład temperatury wzdłuż tulei  
Fig. 2. Distribution of the temperature along liner



Rys. 3. Rozkład temperatury wzdłuż kołnierza tulei  
Fig. 3. Distribution of the temperature along flange liner



Rys. 4. Rozkład temperatury w górnej części tulei  
Fig. 4. Distribution of the temperature in the head liner

#### 4. Model zużycia pary ślizgowej tuleja cylindrowa – pierścień tłokowy

Przebieg zjawisk na styku pierścienia tłokowego - tuleja cylindrowa, w większości przypadków ma charakter stochastyczny. Aby uprościć model, nie wpływając znacznie na zmniejszenie dokładności otrzymanych wyników, można przyjąć wartość oczekiwaną za zdeterminowaną. Ponieważ celem budowanego modelu jest stworzenie narzędzia służącego do określania zużycia, występującego na styku pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej budowany model musi stanowić model dynamiczny, co podyktowane jest akumulacyjnym charakterem zużycia, w odniesieniu do czasu jego trwania.

Model matematyczny systemu dynamicznego, charakteryzujący się własnościami akumulacyjnymi, stanowi równanie stanu, w postaci układu równań różniczkowych rzędu pierwszego:

$$\frac{dx(t)}{dt} = f[x(t), m(t)] .$$

Dokonując wnikliwej analizy relacji występujących pomiędzy poszczególnymi czynnikami, wpływającymi na zużycie, można przedstawić równanie stanu w następującej postaci:

$$\frac{dh(x)}{dt} = I(x - x') .$$

Powyższe równanie określa chwilowy stopień wzrostu głębokości zużycia, względem drogi którą pokonuje, w czasie jej trwania. Opisuje związek między stanem głębokości zużycia  $h(x)$ , a wielkością wejściową, którą stanowi intensywność zużycia  $I(x - x')$  w funkcji przemieszczenia. Całkując powyższe równanie można otrzymać skumulowaną głębokość zużycia wywołaną przejściem pierścienia względem tulei:

$$\Delta h(x) = \int I(x - x') dt .$$

Natomiast głębokość zużycia po określonym czasie T można wyrazić równaniem w następującej postaci:

$$H = \Delta h(x) \cdot i ,$$

gdzie:  $i$  oznacza ilość suwów uzyskanych w czasie T. Na podstawie badań trwałościowych silnika spalinowego o zapłonie samoczynnym opracowano dwa matematyczne modele zużycia pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej.

#### 4.1. Model 1

Określenie trwałości badanego węzła, przy wybranych parametrach, można dokonać przy pomocy równań funkcji regresji, rozwiązywanych metodą linearyzacji. Liniowy układ opisuje wzór postaci:

$$\frac{\partial F(x^0)}{\partial x} = H + F(x^0) = 0 ,$$

gdzie:

$$H = \begin{bmatrix} h_1 \\ \vdots \\ h_j \end{bmatrix} ,$$

$$F(x^0) = \begin{bmatrix} f_1(x_1^0 \dots x_i^0) \\ \vdots \\ f_j(x_1^0 \dots x_i^0) \end{bmatrix} ,$$

$$\frac{\partial Fx^0}{\partial x} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1}(x_1^0 \dots x_i^0); \dots \frac{\partial f_1}{\partial x_i}(x_1^0 \dots x_i^0) \\ \vdots \\ \frac{\partial f_j}{\partial x_1}(x_1^0 \dots x_i^0); \dots \frac{\partial f_j}{\partial x_i}(x_1^0 \dots x_i^0) \end{bmatrix} ,$$

a  $h_1, h_j$  stanowią wartość przybliżeń oraz  $x_1, x_i$  to zmienne parametry pracy silnika. Ponieważ metoda ta jest iteracyjną, to znając  $x^r$  określamy  $x^{r+1}$  wg równania:

$$x^{r+1} = x^r + H .$$

W każdej iteracji należy obliczyć  $\frac{\partial F}{\partial x}$  i rozwiązać układ liniowy definiujący H.

#### 4.2. Model 2

Drugi przykład wywodzi się z matematycznego zapisu systemu dynamicznego o własnościach dynamicznych, tzn. oparty jest na równaniu różniczkowym rzędu pierwszego w postaci przedstawionej powyżej. W tym przypadku, określenie zużycia na styku współpracujących ze sobą elementów, oparte jest na następującym równaniu:



$$H = \frac{1}{60} c \cdot S \cdot n \cdot T,$$

gdzie H wyraża głębokość zużycia po określonym czasie T; S to skok tłoka; n stanowi prędkość obrotową; a c reprezentuje współczynnik parametrów wpływających na zużycie, wybranych elementów układu. Współczynnik c obejmuje parametry elementu podlegającego pomiarowi  $p_{1n}$ , parametry elementu przeciwpary  $p_{2n}$  i parametry ogólne  $p_n$ , doprowadzając równanie do następującej postaci:

$$H = \frac{1}{60} \cdot p_{1n} \cdot p_{2n} \cdot p_n \cdot S \cdot n \cdot T.$$

W celu otrzymania poprawnych rezultatów, przewidywanej głębokości zużycia, przy wykorzystaniu tego równania, pomiędzy parametry ogólne, wprowadzono parametr uwzględniający rodzaj mierzonego elementu rozróżniający czy pomiarowi podlega pierścień tłokowy czy też tuleja cylindrowa.

## 5. Uwagi i wnioski końcowe

Modelowanie procesów obciążeń tulei cylindrowych i zużycia układu ślizgowego ze zużyciem pierścienia tłokowego stanowi poważną konkurencję dla badań na rzeczywistych obiektach, skracając czas i obniżając koszt badań. Kluczową rolę odgrywają w tym względzie symulacje komputerowe.

Modelowanie zużycia pary pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej, w silniku spalinowym, pociąga za sobą następujące stwierdzenia:

1. Prawidłowo zbudowany model stanowi kompromis pomiędzy maksymalnie małą liczbą zmiennych i parametrów wejściowych, a stosunkowo jak największą dokładnością.
2. Przebieg zjawisk na styku pierścienia tłokowego – tuleja cylindrowa, w większości wypadków, ma charakter stochastyczny. Tym niemniej, nie wpływając istotnie na dokładność otrzymanych wyników, można przyjąć wartość oczekiwaną za zdeterminowaną.
3. Największy wpływ na obciążenie tulei cylindrowej mają temperatury wywiązywane w komorze spalania podczas pracy silnika.
4. Sposób zadania warunków brzegowych (symetryczny, asymetryczny) ma znaczący wpływ na poprawność uzyskanych wyników.
5. Model zużycia pary pierścienia tłokowego – tuleja cylindrowa, ze względu na dynamiczny i akumulacyjny charakter procesu, powinien być zapisany w postaci układu równań różniczkowych rzędu pierwszego (model 2). Tym niemniej, równania funkcji regresji (model 1) dają wyniki bardziej zbliżone do rzeczywistych.
6. Opracowanie odpowiedniego pakietu oprogramowania wymaga stworzenia odpowiednio dużej bazy danych, co z kolei wymaga przeprowadzenia wielu długotrwałych i kosztownych badań, oraz weryfikacji ich rezultatów, z wynikami otrzymanymi po przeprowadzeniu symulacji komputerowej, co może znacznie ograniczyć ilość niezbędnych badań.

## Literatura

- [1] Miksiewicz, K., *Algorytm rozwiązywania funkcji zużycia pary tuleja cylindrowa – pierścień tłokowy*, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wrocławska, Wrocław 1983.
- [2] Miksiewicz, K., Abied, T., *Model zużycia układu pierścienia tłokowego – tuleja cylindrowa w silniku spalinowym* – IV Międzynarodowa Konferencja Naukowa „Computer Aided Engineering”, 1998.

- [3] Miksiewicz, K., *Analiza wpływu parametrów pracy silnika spalinowego na zużycie węzłów ciernych*, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechnika Wroclawska, Wrocław 1982.
- [4] Cipollone, R., *Unsteady heat transfer in reciprocating I.C.E; Some considerations on thermal fields modelling*. Int. Journal of Vehicle Design, Vol. 15, Nos. ½ pp. 71-80, 1994.
- [5] Eyre, T. S., Dutta K., Davis F., *Characterization and simulation of wear occurring in the cylinder bore of the internal combustion engine*. Tribol. Intern. 23, 1, 1-17, 1999 .