

**Andrzej Kaźmierczak**

# **Tarcie i zużycie zespołu tłok–pierścienie–cylinder**

Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej

**Andrzej Kaźmierczak**

**Tarcie w ruchu posuwisto-zwrotnym  
zespołu tłok–pierścienie–cylinder**

Wrocław 2005

*zespół tłok–pierścienie–cylinder,  
swobodna energia powierzchniowa,  
tarcie, zużycie,*

Andrzej KAŻMIERCZAK\*

## TARCIE I ZUŻYCIE ZESPOŁU TŁOK–PIERŚCIENIE–CYLINDER

W pracy określono wpływ swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych na straty energii na tarcie oraz zużycie pary trącej wykonującej ruch posuwisto-zwrotny z funkcją uszczelniającą. Opiszano istotę zjawisk zachodzących na granicach fazowych elementów pary trącej. Przedstawiono metody szacowania wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej, formułując własne zależności matematyczne oparte na właściwościach materiałowych. Omówiono składowe swobodnej energii powierzchniowej, określając ich rolę w zjawiskach zachodzących na granicach fazowych. Przedstawiono sposoby obliczania i pomiaru wartości tych składowych.

Omówiono zagadnienia tarcia i zużycia zespołu tłok–pierścienie–cylinder silnika spalinowego. Opiszano problem z uwzględnieniem wielu aspektów. Skupiono uwagę na zagadnieniach nacisków występujących w zespole oraz przedstawiono mechanizm oddzielenia pierścieni od gładzi cylindrowej. Przedstawiono straty energii na tarcie i opisano zużycie zespołu tłok–pierścienie–cylinder, będące efektem procesów tarcia. Omówiono obciążenia cieplne i lokalne gradienty temperatury w aspekcie przewodności cieplnej elementów zespołu, a w tym pierścieni tłokowych z powłokami.

Dowodząc celu poznawczego o istotnym wpływie swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych na straty energii na tarcie i zużycie, przeprowadzono badania na tribotesterze. Zdefiniowano wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych, wykonując elementy pary trącej. Przeprowadzono analizę wyników pomiarów na tribotesterze, wykazując słuszność sformułowanego celu poznawczego.

Cele użytkowe to dobór materiałów, opracowanie rzeczywistej pary trącej oraz przygotowanie wdrożenia do produkcji. Realizując cel użytkowy, wykonano nową parę trącą uszczelniającą pierścieni tłokowych–tuleja cylindrowa zespołu tłok–pierścienie–cylinder silnika spalinowego. Opracowana para trąca może być stosowana zarówno w silnikach spalinowych, jak i innych urządzeniach, w których element roboczy wykonuje ruch posuwisto-zwrotny. Przykładowa para trąca powstała jako efekt trzyetapowych prac badawczych. W ich skład weszły symulacyjne badania numeryczne, wstępne badania na obiekcie rzeczywistym oraz zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym.

Pozytywne wyniki prac badawczych dowiodły słuszności zastosowania dodatkowego czynnika doboru powierzchni par trących, którym jest swobodna energia powierzchniowa i jej składowe.

---

\* Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, 50-370 Wrocław, Wybrzeże Wyspiańskiego 27.

## Podstawowe symbole

$A$	– powierzchnia międzyfazowa,
$A_{11}$	– stała Hamakera dla dwóch ciał tego samego materiału oddziałujących ze sobą w próżni,
$ax$	– kierunek poosiowy; wzdłuż osi tulei cylindrowej,
$B$	– indukcja magnetyczna,
$D$	– średnica cylindra,
$E$	– moduł sprężystości Younga,
$F_{ax}$	– suma sił działających w kierunku poosiowym,
$F_B$	– siła bezwładności,
$F_{Gaz}$	– siła gazowa,
$F_{hydr}$	– siła oddziaływania hydrodynamicznego,
$F_r$	– siła oddziaływań międzycząsteczkowych na odległości $r$ ,
$F_{spr}$	– siła własnej sprężystości pierścienia,
$F_T$	– siła tarcia,
FSN	– stopień dymienia silnika spalinowego,
$G$	– moduł sprężystości poprzecznej,
$g$	– przyspieszenie ziemskie,
$G_e$	– godzinowe zużycie paliwa silnika spalinowego,
$g_e$	– jednostkowe zużycie paliwa silnika spalinowego,
$g_p$	– grubość promieniowa pierścienia,
$H$	– wysokość osiowa pierścienia,
$h$	– lokalna grubość filmu olejowego,
$HV$	– twardość mierzona metodą Vickersa,
$K$	– moduł sprężystości objętościowej.
$L$	– część wysokości osiowej pierścienia stykająca się z filmem olejowym,
$M$	– moment magnetyczny,
$M_o$	– moment obrotowy silnika spalinowego,
$m$	– szerokość zamka pierścienia w stanie swobodnym,
$m_p$	– masa pierścienia,
$N_e$	– moc efektywna silnika spalinowego,

---

$n$	– liczba cząsteczek lub jonów danej substancji,
OWK	– stopień obrotu wału korbowego silnika spalinowego,
$p$	– ciśnienie,
$p_1$	– ciśnienie nad pierścieniem,
$p_2$	– ciśnienie pod pierścieniem,
$p_{\text{atm}}$	– ciśnienie atmosferyczne,
$p_c$	– ciśnienie za pierścieniem,
$p_e$	– ciśnienie efektywne silnika spalinowego,
$p_d$	– ciśnienie miejscowe na powierzchni dolnej półki pierścienia,
$p_g$	– ciśnienie miejscowe na powierzchni górnej półki pierścienia,
$p_k$	– ciśnienie gazu w zbiorniku,
$p_v$	– średnie ciśnienie w filmie olejowym,
PAPVD	– próżniowo wspomagane fizyczne osadzanie z fazy gazowej,
PVD	– fizyczne osadzanie z fazy gazowej ( <i>Physical Vapour Deposition</i> ),
$R$	– stała gazowa,
$r_0$	– odległość między środkami cząsteczek pozostających w równowadze sił przyciągania i odpychania,
$rad$	– kierunek promieniowy; prostopadły do osi cylindra,
$S$	– entropia,
SEM	– skaningowy mikroskop elektronowy,
SWW	– struktura warstwy wierzchniej,
$T$	– temperatura,
$T_m$	– temperatura topnienia metalu,
$t$	– czas,
TiN	– azotek tytanu,
TPC	– tłok, pierścienie tłokowe, cylinder,
$V$	– objętość,
$w$	– wewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony skrzyni korbowej),
WW	– warstwa wierzchnia,
$W_a$	– praca adhezji; ilość energii niezbędna do utworzenia jednostkowych powierzchni cieczy i ciała stałego w wyniku ich rozdziału,
$W_k$	– praca kohezji; ilość energii niezbędna do rozerwania np. słupa tej samej fazy o jednostkowej powierzchni,
$x$	– współrzędna pozioma,
$y$	– współrzędna pionowa,
$z$	– zewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony komory spalania),
$z_{\text{min}}$	– minimalna grubość filmu olejowego,

---

ZI	– zapłon iskrowy,
ZS	– zapłon samoczynny,
ZZ	– zwrot zewnętrzny tłoka w tulei cylindrowej; od strony komory spalania,
ZW	– zwrot wewnętrzny tłoka w tulei cylindrowej; od strony wału korbowego,
$\alpha_p$	– współczynnik przejmowania ciepła,
$\alpha, \beta, \sigma$	– fazy,
$\kappa$	– współczynnik przemiany izotermicznej,
$\Delta p$	– różnica ciśnień,
$\mu$	– współczynnik tarcia,
$\mu_i$	– potencjał chemiczny,
$\eta$	– współczynnik lepkości dynamicznej,
$\tau$	– naprężenia styczne,
$\gamma$	– napięcie międzyfazowe,
$\gamma^d$	– składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej,
$\gamma^h$	– składowa wiązań wodorowych swobodnej energii powierzchniowej,
$\gamma_L$	– swobodna energia powierzchniowa cieczy pomiarowej,
$\gamma_{LV}$	– swobodna energia powierzchniowa cieczy w równowadze z parą nasyconą cieczy,
$\gamma_m$	– napięcie powierzchniowe metalu w temperaturze topnienia $T_m$ ,
$\gamma^m$	– składowa wiązań metalicznych swobodnej energii powierzchniowej
$\gamma^o$	– inne składowe swobodnej energii powierzchniowej, w tym wiązań kowalencyjnych,
$\gamma_S$	– swobodna energia powierzchniowa ciała stałego,
$\gamma_{SV}$	– swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w równowadze z parą nasyconą cieczy,
$\gamma_{SL}$	– swobodna energia międzyfazowa ciała stałego i cieczy,
$\gamma_L^d$	– składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej cieczy,
$\gamma_L^p$	– składowa polarna swobodnej energii powierzchniowej cieczy,
$\gamma_S^d$	– składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,
$\gamma_S^p$	– składowa polarna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,
$\gamma_S^{LW}$	– składowa Londona–van der Waalsa swobodnej energii powierzchniowej związana z oddziaływaniami dalekiego zasięgu,
$\gamma_S^{AB}$	– składowa swobodnej energii powierzchniowej wywołana oddziaływaniami kwasowo-zasadowymi,
$\Theta_Y$	– kąt jaki tworzy styczna do powierzchni kropli pomiarowej osadzonej na powierzchni ciała stałego, w punkcie styku trzech faz, zwany równowagowym kątem Younga,
$\nu$	– ułamek Poissona,
$\lambda$	– współczynnik przewodności cieplnej.

# 1. Wprowadzenie

Pary trące są konstruowane z elementów, które powinny spełniać kilka przesłanek. W zasadzie nie ma takiej tylko jednej właściwości, która określałaby założone funkcje pary trącej w sposób optymalny. W wyniku dużej liczby prac badawczych (niejednokrotnie objętych tajemnicą producenta) trwałość par trących, pełniących również funkcje uszczelniające wciąż zwiększa się, osiągając w przypadku silników spalinowych nawet milion kilometrów przebiegu do naprawy głównej. Prace badawcze skupiają się, między innymi, w obrębie powierzchni i warstwy wierzchniej elementów, wymuszając poszukiwania nowych rozwiązań konstrukcyjnych i materiałowych.

Znaczne trudności konstrukcyjne występują w parach trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny połączony z funkcją uszczelniającą. Typowym przykładem takiej pary trącej jest uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa zespołu tłok–pierścienie tłokowe–cylinder (TPC) silnika spalinowego. Spełnienie funkcji uszczelniającej w temperaturze pracy będącej następstwem procesów spalania, gdy ruch ma charakter posuwisto-zwrotny jest utrudnione. Chwilowe zatrzymanie ruchu w położeniach zwrotnych powoduje brak możliwości powstania klina smarnego, pochodzącego od smarowania hydrodynamicznego lub elastohydrodynamicznego, w celu oddzielenia elementów pary trącej. Od materiału zastosowanego na uszczelniający pierścień tłokowy wymaga się, między innymi, dużej granicy sprężystości, wytrzymałości zmęczeniowej, twardości, udurowienia, a także dostatecznej wytrzymałości na zginanie i ściskanie, umożliwiającej dobre jego dopasowanie się do gładzi tulei cylindrowej. Spełnienie wszystkich tych wymagań często stwarza niezadowalające właściwości tribologiczne. Materiały spełniające te wymagania wykazują skłonność do zacierania oraz charakteryzują się dużym współczynnikiem tarcia we współpracy z tuleją cylindrową.

Zapewnienie dobrych właściwości tribologicznych, z jednoczesnym utrzymaniem dobrych właściwości wytrzymałościowych, jest możliwe w wyniku wykonania powłok przeciwzużyciowych na tych elementach. Powłoki mają za zadanie zmniejszyć do minimum straty energii związane z tarciem zachodzącym między elementami pary trącej, zapewniając przy tym małe zużycie obu współpracujących elementów. Obecnie dominującym rozwiązaniem w przypadku przykładowej pary trącej jest powłoka chromowa konstytuowana na powierzchni roboczej pierścienia technologią galwaniczną. Technologia galwanicznych powłok chromowych jest znacznym zagrożeniem dla środowiska naturalnego. Odpady poprodukcyjne są toksyczne, a ich utylizacja często niemożliwa. Z tego względu w wielu ośrodkach trwają prace nad nowymi powłokami. Wiele z nich

już na trwałe znalazło swoje miejsce jako powłoki przeciwzużyciowe. Można tu wymienić powłoki molibdenowe, chromowo-molibdenowe, chromowo-ceramiczne, plazmowe oraz utwardzanie powierzchni roboczej w procesie, np. azotowania gazowego lub jonowego. Dotychczas jednak nie opracowano technologii, która w pełni zastąpiłaby chromowanie, a jej wytwarzanie było obojętne dla środowiska naturalnego.

Pary trące spełniające funkcję uszczelniającą, przykładowo w zespole TPC silnika spalinowego, są poddawane zmiennym obciążeniom cieplnym i mechanicznym. Aby sprostać tym obciążeniom, stosuje się odpowiednią ich konstrukcję. Pierścieniom tłokowym oraz powierzchni tulei cylindrowej nadaje się kształt zapewniający utrzymywanie oleju smarującego na powierzchni roboczej w takiej ilości, aby jego zużycie było minimalne. W przypadku przerwania filmu olejowego odpowiednia konstrukcja elementów zespołu TPC i technologia powłok ma zapewnić brak zatarcia. Oczywiście istotną rolę odgrywa tu czynnik smarny i jego właściwości, zwłaszcza zdolność tworzenia warstwy filmu olejowego, uwarunkowana charakterystyką materiału tulei i pierścienia. Należy, bez względu na obciążenia, oddzielić warstwą czynnika smarnego pierścień tłokowy od tulei cylindrowej. Przemieszczający się po powierzchni tulei pierścień musi na swej drodze natrafić na minimalnej grubości warstwę czynnika smarnego, aby mógł się wytworzyć klin smarny i powstał film olejowy, ale przy zminimalizowanym zużyciu oleju.

Duży postęp w nauce o „inżynierii powierzchni” spowodował opracowanie powłok przeciwzużyciowych, które znalazły zastosowanie w wielu gałęziach przemysłu, głównie obróbczego. Są to przykładowo, określane mianem twardych, cienkie przeciwzużyciowe powłoki azotków metali. Przykładowo od dawna z powodzeniem stosowany na narzędzia skrawające azotek tytanu. Narzędzia wykonane z powłokami z azotku tytanu odznaczają się wielokrotnie większą trwałością i ponad dwukrotnie mniejszą wartością współczynnika tarcia podczas skrawania od tradycyjnych. Dobre właściwości tribologiczne powłok z azotku tytanu nie są w pełni wyjaśnione, zwłaszcza współpraca tych powłok z użyciem czynnika smarnego. Wyjaśnienia przyczyn małego współczynnika tarcia oraz małego zużycia są niewystarczające.

Autor pracy postawił sobie zadanie znalezienia dodatkowego czynnika umożliwiającego, zmniejszenie siły stycznej przez zmniejszenie współczynnika tarcia elementów par trących w procesie eksploatacji. Czynnikiem tym może być swobodna energia powierzchniowa, będąca następstwem budowy cząsteczkowej, i charakter wiązań występujących w materiale. Jednocześnie składowe swobodnej energii powierzchniowej określają właściwości tribologiczne tego materiału.

Istotną rolę swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych zweryfikowano w badaniach trwałościowych na tribotesterze oraz na przykładzie opracowania i wykonania, zgodnie ze sformułowanymi w pracy przesłankami, pary trącej pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa zespołu TPC silnika spalinowego. Analiza wyników prac poparta wnioskami z analizy literaturowej i wiedzą autora umożliwiła sformułowanie ogólniejszych przesłanek na temat doboru materiałów na elementy par trących pracujących w ruchu posuwisto-zwrotnym, z funkcją uszczelniającą w aspekcie wspomnianej minimalizacji sił stycznych i poprawy trwałości.

## 2. Zjawiska zachodzące na granicach fazowych elementów pary trącej

Aby określić, jakie zjawiska w styku dwóch elementów metalowych, oprócz warunków hydrodynamicznych, mogą wpływać na powstawanie warstwy smarnej nawet w ekstremalnych warunkach eksploatacyjnych poczyniono studia literaturowe. W tym celu zwrócono uwagę na zjawiska zachodzące na granicach fazowych elementów pary trącej.

Na powierzchniach elementów pary trącej współpracującej zarówno w ruchu obrotowym, jak i posuwisto-zwrotnym występują siły międzyfazowe, będące wynikiem oddziaływań międzycząsteczkowych. W obszarach międzyfazowych ciało stałe–ciecz, ciało stałe–gaz oraz ciecz–gaz atomy należące do każdej z tych faz podlegają działaniu innego układu sił niż atomy znajdujące się w głębi fazy [1]. Atomy znajdujące się na granicy faz są z jednej strony przyciągane przez atomy swojej fazy, a z drugiej strony są przyciągane przez atomy z fazy sąsiedniej, co powoduje, że znajdują się w asymetrycznym polu sił. W przypadku gdy siły przyciągania w kierunku jednej z faz są większe, atomy migrują w głąb tej fazy tak długo, dopóki nie osiągną stanu równowagi. Stan ten jest osiągnięty wskutek zmiany odległości między atomami, znajdującymi się na granicy danej fazy [20]. Występowanie zróżnicowanych sił w obszarze międzyfazowym jest przyczyną wielu zjawisk, takich jak: adsorpcja, zwilżanie, adhezja itp.

Stan granic fazowych można opisać na podstawie rozważań termodynamicznych [25]. Do opisu stanu granic międzyfazowych stosuje się różne funkcje termodynamiczne, takie jak: energia wewnętrzna  $U$ , energia swobodna  $F$ , entalpia swobodna  $G$ , zwana również potencjałem termodynamicznym Gibbsa. W układach dwufazowych można wyróżnić obszar czystych faz, nazwany  $\alpha$  i  $\beta$ , oraz obszar przejściowej fazy powierzchniowej  $\sigma$ , znajdującej się między fazami granicznymi. Całkowita energia wewnętrzna  $U$  każdej z faz układu będzie sumą poszczególnych form energii, czyli sumy energii cieplnej  $TS$ , pracy objętościowej  $pV$ , energii powierzchniowej  $\gamma A$ , energii chemicznej  $\Sigma\mu$ , oraz innych energii, w tym magnetycznej  $BM$  czy też elektrycznej  $Q\Psi$  [28]:

$$U^\alpha = TS^\alpha - pV^\alpha + \Sigma\mu_i^\alpha n^\alpha + inne, \quad (2.1)$$

$$U^\beta = TS^\beta - pV^\beta + \Sigma\mu_i^\beta n^\beta + inne, \quad (2.2)$$

$$U^\sigma = TS^\sigma - pV^\sigma + \gamma A + \Sigma\mu_i^\sigma n^\sigma + inne, \quad (2.3)$$

gdzie:  $\alpha, \beta, \sigma$  – fazy,  $T$  – temperatura w skali Kelvina,  $S$  – entropia,  $p$  – ciśnienie,  $V$  – objętość,  $\gamma$  – napięcie międzyfazowe,  $A$  – powierzchnia międzyfazowa,  $\mu_i$  – potencjał chemiczny,  $n$  – liczba cząsteczek lub jonów danej substancji,  $B$  – indukcja magnetyczna,  $M$  – moment magnetyczny,  $Q$  – ładunek elektryczny,  $\Psi$  – potencjał elektryczny,  $\Sigma$  – symbol oznaczający, że energia chemiczna jest sumą energii wszystkich indywiduów chemicznych.

Obszar przejściowy (powierzchniowy) zawiera indywiduum chemiczne znajdujące się zarówno w fazie  $\alpha$ , jak i  $\beta$ . Do obliczania nadmiarowej energii wewnętrznej  $U^s$  obszaru międzyfazowego, z pominięciem udziału form chemicznych z faz  $\alpha$  i  $\beta$  w obszarze międzyfazowym  $\sigma$  w takich ilościach, w jakich znajdują się one w głębi faz  $\alpha, \beta$ , należy od całkowitej energii obszaru przejściowego odjąć energie faz  $\alpha, \beta$ . Pominąwszy energie określone jako inne, otrzymuje się wówczas zależność [25]

$$U^s = TS^s - pV^s + \gamma A + \sum \mu_i^s n_i^s \quad (2.4)$$

Różniczka zupełna równania (2.4) ma postać:

$$dU^s = TdS^s + S^s dT - p dV^s - V^s dp + \gamma dA + A d\gamma + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (2.5)$$

Z termodynamiki wynika, że gdy następuje niewielka i odwracalna zmiana w fazie powierzchniowej  $\sigma$ , wtedy zmiana energii wewnętrznej opisywana jest równaniem [25]:

$$dU^s = TdS^s - p dV^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (2.6a)$$

Suma pozostałych członów równania (2.5) musi być równa zeru:

$$S^s dT - V^s dp + A d\gamma + \sum n_i^s d\mu_i^s = 0 \quad (2.6b)$$

Oba równania (2.6) są bardzo użyteczne. Przykładowo równanie (2.6a) służy do wyznaczania napięcia powierzchniowego ciał, podczas gdy równanie (2.6b) do wprowadzenia tzw. równania Gibbsa, użytecznego do opisu adsorpcji.

Podobne zależności można zapisać dla innych funkcji termodynamicznych, w tym entalpii  $H$ , energii swobodnej  $F$  oraz entalpii swobodnej  $G$ , wiedząc, że [167]:

$$dU = TdS - pdV \quad (2.7)$$

$$dH = TdS + Vdp \quad (2.8)$$

$$dF = dU - TdS - SdT = -SdT - pdV \quad (2.9)$$

$$dG = dH - TdS - SdT = -SdT + Vdp \quad (2.10)$$

czyli:

$$dU^s = TdS^s - p dV^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (2.11)$$

$$dH^s = TdS^s + V dp^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (2.12)$$

$$dF^s = -S^s dT - p dV^s + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (2.13)$$

$$dG^s = -S^s dT + V^s dp + \gamma dA + \sum \mu_i^s dn_i^s \quad (2.14)$$

Jeżeli zmienną niezależną jest tylko wymiar powierzchni  $A$ , a proces równowagowy przebiega w stałej temperaturze, pod stałym ciśnieniem i dla stałej ilości materii, to równanie (2.14) redukuje się do

$$dG^s_{(T,p)} = \gamma dA_{(T,p)} \quad (2.15)$$

Jeżeli zmienną niezależną jest tylko wymiar powierzchni  $A$ , a proces równowagowy przebiega w stałej temperaturze i stałej objętości oraz ilości materii, to

$$dF^s_{(T,V)} = \gamma dA_{(T,V)} \quad (2.16)$$

W tych samych warunkach wyrażenia na zmianę energii wewnętrznej  $dU$  oraz entalpii  $dH$  pozostają skomplikowane, gdyż:

$$dU^s_{(T,V)} = TdS^s + \gamma dA \quad (2.17)$$

$$dH^s_{(T,p)} = TdS^s + \gamma dA \quad (2.18)$$

Do opisu właściwości powierzchniowych stosuje się entalpię swobodną  $G$  (w stałej temperaturze i pod stałym ciśnieniem) lub energię swobodną  $F$  (w stałej temperaturze i objętości), zatem (równania 2.13 i 2.16) napięcie międzyfazowe  $\gamma$  można zdefiniować jako:

$$\gamma = \left( \frac{dF^s}{dA} \right)_{(T,V)} \quad \text{oraz} \quad \gamma = \left( \frac{dG^s}{dA} \right)_{(T,p)} \quad (2.19)$$

Przyjmuje się, że procesy powierzchniowe mogą zachodzić w stałej objętości i pod stałym ciśnieniem, zatem zachodzi równość:

$$\gamma = \frac{dF^s}{dA} = \frac{dG^s}{dA} \quad (2.20)$$

Napięcie międzyfazowe  $\gamma$  nazywane jest także swobodną energią międzyfazową lub często w skrócie energią międzyfazową, zwłaszcza dla ciał stałych. Gdy jedną z faz jest powietrze lub rozpatrywana faza graniczy z próżnią, wówczas zamiast określenia „międzyfazowy” stosuje się termin „powierzchniowy”. W ostatnim swym obszernym opracowaniu Lyklema [100] zaleca, aby określenie napięcie międzyfazowe (powierzchniowe) było stosowane zarówno dla cieczy, jak i ciał stałych. Czasami zamiast  $\gamma$  stosuje się symbol  $F_A^s$  i nazywa się nadmiarową energią swobodną powierzchni. W tej pracy dla ciał stałych stosuje się termin swobodna energia powierzchniowa  $\gamma$ , a dla cieczy napięcie powierzchniowe.

## 2.1. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie napięcia powierzchniowego stopionego ciała stałego

Wyznaczanie wartości swobodnej energii powierzchniowej dla ciał stałych jest zagadnieniem trudnym. Według wielu badaczy możliwe jest obliczenie wartości swobodnej energii powierzchniowej na podstawie pomiarów napięcia powierzchniowego stopionych ciał stałych [100]. Zagadnienia te są szczególnie rozwinięte w metalurgii, gdzie wartość napięcia powierzchniowego stopionych metali ma duże znaczenie [8]. Napięcie powierzchniowe stopionych metali w temperaturze topnienia jest znacznie większe niż dla cieczy organicznych oraz wody i mieści się w granicach od 360 mN/m dla antymonu do 2500 mN/m dla wolframu [153]. Przykładowo w temperaturze topnienia dla żelaza jest ono równe 1872 mN/m, a dla tytanu ma wartość 1941 mN/m. Allen [4] zestawiał wartości napięcia powierzchniowego metali w temperaturze topnienia. Zauważył, że istnieje wyraźna liniowa zależność między temperaturą topnienia a napięciem powierzchniowym różnych metali. Metale odznaczające się wyższą temperaturą topnienia charakteryzują się również wyższym napięciem powierzchniowym w tej temperaturze.

Zależność napięcia powierzchniowego w funkcji temperatury, począwszy od temperatury topnienia do osiągnięcia temperatury krytycznej (parowania), zostały zmierzone dla wielu metali i w każdym przypadku otrzymano zależność liniową [4, 95]. W związku z tym wprowadzono tzw. współczynnik temperaturowy  $d\gamma/dT$ , którego wartość jest w przypadku metali zawsze ujemna [1]. Zależność napięcia powierzchniowego w funkcji temperatury ujmuje równanie Gibbsa–Helmholtza w postaci:

$$\gamma_S = \gamma_m + \frac{d\gamma}{dt}(T - T_m) \quad (2.21)$$

gdzie:  $\gamma_S$  – napięcie powierzchniowe ciekłego metalu w temperaturze  $T$ ,  $\gamma_m$  – napięcie powierzchniowe ciekłego metalu w temperaturze topnienia  $T_m$ ,  $T_m$  – temperatura topnienia metalu.

Przyjmujemy, że równanie (2.21) zgodnie z rozważaniami Lyklemy [100] obowiązuje także poniżej temperatury topnienia. Obliczona według zależności (2.21) swobodna energia powierzchniowa żelaza w temperaturze 293 K, dla znanego współczynnika temperaturowego żelaza równego  $-0,49$  mN/(mK), temperatury topnienia równej 1823 K i napięcia powierzchniowego w tej temperaturze równego 1872 mN/m, ma wartość  $\gamma_{Fe} = 2621$  mN/m.

Na napięcie powierzchniowe żelaza i innych metali w temperaturze topnienia mają wpływ dodatki stopowe. Dodatek węgla w ilości 5% powoduje jedynie 5% zmniejszenie napięcia powierzchniowego. Wpływ metalicznych dodatków stopowych jest według Benesha i in. [8] pomijalnie mały. Bardzo znaczący wpływ na napięcie powierzchniowe nie tylko żelaza, ale również innych metali, ma dodatek pierwiastków niemetalicz-

nych, szczególnie tlenu, azotu i siarki. Przykładowo, dodatek 0,05% azotu do żelaza według Kozakevitcha i in. [93] powoduje w temperaturze topnienia zmniejszenie napięcia powierzchniowego o 20%.

## 2.2. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów

Good [37] zaproponował związek między swobodną energią powierzchniową a modułem Younga. Zakłada on, że moduł Younga  $E$  jest następstwem siły oddziaływań międzycząsteczkowych  $F_r$ ,

$$E = r_0 \left( \frac{dF_r}{dr} \right) \quad (2.22)$$

gdzie:  $E$  – moduł Younga,  $r_0$  – odległość między środkami cząsteczek pozostających w równowadze sił przyciągania i odpychania,  $F_r$  – siła oddziaływań międzycząsteczkowych na odległości  $r$ .

Wyrażenie (2.22) jest prawdziwe w przypadku odległości pomiędzy cząsteczkami  $r$  równej  $r_0$  oraz w stałej temperaturze. Według rozważań przeprowadzonych przez Gooda [37], na podstawie równania Lennarda-Jonesa [97] opisującego energię układu cząsteczek w funkcji odległości między nimi, zaproponowano wyrażenie wiążące swobodną energią powierzchniową z modułem Younga w postaci [37]:

$$E = \frac{32\gamma_s}{r_0} \Rightarrow \gamma_s = \frac{Er_0}{32} \quad (2.23)$$

gdzie: wartości modułu Younga  $E$  i odległości  $r_0$  wstawiane są odpowiednio w pascalach (Pa) i metrach (m), a obliczona wartość swobodnej energii powierzchniowej  $\gamma_s$  ciała stałego jest w dżulach na metr kwadratowy ( $J/m^2$ ) lub niutonach na metr (N/m).

Na podstawie wyrażenia (2.23) można oszacować swobodną energią powierzchniową dla znanego modułu Younga ciała stałego oraz odległości międzycząsteczkowej, przy której zachodzi równowaga oddziaływań międzycząsteczkowych. W obliczeniach uwzględniana jest właściwość materiałowa będąca wynikiem oddziaływań cząsteczkowych, zatem za pomocą wyrażenia (2.23) możliwe jest wyznaczenie całkowitej swobodnej energii powierzchniowej. Niezbędna jest przy tym znajomość rodzaju i liczby wiązań występujących w danym ciele stałym. Określenie odległości  $r_0$  może nastąpić jako wynik obliczenia średniej arytmetycznej odległości między poszczególnymi wiązaniami pomnożonej przez odpowiednie objętościowe współczynniki wagi określające ich udział w budowie powierzchni ciała stałego. Przykładowo, obliczona wartość swobodnej energii powierzchniowej dla żelaza ( $E = 2,0 \cdot 10^5$  MPa [127],  $r_0 = 0,285$  nm [39]) jest równa:

$\gamma_{\text{Fe}} = 1781 \text{ mN/m}$ , dla tytanu ( $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ MPa}$  [127],  $r_0 = 0,38 \text{ nm}$  [39]) ma wartość:  $\gamma_{\text{Ti}} = 2375 \text{ mN/m}$ .

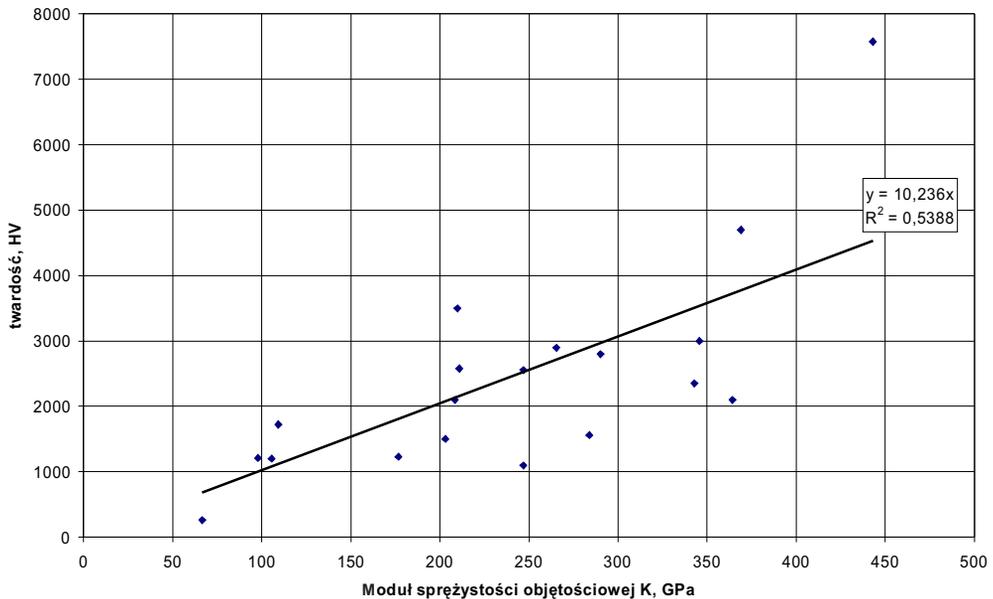
Obliczenia wartości swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga są prowadzone dla materiału pozbawionego defektów sieci krystalicznej. W związku z tym jest możliwe znaczne zawyżenie wartości tej energii.

Z przedstawionych rozważań wynika, że swobodna energia powierzchniowa jest wynikiem oddziaływań charakterystycznych dla budowy cząsteczkowej danej fazy. Jedną z cech materiałów jest twardość i podobnie jak swobodna energia powierzchniowa jest ona również wynikiem budowy danego materiału. Twardość materiału jest oporem przeciw wymuszaniu deformacji sprężystych i plastycznych. Dlatego jest ona związana z modułem sprężystości objętościowej  $K$ , który jest wielkością mierzalną i, w przeciwieństwie do twardości [187], dobrze zdefiniowaną.

Na rysunku 2.1 autor przedstawił graficzną zależność twardości wybranych materiałów w funkcji ich modułu sprężystości objętościowej  $K$ .

Aproksymując zależność przedstawioną na rys. 2.1 za pomocą funkcji liniowej, otrzymano wyrażenie:

$$HV \cong aK \cong 10,236K \quad (2.24)$$



Rys. 2.1. Zależność twardości  $HV$  od modułu sprężystości objętościowej  $K$  wybranych materiałów twardych

Fig. 2.1. Relationship between hardness  $HV$  and  $K$  for hard materials

gdzie:  $HV$  – twardość mierzona metodą Vickersa, wielkość bezwymiarowa,  $K$  – moduł sprężystości objętościowej idealnego kryształu, w GPa,  $a$  – stała równa 10,236, w 1/GPa.

Według Witka [187], wartość modułu sprężystości objętościowej jest zgodna z teorią Marvina Cohena z Uniwersytetu w Berkeley, zaproponowaną w 1985 r. i rozwiniętą w 1987 r. Na podstawie tej teorii można obliczyć, przy błędzie nie przekraczającym 2%, moduł sprężystości objętościowej za pomocą równania:

$$K = 1761 r_0^{-3,5} \quad (2.25)$$

gdzie:  $K$  – moduł sprężystości objętościowej idealnego kryształu, w GPa,  $r_0$  – odległość równowagowa między atomami lub jonami, czyli długość wiązania chemicznego w sieci krystalicznej kryształu, Å.

Zgodnie z teorią Cohena moduł sprężystości objętościowej ciała stałego można obliczyć na podstawie długości wiązania chemicznego. Moduł sprężystości objętościowej  $K$  jest związany z modułem Younga  $E$  zależnością opisaną wzorem [187]:

$$K = \frac{E}{3(1-2\nu)} \quad (2.26)$$

gdzie:  $K$  – moduł sprężystości objętościowej, w Pa,  $E$  – moduł Younga, w Pa,  $\nu$  – ułamek Poissona, od 0 do 0,5.

Moduł Younga jest związany przez zależności zdefiniowane przez Gooda [37] (opisane wzorem (2.23)) ze swobodną energią powierzchniową. W związku z tym istnieje wprost proporcjonalna zależność całkowitej swobodnej energii powierzchniowej z twardością przez moduł sprężystości objętościowej i ułamek Poissona  $\nu$  w postaci:

$$\gamma_s = \frac{E r_0}{32} = 3K r_0 \frac{1-2\nu}{32} \quad (2.27)$$

gdzie znaczenie oraz jednostki wszystkich zmiennych są zgodne z oznaczeniami w równaniach (2.23) oraz (2.26).

Korzystając z równań (2.24), (2.25) oraz (2.27), uzyskano po przekształceniach wyrażenie ujmujące zależność swobodnej energii powierzchniowej  $\gamma_s$  od twardości  $HV$ , odległości cząsteczkowej  $r_0$  oraz ułamka Poissona  $\nu$  w postaci:

$$\gamma_s \cong 307 HV r_0 \frac{1-2\nu}{32} \quad (2.28)$$

gdzie:  $\gamma_s$  – swobodna energia powierzchniowa w mN/m,  $HV$  – twardość mierzona metodą Vickersa; wielkość bezwymiarowa,  $r_0$  – średnia odległość międzycząsteczkowa, w nm,  $\nu$  – ułamek Poissona o wartości od 0 do 0,5.

Równania (2.27) i (2.28) sformułowano dla kryształu idealnego, pozbawionego defektów sieci krystalicznej. W rzeczywistości jego zastosowanie jest ograniczone, gdyż otrzymane wartości swobodnej energii powierzchniowej będą zawyżone, podobnie jak w przypadku równania (2.23).

Przykładowa, oszacowana według wzoru (2.28), swobodna energia powierzchniowa dla diamentu jest równa 6104,5 mN/m. Podobnie policzona swobodna energia powierzchniowa dla azotku tytanu jest równa 2067 mN/m.

### 2.3. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie jej składowych

Fowkes [30] zaproponował podział swobodnej energii powierzchniowej na następujące składowe:

$$\gamma = \gamma^d + \gamma^m + \gamma^h + \gamma^o \quad (2.29)$$

gdzie:  $\gamma^d$  – składowa dyspersyjna,  $\gamma^m$  – składowa wiązań metalicznych,  $\gamma^h$  – składowa wiązań wodorowych,  $\gamma^o$  – inne składowe, na przykład jonowe, wiązań kowalencyjnych

*Składowa dyspersyjna*  $\gamma^d$  we wzorze (2.29) pochodzi od oddziaływań zwanych siłami Londona [98], które powstają w wyniku tworzenia się chwilowych dipoli elementarnych wskutek ruchów elektronów wokół jądra. Cechą charakterystyczną tych oddziaływań jest ich uniwersalność. Występują one zarówno między takimi samymi, jak i różnymi rodzajami atomów lub cząsteczek. Każdy atom lub cząsteczka oddziałuje jednocześnie z wieloma innymi atomami lub cząsteczkami. Jedynym ograniczeniem jest zbliżenie się do siebie atomów lub cząsteczek na odległości mniejsze od około 1 nm. Energia tych oddziaływań jest stosunkowo niewielka ( $\leq 10$  kJ/mol), lecz ich powszechność nabiera szczególnego znaczenia w zjawiskach zwilżania i adhezji. Bardzo ważną cechą oddziaływań dyspersyjnych jest ich słaba zależność od temperatury.

Kolejna wyróżniona we wzorze (2.29) przez Fowkesa składowa swobodnej energii powierzchniowej pochodzi od oddziaływań metalicznych  $\gamma^m$ . W zasadzie obecna jest tylko dla ciał, w których występują wiązania typu metalicznego. Wiązania metaliczne są związane z elektronami swobodnymi krążącymi w ciele stałym. Ich oddziaływanie jest niezwykle silne w obrębie ciała stałego (metal lub ciała wykazującego wiązania metaliczne), jednakże ogranicza się do objętości tego ciała, nie powodując lub w znacznym stopniu ograniczając swój wpływ na oddziaływania międzyfazowe.

Kolejna składowa  $\gamma^h$  we wzorze (2.29) opisuje oddziaływania pochodzące od wiązania wodorowego [126]. Wiązanie takie występuje przede wszystkim w ciałach stałych i cieczach. Energia wiązań wodorowych zawiera się w granicach 15–50 kJ/mol. Jest ona większa od energii oddziaływań van der Waalsa. W wyniku utworzenia wiązań wodorowych powstają trwałe połączenia, które można traktować jako związki chemiczne.

Składowa  $\gamma^o$  występująca we wzorze (2.29) jest związana z oddziaływaniami polarnymi oraz natury chemicznej, takimi jak wiązania kowalencyjne (atomowe) i spolaryzowane. Energia tych wiązań jest bardzo duża. W przypadku wiązania kowalencyjnego, powstającego przez nałożenie się orbitali atomowych o przeciwnej orientacji spinów, wynosi od 400 do 600 kJ/mol. Podobnie energia wiązań spolaryzowanych, typu anion–kation, osiąga wartości 200–400 kJ/mol [198].

W ujęciu uproszczonym swobodna energia powierzchniowa składa się z części dyspersyjnej i reszty zwanej polarną. Na przykład swobodna energia powierzchniowa wody wynosi 72,8 mN/m i składa się z części dyspersyjnej  $\gamma^d = 21,8$  mN/m oraz części polarnej  $\gamma^p = 51$  mN/m. Woda nie ma składowej metalicznej czy kowalencyjnej.

### 2.3.1. Wyznaczanie wartości składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej na podstawie stałej Hamakera

Na podstawie przedstawionych rozważań stwierdzono, że w oddziaływaniach międzyfazowych zasadnicze znaczenie mają oddziaływania dyspersyjne, a co za tym idzie składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej, na co również zwraca uwagę Drzymała [24]. Jedną z możliwości obliczenia wartości  $\gamma^d$  jest jej wyznaczenie na podstawie stałej Hamakera. Stała ta jest wynikiem obliczenia energii będącej następstwem oddziaływań dyspersyjnych. Podstawowa zależność, zaprezentowana przez Fowkesa [30], między  $\gamma^d$  a stałą Hamakera ma postać

$$\gamma^d = \frac{A_{11}}{24\pi r^2} \quad (2.30)$$

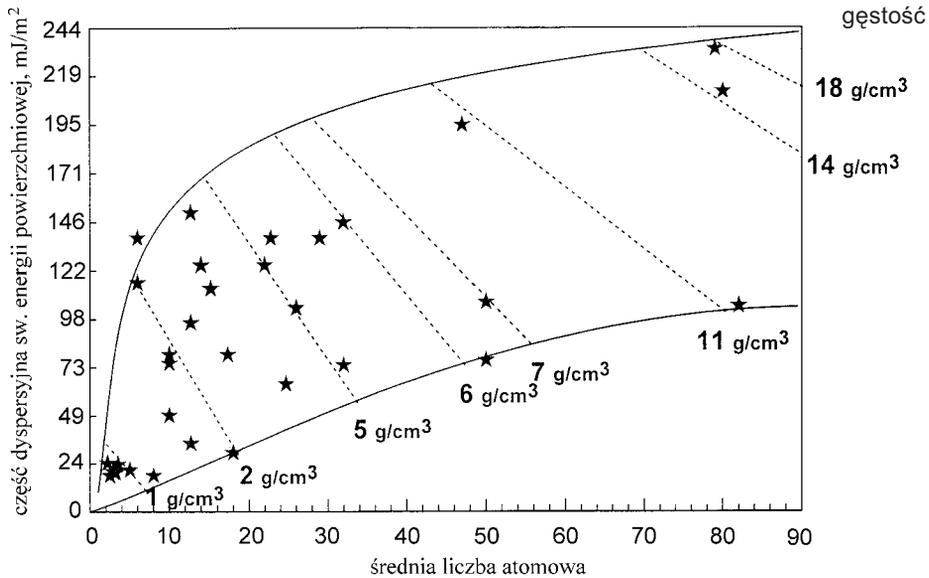
gdzie:  $\gamma^d$  – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej,  $A_{11}$  – stała Hamakera dla dwóch kawałków tego samego ciała oddziałujących ze sobą w próżni,  $r$  – odległość międzycząsteczkowa pomiędzy oddziałującymi cząsteczkami ciała stałego,

Na podstawie wykonanej przez Israelachvilię [67] analizy odległości międzyatomowych  $r$  w pobliżu powierzchni ciała stałego między atomami fazy stałej i ciekłej można stwierdzić, że odległość ta jest relatywnie stała i ma wartość  $r = 0,165$  nm. W związku z tym równanie (2.30) sprowadza się do postaci

$$\gamma_s^d = \frac{A_{11} \cdot 10^{13}}{0,20527} \quad (2.31)$$

gdzie:  $\gamma_s^d$  – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego, w mJ/m<sup>2</sup>, stała Hamakera  $A_{11}$ , w mJ; wartości  $\gamma_s^d$  można znaleźć w [25].

Według Drzymały [24] składową dyspersyjną swobodnej energii powierzchniowej można oszacować według liczby atomowej pierwiastków tworzących daną substancję (rys. 2.2). Na podstawie wykresu można oszacować składową dyspersyjną swobodnej



Rys. 2.2. Zależność  $\gamma_s^d$  swobodnej energii powierzchniowej od średniej liczby atomowej i gęstości [24]  
 Fig. 2.2. Relationship between  $\gamma_s^d$  of surface free energy and average atomic number and density

energii powierzchniowej, gdy znana jest średnia liczba atomowa ciała stałego oraz jego gęstość. Średnia liczba atomowa jest liczona jako średnia arytmetyczna składników ciała stałego pomnożonych przez stechiometryczne wskaźniki wagi. Z przedstawionego wykresu wynika, że wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej zwiększa się wraz ze wzrostem średniej liczby atomowej i gęstości.

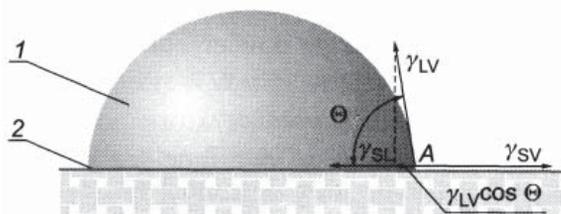
### 2.3.2. Wyznaczanie składowych swobodnej energii powierzchniowej na podstawie kąta zwilżania

Zwilżanie polega na całkowitym lub częściowym rozplywaniu się kropeł cieczy na powierzchni ciała stałego lub innych cieczy. Zjawisko zwilżania ciała stałego przez ciecz w obecności jej pary opisuje równanie Younga [72] (rys. 2.3) postaci:

$$\gamma_{SV} = \gamma_{SL} + \gamma_{LV} \cos \Theta_Y \quad (2.32)$$

gdzie:  $\gamma_{SV}$  – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w równowadze z parą nasyconą cieczy,  $\gamma_{SL}$  – swobodna energia międzyfazowa ciała stałego i cieczy,  $\gamma_{LV}$  – swobodna energia powierzchniowa cieczy w równowadze z parą nasyconą cieczy,  $\Theta_Y$  – kąt, jaki tworzy styczna do powierzchni kropki pomiarowej osadzonej na powierzchni ciała stałego, w punkcie styku trzech faz.

Równanie Younga opisuje stan układu idealnego, w którym chropowatość powierzchni ciała stałego jest praktycznie zbliżona do zerowej oraz brak na niej jakichkolwiek za-



Rys. 2.3. Graficzna interpretacja równania Younga [198]; 1 – kropla pomiarowa, 2 – ciało stałe  
 Fig. 2.3. Graphical interpretation of the Young equation [198]; 1 – liquid drop, 2 – solid body

nieczyszczeń. Mimo trudności z równania tego korzysta się do obliczania wartości swobodnej energii powierzchniowej ciał stałych, a zwłaszcza ich składowej dyspersyjnej i polarnej. Aby tego dokonać, stosuje się pomiary z wykorzystaniem cieczy wzorcowych, o znanym napięciu powierzchniowym (swobodnej energii powierzchniowej), oraz składników je tworzących. Powszechnie przyjmuje się założenia upraszczające wstawiając w wyrażeniu (2.32) w miejsce swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego w równowadze z parą nasyconą cieczy  $\gamma_{SV}$ , swobodną energią powierzchniową ciała stałego w próżni  $\gamma_S$ . W miejsce swobodnej energii powierzchniowej cieczy w równowadze z jej parą nasyconą  $\gamma_{LV}$  wstawia się ponadto swobodną energią powierzchniową tej cieczy  $\gamma_L$ . Pomijana jest zatem adsorpcja na powierzchni ciała stałego, której wpływ na wartość swobodnej energii powierzchniowej może być znaczący. Po uwzględnieniu omówionych uproszczeń wyrażenie (2.32) można przedstawić w postaci [198]

$$\gamma_S = \gamma_{SL} + \gamma_L \cos \Theta \quad (2.33)$$

gdzie:  $\gamma_S$  – swobodna energia powierzchniowa ciała stałego w próżni,  $\gamma_{SL}$  – międzyfazowa swobodna energia powierzchniowa ciała stałego i cieczy,  $\gamma_L$  – swobodna energia powierzchniowa cieczy pomiarowej,  $\Theta$  – kąt, jaki tworzy styczna do powierzchni kropli pomiarowej osadzonej na powierzchni rzeczywistego ciała stałego w punkcie styku trzech faz, zwany równowagowym kątem Younga (rys. 2.3).

Równanie (2.33) w powiązaniu z równaniem (2.34), zwanym równaniem Dupre, stosuje się do pomiaru wartości kąta zwilżania za pomocą cieczy wzorcowych oraz do obliczania na tej podstawie składowych swobodnej energii powierzchniowej ciał stałych. Równanie Dupre ma postać

$$W_a = \gamma_S + \gamma_L - \gamma_{SL} \quad (2.34)$$

gdzie:  $W_a$  – praca adhezji niezbędna do utworzenia jednostkowych powierzchni cieczy i ciała stałego, w wyniku ich rozdzielenia; pozostałe oznaczenia, jak w równaniu (2.33).

Praca adhezji jest ściśle związana z pojęciem zwilżalności i swobodną energią międzyfazową. Warunkiem rozplływania się kropli są określone warunki energetyczne gra-

nic międzyfazowych układu ciało stałe–ciecz–gaz. Istotny jest tu stosunek pracy kohezji do pracy adhezji. Praca kohezji  $W_k$  jest rozumiana jako ilość energii niezbędna do rozerwania, np. słupa tej samej fazy o jednostkowej powierzchni ( $W_k = 2\gamma_L$ ) [8].

Jeżeli przyciąganie między cząsteczkami stykających się powierzchni ciał jest większe niż działanie sił kohezji, to obie fazy dążą do możliwie dużej powierzchni styku. Kąt styku  $\Theta$  jest ostry, a w skrajnym przypadku równy zero. Wówczas ciecz rozlewa się po powierzchni ciała stałego, czyli zwilża całkowicie powierzchnię styku. Kąt styku  $\Theta = 0^\circ$  oznacza pełną zwilżalność, a  $\Theta > 0^\circ$  oznacza ograniczoną zwilżalność.

Pracę kohezji można stosunkowo łatwo określić, gdyż jest ona równa podwójnej wartości swobodnej energii powierzchniowej cieczy na granicy międzyfazowej. W przypadku oleju smarującego można ją wyznaczyć na podstawie pomiaru napięcia powierzchniowego oleju smarującego. Dla większości cieczy apolarnych (nie mających składowej polarnej) o charakterze węglowodorowym (oleje smarujące) jest równa od 24 do 25 mJ/m<sup>2</sup> [1, 25].

Jest wiele metod pomiarowych wyznaczania składowych swobodnej energii powierzchniowej opartych na zjawiskach zwilżania ciała stałego. Korzysta się w nich z dwóch lub trzech cieczy wzorcowych o znanych wartościach składowych swobodnej energii powierzchniowej. Istota tych metod polega na tym, że przyjmuje się, iż swobodna energia powierzchniowa ma tylko dwie składowe, tj. dyspersyjną i polarną [73]. Na polarną składają się oddziaływania Keesoma (dipole trwałe) i Debye'a (dipole indukcyjne) typu dipol–dipol indukowany oraz oddziaływania konfirmacyjne i multipolowe, a także wiązania wodorowe

$$\gamma_L = \gamma_L^d + \gamma_L^p \quad \text{oraz} \quad \gamma_S = \gamma_S^d + \gamma_S^p \quad (2.35)$$

gdzie:  $\gamma_L$  – swobodna energia powierzchniowa jako suma oddziaływań dyspersyjnych i polarnych dla cieczy,  $\gamma_S$  – swobodna energia powierzchniowa jako suma oddziaływań dyspersyjnych i polarnych dla ciała stałego,  $\gamma_L^d$  – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej cieczy,  $\gamma_L^p$  – część polarna swobodnej energii powierzchniowej cieczy,  $\gamma_S^d$  – część dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,  $\gamma_S^p$  – część polarna swobodnej energii powierzchniowej ciała stałego,

W modelu zaproponowanym przez Owensa–Wendta, który stanowi rozwinięcie modelu Fowkesa [30] o człon polarny, autorzy przyjmują, że swobodna energia międzyfazowa  $\gamma_{SL}$  jest funkcją średnich geometrycznych z oddziaływań polarnych i dyspersyjnych

$$\gamma_{SL} = \gamma_S + \gamma_L - 2(\gamma_S^d \gamma_L^d)^{1/2} - 2(\gamma_S^p \gamma_L^p)^{1/2} \quad (2.36)$$

oraz praca adhezji  $W_a$  jest wyrażona wzorem:

$$W_a = \gamma_L(1 + \cos \Theta) = 2[(\gamma_L^d \gamma_S^d)^{1/2} + (\gamma_L^p \gamma_S^p)^{1/2}] \quad (2.37)$$

Z kolei w modelu Wu przyjmuje się, że swobodna energia międzyfazowa  $\gamma_{SL}$  jest zależna od średniej harmonicznej z oddziaływań dyspersyjnych i polarnych

$$\gamma_{SL} = \gamma_S + \gamma_L - 4 \left( \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \right) - 4 \left( \frac{\gamma_S^p \gamma_L^p}{\gamma_S^p + \gamma_L^p} \right) \quad (2.38)$$

oraz praca adhezji  $W_a$  w modelu Wu jest równa:

$$W_a = \gamma_L (1 + \cos \Theta) = 4 \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} + 4 \frac{\gamma_S^p \gamma_L^p}{\gamma_S^p + \gamma_L^p} \quad (2.39)$$

Metody Owensa–Wendta oraz Wu opierają się na pomiarach z dwóch cieczy wzorcowych. Zastosowanie w tych metodach trzeciej cieczy znacznie poprawia ich dokładność identyfikacji oddziaływań dyspersyjnych i polarnych.

Obecnie metody Owensa–Wendt oraz Wu zastępuje się metodą kwasową-zasadową van Ossa–Gooda z trzema cieczami wzorcowymi. Opiera się ona na teorii kwasów i zasad Lewisa [38] oraz idei składowych Fowkesa [31] i zapisuje się ją równaniem

$$\gamma_S = \gamma_S^{LW} + \gamma_S^{AB} \quad (2.40)$$

gdzie:  $\gamma_S^{LW}$  – składowa Lifshitz–van der Waalsa swobodnej energii powierzchniowej związana z oddziaływaniami dalekiego zasięgu,  $\gamma_S^{AB}$  – składowa swobodnej energii powierzchniowej wywołana oddziaływaniami kwasowo-zasadowymi.

Po uwzględnieniu, że dla substancji bipolarnych (wykazujących właściwości zarówno zasad jak i kwasów Lewisa)  $\gamma_i^{AB} = 2(\gamma_i^+ \gamma_i^-)^{0,5}$  oraz że dla substancji apolarnych (nie wykazujących właściwości ani kwasów ani zasad Lewisa)  $\gamma_i^{AB} = 0$  można zależności opisujące składowe kwasowe i zasadowe dla  $i$  cieczy (przykładowo  $i = 3$ ) opisać układem trzech równań o następującej postaci:

$$(\gamma_S^{LW} \gamma_{Li}^{LW})^{0,5} + (\gamma_S^+ \gamma_{Li}^-)^{0,5} + (\gamma_S^- \gamma_{Li}^+)^{0,5} = \gamma_{Li} \frac{1 + \cos \Theta_i}{2} \quad (2.41)$$

Rozwiązanie tego układu równań jest możliwe przy znajomości składników  $\gamma_{Li}^{LW}$ ,  $\gamma_{Li}^+$ ,  $\gamma_{Li}^-$  dla trzech cieczy pomiarowych. Otrzymuje się wartości trzech składników swobodnej energii powierzchniowej będące efektem oddziaływań dalekiego zasięgu, analitycznych lub uzupełniających oddziaływania dyspersyjne. W metodzie pomiarowej kwasowo-zasadowej wartość składowej  $\gamma_S^{LW}$  jest często błędnie utożsamiana przez badaczy z wartością składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$ . Według Gooda [37] zawiera ona oddziaływania nie tylko pochodzące od sił Londona, lecz również część oddziaływań wodorowych. Metoda ta jest obecnie w fazie rozwoju i wymaga dalszych prac teoretyczno-dowodzących [198].

## Podsumowanie

Na podstawie rozważania o fizycznych aspektach zjawisk zachodzących na powierzchniach można stwierdzić, że swobodna energia powierzchniowa jest współzależna od modułu Younga, modułu K, czy też twardości substancji. Wartość swobodnej energii powierzchniowej można oszacować na podstawie przytoczonego poprzednio równania (2.28)

$$\gamma_S \cong 307 HV r_0 \frac{1-2\nu}{32}$$

Składowa dyspersyjna  $\gamma_S^d$  lub  $\gamma_S^{LW}$  swobodnej energii powierzchniowej, zwłaszcza gdy jako substancję zwilżającą stosuje się ciecz apolarną (oleje smarujące), jest miarą zwilżalności; równania (2.37), (2.39) oraz (2.41). Po wyrugowaniu z tych równań składowych polarnych otrzymuje się zależności, na podstawie których widoczna jest zależność miary zwilżalności, czyli kąta zwilżania  $\Theta$  od wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub składowej  $\gamma_S^{LW}$  ciała stałego. W przypadku cieczy apolarnej, na podstawie metody Owensa–Wendta, można stosować równanie:

$$\gamma_L (1 + \cos \Theta) = 2[(\gamma_L^d \gamma_S^d)]^{1/2} \quad (2.42a)$$

czyli: 
$$\cos \Theta = [(\gamma_L^d \gamma_S^d)^{1/2}] \frac{2}{\gamma_L} - 1 \quad (2.42b)$$

Podobnie na podstawie metody Wu dla cieczy apolarnej otrzymuje się równanie:

$$\gamma_L (1 + \cos \Theta) = 4 \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \quad (2.43a)$$

czyli: 
$$\cos \Theta = \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \frac{4}{\gamma_L} - 1 \quad (2.43b)$$

Na podstawie zaś najnowszej metody van Ossa–Gooda, pomijając oddziaływania kwasowe i zasadowe (analogiczne do oddziaływań polarnych), otrzymuje się równanie

$$(\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW})^{0,5} = \gamma_L \frac{1 + \cos \Theta}{2} \quad (2.44a)$$

czyli: 
$$\cos \Theta = (\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW})^{0,5} \frac{2}{\gamma_L} - 1 \quad (2.44b)$$

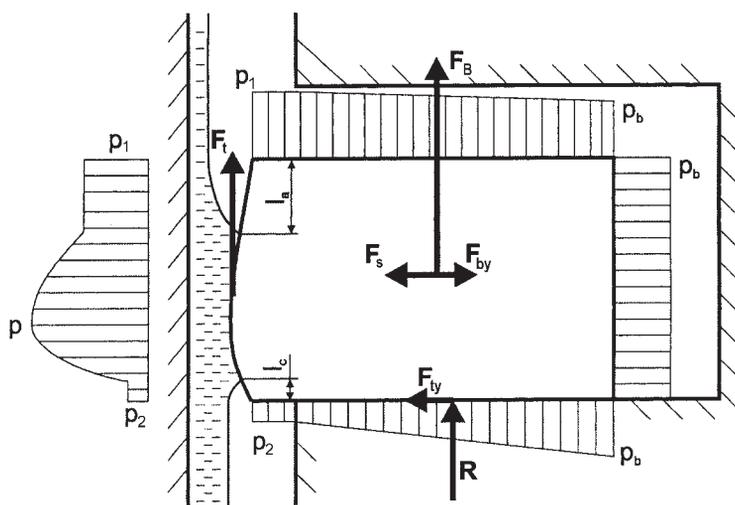
Wielkości podane w równaniach (2.42)–(2.44) mogą być wskaźnikami doboru materiałów na elementy par trących w celu zapewnienia dużej odporności na ich zużycie oraz, przy zapewnieniu odpowiedniej zwilżalności olejami smarującymi, małe straty na tarcie.

### **3. Siły i naciski lokalne w strefie styku elementów zespołu tłok–pierścienie–cylinder w ruchu posuwisto-zwrotnym**

W poprzednim rozdziale skupiono uwagę na zjawiskach zachodzących na granicach fazowych, abstrahując od rodzaju ruchu wykonywanego przez parę trącą i pełnione przez nią funkcje. W tym rozdziale omówiono uwarunkowania panujące w ruchu posuwisto-zwrotnym elementów pary trącej z funkcją uszczelniającą. Zdaniem autora uwzględnienie wartości swobodnej energii powierzchniowej, jako jednego z kryteriów doboru elementów takich par trących ma szczególne uzasadnienie, przede wszystkim z uwagi na posuwisto-zwrotny charakter ruchu. Podczas chwilowego zatrzymania ruchu w położeniach zwrotnych zwilżanie olejem smarującym lub jego ograniczenie nabiera szczególnego znaczenia.

Jedną z najbardziej rozpowszechnionych na świecie par trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny jest para pierścien uszczelniający–tuleja cylindrowa zespołu: tłok–pierścienie–cylinder (TPC) silnika spalinowego. Zespół TPC silnika spalinowego jest rozwiązaniem generującym znaczne opory ruchu. Różni badacze oceniają udział strat tarcia, przypadających na węzeł pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa, na 19–60% ogółu strat tarcia w silniku spalinowym. Zagadnieniami strat tarcia zajmowali się między innymi: Akallin i in. [2], Halsband [40], Krzymień [95], Szkurłat [169], Tandara [171] oraz Tateishi [172]. Mimo znacznej rozpiętości w oszacowaniach można ocenić, że około 25% strat mechanicznych wywołuje zjawisko tarcia pierścieni tłokowych o gładź tulei cylindrowej. Wiąże się to z charakterem ruchu posuwisto-zwrotnego tłoka w tulei cylindrowej. Zmienna prędkość, a zwłaszcza jego nawrotny charakter, z chwilowym zatrzymaniem w położeniach zwrotnych, nie sprzyjają powstawaniu filmu olejowego na całej długości ruchu tłoka w tulei. Podstawowym czynnikiem decydującym o powstaniu, na przeważającej części suwu, filmu olejowego jest efekt klina smarnego osiągany przez odpowiedni kształt pierścienia, co powoduje ustalenie powierzchni bocznej pierścienia oraz, oczywiście, ruch pierścienia po tulei.

W położeniach zwrotnych tłoka zbliżaniu się pierścienia do tulei przeciwdziała zjawisko wyciskania oleju z przestrzeni między powierzchnią roboczą pierścienia, a powierzchnią tulei (efekt wyciskania). Zachodzi ono w rezultacie oddziaływania sprężystości własnej pierścienia [146]. Podstawowym mechanizmem warunkującym uszczelnienie pierścienia w tulei jest zjawisko jego dociskania do powierzchni tulei oraz dol-



Rys. 3.1. Schemat rozkładu nacisków i sił działających na pierwszy pierścień tłokowy uszczelniający w tulei cylindrowej podczas ruchu tłoka w kierunku zwrotu zewnętrznego (ZZ) [118]:

$p_b$  – ciśnienie za pierścieniem,  $p$  – rozkład ciśnienia na powierzchni czołowej pierścienia,  $p_1$  – wartość ciśnienia nad pierścieniem,  $p_2$  – wartość ciśnienia pod pierścieniem

Fig. 3.1. The diagram of pressure distribution, acting on the first sealing piston ring in a cylinder sleeve during piston motion in the direction of outer dead center [118]:  $p_b$  – pressure behind the ring,

$p$  – pressure distribution on the butting face of ring,  $p_1$  – pressure over the ring,  $p_2$  – pressure under the ring

nej powierzchni rowka tłoka, wywołane ciśnieniem pochodzącym od gazów spalinyowych powstałych podczas spalania mieszanki paliwowo-powietrznej w komorze spalania silnika spalinowego (rys. 3.1). Ciśnienie to nie ma wartości stałej wzdłuż przekroju pierścienia tłokowego. Jego wartość maleje wzdłuż wysokości pierścienia i wynosi w zależności od rodzaju silnika maksymalnie 21 MPa [88]. Zmniejszanie się ciśnienia jest uwarunkowane geometrią powierzchni bocznej oraz początkową jego wartością. Ciśnienie powyżej i poniżej pierścienia ma również wpływ na ciśnienie w filmie olejowym na powierzchni bocznej pierścienia na styku z tuleją cylindrową [62].

Pierścienie tłokowe wykonują w tulei cylindrowej skomplikowane ruchy wywołane wahaniami tłoka w cylindrze, wynikającymi z niezbędnego luzu między elementami układu TPC i układu korbowego. Ruchy te to przemieszczenia pierścienia poosiowe i promieniowe w rowku tłoka, obrót w rowku pierścieniowym względem osi tulei oraz odkształcenia powodujące pochylenia pierścienia względem gładzi tulei cylindrowej. Wywołują one chwilową zmianę profilu pierścienia względem gładzi cylindra i wpływają w istotny sposób na parametry filmu olejowego w szczelinie między pierścieniem, a gładzią tulei cylindrowej [59]. Dodatkowo wpływ na chwilowe położenia pierścienia mają również odkształcenia cylindra.

Badania ruchów pierścienia i modelowanie układu sił występujących w zespole TPC opisano w wielu publikacjach, między innymi w pracach Drogoscha i in. [22], Meiera [104], Hempela [49], Jakobsa [68]. Potwierdzone licznymi pomiarami wyniki rozważań teoretycznych opublikował Tschöke w pracach [180, 181]. Ruchy pierścienia zostały opisane również przez Kornprobsta i in. [90]. Kornprobst i in. przedstawili program opisujący ruchy pierścieni tłokowych w cylindrze (poparte wynikami pomiarów) umożliwiając obliczenie wielu innych parametrów, m.in.: przedmuchów gazów spalinowych z komory spalania do skrzyni korbowej, sił i momentów działających na pierścień tłokowy uszczelniający, oporów ruchu oraz przebiegu prędkości względnej pierścienia i tłoka. Prace nad opisem ruchu pierścieni opublikował również Dursunkaya i in. [27] oraz Heywood i in. [50]. Z przytoczonych publikacji wynika, że uszczelnienie jest najlepsze wtedy, gdy podczas całego cyklu pracy pierścień jest dociśnięty do dolnej powierzchni rowka pierścieniowego w tłoku oraz cały czas ma styk z gładzią cylindra. Wszystkie inne położenia pierścienia w rowku tłoka wpływają negatywnie na uszczelnienie przestrzeni roboczej, powodując przedmuchy spalin do skrzyni korbowej.

Gdy suma sił działających wzdłuż osi cylindra na pierścień zmienia zwrot (rys. 3.1), wtedy pierścień może odrywać się od dolnej powierzchni rowka tłoka i przemieszczać w kierunku poosiowym, powodując przedmuch gazów do skrzyni korbowej oraz wywoływać zjawisko pompowania oleju smarującego do przestrzeni spalania. W tej fazie ruchu może dochodzić do drgań pierścienia o dość wysokiej częstotliwości. Drgania te mogą najprawdopodobniej mieć amplitudę w kierunku promienia cylindra [63]. Jednakże pierścień w przeważającej części swej pracy jest oddzielony od tulei cylindrowej warstwą filmu olejowego. Wtedy każde drganie promieniowe będzie silnie tłumione i nie będzie miało wpływu na pracę uszczelnienia. W chwili pojawienia się przedmuchów między powierzchnią ślizgową pierścienia a gładzią tulei tłumienie to zanika. Pozostaje jednak tłumienie związane z tarciem powierzchni górnej i dolnej o rowek pierścieniowy w tłoku, które zanika jedynie w momencie przemieszczania się osiowego pierścienia.

Na chwilowe położenie pierścienia w rowku tłoka mają wpływ następujące siły: siła gazowa  $F_{\text{Gaz}}$ , siła bezwładności  $F_B$ , siła tarcia  $F_T$ , siła własnej sprężystości pierścienia  $F_{\text{spr}}$ , siła oddziaływania hydrodynamicznego  $F_{\text{hydr}}$  (rys. 3.1). W celu określenia chwilowego położenia należy określić równowagę sił działających na pierścień w kierunku promieniowym  $rad$  i osiowym  $ax$ . W ten sposób można zapisać równania równowagi sił w następującej postaci:

- w kierunku osiowym ( $ax$ )

$$F_{B\ ax} + F_{\text{Gaz}\ ax} + F_{T\ ax} + \text{inne} = 0$$

- w kierunku promieniowym ( $rad$ )

$$F_{\text{spr}} + F_{\text{Gaz}\ rad} + F_{T\ rad} + \text{inne} = 0 \quad (3.1)$$

W rozważaniach nie uwzględniono w równaniu pochylenia pierścienia. Siły gazowe powstają wskutek ciśnienia działającego na pierścień ze wszystkich stron. Rozkład ciśnienia na powierzchni górnej oraz za pierścieniem jest w tym położeniu pierścienia w przybliżeniu stały. Ciśnienie za pierścieniem jest dodatkowo wspomagane własną sprężystością pierścienia  $F_{spr}$ .

### Siły działające w kierunku osiowym

Suma sił działająca w kierunku osiowym zapisana w postaci równania (3.1) składa się z siły gazowej  $F_{Gazax}$ , siły bezwładności  $F_{Bax}$  oraz siły tarcia  $F_{Tax}$ .

Siła gazowa  $F_{Gazax}$  jest wypadkową sił wywołanych ciśnieniem działającym na górną i dolną półkę pierścienia. Wartości tych ciśnień mogą być wyznaczane doświadczalnie lub są obliczane za pomocą, opisanych w dalszej części opracowania, licznych modeli matematycznych przepływu czynnika przez zespół TPC. W sposób formalny można zapisać wartość siły gazowej w kierunku osiowym w postaci [90]

$$F_{Gazax} = \left( \int_w^z p_g dx - \int_w^z p_d dx \right) O_b \quad (3.2)$$

gdzie:  $w$  – wewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony skrzyni korbowej),  $z$  – zewnętrzna krawędź powierzchni uszczelniającej pierścienia (od strony komory spalania),  $x$  – oś pozioma,  $y$  – oś pionowa,  $p_d$  – ciśnienie miejscowe na powierzchni dolnej półki pierścienia,  $p_g$  – ciśnienie miejscowe na powierzchni górnej półki pierścienia,  $O_b$  – długość obwodu pierścienia.

Rozkład ciśnienia na powierzchni górnej i dolnej pierścienia przyjmuje się zwykle jako liniowe (rys. 3.1). Może dojść do sytuacji, że pierścień nie przylega na całej powierzchni do dolnej półki rowka tłoka, lecz wskutek nieprzecinania się wypadkowych sił w kierunku osiowym i promieniowym ulega skręceniu [118].

Siła bezwładności  $F_{Bax}$  działająca w kierunku osiowym, jest iloczynem masy pierścienia i jego przyspieszenia w kierunku osiowym. Według Kornprobsta i in. [90] na wartość siły bezwładności pierścienia składają się przyspieszenie tłoka wynikające z ruchu posuwisto-zwrotnego i ruchów poprzecznych tłoka (wężykowania), pochodzących od układu korbowego. Można zapisać, że wartość siły bezwładności można obliczyć na podstawie zależności

$$F_{Bax} = [\ddot{x}_{Tłok} - \ddot{k}_{Tłok} - g \cos(\phi_{Cyl})] m_p \quad (3.3)$$

gdzie:  $g$  – przyspieszenie ziemskie,  $\ddot{x}_{Tłok}$  – przyspieszenie tłoka,  $\ddot{k}_{Tłok}$  – przyspieszenie ruchu poprzecznego tłoka,  $\phi_{Cyl}$  – wychylenie wykorbienia,  $m_p$  – masa pierścienia.

Siła tarcia  $F_{Tax}$  w kierunku poosiowym jest związana z ruchem posuwisto-zwrotnym tłoka oraz ruchem bocznym tłoka powstającym wskutek oddziaływania sił normalnych

o zmiennym zwrocie. Wartość powstającej siły tarcia jest uzależniona od grubości powstałego klina smarnego w smarowaniu hydrodynamicznym. Siła ta, występująca między pierścieniem i gładzią tulei cylindrowej równoważy wszystkie oddziaływania w kierunku osiowym. Najczęściej jest ona równa oporowi tarcia wewnętrznego w filmie olejowym, gdy występuje tarcie płynne między tymi elementami. Pierwszy pierścień uszczelniający może zgarniać olej smarujący, wtedy jest możliwe zwiększenie tej siły. Według Iskry [59] zjawisko to występuje na krótkich odcinkach drogi pierścienia i może być pominięte. Wartość tej siły może bardzo wzrosnąć w przypadku styku powierzchni pierścienia z powierzchnią tulei cylindrowej. Siła tarcia zależy od wielu czynników. Do najważniejszych z nich można zaliczyć:

- prędkość przemieszczania się pierścienia względem tulei cylindrowej,
- grubość filmu olejowego,
- lepkość oleju,
- profil przekroju poprzecznego pierścienia,
- nacisk pierścieni i inne.

W literaturze przedmiotu spotyka się wiele wzorów empirycznych opisujących osiowe siły tarcia. Przykładowo w pracy [90] siłę tę uzależniają autorzy od prędkości pierścienia, temperatury oleju, ciśnienia panującego w cylindrze oraz średnicy cylindra po wprowadzeniu kilku współczynników z zastrzeżeniem ich stosowności do jednego typu silnika. Siła tarcia w kierunku osiowym wyznaczana jako wynik modelowania matematycznego filmu olejowego [27, 59, 61, 134, 135, 144, 149, 173], jest szerzej omówiona w dalszej części opracowania.

Oprócz omówionych sił osiowych występuje również w tym kierunku wymieniona przez Niewczasę i in. [118] siła pochodząca od odrywania pierścienia od dolnej lub górnej półki rowka pierścieniowego w tłoku (równ. (3.1); inne). Jest ona wynikiem pokonywania oddziaływań międzyfazowych (rozdz. 2). Wartość występującej siły jest wynikiem koniecznej do wykonania pracy kohezji w warstwie oleju smarującego lub pracy adhezji między olejem smarującym a powierzchnią pierścienia lub półki rowka pierścieniowego. Tak dzieje się wówczas, gdy praca adhezji jest mniejsza od wartości pracy kohezji oleju smarującego.

Wypadkowa sił działających w kierunku osiowym decyduje o chwilowym położeniu pierścienia w rowku pierścieniowym tłoka. Gdy jest on oparty na dolnej półce rowka, wówczas wypadkowa jest równoważona siłą reakcji  $R$  (rys. 3.1).

### Siły działające w kierunku promieniowym

Siła gazowa  $F_{Gazrad}$  działająca w kierunku promieniowym, jest wynikiem różnicy ciśnienia gazu działającego na powierzchnię czołową i tylną pierścienia (rys. 3.1). Do wyznaczenia jej wartości, podobnie jak w przypadku składowej osiowej, jest konieczna znajomość wartości wymienionego ciśnienia oraz długości odcinków  $l_a$  i  $l_c$  (rys. 3.1). Według Kornprobsta i in. [90] siły gazowe w kierunku promieniowym można wyznaczyć według wzoru:

$$F_{\text{Gaz rad}} = \left( (p_z + F_{\text{spr}})h - \int_d^g p_l dy \right) O_b \quad (3.4)$$

gdzie:  $p_l$  – ciśnienie miejscowe na powierzchni uszczelniającej pierścienia,  $p_z$  – ciśnienie za pierścieniem,  $F_{\text{spr}}$  – siła sprężystości własnej pierścienia.

Siła tarcia  $F_{T \text{ rad}}$  w kierunku promieniowym jest wynikiem przemieszczania się pierścienia w rowku tłoka i występuje wtedy, gdy pierścień spoczywa na półce rowka. Jest ona następstwem bocznych ruchów tłoka (wężykowania) lub powstaje, gdy tuleja cylindrowa uległa zużyciu w obszarze ZZ. W kierunku promieniowym dominujące jest tarcie mieszane lub graniczne, ponieważ czas jak i prędkość są zbyt małe, aby wywołać odpowiednie warunki do powstania tarcia płynnego. Wartość siły tarcia  $F_{T \text{ rad}}$  w kierunku promieniowym można wyliczyć [16, 90] ze wzoru:

$$F_{T \text{ rad}} = -\mu |F_{ax}| \left( \tanh\left(\frac{\dot{y}}{\dot{y}_B}\right) + 50 |\dot{y}| \left( \frac{1}{\tanh\left(\frac{\dot{y}}{3\dot{y}_B}\right)} - \sin(\dot{y}) \right) \right) \quad (3.5)$$

gdzie:  $\mu$  – współczynnik tarcia między pierścieniem i rowkiem pierścieniowym w tłoku,  $\dot{y}$  – prędkość pierścienia względem rowka w tłoku,  $\dot{y}_B$  – prędkość promieniowa tłoka względem tulei,  $F_{ax}$  – suma sił działających w kierunku osiowym.

Według Iskry [61] wartość tej siły jest najczęściej o rząd mniejsza od wartości siły sprężystości własnej pierścienia.

Siła sprężystości własnej  $F_{\text{spr}}$  pierścienia zależy od konstrukcji pierścienia i modułu sprężystości materiału, z jakiego został wykonany pierścień tłokowy. Odpowiednie wykonanie pierścieni umożliwia obecnie uzyskanie prawie dowolnego rozkładu nacisków na gładź tulei cylindrowej. W praktyce jednak naciski te nie mają założonego rozkładu, przede wszystkim ze względu na odstępstwa od kołowości tulei cylindrowej. Metody numeryczne pozwalają obliczyć rozkład nacisków, gdy są dane informacje o odstępstwach od kołowości tulei oraz dane materiałowe itp. Styk pierścienia z tuleją cylindrową przez film olejowy nie jest osiowo symetryczny, co jest związane z ruchami tłoka. Na to zjawisko zwrócili uwagę między innymi autorzy pracy [9]. Naciski pierścienia na gładź tulei cylindrowej ulegają zmianie w miarę zużywania się pierścienia i tulei. Przykładowo Iskra dokonał rozważań teoretycznych wpływu powiększenia średnicy tulei cylindrowej na rozkład nacisków pierścienia na gładź tulei [57]. Stwierdził, że w miarę zwiększania się średnicy cylindra nacisk pierścienia tłokowego na gładź cylindra prawie na całym obwodzie zwiększa się, a nie, jak dotychczas sądzono, maleje. To stwierdzenie jest słuszne wtedy, gdy zużycie warstwy wierzchniej pierścienia jest bardzo niewielkie i nie następuje utrata sprężystości pierścienia. Prowadzone przez Serdeckiego rozważa-

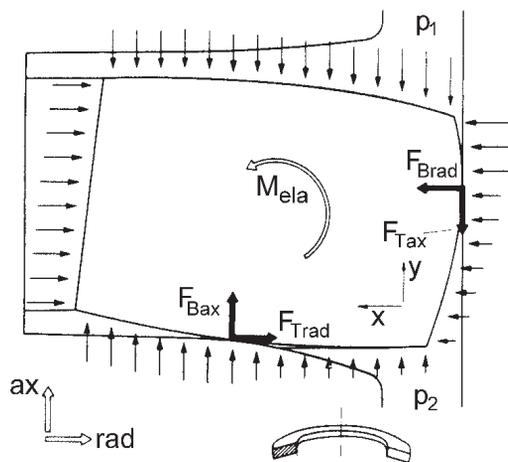
nia [148], oparte na obliczeniach numerycznych wykonanych dla własnego modelu współpracy pierścienia, tłoka i tulei wykazują, że nawet kilkumikronowe odkształcenia cylindra wywołują istotne zmiany w rozkładzie nacisku sprężystego pierścienia i mogą one mieć wpływ na tworzenie się filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej.

*Siła bezwładności* (równanie (3.1); *inne*) w kierunku promieniowym ma wartość pomijalnie małą ze względu na małe wartości przyspieszenia pierścienia w tym kierunku [106, 109].

### Momenty skręcające pierścień

Przedstawione na rysunku 3.1 siły mogą powodować również pochylenia pierścienia względem gładzi tulei. Zjawisko to występuje jako wynik działania równowagi sił, a zwłaszcza siły tarcia między boczną powierzchnią pierścienia a gładzią tulei cylindrowej [175]. Jest ono potęgowane ruchami tłoka w kierunku gładzi i jednoczesnym wystąpieniem siły tarcia między dolną powierzchnią rowka tłoka i pierścieniem. Powoduje ono wygięcie pierścienia w formie talerzowej i zmianę jego położenia względem gładzi tulei. Efektem tego jest docisk pierścienia górnym jego narożem do gładzi tulei oraz zjawisko zużywania się naroża. Po dłuższej takiej współpracy dochodzi do utworzenia owalnego kształtu części roboczej pierścienia zwanego „baryłką” (rys. 3.2).

Obrót pierścienia może wywołać zmniejszenie pola przekroju przestrzeni za pierścieniem oraz zmianę rozkładu ciśnienia działającego na pierścień [174]. W przypadku



Rys. 3.2. Położenie pierścienia w rowku tłoka wywołane oddziaływaniem sił [90]:  $F_B$  – siła bezwładności,  $F_T$  – siła tarcia,  $p_1$  – ciśnienie nad pierścieniem,  $p_2$  – ciśnienie pod pierścieniem,  $M_{ela}$  – moment obrotowy pierścienia

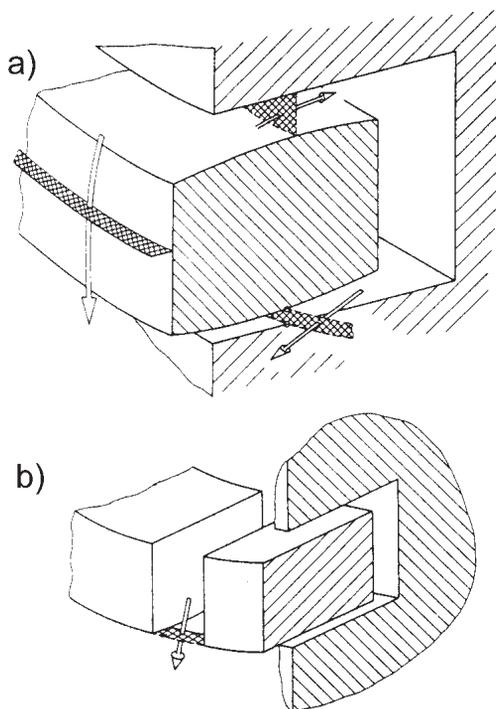
Fig. 3.2. Ring position on a piston groove caused by the actions of force [90]:  $F_B$  – inertial force,  $F_T$  – friction force,  $p_1$  – pressure over the ring,  $p_2$  – pressure under the ring,  $M_{ela}$  – turning moment of ring

kontaktu krawędziowego może dojść do pogorszenia szczelności między półką w rowku pierścieniowym tłoka a pierścieniem [3, 118].

### 3.1. Naciski w zespole tłok–pierścienie–cylinder

Występujące w zespole TPC naciski są następstwem ciśnienia pochodzącego od procesu spalania i sprężystości własnej zespołu pierścieni tłokowych. Wartości tego ciśnienia są określane w wyniku pomiarów bezpośrednich lub obliczeń prowadzonych z wykorzystaniem modeli matematycznych przepływu czynnika w zespole TPC. Jako przykład pomiarów bezpośredniego ciśnienia w przestrzeniach międzypierścieniowych można przytoczyć prace Todsena [179] i Englisha [29]. Stwierdzono w nich ponad dziesięciokrotne zmniejszenie ciśnienia na pierwszym pierścieniu w pierwszej fazie procesu spalania, a więc w przedziale 0–20° OWK.

Podstawowym zagadnieniem w modelowaniu przepływu czynnika w zespole TPC jest opisanie przestrzeni międzypierścieniowych i przepływu gazu między nimi. Ciśnienie jest liczone krokowo z przepływu gazu przez pakiet pierścieni, gdzie wartościami



Rys. 3.3. Szczeliny wypływu gazów na pierścieniu tłokowym [90]:  
a) na powierzchniach uszczelniających, b) na zamku pierścienia

Fig. 3.3. Exhaust parts on piston ring [90]:  
a) on sealing surfaces b) on piston ring joint

brzegowymi jest zmierzone ciśnienie panujące w komorze spalania i skrzyni korbowej. Powinny być uwzględnione przepływy gazu przez zamek pierścienia oraz powierzchnie boczną, górną i dolną pierścienia (rys. 3.3).

W większości modeli zakłada się, że przepływ między pierścieniami, tłokiem i głazką tulei zachodzi zgodnie z przemianą izotermiczną. W praktyce jest to zbliżone do prawdy ze względu na bardzo bliski kontakt tych elementów oraz niewielkie ich przekroje. Nieodczuwalna jest przy tym znajomość temperatury poszczególnych elementów. Najczęściej za model uszczelnienia tłoka z pierścieniami w tulei cylindrowej przyjmuje się labirynt ograniczony powierzchnią tulei, boczną powierzchnią tłoka, powierzchniami górną, dolną i tylną rowków pierścieniowych w tłoku i pierścieniami tłokowymi. Jest to kilka przestrzeni połączonych ze sobą szczelinami dławiącymi. Z charakteru zmian ciśnienia w przestrzeni roboczej silnika wynika, że przepływ w tych przestrzeniach jest nieustalony i jego natężenie zależy nie tylko od przekroju szczelin, ale i objętości poszczególnych przestrzeni [118].

Jak wynika z rys. 3.3 przy ustawieniu pierścienia w tej pozycji przepływ gazu może odbywać się nie tylko przez zamek pierścienia, lecz również wokół pierścienia. Wartość pola przekroju na powierzchni bocznej może dziesiątki razy przekraczać wartość pola przekroju powierzchni zamka pierścienia [166]. Do takiej sytuacji może dojść przy przemieszczeniach promieniowych pierścienia w rowku tłoka.

W wyniku procesu wytwarzania elementów zespołu TPC ich kształt wskutek założonych dokładności wykonawczych odbiega od doskonałości. Może to wpływać na zwiększenie intensywności przepływu czynnika przez powstałe nieszczelności. Mogą to być niekołowości tulei cylindrowych, brak płaskości powierzchni półek rowków pierścieniowych, brak kołowości pierścieni po montażu zespołu TPC i inne. Również w trakcie eksploatacji pojawiają się zmiany przepływu związane z zużyciem elementów zespołu TPC. Objawiają się one przykładowo zwiększeniem zużycia tulei w ZZ pierwszego pierścienia.

Na wartość natężenia przepływu ma również wpływ zmiana warunków pracy silnika, powodująca temperaturowe zmiany geometrii elementów zespołu TPC. Tłok w jednym cyklu pracy wielokrotnie zmienia swoje położenie w tulei, przylegając do jej powierzchni jedną lub drugą stroną oraz przyjmując położenia skośne. Ma to wpływ na zmiany pola powierzchni przekroju zamka.

W przestrzeniach między pierścieniami a półkami rowków tłoka i powierzchnią tulei znajduje się olej smarujący, który powoduje zmniejszenie ich objętości oraz doszczelnienie. Ilość oleju znajdującego się na tych powierzchniach zależy od mikrogeometrii powierzchni oraz ich zwilżalności olejem.

Opisane w literaturze modele matematyczne przepływu gazów w zespole TPC różnią się między sobą zarówno sposobem opisu, jak i zakresem uwzględnianych zjawisk [118]. W modelach Tinga [178], Furuhamy [34] i Mundo [113] założono, że temperatura czynnika w poszczególnych stopniach i ich objętości są stałe i niezmiennie w czasie

oraz że przepływ między poszczególnymi stopniami odbywa tylko przez zamki pierścieni, a ich przekroje są stałe. Sam przepływ jest modelowany jako izentropowy przepływ przez kryzę i korygowany współczynnikiem przepływu. Uwzględniono ponadto, że przepływ w zależności od stosunku ciśnienia przed i za szczeliną może być podkrytyczny lub krytyczny. Zamodelowano zespół trzypierścieniowy, obciążony siłami: ciśnienia gazu, tarcia, oporu oleju podczas osiadania na półce rowka tłoka oraz adhezji pierścienia uszczelniającego. Pominięto uszczelniające działanie pierścienia zgarniającego. W modelu Miyachiki i in. [112] poza wymienionymi cechami uwzględniono uszczelniające działanie pierścienia zgarniającego, zawężając obciążenie do sił pochodzących od ciśnienia gazów i bezwładności. W modelu Yoshidy i in. [192, 193, 194] wprowadzono dodatkowo współzależność między modelem uszczelnienia i modelem dynamiki pierścieni. Polega to na uwzględnieniu dodatkowego pola powierzchni w momencie przepływu czynnika, gdy pierścień nie styka się z rowkiem pierścieniowym. Podobnie Petris i in. [123] również uwzględnili przepływ dookoła pierścienia, opierając się na dotychczas wymienionych modelach, w odmienny sposób licząc pole powierzchni przepływu, jako sumę ważoną pola powierzchni przekroju zamka pierścienia oraz pola powierzchni przekroju między pierścieniem a rowkiem. Wagami są podane w pracy Namaziana i Heywooda [114] współczynniki przepływu w zamku i rowku pierścienia. Ponieważ pole między powierzchnią pierścienia a rowkiem jest małe oraz z uwagi na niedokładności wykonania, uwzględniają oni tę wartość nawet w czasie, gdy pierścień spoczywa na rowku tłoka. Wspomniany model Namaziana i Heywooda [114] w pełni ujmuje zagadnienia przepływu zarówno przez zamek pierścieni, jak i wokół pierścienia. Przyjęto, że labirynt składa się z trzech przestrzeni: dwóch za pierścieniami uszczelniającymi i jednej między nimi. Podobnie jak w przypadku wymienionych modeli pominięto działanie uszczelniające pierścienia zgarniającego. Założono izotermiczny przepływ między stopniami, w których temperatura czynnika jest stała i równa założonej temperaturze cylindra. Najważniejsze jest to, że przestrzenie za pierścieniami są połączone szczelinami o przekrojach wynikających z chwilowych położenia pierścieni w rowkach. Podobnie jak w modelach Tinga i Furuhamy przepływ przez zamek jest izentropowym przepływem przez kryzę, z uwzględnieniem przepływu krytycznego i podkrytycznego. Heywood w pracy [50] powrócił do modelu opublikowanego wspólnie z Namazianem, przedstawiając jego udoskonaloną wersję. Uwzględniono tu uszczelniające działanie pierścienia zgarniającego. Wprowadzono ponadto statyczne i dynamiczne skręcenia poprzeczne pierścieni. Przemieszczenia osiowe oraz skręcenia dynamiczne są tu określone jako wynik równowagi sił i momentów pochodzących od ciśnienia gazu, bezwładności, oporu oleju przy opadaniu pierścienia na półkę rowka w tłoku, nacisków powierzchniowych między półkami rowka i pierścieniem, sił tarcia oraz ciśnienia w filmie olejowym. Przepływ przez szczelinę pierścień–rowek jest modelowany jak w pracy [118] i przyjęty za izotermiczny.

Nieco odmienny sposób opisu wymiany czynnika między przestrzeniami pierścieniowymi zastosował Sygniewicz [165]. Zmienił on założenie o stałej wartości temperatury w stopniach równej wartości temperatury cylindra na zmienną temperaturę wyini-

kającą z równania zmiany energii wewnętrznej czynnika. W modelu tym założono jednak, że objętość stopnia jest stała, a izentropowy przepływ następuje jedynie przez zamek pierścieni. Przekrój powierzchni zamka zmienia się według skali logarytmicznej, która jest związana z założonymi logarytmicznymi zmianami temperatury ścianki tulei cylindrowej wzdłuż jej tworzącej. Opis zmian parametrów charakteryzujących układ oparto na bilansie energii i masy, otrzymując wyrażenia opisujące zmiany temperatury i ciśnienia w poszczególnych stopniach, czyli przestrzeniach międzypierścieniowych. Model Sygniewicza, oprócz wszystkich możliwych przypadków przepływu między stopniami, wynikających z różnicy ciśnienia oraz przepływów podkrytycznych i krytycznych, uwzględnia również wpływ wymiany ciepła między czynnikiem gazowym a otaczającymi go ścianami. Wybrano przy tym i uwzględniono w modelu zależności podane przez: Woschniego dla przepływu burzliwego, Wieganda dla przepływu burzliwego przez przewód o przekroju pierścieniowym odpowiednio na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej, Michiejewa dla przepływu przez przewody o dowolnie skomplikowanych kształtach oraz Pohlhausena dla przepływu laminarnego z uwzględnieniem warstwy przyściennej. Sygniewicz po weryfikacji doświadczalnej stwierdził, że optymalnym modelem wymiany ciepła jest model opisany równaniem zaproponowanym przez Pohlhausena. Wynika to z charakteru przepływu czynnika, który jest burzliwy jedynie w szczelinie międzypierścieniowej i to w bardzo wąskim przedziale obrotów wału korbowego. Model Sygniewicza uwzględnia również zmniejszanie się szczeliny na zamku pierścieni wraz z ruchem tłoka ze zwrotu wewnętrznego do zwrotu zewnętrznego. Weryfikacja doświadczalna modelu wykazała jedynie 15% odchylenia od wartości zmierzonych ciśnienia i przepływu, co pozwala dla konkretnego silnika na określenie objętości przedmuchu spalin do skrzyni korbowej i ciśnień międzypierścieniowych w zależności od wartości luzu na zamku, czy objętości przestrzeni międzypierścieniowych. Kontynuacją badań Sygniewicza jest rozwój modeli matematycznych wykonany przez Smoczyńskiego i przedstawiony w pracach [154–159]. Stosując obliczone za pomocą modelu Sygniewicza ciśnienie Smoczyński oblicza wartości sił działających na pierścien tłokowy wzdłuż osi cylindra i w kierunku promieniowym, dzięki czemu możliwe jest określenie osiowych przemieszczeń pierścienia w rowku pierścieniowym tłoka, sił nacisku pierścienia na półki tłoka oraz obciążenia filmu olejowego między pierścieniem i tuleją cylindrową [158]. W dalszych pracach model jest rozbudowany o skrętne przemieszczenia pierścienia w rowku tłoka [154], odkształcenia pierścienia i półki pierścieniowej w tłoku, co pozwala już na określenie położenia kąтового powierzchni ślizgowej uszczelniającego pierścienia tłokowego względem powierzchni tulei cylindrowej [155, 156], aby w pracy [157] wzbogacić go o odkształcenia cieplne tłoka, pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej. Wraz z omówionym w poprzednich pracach modelem służącym do obliczeń przemieszczeń i odkształceń mechanicznych tłoka i pierścieni tłokowych umożliwia on obliczenie kąta pochylenia uszczelniającego pierścienia tłokowego. Stanowi to punkt wyjścia do optymalizacji powierzchni ślizgowej tego pierścienia w celu zmniejszenia do minimum strat tarcia.

Modelem podsumowującym dotychczasowe opisy procesu przepływu czynnika w labiryncie zespołu TPC jest zaproponowany przez Niewczasa i Koszałkę model opisany w pracach [91, 118]. W modelu tym uwzględniono wpływ zużycia elementów zespołu TPC w trakcie eksploatacji silnika spalinowego, który objawia się w postaci powiększenia luzów oraz zmiany sprężystości pierścieni tłokowych. Ciśnienie w przestrzeniach międzypierścieniowych łączy się z przemieszczeniem pierścieni w rowkach pierścieniowych. Oznacza to, że objętość i pole przekroju zamków pierścieni są funkcjami kąta obrotu wału korbowego, natomiast pole przekroju szczeliny między pierścieniami a półkami rowków pierścieniowych wynika z chwilowych położenia pierścieni w rowkach. Niezależnie rozpatrywane są przestrzenie międzypierścieniowe i zapierścieniowe. Oznacza to uwzględnienie przepływów między bocznymi powierzchniami pierścieni i rowków oraz akumulacyjne działanie przestrzeni zapierścieniowych. W modelu nie uwzględnia się przepływu między boczną powierzchnią pierścienia a tuleją cylindrową zakładając idealną jej kołowość i przyleganie pierścienia na całym obwodzie tulei cylindrowej. W modelu uwzględniono uszczelniające działanie pierścienia zgarniającego oraz deformacje cieplne elementów zespołu TPC. Uwzględniono również wymianę ciepła między przepływającym przez uszczelnienie gazem a ściankami labiryntu. Czynnikiem przepływającym przez labirynt jest gaz półdoskonały, którego energia wewnętrzna oraz ciepło właściwe dla stałej objętości i stałego ciśnienia są zależne tylko od temperatury. Założono, że przepływ czynnika przez szczeliny jest izentropowy. Ciepło między gazem a otaczającymi go ściankami jest wymieniane w stopniach labiryntu. Na podstawie obliczeń z użyciem tego modelu jest możliwe uzyskanie nie tylko ciśnienia w przestrzeniach międzypierścieniowych, lecz również temperatury elementów zespołu TPC. Szczególną zaletą modelu jest wykazanie wpływu prognozowanego zużycia elementów zespołu na wartości ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych oraz wartości przedmuchu spalin do skrzyni korbowej.

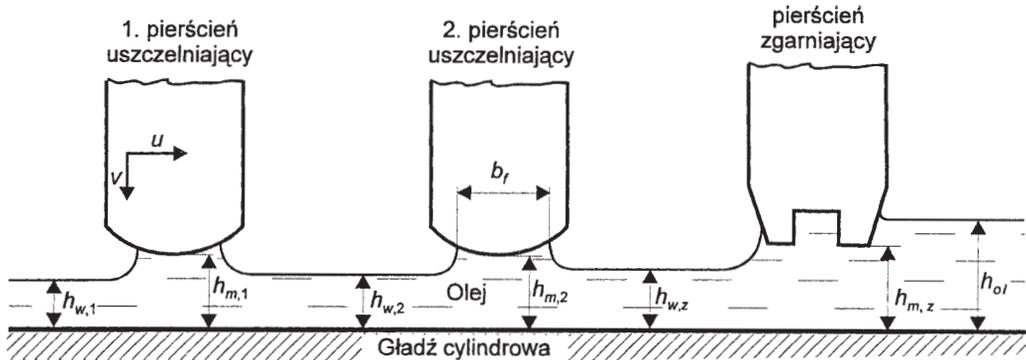
Z zacytowanych prac wynika, że naukowcy zajmujący się badaniami i modelowaniem matematycznym przepływu czynnika w labiryncie pierścieniowym uważają, iż ciśnienie w poszczególnych przestrzeniach międzypierścieniowych jest bezpośrednio związane z siłą tarcia w zespole TPC. Wynika to między innymi z zastosowanych materiałów, z jakich wykonano elementy tego zespołu, a zwłaszcza powierzchnię boczną uszczelniającego pierścienia tłokowego oraz powierzchnię tulei cylindrowej.

### **3.2. Mechanizm oddzielenia pierścienia od gładzi tulei cylindrowej**

Oddzielenie pierścienia od tulei następuje w wyniku oddziaływania hydrodynamicznego lub elastohydrodynamicznego. Zjawiska zachodzące między pierścieniem uszczelniającym a tuleją cylindrową opisano w wielu pracach, między innymi przez Iskrę w pracach [59, 61], Serdeckiego [144, 149], Dowsona [19], Priesta i in. [128], Taylora

[173], Richardsona [134], Richardsona i in. [135], Arcomanisa i in. [7], Coxa [18], Froelunda [32] oraz Knopfa i in. [87].

W przypadku zespołu trzypierścieniowego schemat filmu olejowego można przedstawić jak na rysunku 3.4.



Rys. 3.4. Typowe położenie pierścieni względem cylindra z olejem w szczelinie pod pierścieniami [144]

Fig. 3.4. A typical position of the rings with respect to a cylinder with the port under the rings being packed with oil [144]

W suwach dolotu i rozprężania pierścień zgarniający porusza się po warstwie świeżo zgromadzonego na gładzi tulei cylindrowej oleju  $h_{oi}$ , a pierścienie uszczelniające po warstwie oleju pozostawionej wcześniej przez pierścień zgarniający  $h_{w,z}$ . Przy zmianie zwrotu tłoka kolejność przemieszczania się pierścieni po warstwie oleju ulega odwróceniu. Pierwszy pierścień uszczelniający porusza się po warstwie oleju  $h_{w,1}$  pozostawionej przez siebie w poprzednim suwie, natomiast następujące po nim pierścienie po warstwie oleju pozostawionej przez pierścienie poprzedzające [118].

Aby nastąpiło rozdzielanie powierzchni pierścieni i tulei cylindrowej w filmie olejowym, musi zostać wytworzone ciśnienie, które warunkuje jego nośność. Według Sygniewicza [254] na nośność filmu olejowego decydujący wpływ mają:

- dla suwów rozprężania, wylotu i częściowo sprężania – ciśnienie gazów działające na wewnętrzną powierzchnię pierścienia uszczelniającego; w zależności od przylegania pierścienia do dolnej lub górnej półki tłoka jest to odpowiednio ciśnienie z przestrzeni nad i pod tłokiem.
- dla suwów dolotu i częściowo sprężania – sprężystość własna pierścienia, gdy ciśnienie gazów działających na wewnętrzną powierzchnię pierścienia jest stosunkowo niewielkie, a średnie ciśnienie w filmie olejowym, praktycznie rzecz biorąc, stałe.

Jednak według rozważań przeprowadzonych przez Taylora [173], Yishana [191], Chenga i in. [15], Hammatakę i in. [41], w parze trącej: pierwszy uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa, oprócz dominującego hydrodynamicznego mechanizmu rozdzielania tych elementów, występuje również tarcie elastohydrodynamiczne,

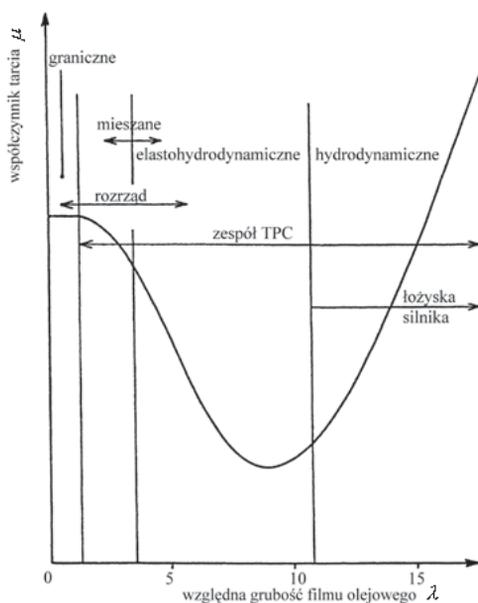
mieszane i graniczne. Na rysunku 3.5 przedstawiono krzywą Stribeck przedstawiającą współczynnik tarcia  $\mu$  w funkcji względnej grubości filmu olejowego  $\lambda$  rozumianej jako iloraz efektywnej grubości filmu i chropowatości powierzchni wyrażonej przez średnią wysokość nierówności  $Ra$ .

Na rysunku 3.5 w przebiegu krzywej Stribeck wyróżniono cztery obszary smarowania charakterystyczne dla zespołu TPC silnika spalinowego:

1. Hydrodynamiczny, w którym powierzchnie elementów są całkowicie rozdzielone filmem olejowym, a ciśnienie w filmie jest wynikiem oddziaływania hydrodynamicznego, w którym lepkość dynamiczna oleju smarującego odgrywa zasadniczą rolę charakteryzującą proces smarowania.

2. Elastohydrodynamiczny, w którym powierzchnie elementów są teoretycznie również rozdzielone, jednak kontakt jest skoncentrowany, film olejowy cieńszy, a na proces smarowania mają wpływ inne zjawiska, takie jak odkształcenia sprężyste warstwy wierzchniej pierścienia i tulei oraz zmiana lepkości dynamicznej pod wpływem ciśnienia.

3. Mieszany, w którym dochodzi do sporadycznego kontaktu nierówności powierzchni, a mechanizm smarowania i nośność filmu olejowego jest sumą oddziaływań elastohydrodynamicznych, hydrodynamicznych i granicznych. Tu istotną rolę odgrywają zjawiska międzyfazowe podczas kontaktu nierówności powierzchni



Rys. 3.5. Krzywa Stribeck identyfikująca różne procesy smarowania w zespołach trących silnika spalinowego [173]

Fig. 3.5. The Stribeck diagram identifying the regimes of lubrication as conventionally associated with specific lubricated engine components [173]

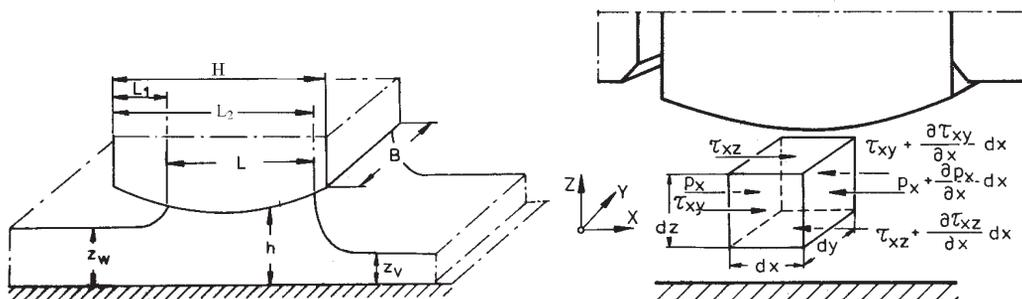
4. Graniczny, w którym podstawową rolę odgrywają międzyfazowe zjawiska fizyczno-chemiczne między powierzchniami elementów pierścienia i tulei, na których są zaadsorbowane warstwy graniczne czynnika smarnego i inne. W tym przypadku lepkość dynamiczna oleju smarującego jest mniej istotna, a zasadniczą rolę odgrywa adhezja oleju smarującego do powierzchni elementów pary trącej, związana ze zwilżalnością.

Dla cieczy niutonowskiej i dominującego zjawiska smarowania hydrodynamicznego, naprężenie styczne jest wprost proporcjonalne do odkształcenia postaciowego:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} = \eta \frac{\partial u}{\partial z} \quad (3.6)$$

gdzie:  $\dot{\gamma}$  – kąt między laminarnie przemieszczającymi się warstwami oleju,  $\tau$  – naprężenie styczne między warstwami cieczy,  $\eta$  – współczynnik lepkości dynamicznej,  $\partial u / \partial z$  – różniczka prędkości przemieszczania w warstwie grubości  $\partial z$ .

Do opisu ilościowego wprowadzono, zgodnie z oznaczeniami przedstawionymi na rysunku 3.6, układ współrzędnych, w którym kierunek  $x$  jest zgodny z osią cylindra, kierunek  $z$  jest prostopadły do osi cylindra, a kierunek  $y$  styczny do obwodu cylindra. Ruch pierścienia po gładzi tulei wywołuje przemieszczanie warstw oleju w filmie olejowym. Największa prędkość jest w kierunku osi  $x$ . Ruch pierścienia wywołuje zmiany naprężenia stycznego  $\tau$  oraz ciśnienia  $p$  w oleju. Na rysunku 3.6 zamieszczono również opis elementarnej objętości oleju i przedstawiono obciążenie, któremu jest ona poddawana.



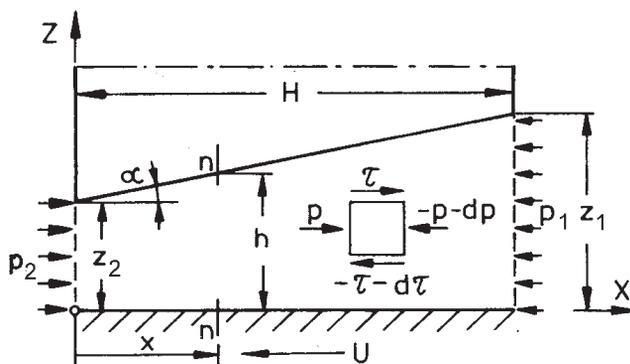
Rys. 3.6. Schemat filmu olejowego między pierścieniem a tuleją cylindrową [59]:  $H$  – wysokość osiowa pierścienia,  $L$  – część wysokości osiowej pierścienia stykająca się z filmem olejowym,  $z_v$  – grubość warstwy oleju na gładzi tulei cylindrowej przed pierścieniem z prostokątnym rozkładem prędkości warstwy oleju,  $z_w$  – grubość warstwy oleju na gładzi tulei cylindrowej po przejściu pierścienia i wyrównaniu prędkości warstwy oleju,  $h$  – lokalna grubość filmu olejowego

Fig. 3.6. A schematic diagram of oil film between the ring and the cylinder sleeve [59]:  $H$  – axial height of the ring,  $L$  – part of the ring axial height which is in contact with the oil film,  $z_v$  – thickness of oil layer on sliding surface cylinder sleeve before the ring with rectangular velocity distribution of oil layer,  $z_w$  – thickness of oil layer on sliding surface cylinder sleeve after passing through the ring and equalized layers velocities of oil,  $h$  – local thickness of oil film

W najprostszym przypadku kształt przekroju powierzchni bocznej pierścienia może być opisany funkcją liniową [59, 61, 144] następującej postaci

$$h = z_1 + mx \quad (3.7)$$

gdzie:  $m = \operatorname{tg} \alpha$  (kąt nachylenia przekroju powierzchni pierścienia do osi  $x$ ; rys. 3.7).



Rys. 3.7. Schemat przedstawiający elementarną objętość oleju w przekroju poddaną obciążeniu, bez przepływu w kierunku osi  $y$  [59]

Fig. 3.7. A diagram showing the elementary volume of oil in subjected to load, assuming jet there in no flow in the direction of  $y$  axis [59]

Po uwzględnieniu funkcji liniowej (3.7) otrzymuje się wyrażenie określające ciśnienie w filmie olejowym w postaci [59, 61]

$$p = \frac{1}{H} \int_0^H p_x dx = \frac{6\eta U}{m^2 H} \left( \ln \frac{z_2 + mH}{z_2} - \frac{2mH}{2z_2 + mH} \right) + p_2 + (p_1 - p_2) \frac{z_2 + mH}{2z_2 + mH} \quad (3.8)$$

Wzór (3.8) dotyczy przypadku warunków ustalonych, w których kształtowanie się filmu olejowego oraz jego otrzymywanie jest niezmiennie w czasie. Oznacza to, że ciśnienie w filmie olejowym  $p$  równoważy ciśnienie  $p_w$  obciążające pierścień tłokowy. Dodatkowe ciśnienie (oznaczone  $p_v$ ) może być wywołane w wyniku zbliżenia pierścienia do gładzi tulei i koniecznością wyciśnięcia pewnej ilości oleju smarującego. Zjawisko to nosi nazwę „efektu wyciskania”. W wyniku zmiany warunków obciążenie pierścienia  $p_w$  jest równoważone sumą ciśnienia  $p$  w filmie olejowym oraz ciśnienia  $p_v$ , będącego wynikiem oddziaływania efektu wyciskania. Ciśnienie w filmie olejowym wywołane sumarycznym efektem poślizgu i wyciskania można wyznaczyć jako sumę ciśnień wywołanych poślizgiem i wyciskaniem

$$p_w = \frac{6\eta U}{m^2 H} \left( \ln \left| \frac{z_1 + mH}{z_2} \right| - \frac{2mH}{2z_2 + mH} \right) + p_2 + (p_1 - p_2) \frac{z_2 + mH}{2z_2 + mH} + \frac{12\eta V}{m^3 H} \ln \left( \frac{z_1}{z_2} - \frac{2mH}{2z_2 + mH} \right) \quad (3.9)$$

W wyrażeniu (3.9) obciążenie pierścienia  $p_w$  jest równoważone składnikami pochodzącymi od kilku czynników. Pierwszy z nich jest wynikiem oddziaływania hydrodynamicznego efektu klina smarnego, drugi i trzeci stanowi wpływ ciśnienia, jakie napotyka pierścień, poruszając się po gładzi tulei cylindrowej i pozostawia po przejściu ( $p_1$  i  $p_2$ ). Ostatni człon jest wynikiem oddziaływania efektu wyciskania oleju. Należy zwrócić uwagę, iż w momencie, gdy prędkość opadania pierścienia na gładź tulei jest zerowa ( $V = 0$ ), wtedy ostatni człon równa się zeru, a wyrażenie (3.9) sprowadza się do wyrażenia (3.8).

Według Dowsona [19] za [118] rozkład ciśnienia w filmie olejowym można wyrazić za pomocą wyrażenia:

$$p = 12\eta u \left[ E + \frac{1}{R} \left( \frac{r\omega}{u} \right) \frac{\partial h}{\partial \alpha} F + C_1 G + C_2 \right] \quad (3.10)$$

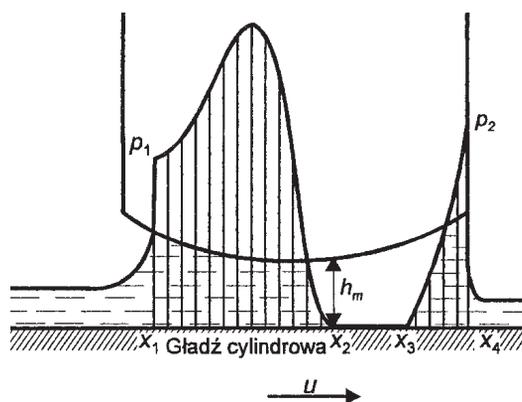
przy czym:

$$E = \int \frac{dx}{h^2} \quad F = \int \frac{x}{h^2} dx \quad G = \int \frac{dx}{h^3}$$

gdzie:  $x$  – współrzędna jak na rys. 3.6,  $\eta$  – lepkość dynamiczna oleju,  $h$  – wysokość szczeliny między współpracującymi elementami pary trącej,  $u$  – prędkość ruchu ślizgowego,  $r$  – promień wykorbienia,  $R$  – promień krzywizny powierzchni ślizgowej pierścienia,  $\omega$  – prędkość kątowna wału korbowego,  $\alpha$  – kąt obrotu wału korbowego (OWK),  $C_1, C_2$  – stałe całkowania.

W równaniu (3.10) są dwie stałe całkowania, co powoduje konieczność wyznaczenia dwóch warunków granicznych, aby określić rozkład ciśnienia w oleju. Na rysunku 3.8 zamieszczono rozkład ciśnienia w filmie olejowym określony przez Dowsona [19]. Ciśnienia powyżej i poniżej pierścienia są równe  $p_1$  oraz  $p_2$ , co odpowiada ciśnieniu w filmie olejowym w punktach oznaczonych na rys. 3.8 jako  $x_1$  oraz  $x_4$ .

Największe ciśnienie hydrodynamiczne, decydujące o nośności filmu olejowego zawiera się między punktami  $x_1$  i  $x_2$ . Dowson zwraca uwagę, że w punkcie  $x_2$  ciśnienie zmniejsza się do ciśnienia nasycenia par oleju w warunkach normalnego ciśnienia atmosferycznego  $p_{\text{atm}}$ . W rezultacie między punktami  $x_2$  i  $x_3$  może dojść do zużycia powierzchni wskutek kawitacji. W obszarze tym przestrzeń szczeliny jest tylko częściowo wypełniona olejem, w którym znajdują się pęcherze par oleju [19] za [116].



Rys. 3.8. Rozkład ciśnienia hydrodynamicznego między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową przy założeniu warunków brzegowych: w punkcie  $x = x_1, p = p_1$ ; w punkcie  $x = x_2, p = p_{atm}$ ; w punkcie  $x = x_4, p = p_2$  [116]

Fig. 3.8. The hydrodynamic pressure distribution between piston ring and cylinder sleeve with boundary conditions: in point  $x = x_1, p = p_1$ ; in point  $x = x_2, p = p_{atm}$ ; in point  $x = x_4, p = p_2$  [116]

W drugim wyróżnionym, między innymi przez Taylora [173] obszarze smarowania, w którym przeważają zjawiska elastohydrodynamiczne, wskutek dużych nacisków jednostkowych istotną rolę mogą odgrywać odkształcenia sprężyste warstw wierzchnich elementów pary trącej oraz ściśliwość olejów smarujących. O ile wykazano, że dla olejów mineralnych można pominąć ich ściśliwość, o tyle dla olejów syntetycznych zjawisko to odgrywa znaczącą rolę [54, 60, 70]. W rzeczywistości nie ma cieczy idealnie lepkiej i nie wykazującej sprężystości, która objawia się ściśliwością. Czynnikiem lepkosprężysty opisuje teoria Maxwella. Przepływ cieczy lepkosprężystej opisuje równanie Maxwella w postaci:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\eta} + \frac{\dot{\tau}}{G} \quad (3.27)$$

gdzie:  $\dot{\gamma}$  – zmiana odkształcenia postaciowego,  $\tau$  – naprężenia styczne,  $\eta$  – lepkość dynamiczna,  $G$  – moduł sprężystości poprzecznej.

Dla cieczy niutonowskiej ( $G = \infty$ ) naprężenia styczne są wynikiem lepkości. W cieczach makswelewskich naprężenia te są dodatkowo wynikiem relaksacji odkształcenia o zwrocie przeciwnym do sił lepkości. Siły sprężystości wywołują dodatkowe naprężenia styczne określane w mechanice przepływu cieczy lepkosprężystych jako naprężenia „ekstra”. Występowanie sił sprężystości powoduje, iż wypadkowe naprężenia styczne w warstwie cieczy Maxwella są mniejsze niż w warstwie cieczy niutonowskiej. W rezultacie w oleju o cechach sprężystych występują inne naprężenia styczne, powodujące odmienny przebieg chwilowych sił tarcia. Dopóki prędkość przepływu oleju nie zmienia zwrotu, dopóty sprężystość oleju można określić jako pozorne zmniejszenie lepko-

ści [144]. Jednak w obszarach zwrotnych ruchu tłoka takie postępowanie nie jest możliwe. Dochodzi tutaj do dodawania się naprężeń stycznych pochodzących od siły lepkości i sprężystości. Powoduje to chwilowe zwiększenie siły tarcia wewnętrznego w oleju. Siły sprężystości, oprócz wspomnianego wcześniej efektu wywołanego naprężeniem „ekstra”, powodują tzw. przepływ wtórny, który może mieć wpływ na ogólny bilans przepływu oleju w szczelinie smarnej. Z rozważań wpływu sprężystości oleju na wartości strat tarcia zamieszczonych w pracach [54, 71] wynika, że przy założeniu modułu sprężystości poprzecznej  $G$  równej 0,1 kPa siła tarcia zmniejsza się o około 50%. Dodatkowo może wystąpić efekt spęcznienia warstwy oleju, zwany efektem Weissenberga [70], przyczyniający się do zwiększenia pokrycia olejem powierzchni ślizgowej pierścienia. Moduł sprężystości poprzecznej o wartości 10 kPa już nie ma istotnego wpływu na straty tarcia. Po uwzględnieniu sprężystości oleju smarującego uzyskuje się mniejsze średnie wartości straty tarcia w filmie olejowym, przy występowaniu ich zwiększenia w punktach zwrotnych ruchu tłoka [21, 42].

Olej smarujący, traktowany obecnie podobnie jak element konstrukcyjny silnika, jest oparty na komponentach bazowych, które są czystym olejem mineralnym, będącym jedną z frakcji destylacji ropy naftowej, odpowiednio zmodyfikowanym pod kątem poprawy jego różnych właściwości, a szczególnie reologicznych [132]. Modyfikowanie to polega na wprowadzeniu pakietu związków chemicznych (dodatki uszlachetniających) przede wszystkim ciekłych polimerów otrzymanych syntetycznie. Udział dodatków uszlachetniających w olejach mineralnych dochodzi nawet do 25% wagowych. Podobny proces uszlachetniania odbywa się także przy produkcji olejów półsyntetycznych i syntetycznych [70, 74]. Obecność ciekłych polimerów w olejach smarujących nadaje im nowe właściwości, zwłaszcza sprężystość postaciową, o której wcześniej wspomniano. Wyraźnie jawi się tendencja do zmniejszania zawartości fosforu w oleju smarującym, występującego w postaci ditiofosforanu cynku; najlepszego obecnie dodatku przeciwzużyciowego. Stwarza to konieczność opracowywania nowych biodegradowalnych dodatków. Efekt dobrego smarowania można uzyskać, stosując oleje o dużej lepkości i małych zmianach lepkości wraz z temperaturą. Im bardziej lepki jest olej, tym większe wywołuje opory ruchu, a tym samym większe zużycie paliwa. Aby ograniczyć zużycie paliwa, należy stosować olej o możliwie małej lepkości i dużym wskaźniku lepkości. Olej taki nie będzie wtedy łatwo wypływał ze strefy współpracy elementów i skutecznie zabezpieczy je przed zużyciem i zatarciem [55, 56, 138].

Podczas eksploatacji ze zwiększeniem temperatury pary trącej następuje trwałe i przemijające zmniejszenie lepkości oleju smarującego [48, 131]. Zmniejszenie lepkości może być uważane jako znamienna cecha danego oleju, a także jako sprawdzian jakości zawartych w nim polimerów. Trwałe zmniejszenie lepkości jest skutkiem mechanicznej destrukcji długołańcuchowych polimerów. Zauważono również inne niepokojące zjawisko. Prowadzone badania [48] pozwoliły stwierdzić, że niektóre dodatki lepkościowe zmieniają skuteczność zwiększania lepkości w obszarach intensywnego przemieszcza-

nia się oleju w cienkiej warstewce oddzielającej współpracujące elementy. Długołańcuchowe polimery mogą się wtedy orientować wzdłuż kierunku intensywnego przepływu oleju, co pogarsza efekt ich działania. Po opuszczeniu strefy intensywnego przepływu, polimery znów rozpraszają się bezładnie w oleju, a zatem lepkość wraca do wartości wyjściowej. Zjawisko to nazwano przemijającym spadkiem lepkości. Przemijająca zmiana lepkości oleju, w obszarze współpracy elementów smarowanych hydrodynamicznie, niekorzystnie wpływa na ich trwałość, powodując różnice stopnia zużycia przy stosowaniu olejów o identycznym zakresie klasy lepkości, lecz skomponowanych z zastosowaniem różnych typów dodatków lepkościowych. W związku z tym, zastosowanie dodatku lepkościowego o wyraźnie większej odporności na ścinanie mechaniczne nie gwarantuje lepszej trwałości elementów silnika pracujących w warunkach tarcia hydrodynamicznego [48].

Znajdujący się między współpracującymi elementami (pierścieniami, tuleją cylindrową i tłokiem) olej smarujący ulega zużyciu w wyniku oddziaływania zjawisk opisanych w poprzednich rozdziałach, między innymi przepompowywania i zgarniania oleju z powierzchni tulei cylindrowej przez zespół pierścieni oraz jego odparowywania z powierzchni gładzi tulei cylindrowej [147]. Zwiększeniu prędkości obrotowej silnika towarzyszy zmniejszenie objętościowego zużycia oleju przypadającego na jeden cykl pracy silnika. Obserwuje się ponadto zwiększenie ilości zużywanego oleju wraz ze zwiększeniem kąta pochylenia pierścienia w rowku pierścieniowym. Zużycie oleju silnikowego jest uzależnione również od wymiarów geometrycznych silnika. Istotną rolę odgrywa tutaj między innymi stosunek skoku tłoka do średnicy cylindra. Na podstawie badań stwierdzono, że ze zwiększeniem wartości tego parametru następuje zwiększenie tarcia oraz zmniejszenie zużycia oleju smarującego [141]. Zużycie to zależy również od efektywności działania pierścienia zgarniającego [64]. Obecnie stosuje się we współczesnych silnikach półki pierścieni zgarniających o wysokości nie przekraczającej 0,3 mm, przy nacisku jednostkowym na gładź tulei około 2 MPa. Zapewnia to tak skuteczne zgarnianie oleju silnikowego, że jego zużycie jest w rezultacie zmniejszone do 0,5 g/kWh. Zużycie oleju smarującego może ulec istotnemu zwiększeniu przez zmniejszenie wysokości pierścienia uszczelniającego w celu zmniejszenia strat energii na tarcie w procesie smarowania hydrodynamicznego. Jednym ze sposobów zapobieżenia temu zjawisku jest zaproponowany w pracy [64] proces polegający na jednoczesnym zmniejszeniu wysokości pierścienia uszczelniającego i redukcji wysokości półek pierścienia zgarniającego.

Tworzący się między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową film olejowy wykazuje zmienną grubość w czasie trwania cyklu pracy. Tateyski podaje, że waha się ona od około 0,8  $\mu\text{m}$  do kilku  $\mu\text{m}$ . Minimalna wartość występuje po zwrocie zewnętrznym w czasie suwu rozprężania [172]. Tak mała grubość filmu olejowego może prowadzić do zaistnienia zjawiska tarcia mieszanego, co uwzględnił Taylor (rys. 3.5) [173]. Zjawisku temu można przeciwdziałać, wprowadzając nowe materiały na powłoki przeciwzużyciowe odznaczające się dużą odpornością na zużycie adhezyjne [136]. Zastosowa-

nie na powłoki przeciwzużyciowe elementów zespołu TPC nowych materiałów stwarza konieczność opracowania nowych olei smarujących, na co zwraca uwagę Stolarski w pracy [164] oraz Wakuri i inni w pracy [183]. Przykładowo w pracy [185] prowadzono badania porównawcze polegające na pomiarze wartości współczynnika tarcia między różnymi wariantami wykonania pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej w obecności różnych środków smarnych. Uzyskane wyniki wykazały, że olej zawierający dodatek siarczku molibdenu we wszystkich przypadkach spowodował zmniejszenie współczynnika tarcia od 2 do 3 razy.

Rozkład ciśnienia w filmie olejowym jest zależny przede wszystkim od wysokości pokrycia powierzchni pierścienia olejem (rys. 3.8). Wysokość ta jest wynikiem między innymi zjawisk międzyfazowych opisanych w rozdziale 2. Z przedstawionych rozważań można wysnuć wniosek, że istnieje możliwość zmniejszenia tarcia właśnie w wyniku zmniejszenia zwilżalności pierścienia tłokowego olejem smarującym. Zwłaszcza spowoduje to zwiększenie nacisków jednostkowych, lecz opory ruchu mogą zmaleć w wyniku mniejszej wartości pracy adhezji między olejem a powierzchnią pierścienia od pracy kohezji w oleju smarującym. Szczególnego znaczenia nabiera to podczas tarcia mieszane i granicznego.

### **3.3. Zużycie i straty energii na tarcie zespołu tłok–pierścienie–cylinder**

Straty mocy związane z tarciem decydują o sprawności mechanicznej układu TPC. Ogólnie sprawność ta dla silnika spalinowego ma wartość zbliżoną do 0,8 [116]. Jej wartość maleje wraz ze zmniejszaniem się obciążenia silnika. Jak wspomniano, ograniczenie strat energii na tarcie przynosi wymierne efekty ekonomiczne. Taylor [173] ocenia, że straty energii na tarcie przypadające na zespół TPC wynoszą 45% ogólnych strat tarcia w silniku spalinowym. Z kolei 75% z nich należy przypisać stratom na tarcie pierścieni tłokowych, pozostałe 25% na tarcie płaszcza tłoka o gładź tulei cylindrowej.

Na wartości strat tarcia mają wpływ czynniki natury konstrukcyjnej oraz parametry ruchowe [115, 195]. Badania bezpośrednie strat na tarcie prowadzono od wielu lat. Przykładem tych badań są prace opublikowane przez Furuhamę w 1979 roku [33]. Zastosował on do uszczelnienia komory spalania połączenia wykonane z falistej blachy. Zmierzone wtedy maksymalne wartości siły tarcia występują tuż po zwrocie zewnętrznym w suwie rozprężania. Praktycznie występuje to w przypadku maksymalnej wartości siły gazowej. Chociaż ta maksymalna wartość ma niewielki wpływ na ogólne wartości strat tarcia, na które w największym stopniu wpływają wartości siły tarcia w fazie, gdy nie występuje maksymalne ciśnienie spalania. Konstrukcja połączeń tulei cylindrowej z blokiem z blachy falistej została rozwinięta i zmodernizowana przez Tiela [176], który podał wzory na obliczanie kształtu falistego połączenia tulei z głowicą, pozwalające na kompensację osiowych wydłużeń spowodowanych ciśnieniem w komorze spalania. Na

uwagę zasługuje również przedstawione przez Krausego w pracy [94] uszczelnienie hydrostatyczne. Badania bezpośrednich pomiarów tarcia przedstawił w 1995 roku Halsband [40]. Zmierzono siły tarcia, korzystając z silnika testowego o specjalnej konstrukcji uszczelnienia tulei z głowicą oraz specjalnej konstrukcji mocowania tulei cylindrowej umożliwiającej jej wychylenia. Dzięki temu wykonano tensometryczne pomiary wartości siły normalnej. Stanowisko to umożliwiło wykonanie wariantowych pomiarów wartości sił tarcia w zależności od wielkości parametrów opisujących chropowatość powierzchni, zastosowanych materiałów oraz wymiarów geometrycznych tłoka i pierścieni tłokowych. Podczas ruchu silnika z małymi prędkościami obrotowymi ( $1000 \text{ min}^{-1}$ ) i przy dużym obciążeniu  $p_i = 0,5 \text{ MPa}$ , w czasie zwrotu zewnętrznego występują zwiększone siły tarcia, wskazujące na występowanie zjawiska tarcia mieszanego. Zwiększenie prędkości obrotowej silnika powoduje zmniejszenie sił tarcia w czasie zwrotu wewnętrznego. Stwierdzono, że potencjalne możliwości zmniejszenia strat energii na tarcia są związane z ukształtowaniem powierzchni tulei cylindrowej oraz tłoka i pierścieni tłokowych, a zwłaszcza pierwszego pierścienia uszczelniającego. Znaczący wpływ na straty tarcia ma zarówno mikrogeometria powierzchni tulei cylindrowej, jak i zastosowane materiały [40]. W tym celu porównano, między innymi, klasyczną powierzchnię szlifowaną w procesie honowania z powierzchnią honowaną dwustopniowo z podwojoną fazą plateau. Zmierzono zwiększone wartości sił tarcia dla powierzchni honowanej dwustopniowo dla wszystkich obciążeń oraz prędkości obrotowych. Halsband tłumaczy tę różnicę zbyt dużym pochłanianiem oleju przez nierówności powierzchni tulei. Najmniejsze wartości sił tarcia zmierzono dla tulei wykonanej według technologii nazywanej Nikasil. Mimo bardzo dużej gładkości powierzchni w żadnym z obciążeń oraz prędkości obrotowych nie stwierdzono występowania zwiększenia sił tarcia charakterystycznego dla tarcia mieszanego. Mechanizm powstawania zjawiska tarcia i wielkość siły tarcia są ściśle zależne od średniej prędkości ruchu tłoka, temperatury elementów układu korbowego i obciążeń.

Siła tarcia zależy od mikrogeometrii powierzchni tulei i właściwości materiałów elementów układu. Można ją zmniejszyć między innymi przez zmniejszenie powierzchni styku elementów pary trącej. Prace nad tymi zagadnieniami prowadzili między innymi Gembara i Serdecki [35, 139], wspomniany Halsband [40], Iskra [64], Tateishi [172], Wrede [189] i wielu innych. Wynika z nich, że zmniejszenie powierzchni styku może doprowadzić do redukcji strat tarcia w procesie smarowania hydrodynamicznego, ale to powoduje zwiększenie zużycia oleju smarującego. Przykładowo, Halsband w celu sprawdzenia tego efektu zmierzył wartości siły tarcia przez zmniejszenie wysokości pierścieni tłokowych z równoczesnym zmniejszeniem o 50% sprężystości własnej pierwszego pierścienia uszczelniającego [40]. Stwierdzono, że zmniejszenie powierzchni styku powoduje zmniejszenie sił tarcia podczas smarowania hydrodynamicznego. Jednak zmniejszenie powierzchni poniżej pewnego optimum powoduje gwałtowny wzrost sił tarcia, ponieważ wymiar powierzchni styku zależy, między innymi, od zwiększenia temperatury elementów (przede wszystkim pierścienia tłokowego i tłoka) wskutek zmniejszenia

powierzchni transferu ciepła i w rezultacie spadku lepkości oleju smarującego. Negatywnych skutków zmniejszenia wysokości pierścienia nie zanotowano przy współpracy z tuleją cylindrową typu Nikasil. Stwierdzono jedynie pozytywny wpływ redukcji powierzchni styku w postaci zmniejszenia strat energii na tarcie [35, 40]. Stosowanie niskich pierścieni stwarza wiele innych problemów związanych z ich poprawnym wykonaniem. Niski pierścień lepiej dopasowuje się do gładzi tulei cylindrowej, jednak zmniejszenie jego wysokości może łączyć się ze zwiększeniem zużycia oleju silnikowego [170].

Zmniejszenie powierzchni styku, a tym samym zmniejszenie strat tarcia, można również uzyskać przez zmniejszenie liczby pierścieni uszczelniających [174]. Obecnie dość powszechnie jest stosowany układ trzypierścieniowy. Przykładowo, Serdecki [143] przeprowadził analizy symulacyjne polegające na wyeliminowaniu jednego z pierścieni uszczelniających, tworząc tym samym układ dwupierścieniowy. Zgodnie z przewidywaniami spowodowało to zmniejszenie strat energii na tarcie, ale jednocześnie zwiększenie zużycia oleju smarującego. Układ dwupierścieniowy pozostawia na gładzi tulei cylindrowej warstwę oleju smarującego o większej grubości, niż układ trzypierścieniowy. Warstwa ta jest zgarniana do komory spalania. Istotnym zaburzeniem pracy może być ponadto zmniejszenie efektywności uszczelnienia oraz zwiększenie temperatury elementów układu TPC. Zwiększeniu zużycia oleju smarującego można w przypadku układu dwupierścieniowego przeciwdziałać przez skuteczne działanie pierścienia zgarniającego.

Również duży wpływ na straty energii na tarcie ma „baryłkowaty” kształt pierścienia zgarniającego. Serdecki [139, 140] stwierdza, że zwiększenie wymiaru baryłkowatości powoduje zmniejszenie wartości strat energii na tarcie, z jednoczesnym zwiększeniem zużycia oleju smarującego. Twierdzi on również, że moc przeznaczona na tarcie w małym stopniu zależy od obciążenia silnika [142, 145].

Siła tarcia między powierzchnią boczną pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej jest zależna od wartości sprężystości własnej pierścienia. Jej wartość zmniejsza się wraz ze zmniejszeniem się sprężystości własnej pierścienia tłokowego, przez co zmniejsza się zużycie pierścienia [103, 105, 109]. Szczególnie zjawisko to dotyczy pierścienia uszczelniającego. Ze zmniejszeniem siły sprężystości rośnie zużycie oleju silnikowego. W pewnym stopniu można temu przeciwdziałać, stosując inny materiał na pierścienie. Z przeprowadzonych przez Nakadę [103] badań wynika, że pierścienie wykonane ze stali charakteryzują się mniejszym zużyciem oleju smarującego.

Pierścień tłokowy jest elementem sprężystym i jako taki może wpadać w drgania, które wywierają istotny wpływ na parametry pracy silnika, powodując przede wszystkim zwiększenie nieszczelności i przedmuchy spalin do skrzyni korbowej oraz powodują zmiany grubości filmu olejowego między pierścieniem i gładzią tulei cylindrowej, co ma negatywny wpływ na straty energii na tarcie [63].

Bezpośrednim następstwem strat tarcia w zespole TPC są zachodzące w nim procesy zużycia silnika spalinowego [65, 152]. Zespół TPC pracuje w warunkach obciążeń

mechanicznych, chemicznych, zmęczeniowych i korozyjnych. W związku z tym występują tutaj niemalże wszystkie postacie zużycia. Wśród nich można wyróżnić: zużycie adhezyjne, w tym skrawanie, odkształcenia, zużycie ściernie, zużycie korozyjne.

*Zużycie adhezyjne, skrawanie i odkształcenia* są powodowane przerwaniem filmu olejowego przez szczyty nierówności powierzchni pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej oraz ich wzajemnym tarcieniem. Procesy te powodują usuwanie szczytów nierówności w strefie wierzchołków powierzchniowych, co może doprowadzić do całkowitego ich zaniku. Zjawiska te występują silnie w początkowej fazie ruchu, a zwłaszcza w procesie docierania.

*Zużycie ściernie* jest wywołane również przez różne zanieczyszczenia i materiały ściernie, które dostały się między tuleję cylindrową a pierścień tłokowy. Zależność zużycia zespołu TPC silnika spalinowego od koncentracji cząstek ściernych jest w przybliżeniu liniowa [80]. Decydujący wpływ na wartość zużycia ściernego pary trącej pierścienie tłokowe–tuleja cylindrowa mają wymiary, kształt i twardość cząstek.

*Zużycie korozyjne* stanowi mechanizm, w wyniku którego na powierzchni tulei lub pierścienia tłokowego powstają związki chemiczne, niemetaliczne, które zostają usunięte w wyniku współpracy elementów. Korozja w silnikach spalinowych może być wywołana przez różne czynniki, między innymi koncentrację wody oraz różnych kwasów pochodzących od gazów spalinowych, składu paliwa, stopnia spalania paliwa i innych. Istnieją jednakże dwa zasadnicze przypadki, w których zużycie korozyjne jest bardzo znaczne [92]. Pierwszy z nich, gdy temperatura elementów uszczelnienia (szczególnie tulei cylindrowej) jest wystarczająco niska do umożliwienia kondensacji pary, a paliwo zawiera wystarczającą ilość siarki do kondensacji kwasu siarkowego na tulei cylindrowej. Z badań przeprowadzonych przez Englisha [29] wynika, że intensywne zwiększenie zużycia korozyjnego pierścieni tłokowych i gładzi tulei cylindrowej następuje, gdy ich temperatura jest niższa niż 115 °C w miejscu ZZ, a w paliwie jest około 0,8% siarki. Obecnie wyeliminowano siarkę z paliwa, zastępując ją innymi dodatkami polepszającymi właściwości tribologiczne oleju napędowego. Jeżeli jednak temperatura tulei spadnie poniżej punkty rosy dla pary wodnej, to może dojść do kondensacji wody. W tej sytuacji w wyniku rozpuszczenia CO<sub>2</sub> w wodzie powstaje kwas węglowy. Jest to druga główna substancja odpowiedzialna za zużycie korozyjne elementów silnika spalinowego. Intensyfikacja procesów zużycia korozyjnego w silniku spalinowym, abstrahując od przyczyny jego zaistnienia, powoduje pojawienie się cząstek związków chemicznych (przede wszystkim tlenków), które prowadzą w sposób pośredni do przerwania filmu olejowego lub są przepychane przez pierścienie tłokowe. Jest to zależne od ich rozmiaru i aktualnej grubości filmu olejowego między pierścieniem tłokowym i tuleją cylindrową. Związki te mogą się ponadto rozpuszczać w oleju smarującym, powodując jego przedwczesną degradację, a tym samym pogarszając jego właściwości tribologiczne. Podobne zjawiska zachodzą w przypadku cząstek innego pochodzenia. Najniebezpieczniejsze z nich to takie, których rozmiar jest mniejszy od grubości filmu olejowego, ponieważ to one właśnie przedostają się między pierścień tłokowy, a tuleję cylindrową, powodując zużycie ściernie [80].

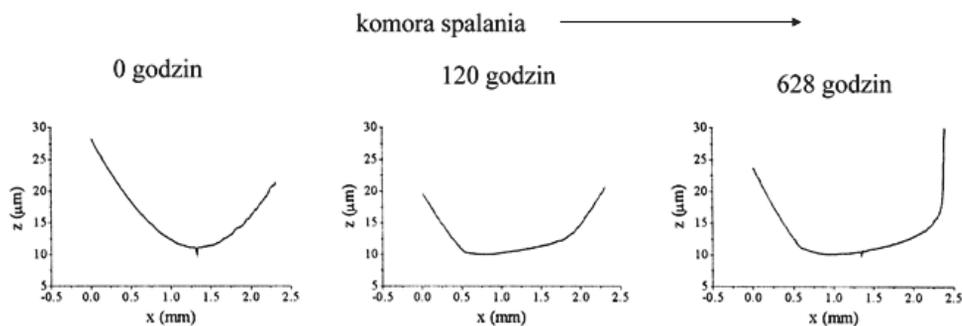
Zużycie pary trącej pierścien tłokowy–tuleja cylindrowa jest ściśle zależne również od topografii powierzchni tulei i pierścienia [106, 121]. Z licznych prac, w tym autora tej monografii, wynika, że powierzchnie współpracujących ze sobą elementów muszą być tak ukształtowane, aby zapewnić zarówno odpowiednią nośność, jak i utrzymywanie oleju smarującego. Przykładowo, dominującym obecnie kształtem tulei jest powierzchnia honowana dwustopniowo. To znaczy oprócz wykonania typowych bruzd honowniczych dodatkowo wykonuje się dogładzanie fazy plateau. W ten sposób skrócony jest do minimum proces docierania [76, 79, 85]. Ulegające zużyciu w pierwszej fazie ruchu najwyższe nierówności powierzchni są już zniwelowane w procesie dogładzania. Dodatkowo zapobiega to nadmiernemu zużyciu pierścienia tłokowego, powodując ogólne wydłużenie trwałości pary trącej.

W wyniku oddziaływania osiowej siły gazowej oraz ruchów pierścienia w rowku tłoka ulegają zużyciu również warstwy wierzchnie przy powierzchni dolnej i górnej pierścienia współpracujące z górną i dolną powierzchnią rowka pierścieniowego tłoka. Ubytek materiału w warstwie wierzchniej na górnej i dolnej powierzchni pierścienia jest wywołany zasadniczo różnym mechanizmem zużycia. W warstwie wierzchniej przy górnej powierzchni występuje przede wszystkim zużycie korozyjne, a przy dolnej adhezyjne i ściernie [69].

Stwierdzono również, na podstawie badań eksploatacyjnych [66], że wraz ze zwiększeniem średnicy cylindra wskutek zużycia następuje intensyfikacja ruchów bocznych tłoka, szczególnie w trakcie procesu rozgrzewania silnika, co powoduje zwiększenie intensywności zużycia osiowego pierścienia tłokowego. Intensywność tego procesu rośnie wraz z powiększeniem się kąta pochylenia powierzchni bocznej pierścienia tłokowego w przypadku pierścieni trapezowych.

Aby ograniczyć do minimum zużycie warstwy wierzchniej przy powierzchni bocznej pierścienia, jak wcześniej wspomniano, nadaje się jemu kształt przekroju możliwe zbliżony do tego, który uzyskuje po zakończeniu procesu docierania [35]. Dominującym rozwiązaniem jest nadawanie zewnętrznej powierzchni roboczej kształtu owalnego, aby sprzyjać powstawaniu klina smarnego [81]. Zaletą pierścieni uszczelniających o kształcie baryłkowatym jest mała wrażliwość na ruchy boczne tłoka. Taki kształt powierzchni roboczej nie dopuszcza do wystąpienia nacisków krawędziowych, a dzięki temu ogranicza zużycie oleju przy skośnym ustawieniu tłoka. Dalszą zaletą wykonania baryłki jest liniowy styk powierzchni roboczej pierścienia z powierzchnią cylindra, co z kolei skraca proces docierania [36]. Początkowo nadany kształt powierzchni roboczej, szczególnie pierwszego pierścienia uszczelniającego, ulega zmianom podczas jego eksploatacji. Na rysunku 3.9 przedstawiono zarys profilu pierścienia w trakcie eksploatacji [128]. Początkowy kształt niesymetrycznej „baryłki” z wierzchołkiem powyżej połowy wysokości pierścienia po zużyciu doprowadza do powstania niesymetrycznej „baryłki”, z wierzchołkiem poniżej połowy wysokości osiowej pierścienia.

W wyniku procesu powstawania zmiennego przekroju pierścienia, poza nadawaniem odpowiedniego kształtu, uzyskuje się również odpowiednią chropowatość jego powierzch-



Rys. 3.9. Zmiany profilu przekroju pierścieni w czasie eksploatacji [128]

Fig. 3.9. Variation of measured ring profiles with time [128]

ni, o pewnej anizotropii wynikającej z obróbki szlifowaniem i docieraniem [170]. Początkowo chropowatość znacznie zmniejsza się [168], następuje wtedy wygładzanie powierzchni pierścienia z jednoczesną zmianą powierzchni tulei. Po pewnym czasie powierzchnia tulei osiąga charakterystyczną dla konkretnego typu silnika chropowatość. Jednak znaczący wpływ ma początkowa chropowatość. Obecnie nie ma niestety określonych wartości parametrów chropowatości gładzi tulei i powierzchni pierścienia uznanych za optymalne. Przykładowo Shuster i in. [151] przeprowadził pomiary mikrostruktury, twardości oraz mikro- i makrogeometrii uszczelniających pierścieni tłokowych z wariantowo wykonanymi powłokami przeciwzużyciowymi. Pomiary wykonano przed i po testach silnikowych trwających 150, 1000 i 4000 godzin. Stwierdzono między innymi znaczne zmiany mikrogeometrii powierzchni badanych pierścieni. We wszystkich przypadkach powierzchnia uległa wygładzeniu tworząc niemal jednolitą fazę plateau. Wyjściowe wartości  $Ra = 0,32\text{--}0,42\ \mu\text{m}$  zmniejszyły się do  $0,01\text{--}0,04\ \mu\text{m}$ . Podobne prace, jak Shuster [151], prowadzili Starczewski i Szudrowicz [161], badając zespół TPC, w którym uszczelniające pierścienie tłokowe z powłoką chromową miały zróżnicowaną siatkę spękań chromu. Wyniki badań wykazały, że gęstsza siatka spękań powoduje mniejszą wartość zużycia zespołu TPC. Potwierdza to istotny wpływ początkowej chropowatości powierzchni pierścieni i gładzi tulei cylindrowej na wartość zużycia.

Prawidłowo wykonany pierścień tłokowy zapewnia właściwy rozkład nacisków na tuleję cylindrową. Jednak jednostkowa siła nacisku pierścienia na gładź tulei, mimo jego wykonania o naciskach, przykładowo równomiernych, nie jest jednakowa na całym obwodzie pierścienia. Przyczyny tego są wielorakie. Przede wszystkim cylinder, z którym pierścień współpracuje nigdy nie jest idealnie okrągły, gdyż jego kształt jest wynikiem, między innymi, odkształceń cieplnych i innych pochodzących chociażby od śrub przykręcenia głowicy. Deformacja kołowości cylindra może być ograniczona przez zmniejszenie do minimum liczby śrub mocujących głowicę cylindrową [58]. Można w ten sposób znacznie ograniczyć zmniejszenie nacisku jednostkowego pierścienia na gładź cylindra.

Swobodna postać pierścienia jest zawsze tylko przybliżeniem postaci teoretycznej, dla której rozkład nacisków jest identyczny z założonym [109]. Wpływa na to tolerancja wykonawcza pierścienia, a przede wszystkim odchyłka grubości promieniowej i w mniejszym stopniu wysokości osiowej pierścienia. Również zmiany modułu sprężystości wzdłużnej są przyczyną odstępstw od założonego rozkładu nacisków.

Można stwierdzić, że zużycie zachodzące w zespole TPC jest wynikiem przedostania się między jego elementy cząstek różnorodnego pochodzenia lub w wyniku nadmier nego zbliżania się elementów do siebie i styku nierówności powierzchni. Styk ten może być bezpośredni lub przez warstwy graniczne na nich zaadsorbowane. Istotny wpływ na zużycie mają również nieprawidłowości kształtu. Niezmiernie istotne jest przy tym dobranie odpowiednich materiałów na elementy zespołu TPC.

## Podsumowanie

Na podstawie przestudiowanych rozważań, dotyczących sił i nacisków w zespole TPC silnika spalinowego oraz związanych z nimi zjawisk tarcia i zużycia, stwierdzono, co następuje:

1. Wypadkowe siły promieniowe występujące w zespole TPC są równoważone ciśnieniem w filmie olejowym, występującym w warstwie oleju pod przemieszczającym się zespołem pierścieni tłokowych. Rozkład tego ciśnienia jest ściśle związany z profilem przekroju poprzecznego powierzchni roboczej pierścienia i wynika również z wysokości pokrycia pierścienia olejem smarującym. Zmniejszenie wysokości pokrycia może skutkować zwiększeniem wartości nacisków jednostkowych, co powoduje odkształcenia sprężyste oleju i powierzchni elementów zespołu TPC. Zjawisko to może ulec nasileniu w przypadku olejów pochodzenia syntetycznego, co powoduje powstawanie klina smarnego w procesie typu elastohydrodynamicznego.

2. Maksymalne zużycie zespołu TPC następuje w okolicach zwrotu zewnętrznego (ZZ) i zwrotu wewnętrznego (ZW). Dominującym zjawiskiem tarcia, zwłaszcza w ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego, jest tarcie mieszane. Dochodzi do niego przede wszystkim ze względu na zatrzymanie ruchu oraz w wyniku zmniejszenia prędkości obrotowej silnika, z jednoczesnym zwiększeniem obciążenia.

3. Wprowadzenie pokryć elementów zespołu TPC z materiałów o zmniejszonej pracy adhezji z olejem smarującym może skutkować zmniejszeniem strat energii na tarcie. W trakcie współpracy podczas tarcia mieszane jest to właściwość jednej z powierzchni, polegająca na „antyadhezji”, czyli będąca następstwem małej pracy adhezji dla danego materiału w stosunku do oleju smarującego. Na drugim z elementów pary trącej powinna być dobrze przywarta warstwa środka smarnego, aby zapobiec stykowi bezpośredniemu ciał stałych. W przypadku smarowania hydrodynamicznego przy mniejszej wartości pracy adhezji oleju smarującego do powierzchni jednego z elementów pary trącej, od wartości pracy kohezji oleju smarującego można uzyskać mniejsze tarcie. W przypadku smarowania elastohydrodynamicznego, mechanizm zmniejszenia tarcia

może być podobny do uzyskanego dla smarowania hydrodynamicznego. Aby doszło do zmniejszenia strat energii w procesie tarcia płynnego, powierzchnia jednego elementu powinna odznaczać się wspomnianą „antyadhezyjnością”.

4. Materiał charakteryzujący się opisanymi właściwościami powinien mieć, zgodnie z rozważaniami prowadzonymi w rozdziale 2., małą wartość składowej dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej z zachowaniem dużej wartości ogólnej tej energii. Mała wartość składowych, będących następstwem oddziaływania sił van der Waalsa, powoduje zmniejszenie pracy adhezji do oleju smarującego, a tym samym swoistą cechę „antyadhezyjności” tego materiału. Duża wartość ogólna swobodnej energii powierzchniowej, będąca następstwem budowy cząsteczkowej przejawia się dużą odpornością na wymuszenia zewnętrzne.

## 4. Obciążenia cieplne i lokalne gradienty temperatury a przewodność cieplna elementów zespołu tłok–pierścienie–cylinder

Zespół TPC silnika spalinowego podlega zmiennym w czasie obciążeniom cieplnym. W dotychczasowych rozważaniach skupiono uwagę na obciążeniach pochodzących z procesu spalania, abstrahując od przebiegu i czynników warunkujących transport ciepła przez elementy układu TPC do czynnika chłodzącego, czego efektem jest temperatura jego elementów. Szczęólnego znaczenia nabiera zjawisko transportu energii cieplnej w przypadku pokrycia elementów powłokami przeciwzużyciowymi o odmiennych wartościach współczynnika przewodności cieplnej.

W zespole TPC silnika spalinowego dochodzi do wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem znajdującym się w poszczególnych przestrzeniach międzypierścieniowych a elementami zespołu [45]. Taka sytuacja zachodzi, gdy występuje różnica temperatury pomiędzy gazem i elementami zespołu TPC. W modelach matematycznych, opisujących przepływ czynnika w przestrzeniach międzypierścieniowych zespołu TPC, ich autorzy zakładają, prawie we wszystkich przypadkach, przepływ izotermiczny. Oznacza to założenie jednakowej temperatury ścianek ograniczających daną przestrzeń i czynnika w nim aktualnie się znajdującego. W konsekwencji oznacza to nieskończenie duży współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_p$ . Wyjątkiem jest model Sygniewicza [166], który zakłada, że rzeczywisty przepływ ma charakter pośredni pomiędzy adiabatycznym a izotermicznym. Sygniewicz uważa, że przepływ jest bardziej zbliżony do adiabatycznego, co z kolei oznacza, że strumień wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem a ściankami jest równy zero. Przy założeniu wymiany ciepła ze ściankami głównie przez konwekcję, ilość ciepła wymienianą przez wnikanie określa równanie Newtona [96]

$$Q = \alpha_p A (T_1 - T_2) \tau \quad (4.1)$$

gdzie:  $\alpha_p$  – współczynnik przejmowania (wnikania) ciepła,  $A$  – powierzchnia wnikania,  $T_1, T_2$  – temperatura czynnika i powierzchni przegrody,  $\tau$  – czas wnikania.

Występujący we wzorze (4.1) współczynnik przejmowania ciepła jest wielkością empiryczną zależną od właściwości fizycznych nośnika ciepła oraz cech geometrycznych powierzchni wnikania. Jego wartość jest wyrażana za pomocą liczb kryterialnych: Nus-

selta  $Nu$ , Prandtla  $Pr$  oraz Reynoldsa  $Re$ . Najczęściej współczynnik przejmowania ciepła oblicza się z zależności

$$\alpha_p = Nu \frac{\lambda_m}{d_h} \quad (4.2)$$

gdzie:  $Nu = C(Pr^A Re^B)$  – liczba Nusselta,  $\lambda_m$  – przewodność cieplna nośnika ciepła,  $d_h$  – średnica hydrauliczna; wielkość obliczeniowa wyrażająca stosunek powierzchni wymiany ciepła do jej obwodu,  $C$  – współczynnik proporcjonalności wyznaczany empirycznie,  $A, B$  – wykładniki potęgowe wyznaczone empirycznie,  $Pr = c_p \eta / \lambda$  – liczba Prandtla,  $c_p$  – ciepło właściwe czynnika,  $\eta$  – lepkość dynamiczna czynnika,  $Re = \dot{m} d_h / \eta$  – liczba Reynoldsa,  $\dot{m}$  – masowe natężenie przepływu.

Przykładem na obliczanie wartości współczynnika przejmowania ciepła według wzorów empirycznych jest podana przez Woshni zależność opisująca współczynnik przejmowania ciepła w komorze spalania silnika spalinowego [188]

$$\alpha_p(\varphi_i) = 127,93 D^{-0,217} w^{0,786} p(\varphi_i)^{0,786} T(\varphi_i)^{-0,525} \quad (4.3)$$

gdzie:  $D$  – średnica cylindra,  $w$  – średnia prędkość czynnika w komorze spalania,  $p(\varphi_i)$  – chwilowe wartości ciśnienia czynnika,  $T(\varphi_i)$  – chwilowe wartości temperatury czynnika,  $\varphi_i$  – wartość kąta obrotu wału korbowego w cyklu pracy silnika.

Przepływ ciepła może przebiegać w stanie ustalonym lub niestalonym. Gdy bilans cieplny jest zrównoważony, wówczas przepływ jest ustalony. To znaczy, że suma strumieni ciepła dopływających i odpływających jest równa zero. W stanie niestalonym występuje zmiana pola temperatury, co oznacza brak równowagi w bilansie strumieni ciepła. Zagadnienie przepływu ciepła określa równanie różniczkowe Fouriera. W przypadku wymiany ciepła w stanie niestalonym, w całej objętości (przypadek trójwymiarowy) oraz anizotropowych i nieliniowych właściwości ośrodka, równanie to przyjmuje postać

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_m(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_m(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_m(T) \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (4.4)$$

gdzie:  $c_p$  – ciepło właściwe,  $\rho$  – gęstość materiału,  $x, y, z$  – współrzędne kartezjańskie, pozostałe oznaczenia jak w równaniu (4.1) i (4.2).

Stosując operator różniczkowy temperatury ( $\nabla^2 T$ , laplasjan), można zapisać równanie (4.4) w postaci

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \nabla^2 T \quad (4.5)$$

gdzie:  $a = \frac{\lambda_m}{c_p \rho}$  – współczynnik przewodzenia temperatury.

Rozwiązaniem równania Fouriera (4.5) jest funkcja postaci:  $T = f(x, y, z, \tau)$ , spełniająca warunki początkowe i brzegowe.

Wyróżnia się trzy rodzaje warunków brzegowych wymiany ciepła.

Warunki brzegowe *I rodzaju* zachodzą wówczas, gdy wymiana ciepła na powierzchni danego obszaru jest tak intensywna, że powierzchnia ta momentalnie przyjmuje temperaturę środowiska. Oznacza to, że przewodność cieplna  $\lambda_m$  obiektu jest mała, a temperatura powierzchni przyjmuje temperaturę środowiska przez cały czas grzania i chłodzenia

$$T(x, \tau)|_{x=0} = T_{ot} \quad (4.6)$$

Warunki brzegowe *II rodzaju* zachodzą, gdy strumień ciepła na powierzchni jego wymiany jest stały lub zadany funkcją

$$q = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (4.7)$$

Warunki brzegowe *III rodzaju* występują wtedy, gdy strumień ciepła jest proporcjonalny do różnicy temperatury powierzchni ciała i ośrodka, który otacza daną powierzchnię

$$-\lambda_m \frac{\partial T}{\partial \tau} |_{x=0} = \alpha_p (T_{x=0} - T_{ot}) \quad (4.8)$$

Rozwiązanie tego równania w przypadku komory spalania silnika spalinowego wymaga konieczność określenia zmiany temperatury czynnika roboczego i współczynnika przejmowania ciepła w komorze spalania na wszystkich powierzchniach jego wymiany w drodze konwekcji i radiacji płomienia. W szczególności w zespole TPC obciążenia cieplne rowków pierścieniowych i pierścieni tłokowych (głównie pierwszego pierścienia uszczelniającego) można przedstawić według Kwaśniewskiego i in. [96], jako powiązane zależnością

$$\frac{1}{\alpha_{zd(g)}} = \frac{1}{\alpha_{d(g)}} + \frac{l_{sr}}{\lambda_p} + \frac{1}{\alpha_{p tu}} \quad (4.9)$$

gdzie:  $\alpha_{zd(g)}$  – średni zastępczy współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni styku pierścienia z powierzchnią rowka  $d$  – dolną,  $g$  – górną,  $\alpha_{d(g)}$  – średni współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni styku pierścienia z powierzchnią rowka,  $\alpha_{p tu}$  – średni współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni styku pierścienia z tuleją,  $l_{sr}$  – średnia droga strumienia ciepła od powierzchni rowka pierścienia do tulei,  $\lambda_p$  – współczynnik przewodności cieplnej pierścienia.

Po przekształceniu wzoru (4.9) tak, aby określić zależność średniego współczynnika przejmowania ciepła na powierzchni styku pierścienia z tuleją otrzymuje się zależność

$$\alpha_{p_{nu}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zd(g)}} - \frac{1}{\alpha_{d(g)}} - \frac{l_{sr}}{\lambda_p}} \quad (4.10)$$

Z analizy zależności (4.10) wynika, że zmniejszenie wartości przewodności cieplnej materiału pierścienia  $\lambda_p$  o połowę powoduje zwiększenie wartości współczynnika przejmowania ciepła o około 20%, z zachowaniem tych samych wartości pozostałych składników zależności (4.10).

Z równania Newtona (4.1) oraz (4.2) wynika, że aby strumień ciepła przekazywanego przez konwekcję był taki sam przy wzroście współczynnika przejmowania ciepła, to różnica temperatury czynnika i ścianki musi zmaleć. Oznacza to wzrost temperatury elementu biorącego udział w przekazywaniu ciepła. Innymi słowy, wraz ze zmniejszaniem się współczynnika przewodności cieplnej, przykładowo pierścienia tłokowego, będzie następował wzrost jego temperatury.

W związku z tym wprowadzenie materiału powłokowego na elementach zespołu TPC może spowodować lokalny wzrost ich temperatury. Powoduje to konieczność dokładnych obliczeń cieplnych i rozwiązywania równania Fouriera w postaci przedstawionej równaniem (4.4) z korzystaniem, przykładowo, z symulacji komputerowych procesu spalania oraz uzyskanych wyników w postaci rozkładu temperatury w funkcji kąta obrotu wału korbowego, współczynnika przejmowania ciepła i strumienia ciepła jako obciążeń modelu MES zespołu TPC.

## **5. Cel i zakres pracy**

W związku z prowadzonymi rozważaniami opartymi na zestawionej literaturze oraz własnych poglądach autora sformułowano cel pracy oraz jej zakres.

### **Cel poznawczy**

Wykazanie, że swobodna energia powierzchniowa, z której wynika twardość i zwilżalność jest ważnym czynnikiem mającym wpływ na tarcie w parze trącej wykonującej ruch posuwisto-zwrotny z udziałem czynnika smarnego.

### **Cele utylitarne**

Dobór swobodnej energii powierzchniowej, a zatem twardości materiałów, w celu zmniejszenia strat na tarcie w parach trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny.

Opracowanie przykładowej pary trącej: uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa, w której stworzono przesłanki zmniejszenia strat na tarcie w wyniku zdefiniowania wartości całkowitej i składowych swobodnej energii powierzchniowej jej elementów.

### **Efekt utylitarny**

Umożliwienie wdrożenia produkcji seryjnej uszczelniających pierścieni tłokowych z nowo opracowaną powłoką zmniejszającą straty na tarcie.

### **Zakres pracy**

W pracy zaproponowano nowy czynnik ułatwiający dobór materiałów elementów par trących. Skupiono przede wszystkim uwagę na parach trących wykonujących ruch posuwisto-zwrotny z funkcją uszczelniającą. Jako przykład wybrano elementy zespołu TPC tłokowego silnika spalinowego. W szczególności uwagę skupiono na uszczelniającym pierścieniu tłokowym i współpracującej z nim tulei cylindrowej. Aby dowieść celu poznawczego rozprawy, wykonano badania, które można podzielić na:

- ilościowe badania za pomocą tribotestera,
- symulacyjne badania numeryczne,
- wstępne badania jakościowe na obiekcie rzeczywistym,
- zasadnicze trwałościowe badania na obiekcie rzeczywistym, jakim był silnik spalinowy.

Pracę kończą wnioski oraz wytyczne projektowania par trących, poszerzone o zaproponowany nowy czynnik ich doboru.

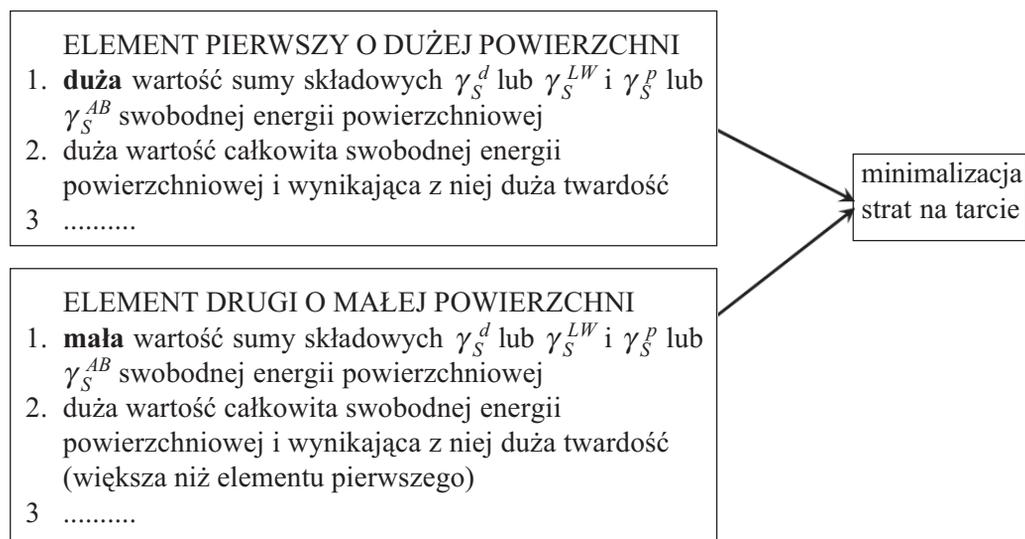
Praca jest podzielona na etapy, w których:

- Określono wpływ i dobrano wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej elementów pary trącej wykonującej ruch posuwisto-zwrotny na przykładzie uszczelniającego pierścienia tłokowego i tulei cylindrowej tłokowego silnika spalinowego.
- Opisano zjawiska zachodzące w parze trącej z twardą powłoką przeciwzużyciową o określonej wartości swobodnej energii powierzchniowej.
- Dokonano wyboru materiałów na wybrane elementy zespołu TPC tłokowego silnika spalinowego w świetle ustaleń przeprowadzonych w poprzednich punktach.
- Prowadzono ilościowe badania porównawcze na tribotesterze z wariantowym wykonaniem warstw wierzchnich próbki i przeciwpróbki, których celem było dowiedzenie słuszności sformułowanego celu poznawczego pracy.
- Opracowano na podstawie prowadzonych rozważań i prac badawczych na tribotesterze przykładową parę trącą uszczelniającą pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa zespołu TPC silnika spalinowego. Wykonano badania w trzech etapach:
  - 1 – symulacyjne badania numeryczne,
  - 2 – wstępne badania na obiekcie rzeczywistym,
  - 3 – zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym.

## 6. Para trąca o zdefiniowanych wartościach swobodnej energii powierzchniowej i twardości

Na podstawie opisanych rozważań proponuje się rozszerzyć dobór materiałów na pary trące na podstawie opisu zjawisk międzyfazowych. Jest to możliwe, korzystając z obliczeń i pomiarów wartości swobodnej energii powierzchniowej ciał stałych.

W celu zmniejszenia tarcia w nowo opracowywanej parze trącej proponuje się taki dobór współpracujących materiałów, aby powierzchnia jednego z nich odznaczała się dużą wartością sumy składowych swobodnej energii powierzchniowej pochodzących od oddziaływań van der Waalsa, a druga możliwie małą z jednoczesnym zapewnieniem dużej twardości obu z tych powierzchni (rys. 6.1), czyli dużej wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej. Mała wartość sumy oddziaływań van der Waalsa drugiej powierzchni zapewni zmniejszenie oporów tarcia ze względu na ograniczenie wartości pracy adhezji do tej powierzchni, zwłaszcza w tarcu mieszanym.

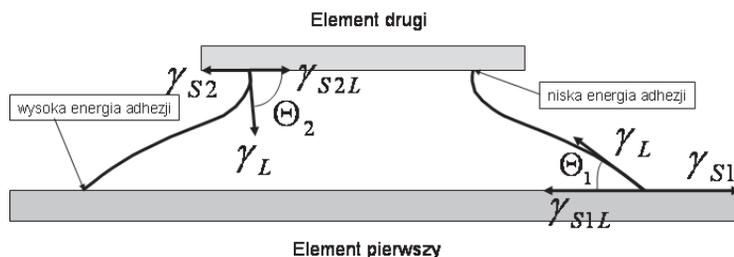


Rys. 6.1. Algorytm doboru elementów pary trącej  
Fig. 6.1. The scope of choose of elements of the lubricated assembly

W przypadku drugiego elementu postuluje się, aby poza ogólnie małą wartością składowej swobodnej energii powierzchniowej, pochodzącej od sił dyspersyjnych lub Lifshitz–van der Waalsa, wartość tej składowej była dominującą w stosunku do innych składowych. Dla obu elementów jest to podyktowane tym, że będą one współpracowały za pośrednictwem apolarnego oleju smarującego, odznaczającego się wartością swobodnej energii powierzchniowej wynoszącą około  $25 \text{ mJ/m}^2$  [25]. Jeżeli olej ten będzie miał styczność z ciałem stałym o podobnej, czyli małej wartości sumy składowych pochodzących od oddziaływań van der Waalsa swobodnej energii powierzchniowej, to praca adhezji do oleju będzie mała. Taki dobór elementów spowoduje zmniejszenie tarcia. Współpraca sprowadzi się do przemieszczania się elementu o energii adhezji do oleju mniejszej niż energia kohezji oleju po elemencie, którego energia adhezji do oleju jest duża. W przypadku tarcia mieszanego, w którym w głównej mierze autor rozprawy dostrzega korzyści płynące z proponowanych rozważań, „antyadhezyjność” powierzchni elementu drugiego przyczyni się do redukcji strat na tarcie wskutek ich zmniejszenia w warstwie granicznej powstałej na powierzchni tego elementu. Kropki wyszczególnione na rys. 6.1 oznaczają spełnienie typowych wymagań elementów konkretnej pary trącej wynikających z warunków wytrzymałościowych. Model współpracy pary trącej na podstawie dotychczasowych rozważań przedstawiono na rys. 6.2.

W związku z tym brakujące etapy doboru powierzchni materiałów na elementy par trących, uwzględniające wartość swobodnej energii powierzchniowej, są następujące:

1. Oszacowanie wartości swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga  $E$ , swobodnej energii powierzchniowej stopionych ciał oraz twardości  $HV$  wraz z ułamkiem Poissona  $\nu$  wybranych materiałów spełniających typowe dla da-



Rys. 6.2. Model współpracy pary trącej.  $\gamma_{S1}$  – swobodna energia powierzchniowa elementu pierwszego,  $\gamma_L$  – swobodna energia powierzchniowa cieczy,  $\gamma_{S1L}$  – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu pierwszego i cieczy,  $\Theta_1$  – kąt zwilżania powierzchni elementu pierwszego,  $\gamma_{S2}$  – swobodna energia powierzchniowa elementu drugiego,  $\gamma_L$  – swobodna energia powierzchniowa cieczy,  $\gamma_{S2L}$  – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu drugiego i cieczy,  $\Theta_2$  – kąt zwilżania powierzchni elementu drugiego

Fig. 6.2. Model of cooperation of the rubbing pair.  $\gamma_{S1}$  – surface free energy of the first element,  $\gamma_L$  – surface free energy of the liquid,  $\gamma_{S1L}$  – surface free interface energy of the first element and liquid,  $\Theta_1$  – contact angle between first element and liquid,  $\gamma_{S2}$  – surface free energy of the second element,  $\gamma_{S2L}$  – surface free interface energy of the second element and liquid,  $\Theta_2$  – contact angle between second element and liquid

nej pary trącej wymagania wytrzymałościowe. Jednocześnie dobiera się odpowiednią twardość obu powierzchni współpracujących, przy czym niezbędna jest znacząca różnica ich wartości.

2. Obliczenie składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  swobodnej energii powierzchniowej obu elementów, np. na podstawie stałej Hamakera.

3. Pomiar składowych swobodnej energii powierzchniowej za pomocą kąta zwilżania cieczami wzorcowymi metodą osadzonej kropli przez pomiary goniometryczne.

Swobodną energię powierzchniową oraz jej składowe dla obu elementów można obliczyć metodami opisanymi w rozdziale 2. Odpowiednie obliczenia oraz pomiary wykonuje się, dobierając materiały spełniające sformułowane założenia. Dla tak przedstawionego modelu można zapisać równania Younga oraz równania Dupre dla obu elementów w następującej postaci:

#### Element pierwszy

$$\gamma_{S1} = \gamma_{S1L} + \gamma_L \cos \Theta_1 \quad (6.1)$$

$$W_{a1} = \gamma_{S1} + \gamma_L - \gamma_{S1L} \quad (6.2)$$

gdzie:  $W_{a1}$  – praca adhezji równa pracy niezbędnej do utworzenia nowej powierzchni w wyniku rozdzielenia cieczy i elementu pierwszego,

$\gamma_{S1}$  – swobodna energia powierzchniowa elementu pierwszego,

$\gamma_L$  – swobodna energia powierzchniowa cieczy,

$\gamma_{S1L}$  – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu pierwszego i cieczy,

$\Theta_1$  – kąt zwilżania powierzchni elementu drugiego

#### Element drugi

$$\gamma_{S2} = \gamma_{S2L} + \gamma_L \cos \Theta_2 \quad (6.3)$$

$$W_{a2} = \gamma_{S2} + \gamma_L - \gamma_{S2L} \quad (6.4)$$

gdzie:  $W_{a2}$  – praca adhezji równa pracy niezbędnej do utworzenia nowej powierzchni w wyniku rozdzielenia cieczy i elementu drugiego,

$\gamma_{S2}$  – swobodna energia powierzchniowa elementu drugiego,

$\gamma_L$  – swobodna energia powierzchniowa cieczy,

$\gamma_{S2L}$  – swobodna energia międzyfazowa powierzchni elementu drugiego i cieczy,

$\Theta_2$  – kąt zwilżania powierzchni elementu pierwszego.

W parze trącej, skonstruowanej według proponowanych założeń, gdy praca adhezji  $W_{a1}$  jest większa od pracy kohezji cieczy  $W_k$  (oleju smarującego), wówczas zgodnie z dotychczasowymi rozważaniami zwilżalność ciała stałego jest całkowita. Gdy praca adhezji  $W_{a2}$  jest mniejsza lub równa pracy kohezji cieczy  $W_k$ , wtedy zwilżalność tego ciała stałego jest mała (pojawia się kąt zwilżania).

Praca adhezji zwiększa się wraz ze zwiększeniem składowych swobodnej energii powierzchniowej, będących następstwem oddziaływań międzyfazowych. W związku z tym, aby zostały spełnione warunki narzucone przez cel niniejszych rozważań, to suma składowych dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  i polarnej  $\gamma_S^p$  lub odpowiednio Lifshitza–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  i kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$  swobodnej energii powierzchniowej elementu pierwszego powinna być jak największa, a elementu drugiego jak najmniejsza. O tym, jaka różnica jest wystarczająca, decyduje praca adhezji obu elementów do oleju smarującego.

## 6.1. Dobór materiałów elementów pary trącej spełniających założone kryteria

Aby spełnione zostały założone kryteria, należy poszukiwać materiału spełniającego wymagania dla elementu pierwszego (rys. 6.1) wśród stopów metali, a materiału spełniającego wymagania dla elementu drugiego (rys. 6.1) wśród np. twardych powłok pochodzenia ceramicznego. Zgodnie z opisami zaprezentowanymi w poprzednich rozdziałach mogą być one zaliczone do powłok o małej wartości składowych dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  i polarnej  $\gamma_S^p$  lub odpowiednio Lifshitza–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  i kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$  swobodnej energii powierzchniowej. Przyczyną tego stanu rzeczy jest skład chemiczny tych materiałów i charakter wiązań międzycząsteczkowych.

Przedstawiony dalej sposób doboru materiałów pary trącej został zaprezentowany na przykładzie materiałów, które z założenia są używane do konstruowania par trących pracujących w skrajnie trudnych warunkach w silniku spalinowym. Na element pierwszy użyto materiał dla konstrukcji tulei cylindrowych. Na element drugi użyto materiał dla konstrukcji pierścieni tłokowych. Wymagania wytrzymałościowe omówione w poprzednich rozdziałach, narzucają stosowanie określonych materiałów na oba te elementy. Wymagane zmiany zwilżalności, opisane za pomocą wybranych składowych swobodnej energii powierzchniowej, mogą zostać osiągnięte w wyniku zastosowania powłok lub dokonania zmian w warstwie wierzchniej obu tych elementów.

### 6.1.1. Dobór materiału elementu pierwszego

Zgodnie z założeniami sformułowanymi na początku rozdziału materiałem je spełniającym jest materiał odznaczający się dużą wartością składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub Lifshitza–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  swobodnej energii powierzchniowej z możliwie ograniczeniem występowania składowej polarnej  $\gamma_S^p$  lub kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$  oraz dużą twardością. Jest to związane z charakterem pracy elementów przykładowej pary trącej oraz temperaturą pracy. Temperatura pracy tej pary trącej w realnych warunkach jest równa około 400–620 K. Ze względu na zmniejszanie się ze zwiększeniem temperatury tych oddziaływań [198] oraz apolarność oleju smarującego [25], korzystne jest ograniczenie do minimum składowej polarnej lub kwasowo-zasadowej zarówno elementu pierwszego, jak i drugiego.

W dalszej części ze względu na podobieństwo oddziaływań, opisanych w rozdziale 2, skupiono uwagę na składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$ . Zgodnie z danymi zawartymi w pracy Drzymały [24] materiałem o bardzo dużej wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  jest złoto, dla którego ma ona wartość 221,7 mN/m. Równie duże wartości prezentuje rtęć i srebro. Spośród metali konstrukcyjnych najodpowiedniejszym jest żelazo i jego stopy powszechnie stosowane do konstrukcji elementów maszyn, w tym przykładowej tulei cylindrowej. Wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej dla żelaza metalicznego obliczona wg wzoru (2.31), metodą opartą na stałej Hamakera, wynosi:  $\gamma_S^d = 103,3$  mN/m. Zastosowanie czystego żelaza jest niecelowe ze względu na jego gorsze właściwości wytrzymałościowe. Aby osiągnąć zamierzone właściwości wytrzymałościowe, celowe jest zastosowanie stopów żelaza.

Typowym materiałem stosowanym na tuleje cylindrowe jest żeliwo szare wzbogacone dodatkami stopowymi, które jest obecnie używane na tuleje cylindrowe wytwarzane metodą odlewania. Przykładowo może to być żeliwo oznaczone wg PN-EN 1560 jako EN-GJL-200. Ma ono strukturę perlityczną z drobnymi płatkami grafitu równomiernie rozłożonymi w osnowie. Skład jego jest następujący: węgiel C = 3,3%, krzem Si = 1,3%, fosfor P = 0,5%, wapń Ca = 0,1% [39].

Zamierzeniem autora było również zapewnienie odpowiednio dużej jego twardości, zwłaszcza powierzchni współpracującej z drugą powierzchnią w obecności oleju smarującego. W związku z tym rozpatrzono możliwość utwardzenia warstwy wierzchniej drogą odpowiedniej obróbki cieplno-chemicznej. Niezbędnym warunkiem jest w miarę możliwości zwiększenie wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  swobodnej energii powierzchniowej. Możliwym procesem cieplno-chemicznym prowadzącym do utwardzenia warstwy wierzchniej, z jednoczesnym zwiększeniem wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  swobodnej energii powierzchniowej, jest proces azotowania [39, 46]. Wprawdzie azot zgodnie z rozważaniami przeprowadzonymi w rozdziale 2 powoduje, już w niewielkim procentowo dodatku, zmniejszenie całkowitego napięcia powierzchniowego metali w stanie ciekłym, jednak stałe azotki żelaza odznaczają się dużymi wartościami stałej Hamakera  $A_{11}$  [24]. To oznacza, że pojawienie się azotu w warstwie wierzchniej żeliwa EN-GJL-200 spowoduje zwiększenie składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej tego ciała stałego. Azotowanie powoduje wprowadzenie w warstwie wierzchniej do głębokości 50–70  $\mu\text{m}$  azotu w formie azotku żelaza  $\text{Fe}_4\text{N}$  lub innych azotków w przypadku stali stopowych. Dla żeliwa EN-GJL-200 będzie to właśnie azotek żelaza. Możliwa ilość tego związku w warstwie wierzchniej jest równa około 4,5%. Najistotniejsze w tym przypadku jest jednak znaczne zwiększenie twardości żeliwa EN-GJL-200 z około 260 HV do 800 HV po procesie azotowania, a więc i zwiększenie jego swobodnej energii powierzchniowej oraz składowej dyspersyjnej.

### 6.1.2. Dobór powierzchni elementu drugiego

Zgodnie ze sformułowanymi zapisami, powierzchnia elementu drugiego powinna charakteryzować się małą wartością składowej dyspersyjnej swobodnej energii po-

wierzchniowej  $\gamma_S^d$  lub Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$ , z możliwie ograniczeniem występowania składowej polarnej  $\gamma_S^p$  lub kwasowo zasadowej  $\gamma_S^{AB}$ . Jak wspomniano, poszukiwanie odpowiedniego materiału powierzchni prowadzono, zakładając, że odpowiednią twardość oraz swobodną energię powierzchniową można znaleźć dla materiałów pochodzenia ceramicznego, z których wykonuje się twarde powłoki przeciwzużyciowe. Szczególną uwagę autora zwróciły powłoki nakładane metodami fizycznego osadzania z fazy gazowej (PVD). Powłoki te odznaczają się dużą mikrotwardością oraz małym współczynnikiem tarcia. Są to powłoki oparte na azotkach metali. Wśród nich azotek tytanu oraz węgloazotek tytanu. Zamieszczono krótki opis powłok wykonanych z azotku tytanu metodą wspomaganego plazmą fizycznego osadzania z fazy gazowej (PAPVD) oraz opis metody osadzania.

Wybraną metodą ze względu na dostępność i powtarzalność właściwości uzyskanych powłok jest odparowanie impulsowo-plazmowe z fazy gazowej. Polega ona na odparowaniu ze stanu stałego, umieszczonej centralnie w generatorze plazmy, elektrody wykonanej z materiału powłokowego w wyniku silnoprądowego (100 kA) impulsowego rozładowania baterii kondensatorów o napięciu  $1 \div 10$  kV. Szczegółowy opis zamieszczono w pracach [13, 36, 166, 197]. Czas ogrzewania podłoża plazmą (stanowiącą wysokodispersyjny aerozol, np. azotku tytanu) o temperaturze 2000 K jest krótszy od 100  $\mu$ s i powoduje przyrost temperatury z prędkością 107 K/s, a prędkość chłodzenia w warstwie wierzchniej elementu, wywołana odpływem ciepła do pozostałej masy elementu, jest równa 105 K/s. Czas między odparowaniami jest równy 5 s. Dzięki temu, że czas ogrzewania podłoża jest tak krótki, a zarodki krytyczne zawarte w aerozolu tak małe (ok. 1 nm), że wykazują ruch po podłożu, temperatura podłoża nie przekracza 500 K, przy tym adhezja powłoki do podłoża jest odpowiednio duża [108]. Sterowanie procesem odbywa się za pomocą zewnętrznego lub własnego pola magnetycznego.

Powłoki osadzane metodami PAPVD charakteryzują się znaczną zmiennością składu chemicznego, co wywołuje zmiany rodzaju wiązań i struktury metalograficznej [11, 47]. Związki tworzące te powłoki są niestechiometryczne, a koncentracja defektów dochodzi do 50% atomowych. Identyfikacja składu powłoki może odbywać się drogą analizy spektrograficznej [182]. Struktura warstwy osadzanej metodami PAPVD jest wyraźnie wielofazowa. Skład fazowy warstw Ti–N obejmuje:  $\delta$ -TiN,  $\epsilon$ -Ti<sub>2</sub>N oraz  $\alpha$ -Ti. Twardość powłoki jest ściśle związana z jej składem chemicznym i fazowym. W pracy [6] stwierdzono, mimo że twardość TiN wg tablic jest równa około 2300 HV, to uzyskane twardości powłoki mogą być od 1600 HV do 3400 HV. W powłoce napotyka się cząstki powstałe z substratów, których trwałość określa energia wiązania. W przypadku otrzymywania powłok z azotku tytanu tworzą się Ti<sub>2</sub>N, Ti<sub>2</sub>N + TiN oraz czysty TiN. Występujące w powłoce wiązania mają charakter metaliczny (M), kowalencyjny (K) lub jonowy (J). Brak w niej wiązań czystej postaci [52, 129]. Przeważają wiązania mieszane, tworzące złożone kombinacje; metal–metal, metal–niemetal, niemetal–niemetal. Poszczególne rodzaje wiązań wykazują odmienne właściwości. Wśród nich najbardziej

uniwersalne właściwości (możliwość najszerszego stosowania w praktyce) mają powłoki o wiązaniu metalicznym (M) [11]. Wykazują one średni poziom twardości, małą kruchość, dużą temperaturę topnienia, średnią stabilność i współczynnik rozszerzalności liniowej, dużą adhezję do podłoża i reaktywność w porównaniu do materiałów o wiązaniu kowalencyjnym i jonowym [12]. Ze względów tribologicznych właściwości azotku tytanu są pośrednie pomiędzy trzema rodzajami wiązań, zajmując środkowe położenie w klasyfikacji twardych materiałów zgodnie z charakterem ich wiązań [11, 52]. W szczególności gęstość TiN jest równa  $5,40 \text{ g/cm}^3$ , temperatura topnienia jest równa:  $3223 \text{ K}$ , twardość wynosi:  $2300 \text{ }\mu\text{HV}$  [184], moduł Younga  $E = 590 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ , współczynnik rozszerzalności liniowej jest równy  $9,4 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ , współczynnik przewodzenia ciepła  $\lambda_m = 28,9 \text{ W/mK}$ . TiN charakteryzuje się małym powinowactwem do materiałów współpracujących, a ze względu na małą kruchość zachowuje dobre własności przeciwzuzyciowe w przypadku zmiennych obciążeń [160, 163]. Powłoki z azotku tytanu wykazują dużą odporność na utlenianie w temperaturze do około  $720\text{--}770 \text{ K}$ . Przekroczenie tych temperatur powoduje powolne utlenianie powłok. Temperatura  $820 \text{ K}$  powoduje utlenienie powłoki z TiN grubości  $3\text{--}4 \text{ }\mu\text{m}$ , w atmosferze zawierającej dwutlenek węgla, w ciągu około  $10\,000$  godzin [110, 111, 122]. Temperatura pierścienia tłokowego nie przekracza we współczesnych silnikach  $620 \text{ K}$ , w związku z tym nie ma obawy o utlenienie naniesionej powłoki.

## 6.2. Obliczenia wartości swobodnej energii powierzchniowej wybranych materiałów elementów pary trącej

Swobodną energię powierzchniową oszacowano, korzystając z metody opartej na oddziaływaniu międzycząsteczkowym, module Younga i innych parametrach. Wykonano również obliczenia składowej dyspersyjnej, korzystając ze stałej Hamakera.

### 6.2.1. Obliczenia swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów

Obliczenia oparte na module Younga dają obraz całej wartości swobodnej energii powierzchniowej. Jak opisano w rozdziale 2, można w tym celu korzystać z równania (2.23). Uzyskane wartości swobodnej energii powierzchniowej  $\gamma_s$  dla poszczególnych materiałów oraz wartość modułu Younga  $E$ , twardość  $HV$ , ułamek Poissona  $\nu$  i inne przedstawiono w tabeli 6.1

Podobnie, opierając się na wyznaczonej zależności (2.28), opisującej swobodną energię powierzchniową  $\gamma_{SHV}$  w funkcji twardości  $HV$  i ułamka Poissona  $\nu$ , obliczono wartości swobodnej energii powierzchniowej i również zamieszczono je w tabeli 6.2. Ponadto w tabeli tej przedstawiono również obliczenia wartości tej energii na podstawie napięcia powierzchniowego stopionych ciał stałych  $\gamma_{ST}$ , korzystając przy tym z zależności (2.21).

Tabela 6.1. Wartości swobodnej energii powierzchniowej obliczone na podstawie modułu Younga ( $\gamma_{SY}$ ), twardość i ułamek Poissona ( $\gamma_{SHV}$ ) oraz napięcie powierzchniowe w temperaturze topnienia ( $\gamma_{ST}$ )

Materiał	Moduł Younga $E$ , GPa	Twardość $HV$	Ułamek Poissona $\nu$	Temperatura topnienia $T_f$ , K	Współczynnik temperaturowy $d\gamma/dT$ , mN/Km	$\gamma_{SY}$ mN/m	$\gamma_{SHV}$ mN/m	$\gamma_{ST}$ mN/m
Żeliwo EN-GJL-200	100 [127]	250**	0,25 [127]	1500 [8]	-0,49 [8]	875	342	2460
Żeliwo EN-GJL-200 azotowane	200 [127]	800**	0,25 [127]	1500 [8]	-0,49 [8]	1250	1093	2460
Azotek tytanu – TiN	590 [13]	2100 [13] (1600)*	0,23 [128]	3223 [13]	-0,25 [8]	3503	2067 (1574)*	2734
Węglazotek tytanu – Ti(C,N)	530 [13]	2300 [13] (1800)*	0,23 [128]	3283 [13]	-0,25 [8]	2981	2144 (1678)*	2748

Uzyskane wartości swobodnej energii powierzchniowej dla azotku tytanu i węglaozotku tytanu są duże. Wynikają one z dużej wartości modułu Younga dla tych związków chemicznych. Potwierdzają to oszacowania swobodnej energii powierzchniowej z twardości wraz z ułamkiem Poissona i prowadzone na podstawie napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia. W przypadku żeliwa prowadzenie procesu azotowania spowodowało zwiększenie twardości i w rezultacie również zwiększenie swobodnej energii powierzchniowej oszacowanej na podstawie twardości  $HV$  i ułamka Poissona oraz modułu Younga  $E$ .

Oszacowanie wartości swobodnej energii powierzchniowej, prowadzone za pomocą zaprezentowanych metod, daje różne wyniki. Jednak jest przydatne, ponieważ brak dotychczas jakichkolwiek metod określania jej wartości całkowitej. Zwłaszcza metoda oparta na twardości i ułamku Poissona jest zdaniem autora najbardziej adekwatna, ponieważ twardość jest oporem przeciw wymuszaniu deformacji sprężystych i plastycznych. Jej zastosowanie jest jednak ograniczone do materiałów o dużej twardości (powyżej 200 HV).

### 6.2.2. Obliczenia składowej dyspersyjnej z zastosowaniem stałej Hamakera

Obliczenia z zastosowaniem stałej Hamakera prowadzi się dwuetapowo. W etapie pierwszym należy obliczyć wartość stałej Hamakera, a w etapie drugim na jej podstawie wartość części dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej

#### Żeliwo EN-GJL-200

Aby wyznaczyć wartość składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  dla żeliwa EN-GJL-200, należy obliczyć wartość średnią stałej Hamakera  $A_{11}$  (rozdz. 2.3.1). Węgiel występuje tu w postaci grafitu płatkowego oraz w postaci związanej w perlicie. Krzem występuje w postaci wolnej i jest rozpuszczony w osnowie. Fosfor w postaci związanej, tzw. potrójnej eutektyki fosforowej, w której jest zawarty jako  $Fe_3P$ . Wapń jako modyfikator tworzy związek  $CaF_2$ . Zawartości objętościowe poszczególnych dodatków stopowych są wskaźnikami wagi, o których wspomniano w punkcie 2.3.1. W związku z tym wartość średnią stałej Hamakera  $A_{11SR}$  można oszacować ze wzoru

$$A_{11SR} = 0,948A_{11Fe} + 0,033A_{11C} + 0,013A_{11Si} + 0,005A_{11Fe_3P} + 0,001A_{11CaF_2} \quad (6.5)$$

gdzie:  $A_{11SR}$  – wartość średnia stałej Hamakera dla żeliwa EN-GJL-200  
 $A_{11Fe}$  – stała Hamakera dla żelaza równa  $21,2 \cdot 10^{-13}$  mJ,  
 $A_{11C}$  – stała Hamakera dla węgla w postaci grafitu równa  $23,8 \cdot 10^{-13}$  mJ,  
 $A_{11Si}$  – stała Hamakera dla krzemu równa  $25,6 \cdot 10^{-13}$  mJ,  
 $A_{11Fe_3P}$  – stała Hamakera dla  $Fe_3P$  równa około  $8 \cdot 10^{-13}$  mJ,  
 $A_{11CaF_2}$  – stała Hamakera dla  $CaF_2$  równa  $7,2 \cdot 10^{-13}$  mJ.

Obliczona według wzoru (6.5) wartość średnia stałej Hamakera dla żeliwa EN-GJL-200 wynosi  $A_{11SR} = 21,26 \cdot 10^{-13}$  mJ.

Po wstawieniu otrzymanej wartości średniej stałej Hamakera do wyrażenia (2.31), otrzymuje się składową dyspersyjną swobodnej energii powierzchniowej dla tego żeliwa o wartości  $\gamma_S^d = 103,56$  mJ/m<sup>2</sup>.

Otrzymana wartość  $\gamma_S^d = 103,56$  mJ/m<sup>2</sup> dla żeliwa EN-GJL-200 jest znaczna i zapewni, zgodnie z dotychczasowymi rozważaniami, dużą wartość pracy adhezji do oleju.

### Żeliwo EN-GJL-200 azotowane

W przypadku obliczenia składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  dla żeliwa azotowanego wzór (6.5) na obliczenie średniej wartości stałej Hamakera dla tego żeliwa ulegnie wzbogaceniu o kolejny człon, którego wskaźnik wagi będzie równy udziałowi procentowemu Fe<sub>4</sub>N, kosztem udziału procentowego żelaza. Po zmianach ma on postać:

$$A_{11SRA} = 0,903A_{11Fe} + 0,033A_{11C} + 0,013A_{11Si} + 0,005A_{11Fe_3P} + 0,001A_{11CaF_2} + 0,045A_{11Fe_4N} \quad (6.6)$$

gdzie:  $A_{11SRA}$  – wartość średnia stałej Hamakera dla żeliwa EN-GJL-200 azotowanego,  $A_{11Fe_4N}$  – wartość stałej Hamakera dla azotku żelaza.

Wartość stałej Hamakera dla azotku żelaza można obliczyć na podstawie oddziaływań międzycząsteczkowych lub wyznaczyć z wykresu zamieszczonego na rys. 2.2 oraz wzoru (2.31). Ma ona wartość  $A_{11Fe_4N} = 35 \cdot 10^{-13}$  mJ.

Obliczona według wzoru (6.6) wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej jest równa:  $\gamma_S^d = 106,59$  mJ/m<sup>2</sup> i jest ona niewiele większa niż wartość tej składowej energii dla żeliwa nieazotowanego. Jednakże istotne różnice występują w wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej.

### Azotek tytanu TiN

Wartość części dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej azotku tytanu została obliczona na podstawie wzoru (2.31). Stała Hamakera dla tego związku chemicznego wyznaczona na podstawie aproksymacji wykresu (rys. 2.2), wynosi  $A_{11TiN} \approx 11 \cdot 10^{-13}$  mJ. Oznacza to, że składowa dyspersyjna swobodnej energii powierzchniowej ma wartość  $\gamma_S^d = 53,55$  mJ/m<sup>2</sup>. Wartość jest tutaj obliczona dla chemicznie czystego azotku tytanu. W rzeczywistości powłoka ma skład znacznie bardziej złożony i jest, jak opisano wcześniej, w stanie silnie przesyconym. Z tego względu autor uważa, że bardziej adekwatne wyniki wartości składnika dyspersyjnego i polarnego można uzyskać po pomiarach kąta zwilżania cieczami wzorcowymi.

### Węgloazotek tytanu Ti(C,N)

Stała Hamakera dla tego związku chemicznego wyznaczona na podstawie wykresu (rys. 2.2) jest równa  $A_{11Ti(C,N)} \approx 10 \cdot 10^{-13}$  mJ. Oznacza to wartość składowej dyspersyj-

nej:  $\gamma_S^d = 48,68 \text{ mJ/m}^2$ . Podobnie jak w przypadku azotku tytanu, również powłoka wykonana z węglazotku tytanu jest złożona i wartość składowej dyspersyjnej może ulec zmianie w porównaniu z obliczeniami dla chemicznie czystego związku. Uzyskane wyniki dla poszczególnych materiałów zebrano w tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Wartości składnika dyspersyjnego swobodnej energii powierzchniowej obliczone na podstawie stałej Hamakera

Materiał	Stała Hamakera $A_{11} \cdot 10^{-13} \text{ mJ}$	$\gamma_S^d, \text{ mJ/m}^2$
Żeliwo EN-GJL-200	21,26	103,56
Żeliwo EN-GJL-200 azotowane	35,00	106,59
Azotek tytanu – TiN	11,00	53,35
Węglazotek tytanu – Ti(C,N)	10,00	48,68

### 6.3. Pomiary wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej na podstawie kąta zwilżania cieczami wzorcowymi

Obliczenia wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej prowadzi się z zastosowaniem tzw. goniometru [198], który umożliwia zmierzenie kątów zwilżania cieczami wzorcowymi badanych ciał stałych.

Pomiary prowadzono z użyciem goniometru produkcji niemieckiej firmy Krüß typu D2, z oprogramowaniem DSA (*Drop Shape Analysis*), zgodnie z procedurą pomiarową, w której kąt zwilżania naniesioną kroplą cieczy wzorcowej mierzy się sześciokrotnie, co 3 sekundy. Do pomiarów używano trzech cieczy wzorcowych o znanych wartościach składowej polarnej  $\gamma_S^p$  i dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  swobodnej energii powierzchniowej w przypadku pomiaru metodami Owensa–Wendta, Fowkesa i Kaeblego oraz znanych wartościach składowej  $\gamma_S^{LW}$  oraz składowej  $\gamma_S^{AB}$  w przypadku metody kwasowo-zasadowej van Ossa–Gooda. Cieczami wzorcowymi były: woda, formamid i diiodometan. W tabeli 6.3 przedstawiono wyniki pomiarów wartości składowych dyspersyjnej i polarnej oraz kwasowo-zasadowych wykonane dla żeliwa EN-GJL-200 oraz tego samego żeliwa azotowanego metodą Nitrovac omówioną w pozycji [102]. Pomiary przeprowadzono w Politechnice Radomskiej na Wydziale Technologii Obuwia w Zakładzie Chemii Powierzchni.

Wyniki pomiarów zamieszczone w tabeli 6.3 potwierdzają zwiększenie wartości składowej dyspersyjnej po procesie azotowania z jednoczesnym nieznacznym zwiększeniem wartości sumy składowych, będących wynikiem oddziaływań sił van der Waalsa. Wymienione w tabeli 6.3 składowe zasadowa i kwasowa wchodzi w skład odpowiednio składowej  $\gamma_S^{LW}$  i  $\gamma_S^{AB}$ . W związku z tym suma składowych według metody van Ossa–Gooda jest sumą składowej  $\gamma_S^{LW}$  i składowej  $\gamma_S^{AB}$ .

Tabela 6.3. Wyniki pomiarów składowych swobodnej energii powierzchniowej EN-GJL-200 przed i po azotowaniu

Materiał	Kąt zwilżania $\theta$ cieczami pomiarowymi			Metoda Owensa–Wendta	Metoda kwasowo-zasadowa van Ossa–Gooda
	dijodometan	formamid	woda		
EN-GJL-200	54,18	57,53	69,87	Suma składowych: $\gamma_s = 39,20$	Suma składowych $\gamma_s = 36,07$
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d = 29,06$	Składowa LW $\gamma_s^{LW} = 31,92$
				Składowa polarna $\gamma_s^p = 10,14$	Składowa AB $\gamma_s^{AB} = 4,15$
					Składowa kwasowa = 0,28
				Składowa zasadowa = 15,51	
EN-GJL-200 azotowane	47,64	54,32	75,00	Suma składowych $\gamma_s = 40,41$	Suma składowych $\gamma_s = 39,51$
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d = 34,01$	Składowa LW $\gamma_s^{LW} = 35,58$
				Składowa polarna $\gamma_s^p = 6,40$	Składowa AB $\gamma_s^{AB} = 3,93$
					Składowa kwasowa 0,47
				Składowa zasadowa 8,26	

Tabela 6.4. Suma składowych swobodnej energii powierzchniowej dla TiN, Ti(C,N), CrN oraz multiwarstw CrN-Cr, (Ti,Cr)N, CrN-TiN

Materiał	Kąt zwilżania $\theta$ cieczami pomiarowymi			Składowe swobodnej energii powierzchniowej	Metoda obliczeniowa		
	dijodometan	formamid	woda		Fowkesa	Kaelbego	Owensa-Wendta
TiN [130]	59,27	69,04	78,80	<b>Suma składowych <math>\gamma_s</math></b>	<b>29,44</b>	<b>29,45</b>	
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d$	24,33	23,75	
				Składowa polarna $\gamma_s^p$	5,11	5,69	
CrN [130]	55,50	66,68	87,92	<b>Suma składowych <math>\gamma_s</math></b>	<b>31,25</b>	<b>31,25</b>	
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d$	27,45	27,23	
				Składowa polarna $\gamma_s^p$	3,80	4,07	
Ti(C,N) [130]	66,72	59,18	70,92	<b>Suma składowych <math>\gamma_s</math></b>	<b>34,23</b>	<b>34,32</b>	
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d$	17,67	17,80	
				Składowa polarna $\gamma_s^p$	16,56	16,52	
CrN-Cr [137]	24,7 ( $\alpha$ -bromo-naftalen)	62,7	92,6	<b>Suma składowych <math>\gamma_s</math></b>	<b>40,67</b>	<b>40,67</b>	<b>139,27</b>
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d$	39,86	39,86	128,04
				Składowa polarna $\gamma_s^p$	0,81	0,81	11,23
(Ti,Cr)N [137]	22,9 ( $\alpha$ -bromo-naftalen)	59,9	76,8	<b>Suma składowych <math>\gamma_s</math></b>	<b>39,56</b>	<b>39,56</b>	<b>38,46</b>
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d$	34,03	34,03	33,54
				Składowa polarna $\gamma_s^p$	5,53	5,53	4,93
CrN-TiN [137]	2,7 ( $\alpha$ -bromo-naftalen)	60,5	84,8	<b>Suma składowych <math>\gamma_s</math></b>	<b>41,94</b>	<b>41,94</b>	<b>84,04</b>
				Składowa dyspersyjna $\gamma_s^d$	39,67	39,67	83,06
				Składowa polarna $\gamma_s^p$	2,24	2,24	0,98

W tabeli 6.4 zamieszczono wyniki pomiarów części dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej, wykonane przez Rogowską [137] oraz Przepiórkę [130], różnych powłok osadzonych metodą PAPVD.

Wyniki pomiarów składowej dyspersyjnej i polarnej wykazały, że dla powłoki azotku tytanu, TiN, składowa dyspersyjna jest znacznie większa niż dla powłoki węglazotku tytanu, Ti(C,N). Jest ona porównywalna ze składową dla powłoki z azotku chromu. Podobnie duża wartość składowej dyspersyjnej z jednoczesną małą wartością składowej polarnej charakteryzują się multiwarstwy CrN-Cr, (Ti,Cr)N oraz CrN-TiN. W przypadku pojawienia się chromu w powłokach wartość sumaryczna składowej dyspersyjnej i polarnej rośnie, zwłaszcza przy pomiarach metodą Owensa-Wendta.

## Podsumowanie

Na podstawie rozważań stwierdzono, że właściwości materiałowe, jakimi powinny odznaczać się elementy par trących to przede wszystkim odporność na zużycie, często utożsamiana z twardością, oraz zwilżalność czynnikiem smarnym, którym najczęściej jest olej smarujący, czego następstwem jest praca adhezji do oleju i wynikające z tego straty energii na tarcie.

Oszacowanie swobodnej energii powierzchniowej prowadzono na podstawie modułu Younga, twardości i napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia umożliwiło określenie ogólnych właściwości wytrzymałościowych. Wymagana jest przy tym znajomość jedynie podstawowych właściwości materiałowych.

Obliczenia składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  swobodnej energii powierzchniowej, na podstawie stałej Hamakera, pozwalają ocenić zwilżalność danego ciała, a w konsekwencji energię adhezji do oleju. Na tej podstawie można określić zachowanie się dwóch współpracujących elementów w ruchu posuwisto-zwrotnym, zwłaszcza w tarcu mieszanym.

Na podstawie kąta zwilżania cieczami wzorcowymi obliczono składowe: dyspersyjną  $\gamma_S^d$  lub Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  i polarną  $\gamma_S^p$  lub kwasowo-zasadową  $\gamma_S^{AB}$  swobodnej energii powierzchniowej. W ten sposób uzyskano informacje na temat składowych wynikających z oddziaływań międzyfazowych. Jest niemożliwe obliczenie tymi metodami całkowitej wartości swobodnej energii powierzchniowej ciał stałych charakteryzujących się wiązaniem metalicznym i kowalencyjnym. Pomiary te mają duże znaczenie ze względu na identyfikację wartości składowych istotnych w oddziaływaniach międzyfazowych.

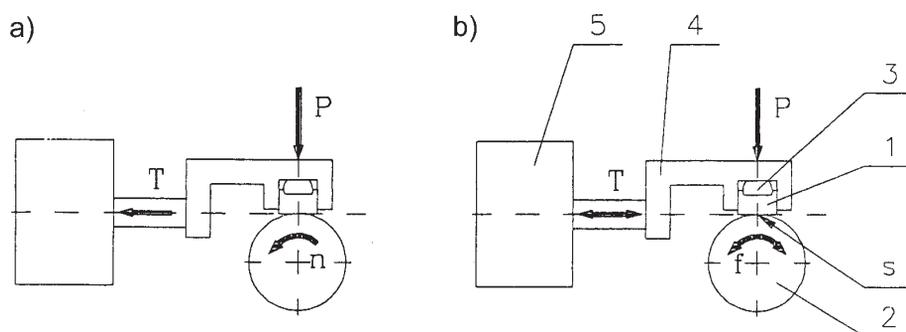
Oszacowanie i obliczenie wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych prowadzono na przykładzie elementów zespołu TPC silnika spalinowego co umożliwiło dobór materiału. Jednak trafność tego doboru powinna zostać zweryfikowana na obiekcie rzeczywistym oraz na drodze testowych badań tribologicznych. W związku z tym na podstawie analizy wyników pomiarów zamieszczonych w tabelach 6.2 i 6.3 oraz obliczeń opartych na module Younga, twardości, napięciu powierzchniowym w tem-

peraturze topnienia oraz stałej Hamakera postanowiono, że do dalszych prac badawczych na tribotesterze poddano badaniom zestawienia materiałowe:

1. Żeliwo EN-GJL-200 – powłoka z azotku tytanu TiN na próbce żeliwnej EN-GJL-350.
2. Żeliwo EN-GJL-200 azotowane – powłoka z azotku tytanu TiN na próbce żeliwnej EN-GJL-350.

## 7. Badania testowe pary trącej z uwzględnieniem swobodnej energii powierzchniowej jej elementów

Wpływ swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych na zjawiska tribologiczne w parze trącej sprawdzono na triboteście. Wobec dużej liczby różnych rozwiązań istotne znaczenie ma wybór odpowiedniego tribotestera. Piekoszewski i in. [124, 125] opisali testery, wskazując na te, które są istotne w praktyce inżynierskiej. Z przedstawionych w tych publikacjach urządzeń testujących wynika, że najodpowiedniejszym jest tribotester typu rolka–klocek opracowany i wykonany w Instytucie Technologii Eksploatacji w Radomiu, oznaczony symbolem T05. Ten typ tribotestera jest preferowany do badań powłok niskotarciowych, w tym wykonanych z azotku tytanu. Schemat urządzenia testowego T05 przedstawiono na rysunku 7.1.

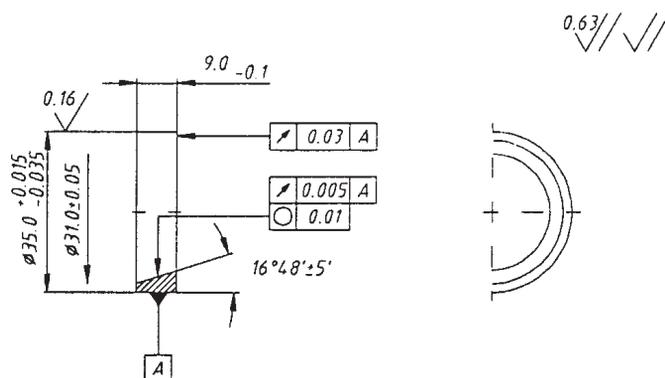


Rys. 7.1. Schemat testera T05 [53]: a) jednostajna prędkość obrotowa, b) ruch oscylacyjny:  
1 – próbka (klocek), 2 – przeciwpróbka (rolka), 3 – wkładka półkuliasta, 4 – uchwyt próbki,  
5 – tensometryczny czujnik siły tarcia

Fig. 7.1. Scheme of tester T05 [53]: a) uniform rotational speed, b) oscillating motion:  
1 – specimen (block), 2 – counterface (roll), 3 – semicircular insert, 4 – specimen grip,  
5 – strain gauge of friction forces

### 7.1. Wykonanie elementów testowych

Elementami testowymi w urządzeniu T05 są: obracająca się przeciwpróbka w postaci rolki i nieruchoma próbka w postaci klocka [53]. Na rysunku 7.2 przedstawiono kształt pierścieniowej przeciwpróbki. Próbkę do modelowania styku rozłożonego przedstawiono



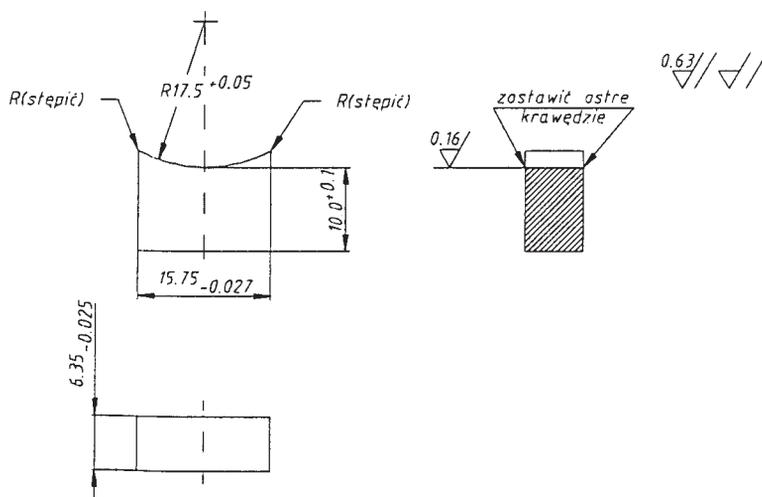
Rys. 7.2. Kształt i wymiary przeciwróbki (rolki) [53]

Fig. 7.2. The shape and dimensions of the counterface (roll) [53]

na rys. 7.3. Próbkę ta ma wklęsłą powierzchnię testową, która przylegając do rolki tworzy styk rozłożony o polu powierzchni  $100 \text{ mm}^2$ .

Zgodnie z wynikami rozważań prowadzonych w rozdziale 6, przeciwróbkę wykonano z żeliwa EN-GJL-200 (rys. 7.2). Przygotowano 20 przeciwróbek, z których 10 poddano procesowi azotowania próżniowego [102].

Próbki wykonano z żeliwa szarego oznaczonego wg PN-EN 1560 jako: EN-GJL-350, (rys. 7.3). Powierzchnie robocze próbek (rozdz. 6) pokryto powłoką z azotku tytanu, stosując [184] technologię łukowo-próżniowego fizycznego osadzania z fazy gazowej wspomaganego plazmą (PAPVD).



Rys. 7.3. Kształt i wymiary próbki (klocka) z wklęsłą powierzchnią tarcia [53]

Fig. 7.3. The shape and dimensions of specimen (block) with concave friction face [53]

## 7.2. Badania na tribotesterze

Podstawowe znaczenie podczas prowadzenia prac badawczych na tribotesterze przypisuje się obciążeniom testowanych par trących; w tym naciskowi jednostkowemu oraz prędkości liniowej (tabela 7.1). Do badań przyjęto prędkość liniową równą 1,25 m/s oraz nacisk równy 5 MPa. Przyjęte do badań duże wartości nacisku i mała prędkość powodują skrajnie trudne warunki pracy par trących zbliżone do warunków panujących w okolicy ZZ pierwszego pierścienia tłokowego na początku suwu pracy silnika spalinowego. Taki dobór spowodował zjawisko tarcia mieszanego, co jest widoczne na podstawie wartości współczynnika tarcia znacznie przekraczających wartość zbliżoną do 0,01 typową dla tarcia płynnego.

Tabela 7.1. Program badań na tribotesterze T05

Nr próbki	Przeciwpółka	Obciążenie MPa	Prędkość m/s	Rodzaj oleju
1	żeliwna	5	1,25	mineralny
2	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
3	żeliwna	5	1,25	mineralny
4	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
5	żeliwna	5	1,25	mineralny
6	żeliwna	5	1,25	mineralny
7	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
8	żeliwna	5	1,25	mineralny
9	żeliwna azotowana	5	1,25	mineralny
10	żeliwna	5	1,25	mineralny
11	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
12	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
13	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
14	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
15	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
16	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
17	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny
18	żeliwna	5	1,25	syntetyczny
19	żeliwna azotowana	5	1,25	syntetyczny

### 7.2.1. Zakres badań

Zakres badań na mikroprocesorowym zestawie tribologicznym T05 typu rolka–klocek obejmował pomiar siły tarcia i temperatury próbki, które jako charakterystyki czasowe były archiwizowane w zestawie komputerowym. Ustalono równe przebiegi ze stałą prędkością liniową, pod stałym obciążeniem dla różnych środków smarnych, po których

następowała archiwizacja przebiegów zmiennych w czasie i pomiar sumarycznego zużycia węzła tarcia. Styk próbki z przeciwpróbką był w przybliżeniu rozłożony równomiernie. Całkowita liczba próbek poddanych badaniom obejmowała 19 sztuk zestawień, co umożliwiało przeprowadzenie niezbędnych powtórzeń dla wytypowanych skojarzeń tarciovych. Charakterystyki czasowe, po opracowaniu statystycznym posłużyły do wyznaczenia średnich wartości współczynników tarcia dla skojarzeń (tabela 7.1):

1. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z przeciwpróbką żeliwną ze środkiem smarnym w postaci oleju mineralnego elf SPORTI 15W40 (pięć zestawień o numerach: 3, 5, 6, 8, 10).

2. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z przeciwpróbką żeliwną azotowaną ze środkiem smarnym w postaci oleju mineralnego elf SPORTI 15W40 (pięć zestawień o numerach: 2, 4, 7, 9).

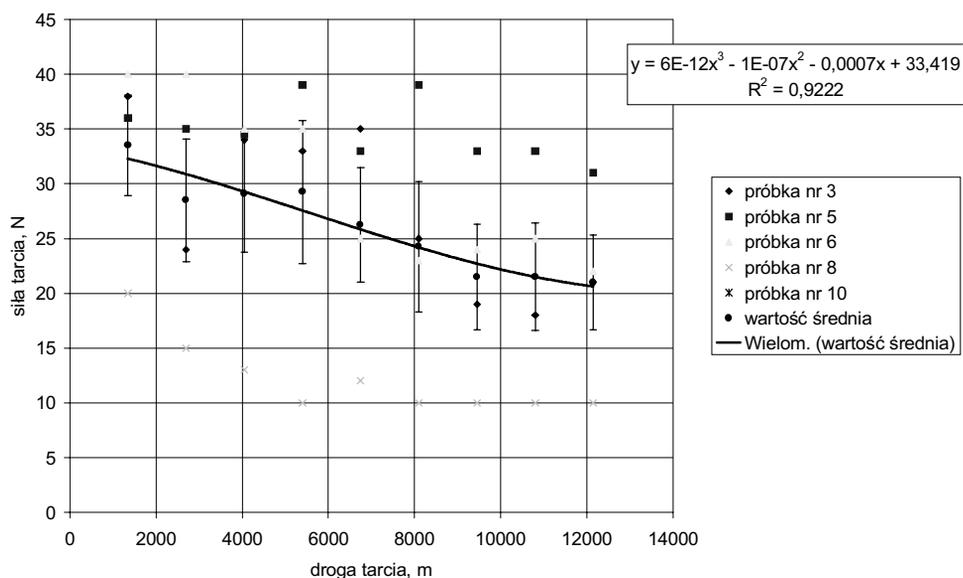
3. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z przeciwpróbką żeliwną ze środkiem smarnym w postaci oleju syntetycznego elf SYNTHESSE 5W50 (cztery zestawienia o numerach: 12, 13, 15, 18).

4. Próbka pokryta powłoką TiN współpracująca z przeciwpróbką żeliwną azotowaną ze środkiem smarnym w postaci oleju syntetycznego elf SYNTHESSE 5W50 (cztery zestawienia o numerach: 11, 14, 16, 17, 19).

Długość drogi tarcia w jednym biegu testu ustalono na 1350 m. Całkowitą drogę tarcia ustalono na 10 biegów testera dla próbek pracujących przy smarowaniu olejem mineralnym oraz 20 biegów dla oleju syntetycznego. Wydłużenie drogi tarcia dla oleju syntetycznego było podyktowane zamiarem zastosowania tego oleju jako docelowego przy współpracy przykładowej pary trącej. Wyznaczono sumaryczne zużycie węzła tarcia w zależności od drogi tarcia dla podanych skojarzeń. W trakcie badań mierzono również temperaturę próbki. Przyjęto pomiar liniowy zużycia za pomocą czujnika zegarowego o wartości działki elementarnej  $W_e = 0,002$  mm. Po ostygnięciu węzła tarcia wykonano po każdym biegu pomiar zużycia, które było sumą zużycia próbki i przeciwpróbki. Ze względu na rodzaj metody badania prowadzono według programu statycznego, zdeterminowanego, kompletnego.

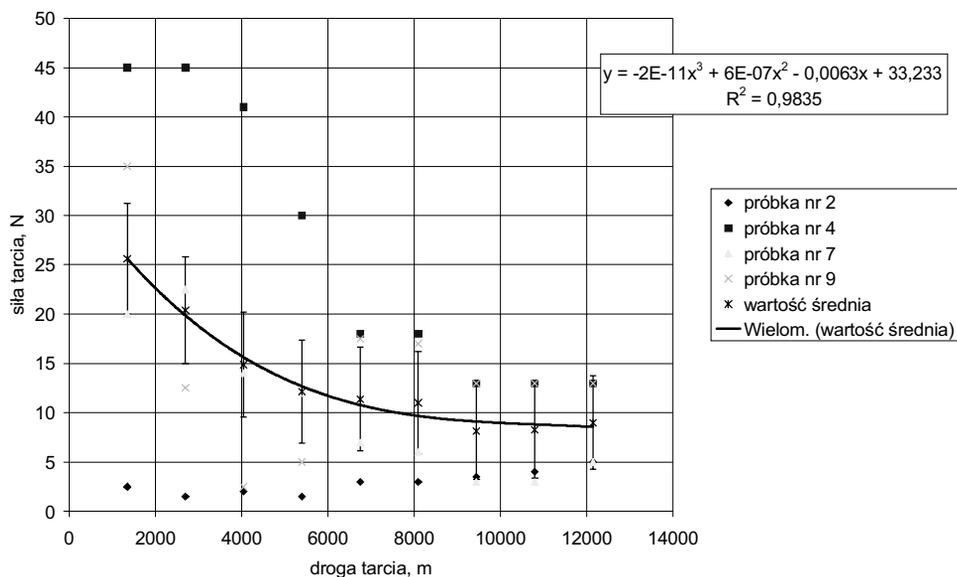
### 7.2.2. Opracowanie wyników badań

Zarchiwizowane w systemie komputerowym testera T05 przebiegi wartości siły tarcia w poszczególnych biegach umożliwiły wyznaczenie jej wartości średnich. Wyznaczono następnie przebiegi wartości średnich siły tarcia w funkcji drogi tarcia. Przebiegi współczynnika tarcia w funkcji drogi tarcia obliczono na podstawie wyników pomiaru siły tarcia, jako ilorazu tej siły i nacisku pomnożonego przez powierzchnię styku. Użyte w trakcie badań charakterystyki czasowe siły tarcia opracowano za pomocą pakietu zintegrowanego Office'97 firmy Microsoft. Na rysunkach 7.4 i 7.5 przedstawiono wyniki pomiarów siły stycznej przeciwpróbki żeliwnej i azotowanej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym, natomiast na rys. 7.6 i 7.7 siły stycz-



Rys. 7.4. Zależność siły tarcia od drogi dla przeciwpróbki żeliwnej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym

Fig. 7.4. The friction force versus path for cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with mineral oil



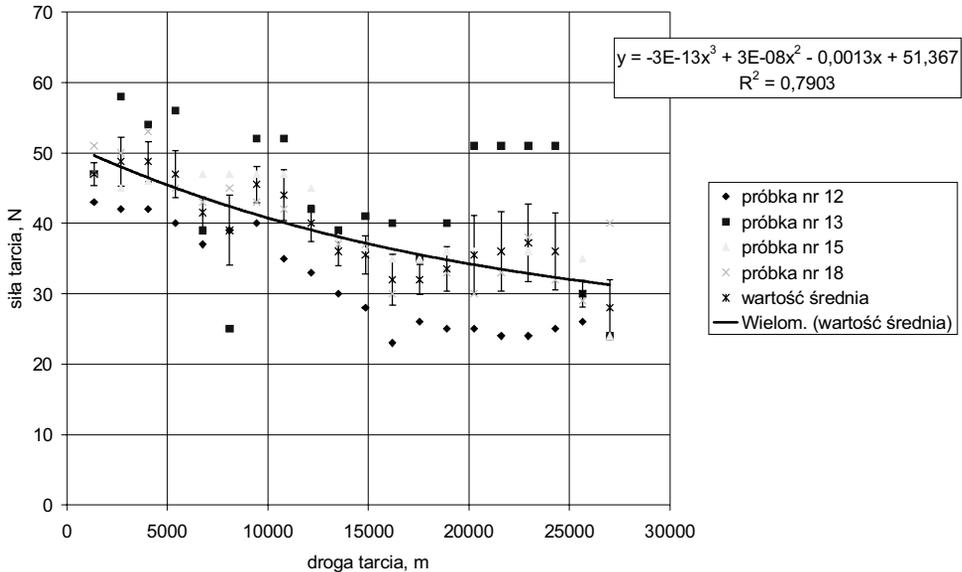
Rys. 7.5. Zależność siły tarcia od drogi dla przeciwpróbki azotowanej żeliwnej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym

Fig. 7.5. The friction force versus path for nitrided cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with mineral oil

nej w obecności oleju syntetycznego. Przebiegi wartości współczynników tarcia przy współpracy omawianych powierzchni przedstawiono na rys. 7.8 i 7.9 przy smarowaniu olejem mineralnym oraz na rysunkach 7.10 i 7.11 olejem syntetycznym. Zużycie linio-  
we próbek i węża łożyskowego przedstawiono odpowiednio na rysunkach 7.12 i 7.13, dla współpracy w przypadku oleju mineralnego, oraz na rysunkach 7.14 i 7.15 dla oleju syntetycznego. Zawarte po prawych stronach rysunków liczby oznaczają numery próbek odpowiadające numerom podanym w tabeli 7.1. Do wszystkich wartości pomiarów przedstawionych na rysunkach, zawierających przebiegi wartości siły tarcia, współczynnik tarcia oraz wartości zużycia sumarycznego dobrano drogą analizy regresji funkcje w postaci wielomianowej lub logarytmiczno-potęgowej. Postać logarytmiczno-potęgową dobrano w przypadku funkcji regresji wartości zużycia wg modelu opracowanego przez Sitnika [152]. Na rysunkach zamieszczono ponadto przebiegi aproksymowanych wartości funkcji regresji maksymalnej i minimalnej współczynnika tarcia.

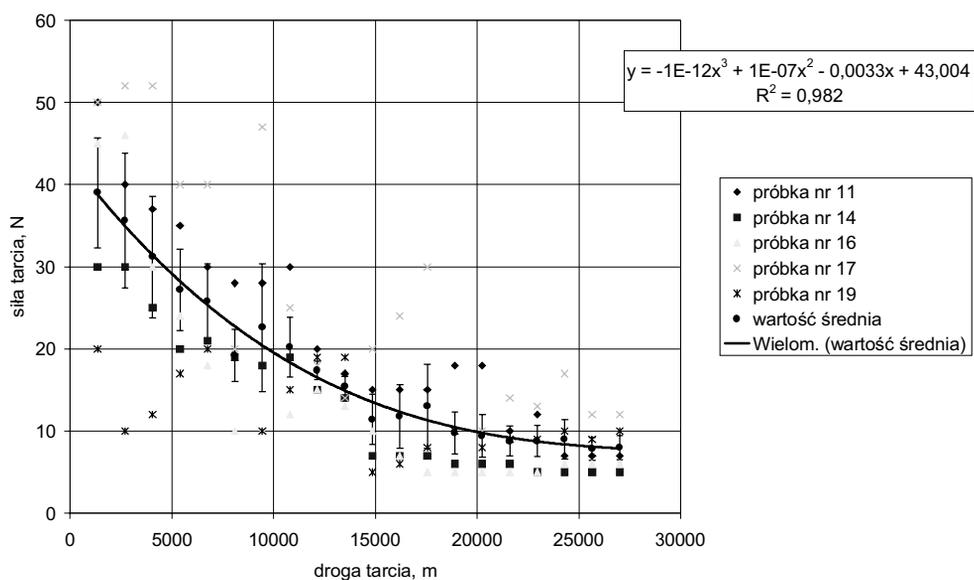
### Siła tarcia

Na rysunku 7.4 przedstawiono przebieg wartości siły tarcia przeciwpółki żeliwnej współpracującej z próbką o powłoce z azotku tytanu podczas smarowania olejem mineralnym. Zmierzone wartości siły tarcia po przebiegu 13 500 m wahały się od 10 do 32 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m była równa 20,93 N.



Rys. 7.6. Zależność siły tarcia od drogi dla przeciwpółki żeliwnej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 7.6. The friction force versus path for cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with synthetic oil



Rys. 7.7. Zależność siły tarcia od drogi dla przeciwpółki żeliwnej azotowanej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 7.7. The friction force versus path for nitrided cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with synthetic oil

Na rysunku 7.5 zamieszczono przebieg wartości siły tarcia przeciwpółki żeliwnej azotowanej współpracującej z próbką o powłoce z azotku tytanu podczas smarowania olejem mineralnym. Zmierzone wartości siły tarcia po przebiegu 13 500 m wahały się od 4 do 14 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m była równa 8,96 N.

Przebieg wartości siły tarcia przeciwpółki żeliwnej współpracującej podczas smarowania olejem syntetycznym z próbką o powłoce z azotku tytanu przedstawiono na rysunku 7.6. Zmierzone wartości siły tarcia po przebiegu 27 000 m wahały się od 22 do 40 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 27 000 m była równa 28,05 N, natomiast po przebiegu 13 500 m wartość siły tarcia była równa 35,02 N.

Na rysunku 7.7 zamieszczono przebieg wartości siły tarcia przeciwpółki żeliwnej azotowanej współpracującej z próbką o powłoce z azotku tytanu podczas smarowania olejem syntetycznym. Po przebiegu 27 000 m zmierzone wartości siły tarcia wahały się od 5 do 13 N. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość siły tarcia po przebiegu drogi tarcia 27000 m była równa 8,05 N, natomiast po przebiegu 13 500 m była ona równa 15,3 N.

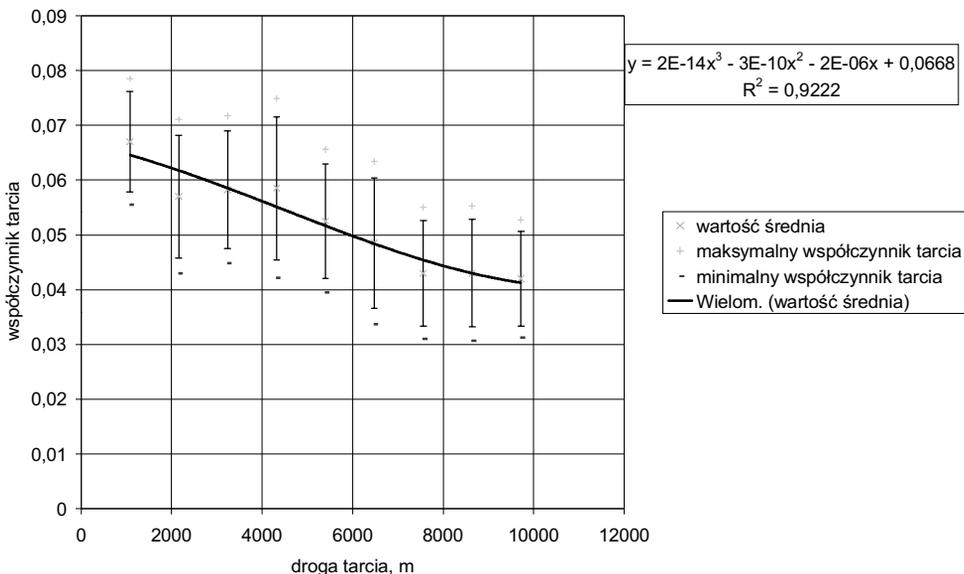
Z podanych wyników wyraźnie widać tendencję do znacznie mniejszej wartości siły tarcia przy współpracy przeciwpółki żeliwnej azotowanej z próbką o powłoce z azot-

ku tytanu, niż wartość siły tarcia przy współpracy przeciwpróbki żeliwnej z próbką o powłoce z azotku tytanu. Wartości tej siły są mniejsze zarówno podczas współpracy w przypadku smarowania olejem mineralnym, jak i syntetycznym. Ogólnie siła tarcia jest mniejsza podczas współpracy próbki i przeciwpróbki przy smarowaniu olejem mineralnym, niż dla oleju syntetycznego. Wobec znanych dobrych właściwości smarnych oleju syntetycznego postanowiono przedłużyć badania przy smarowaniu olejem syntetycznym.

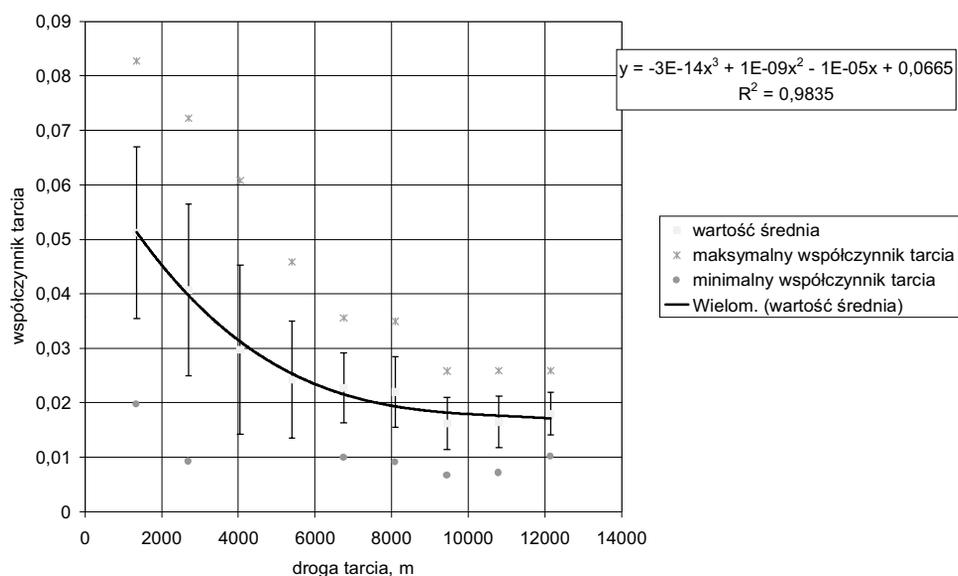
### Współczynnik tarcia

Na rysunku 7.8 zamieszczono przebieg wartości współczynnika tarcia przeciwpróbki żeliwnej współpracującej w przypadku smarowania olejem mineralnym z próbką o powłoce z azotku tytanu. Po przebiegu 13 500 m zmierzone wartości współczynnika tarcia wahały się od 0,032 do 0,051. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość współczynnika tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m była równa 0,042.

Przebieg wartości współczynnika tarcia dla przeciwpróbki żeliwnej azotowanej współpracującej w przypadku smarowania olejem mineralnym z próbką o powłoce z azotku tytanu zamieszczono na rysunku 7.9. Po przebiegu 13 500 m zmierzone wartości współczynnika tarcia wahały się od 0,009 do 0,026. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość współczynnika tarcia po przebiegu drogi tarcia 13 500 m była równa 0,018.



Rys. 7.8. Zależność współczynnika tarcia od drogi dla przeciwpróbki żeliwnej (WIP) współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym  
 Fig. 7.8. The coefficient of friction versus path for cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with mineral oil



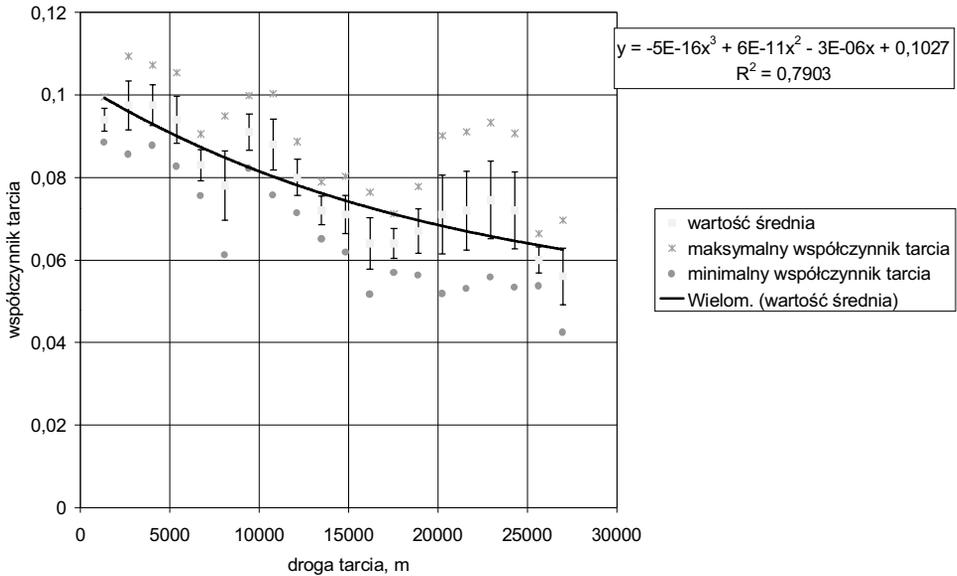
Rys. 7.9. Zależność współczynnika tarcia od drogi dla przeciwróbkki żeliwnej azotowanej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem mineralnym

Fig. 7.9. The coefficient of friction versus path for nitrided cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with mineral oil

Przebieg wartości współczynnika tarcia dla przeciwróbkki żeliwnej współpracującej z próbką o powłoce z azotku tytanu podczas smarowania olejem syntetycznym zamieszczono na rysunku 7.10. Pomiary prowadzono na drodze tarcia równej 27 000 m. Po tym przebiegu zmierzone wartości współczynnika tarcia wahały się od 0,042 do 0,067. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość współczynnika tarcia po przebiegu drogi tarcia 27 000 m była równa 0,044, po przebiegu 13 500 m natomiast była równa 0,067.

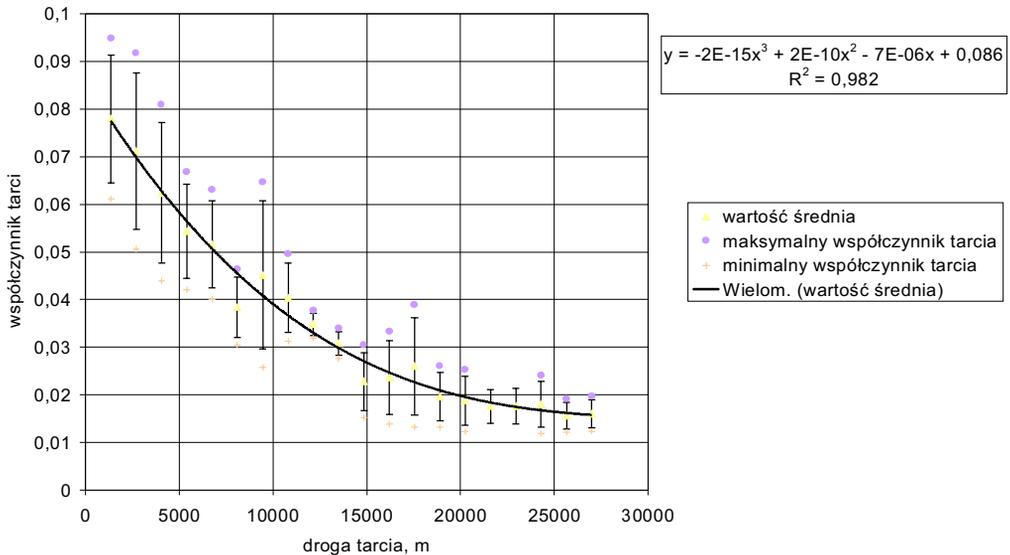
Na rysunku 7.11 zamieszczono przebiegi wartości współczynnika tarcia dla przeciwróbkki żeliwnej azotowanej współpracującej z próbką o powłoce z azotku tytanu podczas smarowania olejem syntetycznym. Pomiary prowadzono na drodze tarcia równej 27 000 metrów. Po tym przebiegu zmierzone wartości współczynnika tarcia wahały się od 0,012 do 0,019. Uzyskana na podstawie analizy funkcji regresji wartość współczynnika tarcia po przebiegu drogi tarcia 27 000 m była równa 0,015, natomiast po przebiegu 13 500 m była równa 0,031.

Z podanych wyników wyraźnie widać tendencję do znacznie mniejszej wartości współczynnika tarcia przy współpracy przeciwróbkki żeliwnej azotowanej z próbką o powłoce z azotku tytanu niż wartość współczynnika tarcia przy współpracy przeciwróbkki żeliwnej z próbką o powłoce z azotku tytanu. Wartości tego współczynnika są mniejsze zarówno podczas współpracy przy smarowaniu olejem mineralnym, jak i olejem synte-



Rys. 7.10. Zależność współczynnika tarcia od drogi dla przeciwróbki żeliwnej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 7.10. The coefficient of friction versus path for cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with synthetic oil



Rys. 7.11. Zależność współczynnika tarcia od drogi dla przeciwróbki żeliwnej azotowanej współpracującej z próbką pokrytą powłoką TiN przy smarowaniu olejem syntetycznym

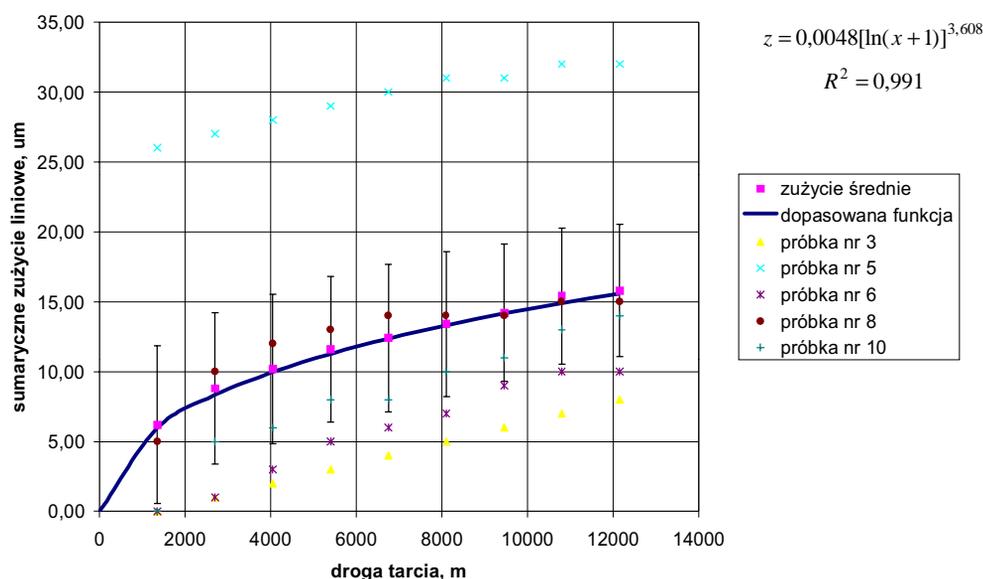
Fig. 7.11. The coefficient of friction versus path for nitrided cast iron counterface sliding against TiN-coated specimen lubricated with synthetic oil

tycznym. Zauważalna jest również mniejsza wartość współczynnika tarcia podczas współpracy przy smarowaniu olejem mineralnym, niż olejem syntetycznym.

### Zużycie liniowe

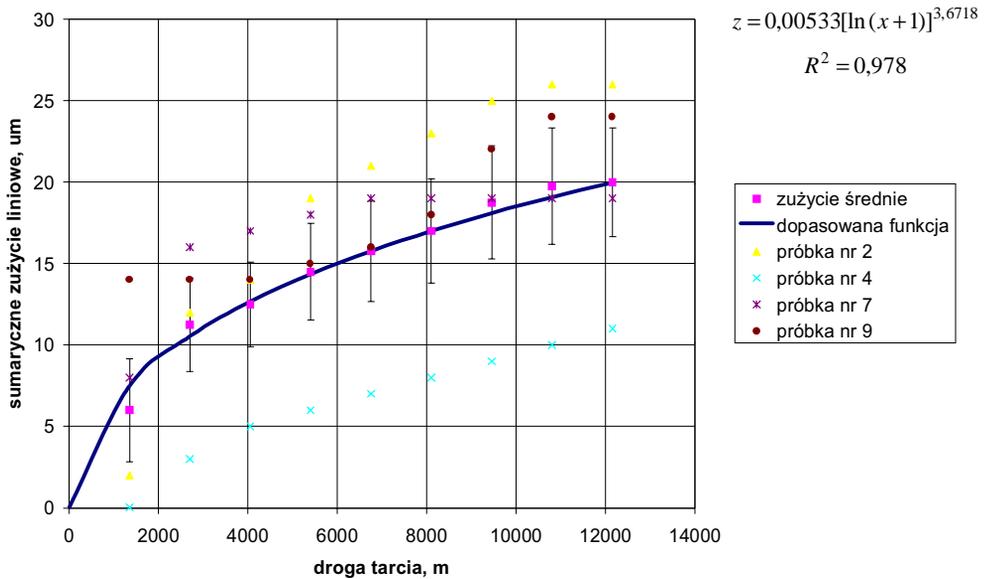
Pomiary zużycia liniowego prowadzono po każdym biegu badanych zestawień próbka–przeciwpróbka, odczytując wartość sumarycznego zużycia próbki i przeciwpróbki. Było to spowodowane koniecznością prowadzenia nieinwazyjnego pomiaru; bez demontażu zestawienia w trakcie badań. W przeciwnym razie zakłócenia wynikające z wielokrotnego demontażu i montażu w znacznym stopniu spowodowałyby zwielokrotnienie błędów natury przypadkowej, które wpłynęłyby na końcowe wyniki badań wartości siły tarcia oraz współczynnika tarcia. Z tego względu jedynie możliwy był pomiar sumarycznej wartości zużycia próbki i przeciwpróbki po każdym biegu. Pomiary prowadzono po doprowadzeniu zestawienia do temperatury otoczenia. Wartości sumarycznego zużycia liniowego próbki i przeciwpróbki zamieszczono na rysunkach 7.12–7.15.

Wartości sumarycznego zużycia liniowego po przebiegu 13500 m zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną przy smarowaniu olejem mineralnym (16  $\mu\text{m}$ ) są mniejsze niż dla zestawienia z przeciwpróbką żeliwną azotowaną (20  $\mu\text{m}$ ). Wartości zużycia liniowego zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną przy smarowaniu olejem syntetycznym (5  $\mu\text{m}$ ) są nieznacznie większe, niż dla zestawienia z przeciwpróbką żeliwną azotowaną (5  $\mu\text{m}$ ). Na uwagę



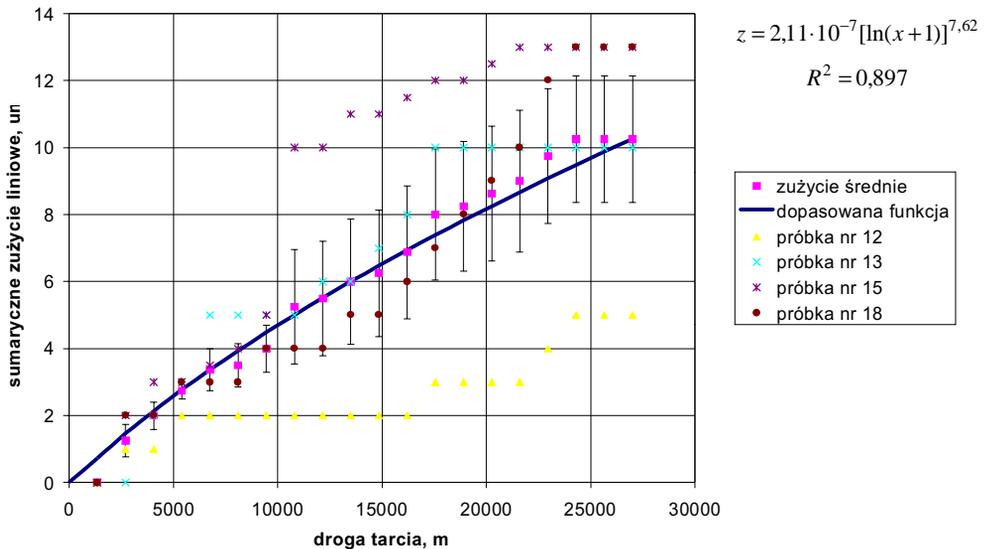
Rys. 7.12. Sumaryczne zużycie liniowe próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem mineralnym

Fig. 7.12. Total linear wear of TiN-coated specimen, the cast iron counterface and the bearing knot as a function of friction path and mineral oil as a lubricant



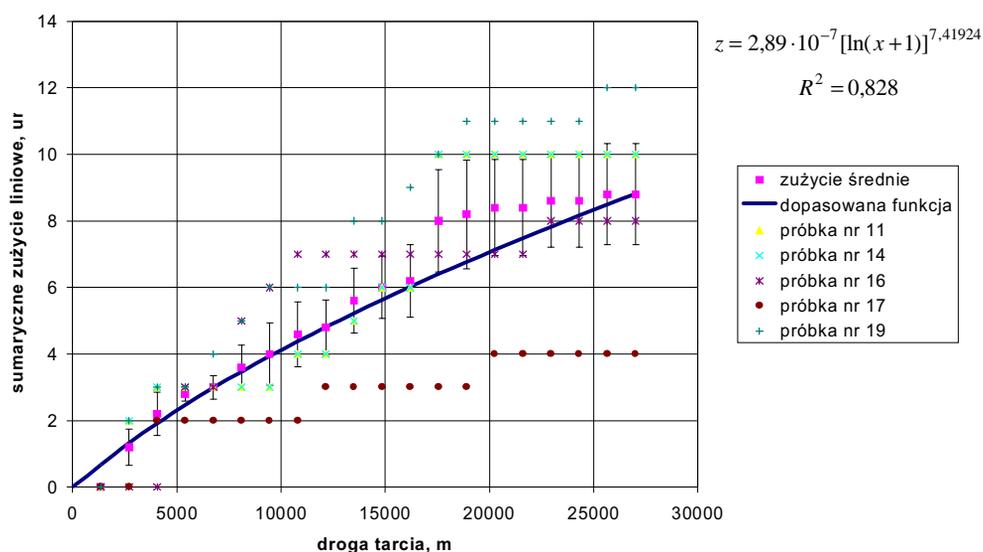
Rys. 7.13. Sumaryczne zużycie liniowe próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej azotowanej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem mineralnym.

Fig. 7.13. Total linear wear of TiN-coated specimen, the nitrided cast iron counterface and the bearing knot as a function of friction path and mineral oil as a lubricant



Rys. 7.14. Sumaryczne zużycie liniowe próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem syntetycznym

Fig. 7.14. Total linear wear of TiN-coated specimen, the cast iron counterface and the bearing knot as a function of friction path and synthetic oil as a lubricant



Rys. 7.15. Wykresy sumarycznego zużycia liniowego próbki z powłoką z TiN, przeciwpróbki żeliwnej azotowanej i węzła łożyskowego w funkcji drogi tarcia przy smarowaniu olejem syntetycznym  
 Fig. 7.15. Total linear wear of TiN-coated specimen, the nitrided cast iron counterface and the bearing knot as a function of friction path and synthetic oil as a lubricant

zasługuje ponad trzykrotnie większe sumaryczne zużycie zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną przy smarowaniu olejem mineralnym (16  $\mu\text{m}$ ) w porównaniu z analogicznym zestawieniem dla oleju syntetycznego (5,0  $\mu\text{m}$ ). Podobna sytuacja ma miejsce w zestawieniu z przeciwpróbką żeliwną azotowaną. Tu wartość zużycia przy smarowaniu olejem mineralnym równa 20  $\mu\text{m}$  jest ponad czterokrotnie większa od wartości zużycia tego zestawienia przy smarowaniu olejem syntetycznym (5  $\mu\text{m}$ ).

Po przebiegu 27 000 m wartość zużycia zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną (10,7  $\mu\text{m}$ ) jest również mniejsza niż zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną azotowaną (9  $\mu\text{m}$ ).

Zużycie zestawień próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną cechowała stała kinetyka procesu; podobne wartości zużycia na poszczególnych biegach. Kinetyka zużycia natomiast zestawień próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną azotowaną wykazuje wyraźną tendencję malejącą. Przy czym maksymalna jej wartość przypada na bieg drugi. Wskazuje to na docieranie skojarzenia. Wcześniejsze badania organoleptyczne potwierdzają możliwość wystąpienia intensywniejszego zużycia w początkowym okresie ponieważ proces azotowania próżniowego [156] powoduje zwiększenie chropowatości powierzchni, która musi zostać zniwelowana w początkowym okresie współpracy.

### 7.3. Omówienie wyników badań

Badania porównawcze umożliwiły wyznaczenie współczynników tarcia przeciwpróbek żeliwnych i żeliwnych azotowanych współpracujących z próbkami pokrytymi powłoką azotku tytanu TiN przy smarowaniu olejem mineralnym i syntetycznym (tab. 7.2).

Tabela 7.2. Wartości siły tarcia, współczynnika tarcia i zużycia badanych zestawień materiałowych po drodze tarcia równej 13 500 m (w nawiasach podano wartości dla drogi tarcia równej 27 000 m)

Rodzaj zestawienia	Średnia wartość siły stycznej N	Średnia wartość współczynnika tarcia	Średnia wartość zużycia $\mu\text{m}$	Średnia temperatura próbki $^{\circ}\text{C}$
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna Olej mineralny Elf Sporti 15W40	20,9	0,042	16	46,8
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna azotowana Olej mineralny Elf Sporti 15W40	8,9	0,018	20	38,3
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna Olej syntetyczny Elf Synthese 5W50	35,0 (28,1)	0,067 (0,044)	5 (11)	67,5 (54,5)
Próbka z TiN Przeciwpróbka żeliwna azotowana Olej syntetyczny Elf Synthese 5W50	15,3 (8,0)	0,031 (0,015)	5 (9)	45,5 (40,5)

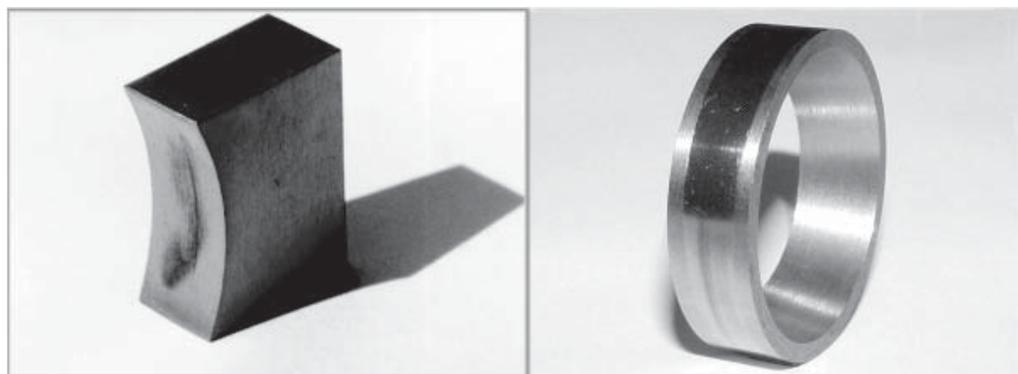
W początkowym okresie współpracy współczynniki tarcia miały wartość zbliżoną, około 0,08, po dotarciu zmniejszyły się do wartości 0,02–0,04. Stwierdzono ponaddwukrotnie mniejszą wartość współczynnika tarcia dla zestawienia materiałowego: próbka z powłoką TiN z przeciwpróbką azotowaną (wartość średnia 0,018) w porównaniu do zestawienia próbka z TiN z przeciwpróbką żeliwną (wartość średnia 0,042); współpraca przy smarowaniu olejem mineralnym. W przypadku oleju syntetycznego również stwierdzono ponaddwukrotnie mniejszą wartość współczynnika tarcia dla zestawienia materiałowego próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną azotowaną (wartość średnia 0,031) w porównaniu z zestawieniem materiałowym próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną (wartość średnia 0,067). Obliczone średnie wartości dotyczą przebiegów 13 500 m.

Ponieważ obliczone wartości średnie współczynników tarcia podczas pracy przy smarowaniu olejem syntetycznym były większe niż przy smarowaniu olejem mineralnym, postanowiono przedłużyć badania z olejem syntetycznym. W efekcie dla przebiegów dwukrotnie większych, czyli 27 000 m, wartość średnia współczynnika tarcia dla zestawienia materiałowego z przeciwpróbką żeliwną azotowaną uległa zmniejszeniu z wartości 0,031 do 0,015. Dla zestawienia materiałowego próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną również stwierdzono zmniejszenie średniej wartości współ-

czynnika tarcia z wartości 0,067 do 0,048. Oznacza to, że wartość współczynnika tarcia dla zestawienia materiałowego próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną azotowaną (0,015) była już ponadtrzykrotnie mniejsza, niż dla przeciwpróbki żeliwnej (0,048). Widoczna jest zatem tendencja zmniejszania współczynnika tarcia dla zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką azotowaną. Z porównania wartości współczynnika tarcia, jakie osiągnięto po 13 500 m drogi tarcia, można zauważyć, że względne zmniejszenie współczynnika tarcia przeciwpróbek żeliwnych azotowanych współpracujących z próbkami z powłoką TiN względem przeciwpróbek żeliwnych współpracujących z takimi samymi próbkami było równe około 109% dla oleju mineralnego i około 87% dla oleju syntetycznego.

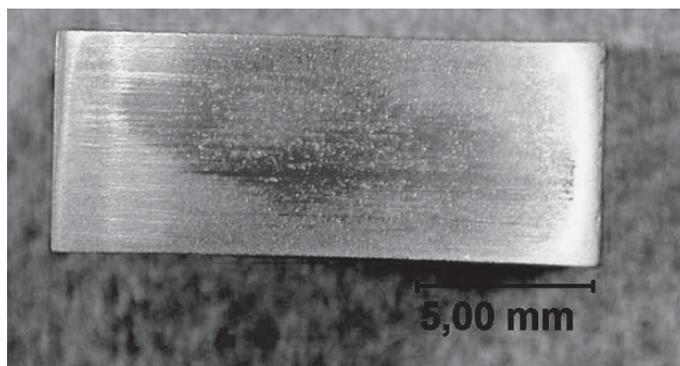
Z oględzin próbek i przeciwpróbek obu zestawień wynika, iż praktycznie całe sumaryczne zużycie przypada na przeciwpróbkę. W przeciwnym razie należałoby oczekiwać całkowitego usunięcia powłoki z TiN ze względu na jej grubość, wynoszącą około 3  $\mu\text{m}$ . Potwierdzają ten fakt obrazy przykładowych próbek pierwszego zestawienia (rys. 7.16, 7.17) oraz zestawienia drugiego (rys. 7.18, 7.19). Zużycie powłok TiN stwierdzone na podstawie przeprowadzonych oględzin po badaniach (rys. 7.16–7.19) było pomijalnie małe (niemierzalne), nawet przy drodze tarcia wynoszącej 27 000 m.

Sumaryczne względne zużycie węzła tarcia z pierścieniem azotowanym współpracującym z powłoką TiN w stosunku do pierścienia żeliwnego współpracującego z powłoką tego samego rodzaju przy smarowaniu olejem mineralnym było większe o 18%. Natomiast przy smarowaniu olejem syntetycznym było mniejsze o około 9%. Należy tu jednak podkreślić, że przy tak małych zużyciach liniowych rzędu kilkunastu  $\mu\text{m}$  duży wpływ na niepewność pomiaru ma postępujące zużycie i położenie węzła łożyskowego testera.



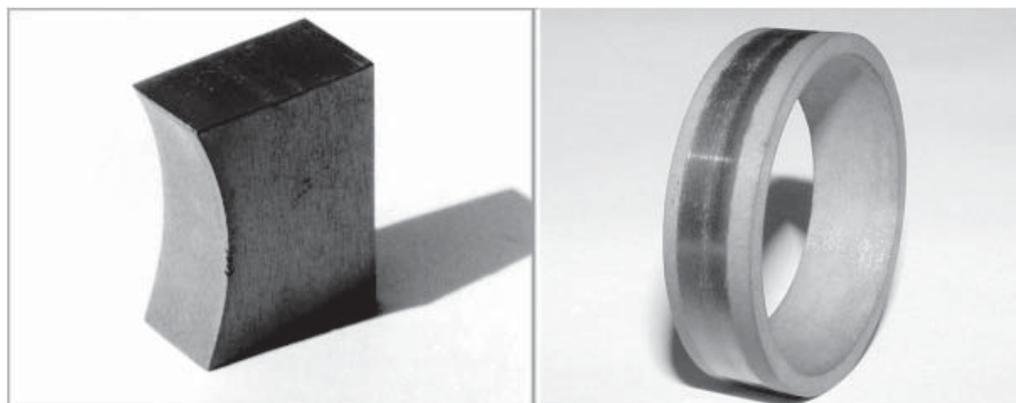
Rys. 7.16. Fotografia próbki z powłoką z TiN i przeciwpróbki żeliwnej po badaniach (droga tarcia równa 13 500 m)

Fig. 7.16. Photograph of TiN-coated specimen and cast iron counterface after examination (friction path equal to 13 500 m)



Rys. 7.17. Fotografia próbki z powłoką z TiN współpracującej w trakcie badań z przeciwpróbką żeliwną (droga tarcia równa 13 500 m)

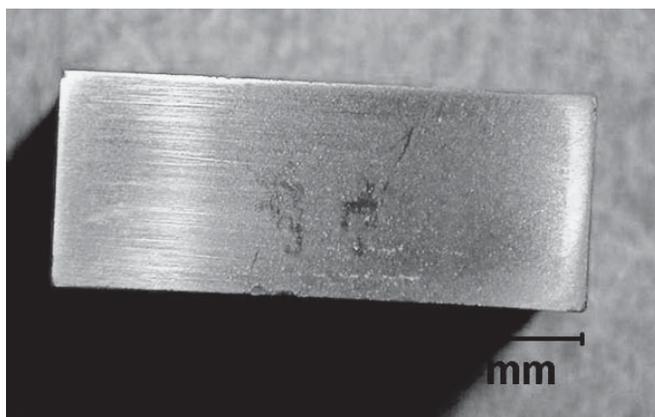
Fig. 7.17. Photograph of TiN-coated specimen sliding against cast iron counterface (friction path 13 500 m)



Rys. 7.18. Fotografia próbki z powłoką TiN i przeciwpróbki żeliwnej azotowanej po badaniach (droga tarcia równa 27 000 m)

Fig. 7.18. Photograph of TiN-coated the specimen and nitrided cast iron counterface after examination (friction path equal to 27 000 m)

Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono poza tym ponaddwukrotnie większą wartość sumarycznego zużycia zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną dla oleju mineralnego (16  $\mu\text{m}$ ; tabela 7.2) w porównaniu z analogicznym zestawieniem dla oleju syntetycznego (5  $\mu\text{m}$ ; tabela 7.2). W przypadku zestawienia z przeciwpróbką azotowaną wartość zużycia w obecności oleju mineralnego (20,0  $\mu\text{m}$ ; tabela 7.2) była ponad dwukrotnie większa od wartości zużycia tego zestawienia przy smarowaniu olejem syntetycznym (9  $\mu\text{m}$ ; tabela 7.2).



Rys. 7.19. Fotografia próbki z powłoką z TiN współpracującej w trakcie badań z przeciwpróbką azotowaną (droga tarcia równa 27000 m)

Fig. 7.19. Photograph of the TiN-coated specimen sliding against nitrided cast iron counterface (friction path equal to 27000 m)

Pomimo obliczonych większych wartości współczynnika tarcia dla obu zestawień materiałowych dla oleju syntetycznego w porównaniu do oleju mineralnego, stwierdzono znacznie mniejsze wartości sumarycznego zużycia podczas pracy przy smarowaniu olejem syntetycznym.

W trakcie badań mierzono temperaturę próbki. Ze względu na znaczne różnice w wartościach współczynników tarcia oraz zużycia badanych zestawień materiałowych sprawdzono temperaturę próbek podczas całego cyklu badawczego. W tym celu wykonano obliczenia średnich wartości temperatury z poszczególnych biegów dla wszystkich badanych zestawień materiałowych, zgodnie z danymi w tabeli 7.1. Do obliczeń przyjęto wartości temperatury, którą osiągała próbka na końcu każdego biegu. Uzyskane wartości zestawiono w tabeli 7.3.

Na podstawie obliczeń zamieszczonych w tabeli 7.3 stwierdzono, że średnia temperatura próbki pokrytej powłoką TiN współpracującej z przeciwpróbką żeliwną przy smarowaniu olejem mineralnym (próbki nr: 1, 3, 5, 6, 8, 10) była równa 46,8 °C, a dla oleju syntetycznego (próbki nr: 12, 13, 15, 18) temperatura próbki wynosiła 67,5 °C. Temperatura próbki pokrytej powłoką z TiN współpracującej z przeciwpróbką żeliwną azotowaną dla oleju mineralnego (próbki nr: 2, 4, 7, 9) była równa 38,3 °C, a dla oleju syntetycznego (próbki nr: 11, 14, 16, 17, 19) temperatura próbki była równa 45,5 °C. Zmierzone temperatury próbek są potwierdzeniem większych sił stycznych powstających podczas współpracy próbek pokrytych TiN z przeciwpróbką żeliwną w porównaniu do współpracy z przeciwpróbką azotowaną. Różnice średnich wartości temperatury były równe dla oleju mineralnego 18,2%, a dla oleju syntetycznego 32,6%.

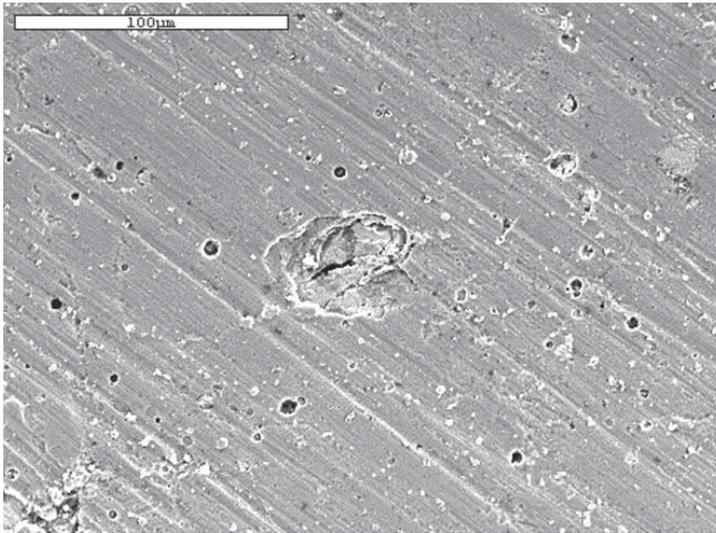
Tabela 7.3. Średnie wartości temperatury próbki poszczególnych próbek na podstawie prowadzonych prac badawczych

Nr próbki	Przeciwpółka	Rodzaj oleju	Średnia wartość temperatury próbki; $T_p$ , °C	Wartość odchylenia standardowego
1	żeliwna	mineralny	37,2	1,61
2	żeliwna azotowana	mineralny	29,2	0,29
3	żeliwna	mineralny	41,3	8,14
4	żeliwna azotowana	mineralny	32,7	1,53
5	żeliwna	mineralny	65,0	1,00
6	żeliwna	mineralny	54,0	17,35
7	żeliwna azotowana	mineralny	39,7	13,32
8	żeliwna	mineralny	36,7	3,06
9	żeliwna azotowana	mineralny	51,7	15,63
10	żeliwna	mineralny	46,0	14,42
11	żeliwna azotowana	syntetyczny	53,0	29,46
12	żeliwna	syntetyczny	46,7	12,90
13	żeliwna	syntetyczny	78,0	38,59
14	żeliwna azotowana	syntetyczny	32,7	11,37
15	żeliwna	syntetyczny	92,3	2,08
16	żeliwna azotowana	syntetyczny	42,0	4,36
17	żeliwna azotowana	syntetyczny	67,3	17,16
18	żeliwna	syntetyczny	74,3	28,94
19	żeliwna azotowana	syntetyczny	32,3	10,79

#### 7.4. Identyfikacja stanu powierzchni próbek z powłoką z azotku tytanu wykonana metodą mikroskopii skaningowej

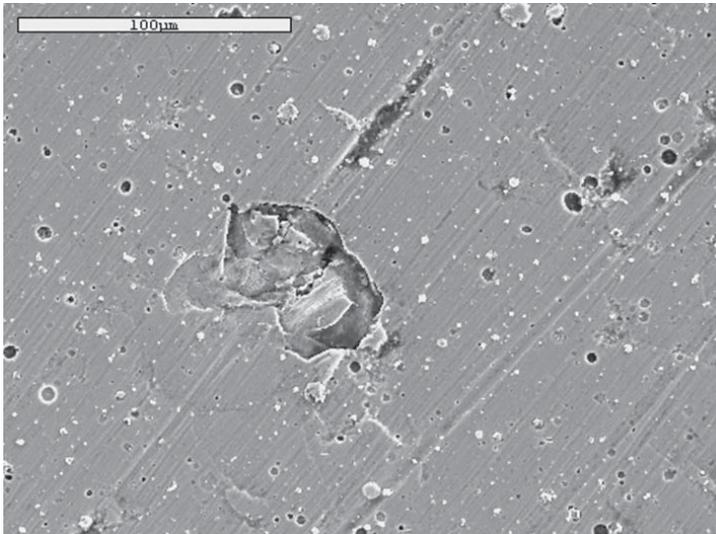
Badaniom poddano powierzchnie próbek przedstawionych na rysunkach 7.17 i 7.19. Współpracowały one odpowiednio z przeciwpółką żeliwną (rys. 7.16) oraz z przeciwpółką żeliwną azotowaną (rys. 7.19). Badania wykonano za pomocą elektronowego mikroskopu skaningowego typu JOEL JSM-5800LV sprzężonego z mikrosondą rentgenowską Oxford Link ISI 300 [26]. Na rysunku 7.20 przedstawiono fotografię powierzchni próbki, która współpracowała z przeciwpółką żeliwną, a na rys. 7.21 próbki, która współpracowała z przeciwpółką żeliwną azotowaną.

Porównując obrazy powierzchni obu próbek nie stwierdzono znaczących różnic w zużyciu powłoki azotku tytanu. Widoczne ślady współpracy w postaci rys na powierzchni są nieznacznie wyraźniejsze w przypadku próbki, która współpracowała z przeciwpółką żeliwną.



Rys. 7.20. Fotografia (SEM) powierzchni próbki współpracującej z przeciwpróbką żeliwną; wybrane i powiększone miejsce z obszaru przedstawionego na rys. 7.17

Fig. 7.20. SEM image of surface of specimen sliding against cast iron counterface; magnified area was selected from Fig. 7.17



Rys. 7.21. Fotografia (SEM) powierzchni próbki współpracującej z przeciwpróbką żeliwną azotowaną; wybrane i powiększone miejsce z obszaru przedstawionego na rys. 7.19

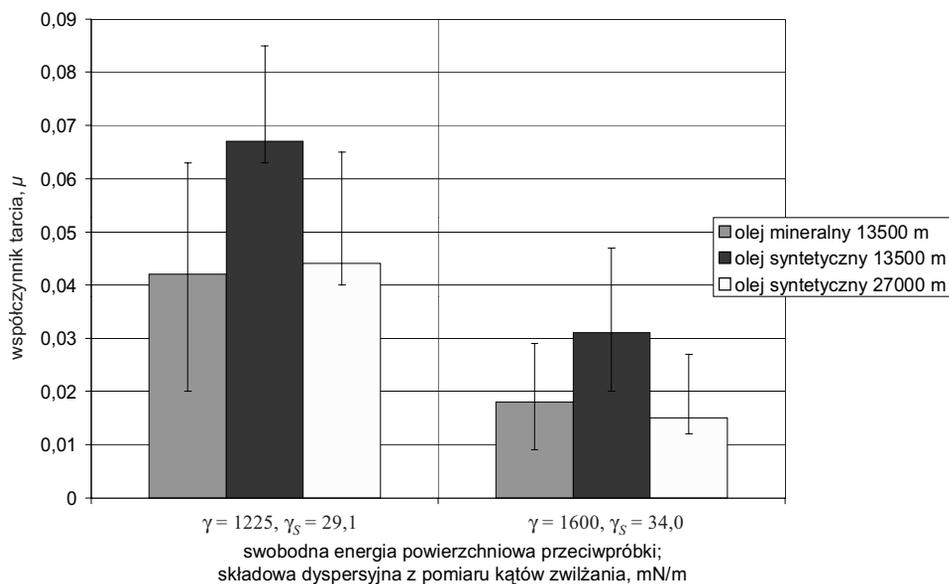
Fig. 7.21. SEM image of surface of specimen sliding against nitrided cast iron counterface; magnified area was selected from Fig. 7.19

## 7.5. Analiza wyników badań na tribotesterze w aspekcie swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych

Zmierzone w trakcie badań na tribotesterze współczynniki tarcia i zużycie są potwierdzeniem różnic w wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych elementów pary trącej.

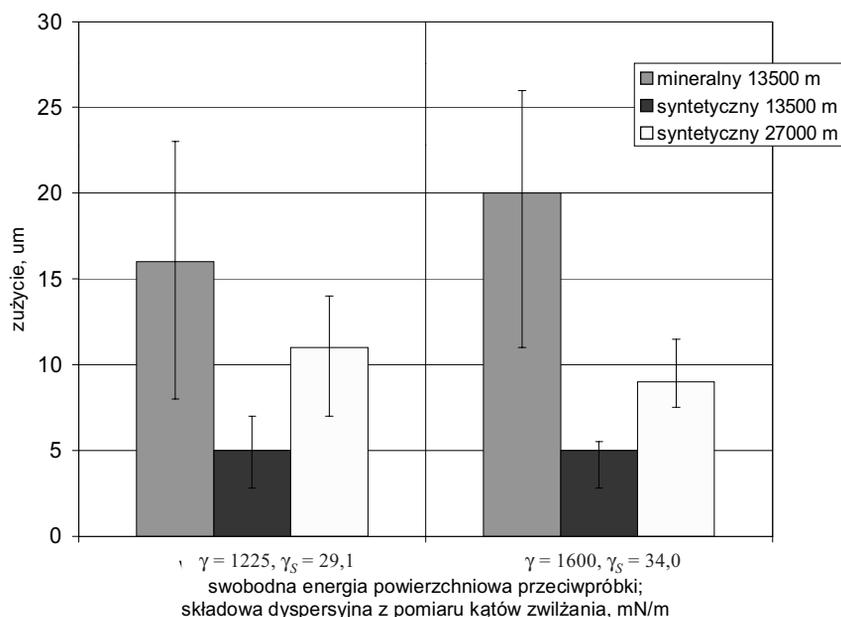
Różnice w wartościach swobodnej energii powierzchniowej żeliwa EN GJL 200 i żeliwa EN GJL 200 azotanowego spowodowały znaczne różnice w wartościach współczynnika tarcia i zużycia badanych zestawień materiałowych.

Na rysunkach 7.22 i 7.23 przedstawiono średnie wartości współczynnika tarcia oraz zużycia badanych zestawień materiałowych. Na osi rzędnych zamieszczono wartość średnią swobodnej energii powierzchniowej żeliwa ( $\gamma_S = 1225$  mN/m) i żeliwa azotanowego ( $\gamma_S = 1600$  mN/m), z których wykonano przeciwpróbki do badań, obliczoną na podstawie danych zawartych w tabeli 6.1. W szczególności dla zestawienia próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwpróbką azotanową zmierzono w trakcie badań na tribotesterze najmniejsze wartości współczynnika tarcia (tab. 7.2) równe 0,018 przy współpracy w oleju mineralnym oraz 0,031 przy współpracy w oleju syntetycznym, po prze-



Rys. 7.22. Współczynnik tarcia badanych zestawień materiałowych w funkcji swobodnej energii powierzchniowej przeciwpróbki

Fig. 7.22. Friction coefficient of the material assembly versus surface free energy of the counterface



Rys. 7.23. Sumaryczne zużycie próbki i przeciwróbki w funkcji swobodnej energii powierzchniowej przeciwróbki

Fig. 7.23. The wear of specimen and counterface versus surface free energy of the counterface

biegu 13 500 m. Wartości współczynnika tarcia w trakcie badań na tribotesterze podczas współpracy próbki z powłoką z azotku tytanu z przeciwróbką żeliwną były znacznie większe (tab. 7.2) i wynosiły 0,042 (olej mineralny) oraz 0,067 (olej syntetyczny) (rys. 7.22). Wartości współczynnika tarcia po przebiegu 27 000 m dla zestawień próbki o powłoce z azotku tytanu pracujących w oleju syntetycznym zmniejszyły się do wartości 0,015 dla przeciwróbki żeliwnej azotowanej oraz 0,044 dla przeciwróbki żeliwnej.

Z danych zawartych w tabeli 7.2 oraz na rysunku 7.23 wynika, że zużycie zestawień materiałowych podczas pracy w oleju mineralnym jest większe dla zestawienia z przeciwróbką azotowaną. Jednak sytuacja ta ulega zmianie w przypadku pracy z użyciem oleju syntetycznego jako czynnika smarowego. Zaobserwowane w trakcie badań obniżenie intensywności zużycia w poszczególnych biegach spowodowało, po przebiegu 27 000 m mniejsze zużycie zestawienia materiałowego próbki o powłoce z azotku tytanu z przeciwróbką żeliwną azotowaną (rys. 7.23).

Ponieważ pozostałe czynniki wpływające na współczynnik tarcia oraz zużycie były statystycznie podobne, różnice w wartościach upatruje się we właściwościach przeciwróbki, co potwierdza sformułowane cele rozprawy o istotnym wpływie wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych, w szczególności dyspersyjnej, na właściwości tribologiczne par trących.

Azotowanie wpływa na zwiększenie wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej (tabela 6.1), co skutkuje również zwiększeniem twardości. Ponadto, zgodnie z obliczeniami z użyciem stałej Hamakera oraz pomiarami za pomocą kątów zwilżania, zwiększeniu również uległa wartość składowej dyspersyjnej (tabele 6.2, 6.3) tej energii. Duże wartości składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej sprzyjają tworzeniu jednolitej warstwy filmu olejowego, która w wyniku dobrego zwilżania jest dobrze związana z podłożem. Według obliczeń za pomocą stałej Hamakera składowa dyspersyjna żeliwa EN GJL 200 jest równa 103,6 mN/m, a proces azotowania powoduje jej zwiększenie do 107,0 mN/m.

Utworzenie dobrze związanej z powierzchnią warstwy smarnej jest warunkowane również innymi czynnikami, począwszy od mikrostruktury powierzchni przez właściwości czynnika smarnego (dodatki). Ogólnie trwałość warstwy smarnej jest tym większa, im silniejsze jest jej związanie z podłożem [162]. Przez trwałość rozumiany jest tu czas, przez jaki może warstwa znosić określone oddziaływanie niszczące. Warstwa ta nabiera zasadniczego znaczenia przy współpracy z powierzchnią innego elementu, w chwili lokalnego przerwania filmu olejowego wskutek zwiększenia obciążenia, gdy dochodzi do styku nierówności powierzchni. Innymi słowy, im lepiej jest ona związana z podłożem, tym mniejszy jest współczynnik tarcia.

Przyczyny mniejszego współczynnika tarcia oraz zużycia upatruje się w zmniejszonej w dużym stopniu intensywności zużywania adhezyjnego podczas tarcia mieszanego, gdy dochodzi do mikrokontaktów nierówności powierzchni. Cechę taką wykazują powłoki o małej wartości sumy składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej, w tym zastosowane tutaj na próbkach powłoki z azotku tytanu (tabela 6.4). Istotne znaczenie ma również mała wartość składowej polarnej tej energii, która dla powłoki z azotku tytanu jest kilkakrotnie mniejsza, niż dla innych powłok o porównywalnie małej wartości sumy składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej (tabela 6.4). Jest to związane z apolarnością oleju smarującego oraz zmniejszeniem oddziaływań Keesoma w podwyższonej temperaturze [99]. Podczas współpracy z przeciwpróbką o dużej wartości sumy składowych dyspersyjnej i polarnej, na której powierzchni jest dobrze związana warstwa czynnika smarnego, stworzone zostają warunki do osiągnięcia, nawet podczas dużych obciążeń, małych sił stycznych i niedużego zużycia (rys. 7.22)

Dodatkowym czynnikiem sprzyjającym zapobieganiu zużyciu adhezyjnemu jest w tym przypadku zastosowanie jako czynnika smarnego oleju syntetycznego. Właściwości oleju syntetycznego [48, 131], przede wszystkim jego zdolność tworzenia filmu olejowego już od momentu rozruchu, w połączeniu z właściwościami powierzchni próbki; mała intensywność zużywania adhezyjnego oraz właściwościami przeciwpróbki; dobre utrzymanie warstwy smarnej, umożliwiły osiągnięcie małego współczynnika tarcia i zużycia.

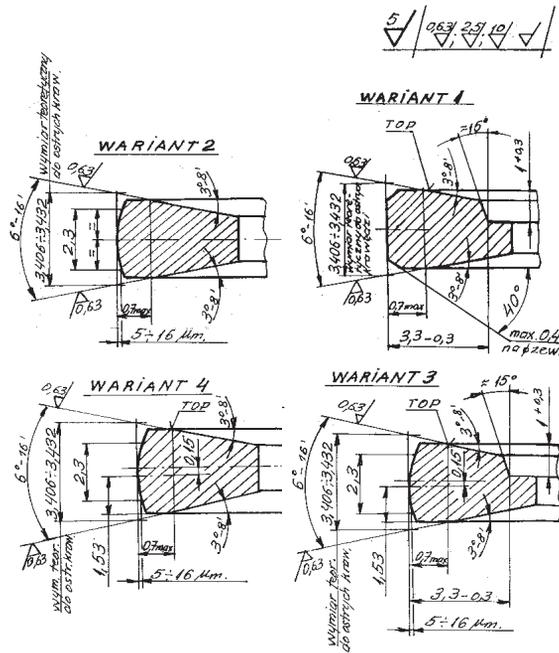
## 8. Przykład pary trącej pierścień–tuleja zespołu tłok–pierścienie–cylinder silnika spalinowego w aspekcie swobodnej energii powierzchniowej

### 8.1. Etap I – symulacja numeryczna

Symulacja numeryczna współpracy zespołu TPC jest pierwszym etapem opracowania przykładowej pary trącej, pracującej w ruchu posuwisto-zwrotnym, uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa, w aspekcie swobodnej energii powierzchniowej tworzących ją elementów. Przykładowa para trąca uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa, jest jedną z najbardziej obciążonych par trących w silniku spalinowym. W typowym silniku spalinowym o zapłonie samoczynnym, podczas maksymalnych obciążeń, uśrednione ciśnienie, jakiemu jest poddawana para trąca, jest równe około 0,5 MPa [59]. Jest ono osiągane przy obrotach, gdy średnia prędkość liniowa jest równa około 10 m/s.

Novum symulacji numerycznej, zaproponowane przez autora, jest uwzględnienie w elementach zespołu TPC powłok przeciwzużyciowych, które powstały jako wynik realizacji celu rozprawy. W opracowanych dotychczas symulacjach komputerowych współpracy pierścieni tłokowych z tuleją cylindrową wykonanych z zastosowaniem metod: różnic skończonych, elementów skończonych oraz elementów brzegowych nie uwzględniano powłok przeciwzużyciowych. Dalej opisano symulację zrealizowaną dla pierścienia z powłoką wykonaną z azotku tytanu. Zrealizowano wiele wariantów symulacji, wybrano cztery warianty konstrukcyjne uszczelniającego pierścienia tłokowego z powłoką, opracowane według literatury światowej oraz wiedzy autora, na podstawie analizy zjawiska zużycia pierścieni tłokowych (rys. 8.1). Przedstawiono wyniki symulacji dla *wariantu nr 1*, zwanego „ostrokrawędziowym” [83].

Badania symulacyjne współpracy zespołu TPC silnika spalinowego umożliwiają, na etapie projektowania silnika, obliczenie temperatury oraz naprężeń elementów zespołu TPC. Symulację prowadzono przy zamkniętych zaworach. Oznacza to fragment cyklu od 130° OWK przed ZZ do 130° OWK po ZZ. Symulacja wiernie odzwierciedla geometrię elementów oraz uwzględnia dane materiałów, z jakich zostały one wykonane. Poza tym uwzględnia ona zmiany stosunków geometrycznych spowodowane zwiększeniem temperatury.

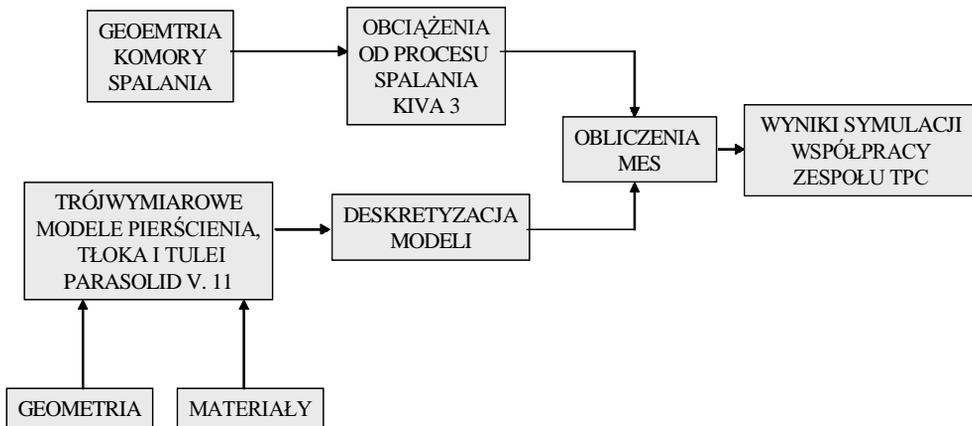


Rys. 8.1. Warianty kształtu przekroju pierścieni tłokowych [83]

Fig. 8.1. Different shapes of the piston ring sections [83]

Zakres prac przewidzianych do wykonania w ramach opracowanej symulacji (rys. 8.2) przedstawia się następująco:

1. Opracowanie modeli geometrycznych zespołu TPC silnika tłokowego.
2. Dyskretyzacja opracowanych modeli na elementy skończone.



Rys. 8.2. Schemat zakresu prac symulacji komputerowych zespołu TPC

Fig. 8.2. The scope of the computer simulation of ring seal PRC

3. Obliczenie obciążeń osiowo niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego realizowanego w przykładowym silniku o zapłonie samoczynnym z zastosowaniem programu KIVA3 i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych.

4. Obliczenia MES w elementach zespołu TPC.

### 8.1.1. Opracowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych pierścienia tłokowego, tłoka i tulei cylindrowej

Pierwszym z etapów symulacji jest, na podstawie danych producenta silnika oraz informacji zawartych w pracy [96], zbudowanie trójwymiarowych modeli geometrycznych tłoka z wkładką stabilizującą, pierścienia uszczelniającego z twardą powłoką przeciwzużyciową oraz tulei cylindrowej (rys. 8.3).



Rys. 8.3. Modele tłoka, tulei i pierścienia tłokowego w złożeniu użyte do badań symulacyjnych: a) w postaci cieniowanej, b) w postaci konturowej, c) pierścień tłokowy cieniowany z wyróżnioną powłoką z azotku tytanu

Fig. 8.3. A model assembly of the piston, sleeve and piston ring used in simulations: a) shaded, b) contour, c) shaded-in is the piston ring with distinct titanium nitride coating

Modele odzwierciedlają cechy geometryczne elementów rzeczywistych przykładowego silnika o ZS oraz relacje między nimi i parametrami geometrycznymi. Uwzględniają one ponadto zmiany ich wymiarów wraz ze zwiększeniem temperatury. W końcowym etapie budowy modeli geometrycznych stworzono model zespołu TPC z zachowaniem relacji geometrycznych i kinematycznych zachodzących między nimi. Budowę

modeli oparto na kodzie komputerowym zapisu geometrii Parasolid v.11 i zrealizowano używając modułu UG/Scenerio systemu komputerowego Unigraphics.

### 8.1.2. Dyskretyzacja opracowanych modeli na elementy skończone

Opracowane modele tłoka z wkładką, tulei oraz pierścienia tłokowego z powłoką podzielono na czworościenne, czterowęzłowe elementy skończone. Powłokę przeciwzuzyciową pierścienia tłokowego zamodelowano w postaci przestrzennej siatki dwuwymiarowej. Następnie na jej podstawie, jako wzorzec, zbudowano bryłową siatkę przestrzenną pierścienia tłokowego. Dzięki temu uzyskano zamierzony efekt zmiany właściwości materiałowych z zachowaniem ciągłości modelu, co stanowi wspomniane już novum. Jest to wystarczające przybliżenie rzeczywistości, ponieważ grubość twardej powłoki przeciwzuzyciowej (3  $\mu\text{m}$ ) jest tysiąckrotnie mniejsza od grubości pierścienia (3 mm). W końcowym etapie budowy modelu zespołu TPC połączono modele dyskretne odpowiednich elementów składowych przez relacje między ich siatkami lub elementy kontaktowe. Na rysunkach 8.4 i 8.5 przedstawiono modele pierścienia tłokowego z powłoką, tłoka z wkładką kompensacyjną Al-Fin i tulei, po podziale na elementy skończone. W tabeli 8.1. zamieszczono liczbę elementów skończonych i węzłów w poszczególnych modelach.

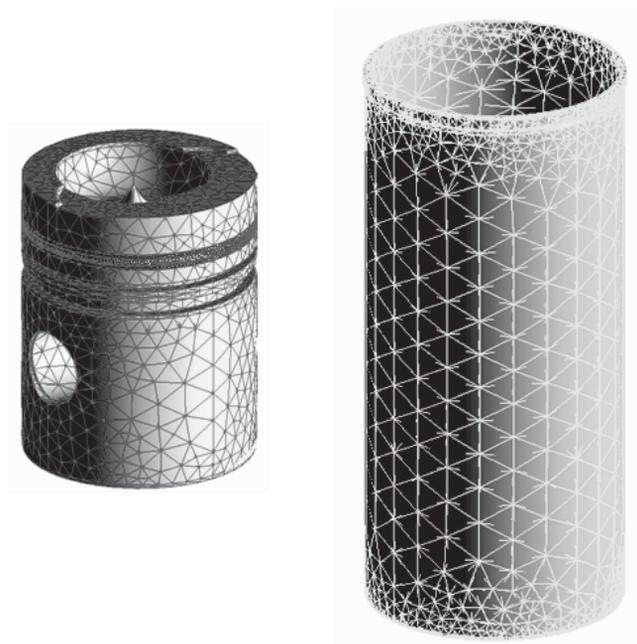


Rys. 8.4. Model pierścienia tłokowego podzielony na elementy skończone z powłoką z azotku tytanu zamodelowaną w postaci elementów płaszczyznowych

Fig. 8.4. Model of the piston ring divided into finite elements with titanium nitride coating in the form of plane elements

Tabela 8.1. Liczba elementów skończonych i węzłów w modelach tłoka, tulei i pierścienia tłokowego użytych do badań symulacyjnych współpracy zespołu TPC

Model	Liczba elementów	Liczba węzłów
Tłok z wkładką	38 760	9536
Pierścień z powłoką	8230	2369
Tuleja	22 100	7465
Cały model	69 090	19 370



Rys. 8.5. Modele tłoka z wkładką kompensacyjną oraz tulei podzielone na elementy skończone  
Fig. 8.5. Models of the piston with compensation piece and cylinder sleeve divided into finite elements

### 8.1.3. Obliczanie obciążeń osiowo niesymetrycznych pochodzących od procesu roboczego i pozostałych obciążeń konstrukcyjnych oraz warunków brzegowych

Symulacje procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym wykonuje się używając w tym celu różnych programów komputerowych zero-, jedno-, dwu- i trójwymiarowych. Wykorzystano trójwymiarowy program KIVA3 [5]. Program ten służy do rozwiązywania równań opisujących termodynamikę dwufazowego ładunku wraz z dynamiką wieloskładnikowych reakcji chemicznych oraz dynamiką silnie parującego paliwa wtryskiwanego do komory spalania lub kanału dolotowego silnika. Jest on oparty na trójwymiarowym sformułowaniu stanów w komorze spalania i rozwiązywaniu ich za pomocą metody różnic skończonych.

Do obliczeń stosuje się sześciocienną siatkę obliczeniową. Program uwzględnia zmienność w czasie geometrii przestrzeni spalania w wyniku ruchu tłoka. Obliczenia są wykonywane ze zmiennym krokiem czasowym, ustalonym dla każdego cyklu obliczeniowego i uwzględniającym ograniczenia wynikające z wybranych podmodeli. Możliwości analizy systemu spalania obejmują silniki zarówno o zapłonie samoczynnym, jak i o zapłonie iskrowym. W programie KIVA3 możliwa jest analiza systemów spalania



zasilanych wtryskiem bezpośrednim i pośrednim do komory wirowej lub wstępnej. Ładunek może być także przygotowany w kanałach dolotowych metodą wtrysku wielopunktowego. Prawo wtrysku może być w pełni uwzględnione oraz skorelowane z parametrami pracy silnika w celu komputerowej symulacji systemu sterowania silnikiem. Jest możliwość analizy pełnego cyklu roboczego silnika (proces spalania z wymianą ładunku) oraz ograniczenie analizy do procesu spalania przy zamkniętych zaworach lub do procesu napełniania komory świeżym ładunkiem lub jej opróżniania ze spalin. Geometria komory spalania może być opisana jako trójwymiarowa lub osiowo symetryczna. W modelu istnieje możliwość izolowania wybranych ścian komory spalania i sterowania natężeniem przepływu ciepła przez nieizolowane ściany. Podmodel wtrysku w systemie KIVA3 uwzględnia wtrysk wielootworkowy i czopikowy wzdłuż osi komory spalania lub pod określonym kątem do wspomnianej osi. Istnieje także opcja analizy procesu spalania lub wymiany ładunku w wybranej dwuwymiarowej geometrii komory spalania.

System KIVA3 [5] jest oparty na metodzie różnic skończonych. Przestrzenna siatka obliczeniowa metody różnic skończonych jest realizowana przez podział zmiennej w czasie przestrzeni spalania na objętości skończone. Objętości mają kształt sześciosienny.

Trójwymiarowy wektor prędkości stanowi główne równanie, na którym są oparte pozostałe równania zachowania, stanowiące podstawowy układ równań modelu. Należą do niego: równanie zachowania masy, równanie zachowania pędu, równanie zachowania  $k$ -tego składnika oraz równanie zachowania energii.

W systemie podstawowe równania dynamiki płynów, ruchu cząstek i reakcji chemicznych są dyskretyzowane w czasie i w trójwymiarowej przestrzeni komory spalania. Zmienna w czasie dyskretyzacja jest wykonywana w trzech etapach – A, B i C. Etap A uwzględnia skład ładunku zawartego w komorze, etap B dyfuzję między nimi, a etap C przepływ. Wszystkie trzy etapy są stosowane dla tego samego przedziału czasu, ale następują po sobie i w pełni zajmują ten przedział, nie nachodząc na siebie.

Jeżeli przyjąć dyskretyzację zmiennej  $\rho$  w czasie w postaci równania

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = A + B + C \quad (8.1)$$

Rozwiązując je dla  $\rho$ , gdy  $t = t^{n+1}$ , to otrzymamy

$$\begin{aligned} \rho_A &= \rho^n + \Delta t A_1, & \rho^n &= \rho^0 \\ \rho_B &= \rho^n + \Delta t B_1, & \rho^n &= \rho^A \\ \rho_C &= \rho^n + \Delta t C_1, & \rho^n &= \rho^B \end{aligned} \quad (8.2)$$

W programie KIVA3 przyjmuje się równanie opisujące podany schemat w sposób następujący

$$\rho^{n+1} = \phi_D \rho^{n+1} + (1 - \phi_D) \rho^n \tag{8.3}$$

Zmienna  $\phi_D$  jest obliczana w każdym kroku czasowym i wynika z kontroli warunku przepływu. Na etapie całkowania poszczególnych składników jest ustalany stan dynamiczny danej objętości skończonej. Całki objętościowe poszczególnych składników są zamieniane na całki powierzchniowe za pomocą twierdzenia Greena. Jako całka powierzchniowa składników w objętości jest przyjęta suma z poszczególnych ścian podstawowej komórki

$$\int_S \nabla Q dA = \sum_{\alpha} (\nabla Q)_{\alpha} A_{\alpha} \tag{8.4}$$

gdzie  $\alpha$  oznacza jedną z sześciu ścian komórki.

Gradient ciepła na powierzchni jest obliczany według następującej zależności:

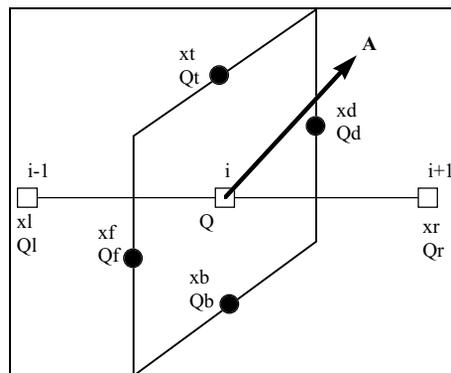
$$(\nabla Q)_{\alpha} A_{\alpha} = \alpha_{lr} (Q_l - Q_r) + \alpha_{tb} (Q_t - Q_b) + \alpha_{fd} (Q_f - Q_d) \tag{8.5}$$

gdzie:  $r, l, t, b, f$  i  $d$  oznaczają odpowiednio lewą, prawą, górną, dolną, przednią i tylną stronę.

Odpowiednie  $\alpha_{ij}$  są geometrycznymi współczynnikami przenikania ciepła dla ściany  $a$ , odpowiednie  $Q_i$  natomiast są średnimi obliczonymi dla środkowych punktów powierzchni, jak pokazano na rysunku 8.6. Jako  $Q_x$  oznaczono średnią zmienną  $Q$  z czterech sąsiednich podstawowych komórek otaczających krawędź  $x$ .

Pozostałe etapy realizacji algorytmu symulacji systemem KIVA3 obejmują:

- obliczanie wymiarów kropli paliwa i podstawowych parametrów ich ruchu w trakcie wtrysku,
- sprawdzanie możliwości kolizji między poszczególnymi kroplami,



Rys. 8.6. Graficznie przedstawiony sposób obliczania średniej wartości ciepła dla ściany a [5]  
 Fig. 8.6. Graphical illustration of the mode of calculating average heat for the wall a [5]

- obliczanie parametrów ruchu turbulentnego,
- symulowanie procesu parowania paliwa,
- obliczanie chwilowej objętości przestrzeni spalania z uwzględnieniem posuwisto-zwrotnego ruchu tłoka,
- uwzględnienie lepkości ładunku,
- dyfuzję masy, ciepła, turbulencji i entalpii,
- kontrolę zmiany sąsiadujących komórek,
- symulację warstwy przyściennej,
- symulację procesu zapłonu,
- symulację kinetyki reakcji chemicznych,
- analizę równowagi chemicznej,
- obliczenia aktualnych temperatur, ciśnienia i masy poszczególnych objętości kontrolnych.

W wyniku symulacji procesu spalania za pomocą programu KIVA3 otrzymano, między innymi, zmienne w czasie i przestrzeni spalania przebiegi trójwymiarowe:

- ciśnienia w poszczególnych miejscach komory spalania,
- temperaturę ładunku, czoła płomienia i gazów spalinowych,
- chwilowych wymiarów kropeł wtryskiwanego paliwa,
- chwilowych prędkości kropeł wtryskiwanego paliwa,
- wymiany ciepła z wybranymi ściankami,
- propagacji frontu płomienia,
- wywiązywania się wybranych toksycznych składników spalin.
- warunków termodynamicznych panujących w kanałach dolotowym i wylotowym silnika.

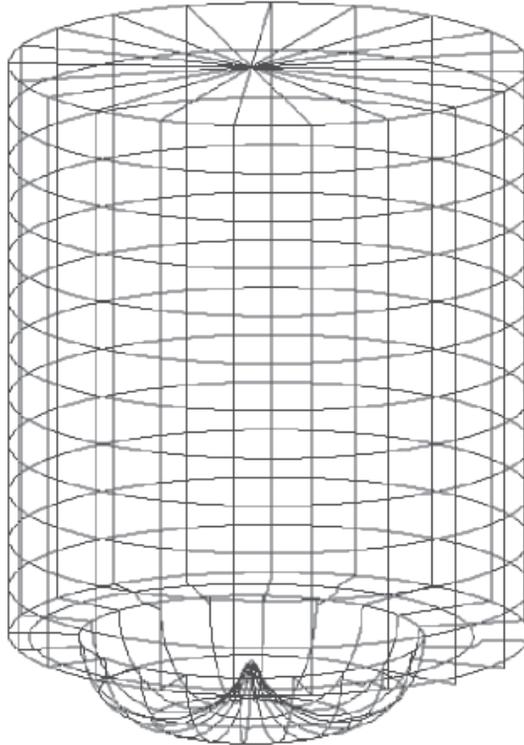
Wyniki symulacji zgromadzono w plikach numerycznych.

#### 8.1.3.1. Wyznaczenie parametrów wejściowych symulacji

W analizowanym modelu zespołu TPC silnika o ZS zastosowano siatkę o rozmiarze 4224 komórek obliczeniowych dla komory spalania, natomiast dla przestrzeni spalania nad tłokiem o rozmiarze 10560 komórek obliczeniowych. Na rysunku 8.7 przedstawiono widok siatki obliczeniowej.

Symulację wykonano dla cyklu roboczego scharakteryzowanego przez następujące dane wejściowe do modelu:

- |  |             |
|--|-------------|
| • średnica cylindra                                      | 0,107 m,    |
| • skok tłoka   | 0,1206 m,   |
| • wysokość szczeliny między denkiem tłoka i głowicą w ZZ | 0,002 m,    |
| • stopień sprężania                                      | 16,         |
| • długość korbowodu                                      | 0,22 m,     |
| • średnica komory w tłoku                                | 0,071 m,    |
| • prędkość obrotową silnika                              | 1600 1/min, |
| • liczba otworków we wtryskiwaczu                        | 4,          |



Rys. 8.7. Obraz siatki obliczeniowej symulacji procesu spalania  
 Fig. 8.7. Mesh FEM analysis of burning process

- |  |                                   |
|--|-----------------------------------|
| • położenie geometryczne otworu wtryskiwacza   | według dokumentacji,              |
| • kierunek osi otworu wtryskiwacza             | według dokumentacji,              |
| • kąt OWK początku symulacji                   | 130° przed ZZ,                    |
| • kąt OWK końca symulacji                      | 130° po ZZ,                       |
| • statyczny kąt OWK początku wtrysku           | 26° przed ZZ,                     |
| • czas wtrysku w OWK                           | 21° OWK,                          |
| • funkcję wtrysku                              | według dokumentacji,              |
| • jednostkowe zużycie paliwa                   | 252 g/KWh,                        |
| • maksymalny krok czasowy obliczeń             | 10,0·10 <sup>-6</sup> s,          |
| • termodynamiczne warunki początkowe symulacji | według dokumentacji,              |
| • początkową skalę turbulencji                 | 0,0112 m,                         |
| • podstawowy skład chemiczny paliwa            | C <sub>14</sub> H <sub>30</sub> , |
| • gęstość paliwa                               | 840 kg/m <sup>3</sup> ,           |

Symulacja komputerowa opiera się na założeniach zawartych w podmodelach Kiva-ERC (*Engine Research Centre, University of Wisconsin, Madison model*) [6]. Użyte

podmodele wtrysku, inicjacji procesu spalania i procesu spalania omówiono w opracowaniu Konga i in. [89]. Model wtrysku zawiera tzw. model „kropelkowy” („blob”) rozpraszania wtryskiwanego paliwa [133], opisujący hydrodynamikę warstwy przyściennej paliwa i współczynnik zmiany wymiaru kropli uwzględniający zmianę jej kulistości. Model zapłonu bazuje na modelu zapłonu Shella. Model spalania jest laminarno-turbuletny i zmienny w czasie. W podmodelu spalania użyto zmodyfikowanego modelu turbulencji zwanego RNG  $k-\varepsilon$  [43]. Model RNG  $k-\varepsilon$  jest opisany równaniami:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \tau : \nabla \mathbf{u} + \nabla \cdot (\alpha_k \mu \nabla k) - \rho \varepsilon + \dot{W}^s \quad (8.6)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & - \left[ \frac{2}{3} C_1 - C_3 + \frac{2}{3} C_\mu C_\eta \frac{k}{\varepsilon} \nabla \cdot \mathbf{u} \right] \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot (\alpha_\varepsilon \mu \nabla \varepsilon) \\ & + \frac{\varepsilon}{k} \left[ (C_1 - C_\eta) \tau : \nabla \mathbf{u} - C_2 \rho \varepsilon + C_s \dot{W}^s \right] \end{aligned} \quad (8.7)$$

gdzie:

$$C_3 = \frac{-1 + 2C_1 - 3m(n-1) + (-1)^\delta \sqrt{6} C_\mu C_\eta \eta}{3} \quad (8.8)$$

$$\delta = 1; \quad \text{if } \nabla \cdot \mathbf{u} < 0$$

$$\delta = 0; \quad \text{if } \nabla \cdot \mathbf{u} > 0$$

oraz:

$$C_\eta = \frac{\eta \left( 1 - \frac{\eta}{\eta_0} \right)}{1 + \beta \eta^3}, \quad \eta = S \frac{k}{\varepsilon}$$

$$S = (2S_{ij} S_{ij})^{\frac{1}{2}}$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

W równaniach (8.7)–(8.8),  $k$  i  $\varepsilon$  są odpowiednio: energią kinetyczną turbulencji ładunku i jej rozpraszaniem;  $\rho$ ,  $\mathbf{u}$ ,  $\tau$  oraz  $\mu$  oznaczają odpowiednio: gęstość, szybkość, tensor energii kinetycznej i efektywną lepkość;  $\eta$  współczynnik skali czasowej turbulencji ładunku;  $S$  jest współczynnikiem energii kinetycznej turbulencji;  $m = 0,5$ ,  $n = 1,4$ ;  $C_3$  współczynnik czasowy niezerowej prędkości odkształcenia, który ściśle bazuje na analizie

szybkoszmiennie odkształcenia objętości ładunku [43]. Inne stałe modelu są równe  $C_s = 1,5$  [6],  $C_\mu = 0,0845$ ,  $C_1 = 1,42$ ,  $C_2 = 1,68$ ,  $\alpha_k = \alpha\varepsilon = 1,39$ ,  $\eta_0 = 4,38$  oraz  $\beta = 0,012$  [190].

Do opisu konwekcji ciepła między ładunkiem i ścianką został zastosowany model o nazwie *Temperature Wall Function Model* opisany w pracy [44]. Model jest oparty na jednowymiarowym równaniu zachowania energii i ujmuje skutek zmian termodynamicznych gęstości gazu w warstwie przyściennej oraz zmianę liczby Prandtla. W związku ze zmianą gęstości gazu, bezwymiarowa wartość temperatury jest liczona jako proporcjonalna do logarytmicznego stosunku temperatury strumienia do temperatury przyściennej warstwy gazu zamiast arytmetycznej różnicy tych dwóch temperatur, którą stosuje się w przypadku nieściśliwych strumieni gazu [75]. Strumień ciepła przekazywany do ścian komory spalania jest obliczany według zależności:

$$q_w = \frac{\rho \alpha_p u^* T \ln\left(\frac{T}{T_w}\right)}{2,1 \ln(y^*) + 2,513} \quad (8.9)$$

gdzie:

$$y^* = \frac{u^* y}{v_m} \quad (8.10)$$

$$u^* = \left( C_\mu^2 k \right)^{\frac{1}{2}} \quad (8.11)$$

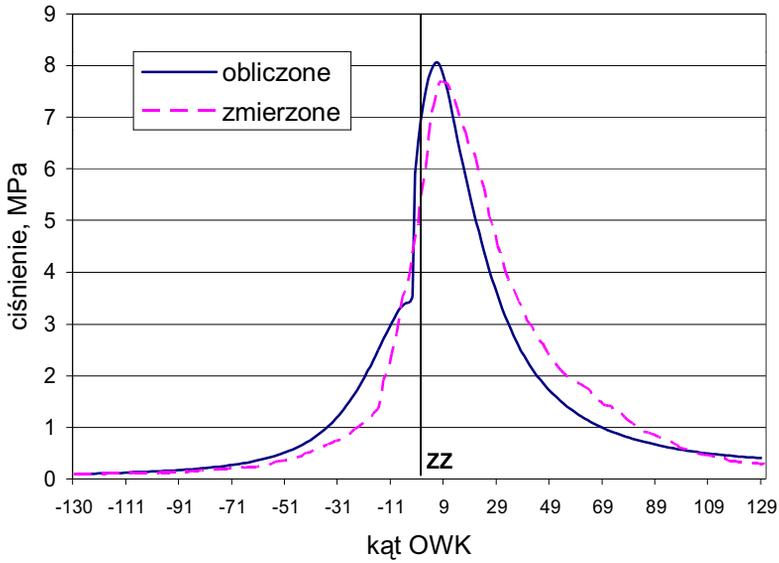
przy czym  $q_w$  – strumień ciepła przekazywany do ścianki;  $\alpha_p$  – współczynnik przejścia ciepła;  $T$  – temperatura gazu;  $T_w$  – temperatura ścianki;  $y$  – odległość od ścianki;  $v_m$  – lepkość molekularna.

Efekt promieniowania źródła ciepła został pominięty w równaniu (8.9) ze względu na jego pomijalnie mały wpływ na wartość strumienia ciepła [44].

W pracy zastosowano do opisu procesu wtrysku tzw. model „kropelkowy” (*blob*) Reitza [133]. W modelu tym założono, że wtrysnięte porcje paliwa mają początkowy rozmiar kropli paliwa taki sam jak średnica otworu wtryskiwacza. Zaletą tego modelu jest to, że zaburzenia strugi wtryskiwanego paliwa wywołane wpływem geometrii otworu wtryskiwacza są uwzględnione w postaci tylko jednego współczynnika modelu [44].

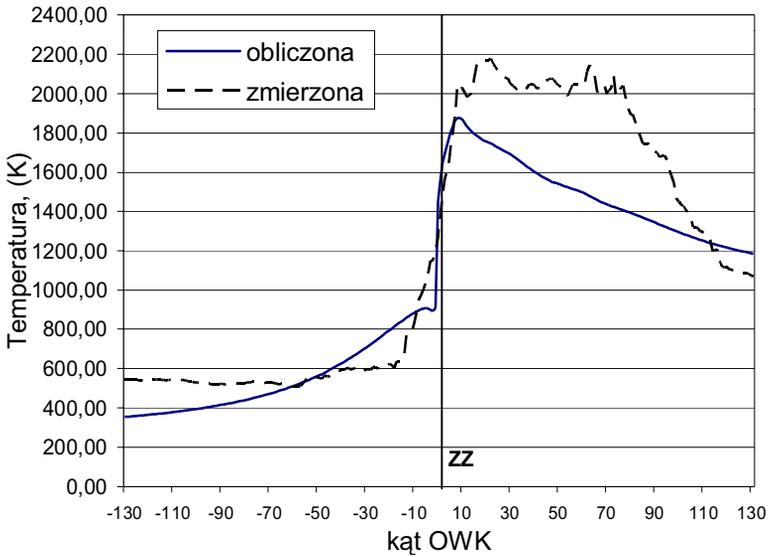
### 8.1.3.2. Wyniki symulacji programem KIVA3

W wyniku przeprowadzenia symulacji procesu spalania systemem KIVA3 uzyskano między innymi przebiegi ciśnienia i temperatury w komorze spalania. Na rysunkach 8.8 i 8.9 przedstawiono uśrednione wartości ciśnienia i temperatury, uzyskane jako wartości średnie, z wszystkich elementów skończonych modelujących przestrzeń spalania w funkcji stopnia OWK; od momentu zamknięcia zaworu ssącego (130° OWK przed ZZ)



Rys. 8.8. Wykresy uśrednionych przebiegów ciśnienia w funkcji kąta OWK

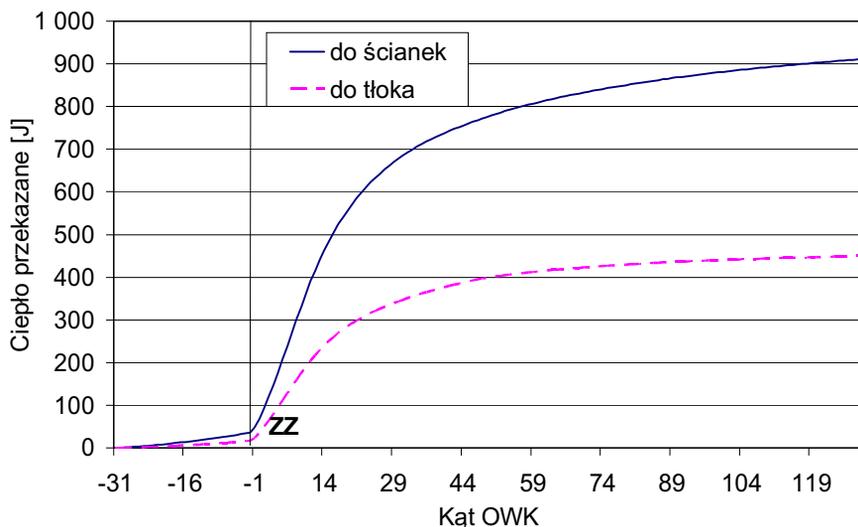
Fig. 8.8. Diagrams of average pressure as a function of crank angle



Rys. 8.9. Wykresy uśrednionych przebiegów temperatury w funkcji kąta OWK

Fig. 8.9. Diagrams of average temperature as a function of crank angle

do momentu otwarcia zaworu wydechowego ( $130^{\circ}$  OWK po ZZ). Na rysunku 8.10 zamieszczono skumulowaną wartość strumienia ciepła przekazanego do ścianek komory spalania i do denka tłoka liczoną według zależności (8.9).



Rys. 8.10. Przebieg strumienia ciepła przekazanego do ścianek komory spalania, w tym tulei cylindrowej oraz do denka tłoka w funkcji kąta OWK

Fig. 8.10. Diagrams of computed heat flux transferred to the walls of combustion chamber, including cylinder liner and a piston head as a function of crank angle

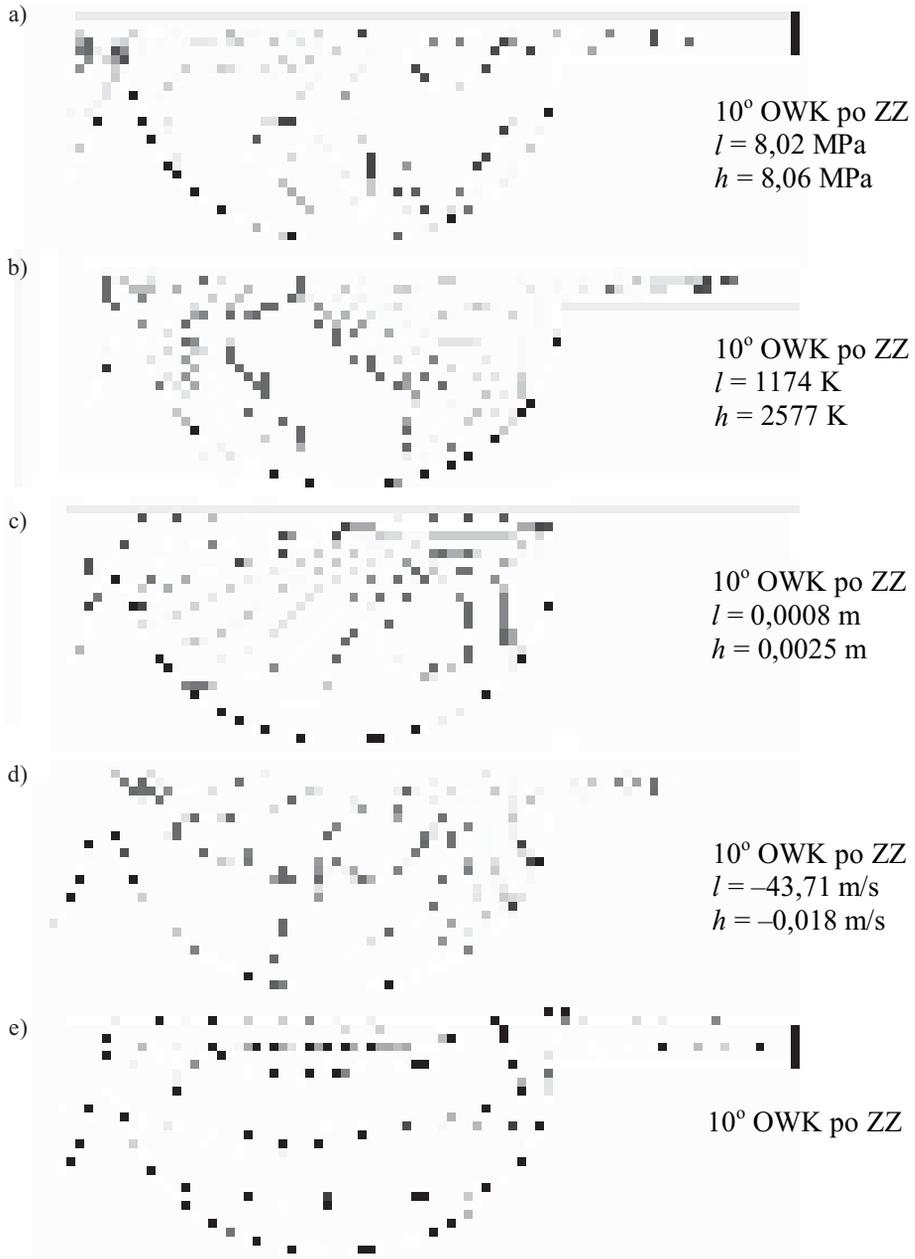
Obliczona na podstawie symulacji maksymalna średnia wartość temperatury w komorze spalania jest równa 1910 K i przypada na 9,5° OWK po ZZ. Maksymalna średnia wartość ciśnienia jest równa około 8,06 MPa i przypada na 10° OWK po ZZ. Obliczone wartości znajdują swoje potwierdzenie na podstawie bezpośredniego pomiaru ciśnienia i temperatury (rys. 8.8, 8.9) dla silnika spalinowego, będącego obiektem badań [96]. Różnica w wartościach średnich temperatury obliczonej i zmierzonej jest spowodowana posadowieniem termopary w komorze spalania.

### Położenie tłoka 10° OWK po ZZ

Ze względu na występowanie maksymalnych wartości temperatury i ciśnienia około 10° OWK po ZZ, dla tego punktu pracy wykonano przykładowe analizy i wyznaczono niżej opisane rozkłady wybranych wielkości. Na rysunku 8.11 przedstawiono dwuwymiarowe rozkłady ciśnienia, temperatury i ruchu ładunku w postaci: zawirowania (skala turbulencji, prędkości ładunku, składowej prędkości normalnej), będące przekrojem rozkładów trójwymiarowych w osi komory spalania. Wybór przekroju komory spalania został podyktowany chęcią zaprezentowania otrzymanych maksymalnych wartości dla wybranych wielkości.

### Rozkład ciśnienia (rys. 8.11a)

Na tym etapie pracy silnika (10° OWK po ZZ) wyznaczono ciśnienie minimalne (8,002 MPa) oraz ciśnienie maksymalne (8,066 MPa). Wartości te jedynie nieznacznie



Rys. 8.11. Obliczone rozkłady konturowe: ciśnienia (a), temperatury (b), skali turbulencji (c), składowej prędkości normalnej (d), kierunków wektorów prędkości (e) w przekroju osi komory spalania;  $10^\circ \text{ OWK po ZZ}$

Fig. 8.11. Computed: pressure (a), temperature (b), scale of turbulence (c), normal velocity (d), velocity vector directions (e) contours in the plane of combustion chamber axis;  $10^\circ \text{ degree after TDC}$

się różnią, co implikuje obliczoną średnią wartość ciśnienia na tym etapie pracy silnika równą 8,06 MPa. Maksymalne wartości ciśnienia są skupione w osi komory spalania wokół jej wierzchołka, a minimalne – na jej dnie oraz w pobliżu zewnętrznych krawędzi. Zmierzona eksperymentalnie wartość ciśnienia jest równa 7,66 MPa.

### **Rozkład temperatury (rys. 8.11b)**

Na tym etapie pracy silnika (10° OWK po ZZ) wyznaczono temperaturę minimalną (998,6 K) oraz temperaturę maksymalną (2752,4 K). Znaczna różnica wartości temperatury między minimalną (998 K) i maksymalną (2752 K) implikuje jej wartość średnią na tym etapie pracy silnika równą 1910 K. Maksymalne wartości temperatury obliczono w środkowej części komory spalania, z zauważalnym wierzchołkiem w środku komory w jej części szczytowej. Minimalne wartości temperatury umiejscowione są przy jej zewnętrznej krawędzi. Znaczna różnica chwilowych wartości temperatury w komorze spalania potwierdza istotne znaczenie miejsca pomiaru jej rzeczywistej wartości (rys. 8.9).

### **Skala turbulencji (rys. 8.11c)**

Na tym etapie pracy silnika (10° OWK po ZZ) wyznaczono wartości graniczne turbulencji: minimalną – 0,00059 m oraz maksymalną – 0,0027 m. Toroidalny kształt komory spalania powoduje, zgodnie z założeniami projektowymi, że maksymalne wartości turbulencji występują w środkowej części toroidu. Powoduje to intensywne mieszanie ładunku. Minimalna turbulencja występuje w górnej części komory spalania oraz w okolicy środka symetrii toroidu.

### **Rozkład składowej prędkości normalnej (rys. 8.11d)**

Na tym etapie pracy silnika (10° OWK po ZZ) wyznaczono wartości graniczne składowej normalnej: minimalną (–49,15 m/s) oraz maksymalną (5,26 m/s). Ujemne wartości składowej normalnej świadczą o oporach ruchu wirującego ładunku. Jednak ich wartości są zasadniczo mniejsze od wartości prędkości ładunku w komorze spalania. Maksymalne wartości prędkości normalnej występują w środkowych obszarach toroidu komory spalania oraz w jej środku symetrii. Ponadto również przy zewnętrznej jej krawędzi.

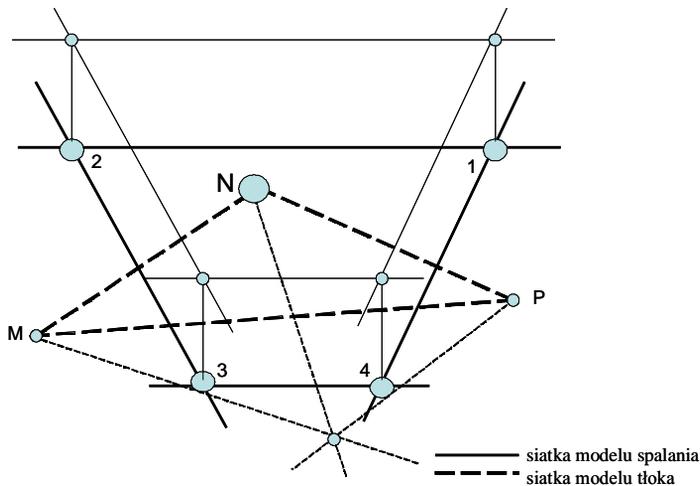
### **Rozkład kierunków wektora prędkości ładunku (rys. 8.11e)**

Na tym etapie pracy silnika (10° OWK po ZZ) wyznaczono wartości maksymalnych prędkości w kierunkach: promieniowym  $u_{\max} = 38,37$  m/s, obwodowym  $v_{\max} = 58,95$  m/s, pionowym  $w_{\max} = 41,29$  m/s. Wartości prędkości wyznaczone w kierunkach promieniowym, obwodowym i pionowym potwierdzają znaczną turbulencję ładunku w komorze spalania. Wyraźnie jest widoczny kierunek i zwrot wektorów prędkości układających się w charakterystyczny kształt spiralny. Szczególnie duże wartości tych wektorów są widoczne w górnej części toroidu komory spalania i skierowane do środka jego symetrii. Na uwagę zasługuje również duża ich wartość przy ścianie zewnętrznej toroidu skierowana w górę.

### 8.1.4. Obciążenie zespołu tłok–pierścienie–cylinder z wykorzystaniem wyników symulacji procesu spalania

Wyniki symulacji procesu spalania zostały wykorzystane jako obciążenie modelu dyskretnego zespołu TPC. Warunki brzegowe zostały zadeklarowane dla każdego węzła siatki obliczeniowej. Wartości temperatury ładunku w pobliżu węzła, współczynnika przejmowania ciepła oraz ciśnienie są wyznaczane według metody opracowanej przez Wiśniewskiego [186]. Obliczane są na podstawie wartości w najbliższych czterech węzłach siatki modelu obliczeniowego procesu roboczego zrealizowanego za pomocą programu KIVA3. Pokazano to schematycznie na rysunku 8.12. W szczególności wartość współczynnika przejmowania ciepła w węzłach oraz temperatury i ciśnienia w ich pobliżu, dla czworościennej siatki MES modeli elementów zespołu TPC (węzeł N na rys. 8.12), jest obliczana jako wartość średnia z węzłów sześciościennej siatki modelu procesu roboczego KIVA3 (węzły 1, 2, 3, 4 na rys. 8.12). Węzły 1, 2, 3, 4 są węzłami ściany bezpośrednio przylegającej do ściany N–M–P siatki czworościennej modelu tłoka.

Podstawą przyjmowania warunków brzegowych są najczęściej parametry uśrednione w cyklu pracy charakteryzujące wymianę ciepła w poszczególnych jego elementach. Wprawdzie przez uśrednienie tracona jest informacja o chwilowych zjawiskach lokalnych, jednak unika się przewymiarowania wskutek zastosowania zbyt ostrych reżimów przykładowo: temperatury. Dotyczy to wszystkich elementów zespołu TPC oraz komory spalania. Tu postanowiono obciążyć elementy zespołu TPC rozkładem powierzchniowym temperatury, współczynnika przejmowania ciepła i ciśnienia będącym wynikiem symulacji procesu spalania uśrednionym w węzłach siatki modelu procesu spalania. Uśrednienie wykonano dla części cyklu pracy przy zamkniętych zaworach od  $130^\circ$



Rys. 8.12. Schemat obliczania obciążenia denka tłoka  
Fig. 8.12. Scheme of calculation piston head loading

OWK przed ZZ do  $130^\circ$  OWK po ZZ. Narzuca to ostrzejsze warunki brzegowe w porównaniu z uśrednieniem wartości dla całego cyklu pracy, lecz jest uzasadnione ze względu na zastosowanie twardych powłok przeciwzużyciowych, mających swój rodowód w materiałach ceramicznych.

Uśredniona wartość współczynnika przejmowania ciepła w węzłach siatki MES jest obliczana wzorem

$$\alpha_N = \frac{1}{4} \frac{\sum_{i=1}^4 \alpha_k(\varphi_i) \Delta\varphi_i}{\sum_{i=1}^4 \Delta\varphi_i} \quad (8.12)$$

gdzie:  $\alpha_k$  – współczynnik przejmowania ciepła w elemencie skończonym  $k$  siatki modelu procesu spalania (rys. 8.12),

$\alpha_N$  – współczynnik przejmowania ciepła w elemencie skończonym  $N$  siatki modelu MES elementów zespołu TPC (rys. 8.12),

$\varphi_i$  – kąt OWK zmienny od  $130^\circ$  przed ZZ do  $130^\circ$  po ZZ,

$\Delta\varphi_i$  – chwilowy przedział kątowy OWK

Średnia wartość temperatury, jako warunek brzegowy trzeciego rodzaju, ładunku w pobliżu elementów konstrukcyjnych wyznaczana jest według zależności

$$T_N = \frac{1}{4} \frac{\sum_{i=1}^4 T_k(\varphi_i) \alpha_k(\varphi_i)}{\sum_{i=1}^4 \alpha_k(\varphi_i)} \quad (8.13)$$

gdzie:  $T_k$  – temperatura w elemencie skończonym  $k$  siatki modelu procesu spalania (rys. 8.12),

$T_N$  – temperatura w pobliżu elementu skończonego  $N$  siatki modelu MES elementów zespołu TPC (rys. 8.12),

$\varphi_i$  – kąt OWK zmienny od  $130^\circ$  przed ZZ do  $130^\circ$  po ZZ,

$\Delta\varphi_i$  – chwilowy przedział kątowy OWK

Średnia wartość ciśnienia ładunku w pobliżu elementów konstrukcyjnych wyznaczana jest według zależności

$$p_N = \frac{1}{4} \frac{\sum_{i=1}^4 p_k(\varphi_i) \Delta(\varphi_i)}{\sum_{i=1}^4 \Delta(\varphi_i)} \quad (8.14)$$

gdzie:  $p_k$  – ciśnienie w elemencie skończonym  $k$  siatki modelu procesu spalania (rys. 8.12),

$p_N$  – ciśnienie w pobliżu elementu skończonego  $N$  siatki modelu MES elementów zespołu TPC (rys. 8.12),

$\varphi_i$  – kąt OWK zmienny od  $130^\circ$  przed ZZ do  $130^\circ$  po ZZ,

$\Delta\varphi_i$  – chwilowy przedział kątowy OWK

Występujący we wzorach: (8.12)–(8.14) chwilowy przedział kątowy jest obliczany według zależności

$$\Delta\varphi_i = \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{2} + \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{2} \quad (8.15)$$

### 8.1.5. Obliczenie obciążeń z uwzględnieniem uzyskanych wyników symulacji procesu spalania

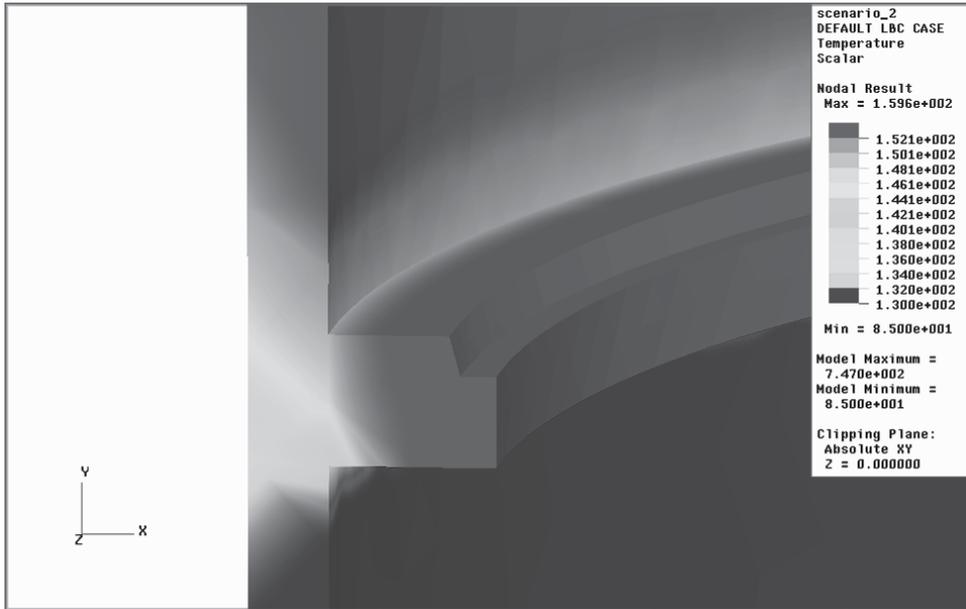
W analizie przepływu ciepła uwzględniono warunki brzegowe trzeciego rodzaju. Oznacza to, że strumień ciepła wymieniany na powierzchni ciała jest proporcjonalny do różnicy temperatury powierzchni ciała i ośrodka, który otacza daną powierzchnię. Warunki brzegowe (temperatura oraz współczynnik przejmowania ciepła) na tłoku od strony skrzyni korbowej, w drugim i trzecim rowku pierścieniowym oraz na płaszczu tłoka przyjęto zgodnie z danymi w pracy [96]. Także na tym źródle oparto wartości warunków brzegowych na tulei od strony kadłuba i głowicy oraz poniżej części pierścieniowej tłoka. Warunki brzegowe na denku tłoka, w komorze spalania, części prowadzącej tłoka oraz na pierścieniu tłokowym przyjęto zgodnie z wynikami symulacji procesu roboczego, obliczonymi programem KIVA3.

W związku z ograniczeniami wynikającymi z możliwości prowadzenia obliczeń metodą MES, zaistniała konieczność chwilowego utwierdzenia elementów zespołu TPC. W związku z tym za warunki brzegowe przyjęto: ograniczenie ruchu tulei cylindrowej w części kołnierzowej, ograniczenie odkształcenia tulei na powierzchni styku z blokiem silnika oraz chwilowe zablokowanie przemieszczania tłoka wzdłuż osi cylindra.

Kompletny model dyskretny składający z tłoka, pierścienia z twardą powłoką przeciwbuzyciową i tulei cylindrowej obciążono: rozkładem ciśnienia ładunku zawartego w komorze spalania – według modelu procesu roboczego (uśrednione wartości w węzłach siatki liczone według wzoru (8.14), naciskiem montażowym pierścienia – wyznaczonym analitycznie 1,25 kPa, naciskiem montażowym tulei – wyznaczonym analitycznie 0,1539 MPa. Obliczenia wykonano dla ustalonego przepływu ciepła, opisanego równaniem Fouriera oraz statycznego układu obciążeń. Podstawowe jednostki zapisu w opracowanej symulacji to: naprężenie –  $\text{mN}/\text{mm}^2$ , siły reakcji – mN, temperatura –  $^\circ\text{C}$ . Kompletny wyniki obliczeń przedstawiono w pracy [83].

### 8.1.6. Omówienie wyników symulacji zespołu TPC tłokowego silnika spalinowego

Wyniki obliczeń, w postaci plików numerycznych, można przedstawić za pomocą rozkładów 3D. Na rysunkach 8.13 i 8.14 przedstawiono rozkłady pola temperatury oraz naprężeń w zespole TPC. Maksymalna obliczona wartość temperatury występująca w pierścieniu tłokowym, jest równa  $159^\circ\text{C}$  (rys. 8.13).



Rys. 8.13. Rozkład pola temperatury w obszarze współpracy pierścienia z powłoką i tulei  
Fig. 8.13. The thermal field distribution in the area of the ring, and the cylinder liner



Rys. 8.14. Rozkład naprężeń według Misesa  
Fig. 8.14. The stress pattern according to Mises

Wartość ta jest niewielka, mimo zastosowania powłoki przeciwzużyciowej z azotku tytanu, dla której przewodność cieplna ( $\lambda_m = 27 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  [184]) jest około dwukrotnie mniejsza niż dla żeliwa ( $\lambda_m = 53 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  [96]), z którego wykonano pierścień tłokowy. Dla porównania wykonano również obliczenia dla pierścienia tłokowego bez powłoki i maksymalna wartość temperatury była jedynie o około 2% niższa, 155 °C. Temperatura powierzchni uszczelniającej pierścienia tłokowego na styku z powierzchnią tulei cylindrowej była równa 140–148 °C (rys. 8.13). Dla pierścienia bez powłoki była ona równa 136–145 °C. Zmierzona temperatura na tej powierzchni była równa 133 °C [97]. Różnica między wartością obliczoną i zmierzoną wynosi około 3–5%.

Obliczone naprężenia (rys. 8.14) nie przekraczały wartości dopuszczalnych dla materiałów, z których wykonano elementy zespołu TPC.

### 8.1.7. Podsumowanie symulacji numerycznych

Opracowana symulacja numeryczna i jej wyniki pozwalają na uzyskanie, między innymi, wartości temperatury i obciążenia w zespole TPC silnika spalinowego. W szczególności w pracy opracowano algorytm, w którym pierścień tłokowy ma twardą powłokę przeciwzużyciową z azotku tytanu, którą zamodelowano za pomocą elementów skończonych płaszczyznowych, co przy grubości powłoki (3  $\mu\text{m}$ ) 1000 razy mniejszej od grubości pierścienia jest wystarczającym przybliżeniem rzeczywistości. Symulacja ta jako obliczenia obciążeń zespołu TPC, pochodzących od procesu spalania, wykorzystuje program KIVA3. Numeryczne modele geometryczne elementów zespołu TPC, utworzono z wykorzystaniem kodu komputerowego zapisu geometrii Parasolid v.11 i zbudowano na podstawie modułu UG/Scenorio systemu komputerowego Unigraphics. Dyskretyzację modeli prowadzono używając czterowęzłowych elementów skończonych typu tetra, na podstawie powłoki uszczelniającego pierścienia tłokowego zamodelowanej elementami płaszczyznowymi czworobocznymi. Po tym procesie wykonano obliczenia MES, biorąc za warunki brzegowe średnie wartości temperatury, ciśnienia i współczynnika przejmowania ciepła w każdym z węzłów komory spalania i stosując jako Solwer program MSC/Nastran. Końcowym efektem są przedstawione na rys. 8.13, 8.14 przykładowe rozkłady 3D, do których utworzenia użyto systemu Unigraphics.

W szczególności na podstawie wykonanych prac można sformułować następujące wnioski:

- Zastosowanie przeciwzużyciowej powłoki z azotku tytanu nie spowodowało istotnego zwiększenia temperatury uszczelniającego pierścienia tłokowego i pozostałych elementów zespołu TPC przykładowego silnika o ZS.
- Obliczone na podstawie symulacji procesu roboczego wartości ciśnienia i temperatury dobrze korelują z rzeczywistymi zmierzonymi wartościami.
- Symulacja komputerowa zawiera model pierścienia z twardą powłoką przeciwzużyciową, co jest innowacją w stosunku do stosowanych dotychczas modeli.
- Obliczone wartości temperatury na powierzchni bocznej uszczelniającego pierścienia tłokowego różnią się od zmierzonych o 3–5%,

- Analiza MES umożliwia obliczenie rozkładów temperatury, strumienia ciepła, obciążeń, naprężeń zredukowanych, przemieszczeń oraz sił reakcji w zespole TPC. Uzyskane pozytywne wyniki symulacji stanowią podstawę do prowadzenia dalszych prac badawczych.

Na podstawie podanych wniosków można kontynuować prace badawcze na obiekcie rzeczywistym.

## 8.2. Etap II – wstępne badania na obiekcie rzeczywistym

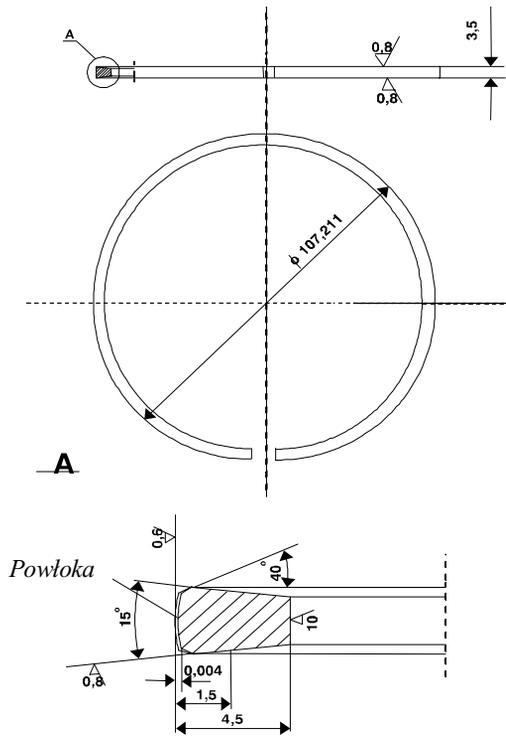
Pozytywne wyniki symulacji numerycznych; zwłaszcza jedynie nieznaczne podwyższenie temperatury elementów zespołu TPC pozwalają na kontynuowanie prac nad opracowaniem pary trącej uszczelniającej pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa w aspekcie swobodnej energii powierzchniowej jej elementów. Na podstawie rozważań w rozdziałach 2 i 6 oraz wyników badań na tribotesterze podjęto decyzję o wykonaniu pierścieni uszczelniających z twardą powłoką przeciwzużyciową nakładaną metodą łukowo-próżniową PAPVD. Proces nakładania powłoki przebiega w temperaturze około 750 K, która nie powoduje zmian w strukturze materiału pokrywanego pierścienia tłokowego. Za obiekt badań wybrano silnik o ZS typu SW400. Wybraną parą trącą jest pierwszy uszczelniający pierścień tłokowy i powierzchnia tulei cylindrowej. Na etapie badań wstępnych zdecydowano o pozostawieniu bez zmian tulei cylindrowej, która jest wykonana z żelwa oznaczonego według PN-EN 1560 jako: EN-GJL-200. Wykonano projekt pierścienia tłokowego z twardą powłoką przeciwzużyciową (rys. 8.15) [76, 85], którego przekrój jest analogiczny z przedstawionym na rysunku 8.1 *wariant 2*.

Przedstawiony na rys. 8.15 pierścień tłokowy wraz z tuleją cylindrową stanowi parę trącą o składzie materiałowym takim samym, jak poddane badaniom na tribotesterze próbki z powłoką z TiN z przeciwpróbkami żeliwnymi. Ze względu na większe wartości współczynnika tarcia oraz zużycia, zmierzone na tribotesterze, taka para trąca stwarza trudniejsze warunki pracy niż para pierścień tłokowy z powłoką z TiN z tuleją cylindrową azotowaną. Na etapie wstępnych badań jakościowych taki wybór uważa się za celowy.

Po wykonaniu prototypowej partii pierścieni tłokowych naniesiono na ich powierzchniach roboczych twarde powłoki przeciwzużyciowe, z azotku tytanu TiN i węgloazotku tytanu Ti(C,N). Powłokę z węgloazotku tytanu wykonano w dwóch wariantach, z których jeden miał zwiększoną zawartość węgla w powłoce.

### 8.2.1. Wstępne badania na obiekcie rzeczywistym

Wykonane pierścienie po testach materiałowych: przyczepności warstwy do podłoża oraz zdjęć skaningowych poddano próbom silnikowym. Wykonano 50-godzinną próbę jakościową. Badania silnikowe były prowadzone w laboratorium silnikowym Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, zgodnie z opracowany-



Rys. 8.15. Projekt pierścienia tłokowego z powłoką  
 Fig. 8.15. The project of piston ring with coating

mi procedurami badawczymi spełniającymi wymagania norm serii ISO 9000. Próba ta charakteryzowała się szybkim narastaniem obciążeń od wartości zerowych, przez w środkowym okresie niemal stałe, do wyraźnie wzrastających w końcowym okresie. W silniku badawczym zamontowano nowe tuleje cylindrowe, tłoki i pierścienie tłokowe. Przed montażem pomierzono charakterystyczne wymiary geometryczne poszczególnych elementów zespołu TPC; pierścienie tłokowe (grubość i wysokość), tłoki, sworznie tłokowe, gniazda tulei cylindrowych, średnice tulei cylindrowych po montażu w bloku. Na pierwszy i drugi tłok założono pierwsze pierścienie uszczelniające z powłoką przeciwzużyciową TiN (rys. 8.16), na trzeci i czwarty z powłoką Ti(C,N) różniące się zawartością węgla, na pozostałe dwa tłoki standardowe pierścienie.

Po zakończeniu badań wykonano standardowe charakterystyki prędkościowe i opracowano charakterystykę uniwersalną silnika. Na podstawie uzyskanych wyników stwierdzono dobrą przylegalność pierścieni do cylindra, objawiającą się w postaci nominalnych wartości wskaźników pracy silnika, mocy i momentu obrotowego. Po demontażu silnika wykonano oględziny elementów układu TPC, ponowne pomiary grubości i wy-



Rys. 8.16. Fotografia pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN pierwszego gniazda silnika kierowanego do badań wstępnych

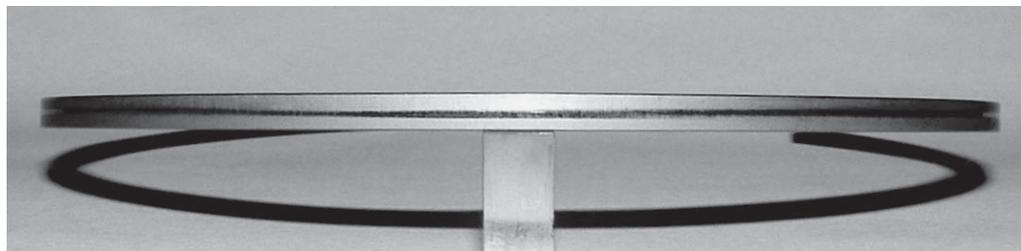
Fig. 8.16. Photography of first seal ring with TiN-coating of the first engine seat subjected to preliminary test

sokości pierścieni w dziesięciu punktach pomiarowych równomiernie rozłożonych na obwodzie pierścieni oraz pomiary średnicy wewnętrznej tulei cylindrowych. Szczegółowe dane na temat zużycia tulei zamieszczono w pracy [79]. Należy stwierdzić, że najmniejsze zużycie stwierdzono w tulei pierwszej i drugiej, które współpracowały z pierścieniami o powłoce z azotku tytanu.

Ogłędziny badanych pierścieni uszczelniających wykazały, że we wszystkich pierścieniach w rejonie zamka wystąpiło intensywniejsze zużycie objawiające się zanikiem powłoki z azotku tytanu na długości około 1 cm. Oznacza to, że spiętrzenie w tym rejonie sił sprężystości własnej pierścienia wynikające z procesu produkcji jest niekorzystne. W szczególności pierścienie z powłoką z azotku tytanu nie wykazują, poza rejonem zamka, praktycznie żadnego zużycia (rys. 8.17).

Zużycie grubości i wysokości pierścieni badawczych i porównawczych seryjnych, obliczone jako różnica wymiarów przed i po badaniach, zamieszczono w tabelach 8.2 i 8.3.

Średnie zużycie grubości pierścieni tłokowych po jakościowej próbie silnikowej wykazuje wyraźną przewagę pierścieni z powłoką przeciwzużyciową wykonaną z azotku tytanu nad powłoką wykonaną z węglikoazotku tytanu. Zwłaszcza średnie zużycie



Rys. 8.17. Fotografia pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN pierwszego gniazda silnika, po jakościowych badaniach wstępnych

Fig. 8.17. A photograph of the first seal ring with TiN-coating of the first engine seat after preliminary test



Tabela 8.2. Zużycie grubości pierścieni badawczych po próbie jakościowej, mm

Numer pierścienia. Numer gniazda	Nr punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie										Wartość średnia, mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1.1	0,004	0,002	0,001	0,002	0,001	0,001	0,002	0,004	0,002	0,002	0,0021
1.2	0	0,003	0,002	0,001	0,001	0,001	0,002	0,001	0,002	0,002	0,0015
1.3	0,002	0,005	0	0,002	0,014	0,006	0,005	0,011	0,005	0,006	0,0056
1.4	0,005	0,002	0,025	0,005	0,006	0,017	0,003	0,002	0,009	0,001	0,0075
1.5	0,002	0,004	0,001	0,003	0,002	0,002	0,002	0,001	0,004	0,002	0,0023
1.6	0,003	0,003	0,002	0,004	0,004	0,001	0,002	0,005	0,002	0,003	0,0029

Tabela 8.3. Zużycie wysokości pierścieni badawczych po próbie jakościowej, mm

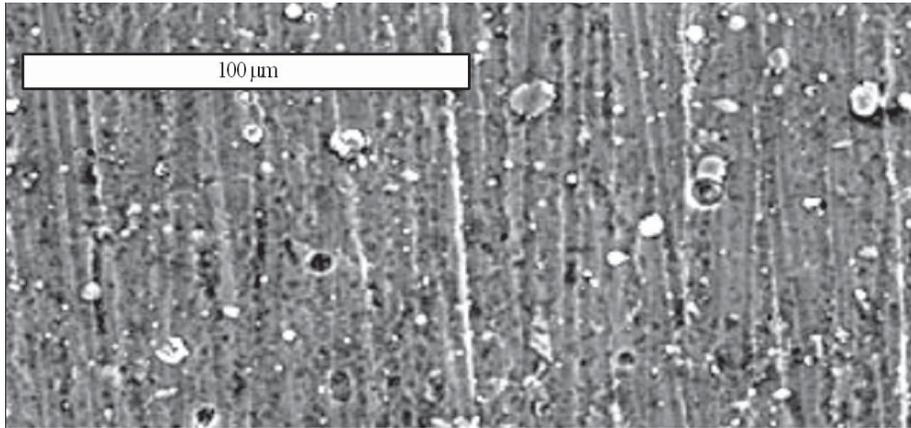
Numer pierścienia. Numer gniazda	Nr punktu pomiarowego pierścienia na obwodzie										Wartość średnia, mm
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
1.1	0,005	0,003	0,002	0,005	0,007	0,004	0,002	0,002	0,009	0,005	0,0044
1.2	0,002	0,001	0,003	0,017	0,017	0,03	0,027	0,024	0,02	0,023	0,0164
1.3	0,014	0,003	0,006	0,011	0,021	0,019	0,024	0,028	0,024	0,010	0,0160
1.4	0,01	0,015	0,011	0,006	0,012	0,022	0,024	0,023	0,028	0,021	0,0172
1.5	0,007	0,008	0,008	0,009	0,013	0,008	0,007	0,012	0,010	0,012	0,0094
1.6	0,002	0,001	0,003	0,012	0,011	0,003	0,017	0,014	0,020	0,021	0,0104

grubości pierścienia pierwszego w gnieździe pierwszym jest równe 2,1  $\mu\text{m}$ , a pierścienia pierwszego w gnieździe drugim 1,5  $\mu\text{m}$ . Średnie zużycie się pierwszych pierścieni w gniazdach trzecim i czwartym jest równe odpowiednio 5,6 i 7,5  $\mu\text{m}$ , co jest wartością znacznie przekraczającą grubość nałożonej powłoki przeciwzużyciowej. Zużycie porównawczych pierścieni standardowych jest na poziomie podobnym do zużycia pierścieni o powłoce z azotku tytanu.

Średnie zużycie wysokości pierścieni jest podobne z wyjątkiem pierścienia w gnieździe nr 1.

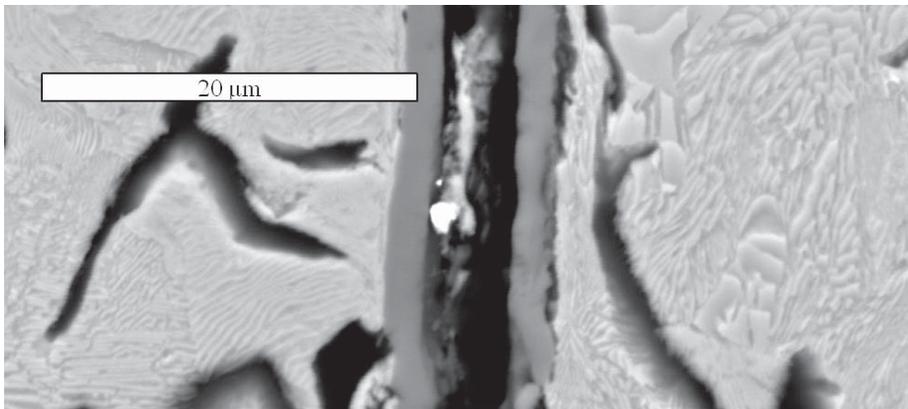
### 8.2.2. Opis mikrostruktury pierścienia z powłoką z azotku tytanu

W celu identyfikacji mikrostruktury powłoki przeciwzużyciowej z azotku tytanu osadzonej na pierścieniu tłokowym, wykonano zdjęcia jego powierzchni roboczej za pomocą mikroskopu skaningowego typu JEOL 5800LV + mikrosonda Link-Oxford ISIS 300. Na rysunku 8.18 przedstawiono fotografię wybranego fragmentu powierzchni roboczej powłoki pierścienia tłokowego w powiększeniu 600 $\times$ . Struktura powierzchni świadczy o odwzorowaniu podłoża, co w związku z grubością powłoki około 3  $\mu\text{m}$  stwarza możliwości wpływania na jej stan przez celowe ukształtowanie mikrostruktury podłoża.



Rys. 8.18. Fotografia powierzchni roboczej pierścienia tłokowego z powłoką z TiN wykonana za pomocą mikroskopu skaningowego

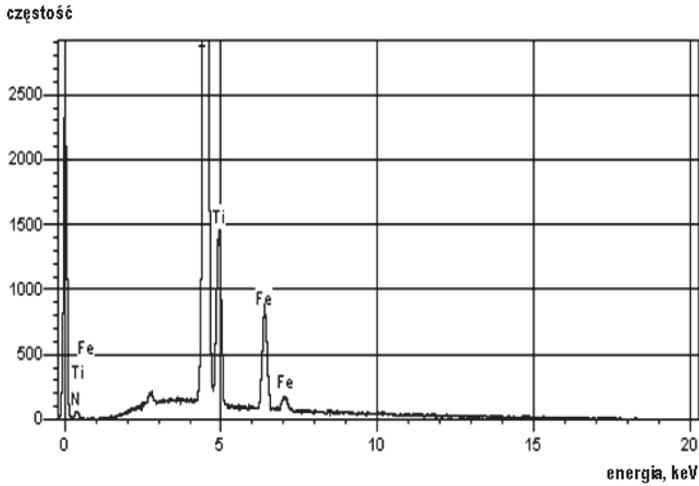
Fig. 8.18. SEM image of the working surface photography of piston ring with TiN-coating



Rys. 8.19. Fotografia przekroju dwóch sklejonych fragmentów pierścienia o powłoce z TiN

Fig. 8.19. Photograph of the section of two glued fragments of a ring with TiN-coating

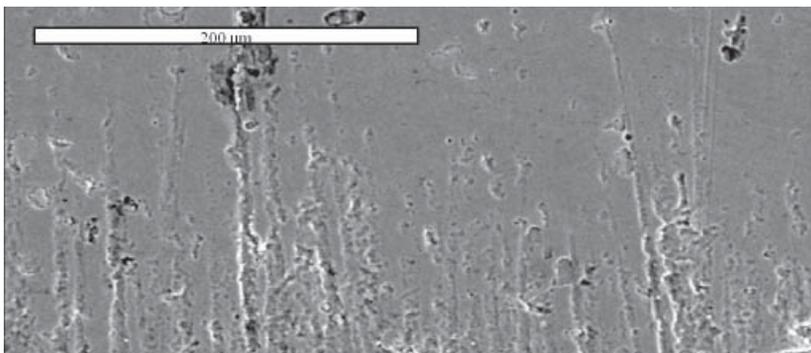
W celu stwierdzenia jakości przylegania powłoki przeciwzużyciowej wykonano próbkę składającą się z dwóch fragmentów pierścienia sklejonych za pomocą żywicy epoksydowej i sfotografowano pod mikroskopem skaningowym (rys. 8.19). Stwierdzono dobre przyleganie powłoki do podłoża (perlit z wydzieleniami grafitu płatkowego). Wykonano badania spektrograficzne, aby sprawdzić skład chemiczny powłoki z azotku tytanu (rys. 8.20). Stwierdzono wysoki pik charakterystyczny dla tytanu oraz piki charakterystyczne dla żelaza i azotu. Widoczny pik żelaza potwierdza istnienie nieciągłości powłoki (rys. 8.18). Badania te potwierdziły skład powłoki, która jest mieszaniną azotku tytanu, tytanu i azotu.



Rys. 8.20. Wykres badań spektrograficznych powłoki z TiN na powierzchni roboczej pierścienia tłokowego

Fig. 8.20. A spectrogram of TiN-coating of the working surface of piston ring

Po 50-godzinnej jakościowej próbie silnikowej pierwszy pierścień uszczelniający z powłoką z azotku tytanu, który pracował w pierwszym gnieździe silnika badawczego, ponownie skierowano do badań skaningowych w celu stwierdzenia postaci zużycia powłoki azotku tytanu. Na rysunku 8.21 zamieszczono fotografię dotartej części powierzchni pierścienia, która brała udział w procesie współpracy pierścienia i tulei cylindrowej. Jest brak widocznych rys na rysunku 8.18 powstałych po procesie kształtowania powierzchni roboczej pierścienia. Uległy one wygładzeniu i stworzona została warstwa plateau, co widać na rys. 8.21.



Rys. 8.21. Fotografia powierzchni roboczej pierścienia tłokowego z powłoką z TiN obejmująca część dotartą oraz nie biorącą udziału w procesie docierania

Fig. 8.21. Photograph of the working surface of piston ring with TiN-coating showing the ground-in part and another part subjected to grinding-in

### 8.2.3. Analiza wyników wstępnych badań na obiekcie rzeczywistym

W trakcie wstępnych badań jakościowych na obiekcie rzeczywistym badaniom poddano pary trące, w których element o większej powierzchni oznaczany w rozdziale 6. jako „pierwszy”, wykonano z żeliwa EN GJL 200. Odnaczał się on taką samą wartością swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych w poszczególnych zestawieniach par trących. Wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych elementu pierwszego (tulei cylindrowej) są zgodne z danymi zawartymi w tabelach 6.1, 6.2 oraz 6.3. Element „drugi”, czyli tutaj pierścień tłokowy wykonano w dwóch podstawowych wariantach „z powłoką z TiN i Ti(C,N). Suma składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej dla TiN i Ti(C,N), wyznaczona za pomocą pomiarów goniometrycznych, jest podobna (tabela 6.4) i równa odpowiednio:  $\gamma_S^d + \gamma_S^p = 29,4$  dla TiN i  $\gamma_S^d + \gamma_S^p = 34,2$  dla Ti(C,N); mniejsza dla TiN. Różnica między wartościami składowych swobodnej energii powierzchniowej tych powłok polega na odmiennej wartości składowej polarnej i dyspersyjnej tej energii. W przypadku powłoki z TiN składowa polarna (tabela 6.4 –  $\gamma_S^p = 5,1$  mN/m) jest trzykrotnie mniejsza, niż dla powłoki z Ti(C,N) (tabela 6.4 –  $\gamma_S^p = 16,6$  mN/m). Wraz ze zmniejszeniem wartości składowej polarnej ograniczeniu ulega wpływ wiązań wodorowych oraz czynnika elektrostatycznego na oddziaływania międzyfazowe, a w tym adhezyjne. Według badań prowadzonych przez Przepiórkę [130] zmniejszenie wartości składowych polarnych współpracujących powierzchni powoduje zmniejszenie zużycia oraz siły tarcia. Stwierdzono, że suma składowych polarnych współpracujących elementów pary trącej ma istotne znaczenie ze względu na późniejsze zużycie. Twierdzi on, że wraz ze zmniejszeniem wartości sumy składowych podanych, zmniejszeniu ulega zużycie pary trącej. Podobne zjawisko zaobserwowano w przypadku przedmiotowych badań wstępnych. Podczas współpracy żeliwnej powierzchni tulei z TiN oraz z Ti(C,N), przy stałej wartości składowej polarnej dla żeliwnej tulei cylindrowej, występuje wyraźnie jej zmniejszenie dla azotku tytanu w porównaniu do jej wartości dla węgloazotku tytanu. Wartość sumy składowych polarnych żeliwa EN GJL 200 (tabela 6.3 –  $\gamma_{\text{zel}}^p = 10,1$  mN/m) i TiN (tabela 6.4 –  $\gamma_{\text{TiN}}^p = 5,1$  mN/m) jest równa:  $\gamma_{\text{zel}}^p + \gamma_{\text{TiN}}^p = 15,3$  mN/m. Podczas gdy wartość sumy składowych polarnych żeliwa i Ti(C,N) (tabela 6.4 –  $\gamma_{\text{Ti(C,N)}}^p = 16,6$ ) jest równa:  $\gamma_{\text{zel}}^p + \gamma_{\text{Ti(C,N)}}^p = 26,7$  mN/m. Przy czym zmianie ulegają również wartości sumy składowych dyspersyjnych swobodnej energii powierzchniowej, przyjmując mniejsze wartości dla zestawienia z Ti(C,N).

Podane obserwacje potwierdzają rozważania prowadzone w rozdziale 6 i sformułowany cel pracy, w którym postuluje się ograniczenie oddziaływań międzyfazowych pochodzących od składowych polarnych  $\gamma_S^p$  lub kwasowo-zasadowych  $\gamma_S^{AB}$ . Ma to bezpośredni związek z apolarnością oleju smarującego. Zjawisko zużycia adhezyjnego szczególnego znaczenia nabiera w przypadku ruchu posuwisto-zwrotnego; zwłaszcza przy dużych obciążeniach oraz niskich prędkościach obrotowych wału korbowego. W takim przypadku może dochodzić do nieciągłości filmu olejowego, którego wynikiem jest zu-

życie adhezyjne. Powłoka Ti(C,N), która sprawdza się w innych zastosowaniach przemysłowych, w przypadku silnika spalinowego nie spełnia wymagań. Dodatkowym czynnikiem mającym znaczący wpływ jest temperatura pracy pary trącej pierścienia tłokowej–tuleja cylindrowa sięgająca niejednokrotnie 470 K. Według badań prowadzonych przez Lugscheidera i in. [99] zwiększenie temperatury współpracy układu, w którym jednym z elementów jest twarda powłoka przeciwzużyciowa (np. TiN) powoduje zmniejszenie wartości składnika polarnego tego związku. Jest to zgodne ze zjawiskami opisanymi w rozdziale 6, gdyż zwiększenie temperatury powoduje zwiększenie ruchliwości atomów i cząsteczek, co prowadzi do osłabienia trwałych oddziaływań indukcyjnych zwanymi siłami Keesoma [86, 51], które są częścią oddziaływań polarnych.

Na podstawie prowadzonych rozważań należy dążyć do zastosowania powłok na element drugi (pierścień tłokowy), w którym suma składowych dyspersyjnej i polarnej swobodnej energii powierzchniowej jest możliwie mała, z jednoczesnym ograniczeniem wartości składnika polarnego. Wartość całkowita swobodnej energii powierzchniowej powinna być możliwie duża. Wymagania te spełnia azotek tytanu TiN. W przypadku elementu pierwszego w badaniach wstępnych zastosowano żeliwo EN GJL 200 o mniejszej wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej i mniejszej wartości składowej dyspersyjnej tej energii w porównaniu do tego samego żeliwa po procesie azotowania (tabela 6.3). Żeliwo EN GJL 200 poddane procesowi azotowania próżniowego odznacza się również mniejszą wartością składowej polarnej niż żeliwo nie poddane temu procesowi (tabela 6.3).

Wobec tego do zasadniczych badań na obiekcie rzeczywistym zostały skierowane pierścienie tłokowe pokryte powłoką z azotku tytanu, które współpracowały z tulejami cylindrowymi azotowanymi.

Na podstawie przeprowadzonych wstępnych badań silnikowych par trących o założonej wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej, można wysnuć następujące wnioski:

1. Prowadzone jakościowe badania wstępne silnika typu SW400, w którym zostały zamontowane pierścienie tłokowe z powłokami TiN i Ti(C,N), wykazały zdatność stosowania twardych powłok ceramicznych na pierścieniach tłokowych.

2. Stwierdzono, że powłoka Ti(C,N) ze względu na dużą wartość składnika polarnego swobodnej energii powierzchniowej, mimo podobnej wartości sumy składowych dyspersyjnej i polarnej do wartości tej sumy dla TiN, nie spełnia wymagań prawidłowej współpracy z tuleją cylindrową. W przypadku pomiarów składowych swobodnej energii powierzchniowej metodą van Ossa–Gooda wartość składnika kwasowo-zasadowego  $\gamma_S^{AB}$  również jest większa dla Ti(C,N) niż dla TiN,

3. Potwierdzono istotne znaczenie minimalizowania wartości składowej polarnej  $\gamma_S^P$  lub składowej kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$  elementów pary trącej. Należy dążyć do tego, aby suma składowych polarnej  $\gamma_S^P$  i dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  (lub Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  i kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$ ) dla elementu drugiego (pierścienia tłokowego) była jak najmniejsza, a dla elementu pierwszego (tulei cylindrowej) jak największa,

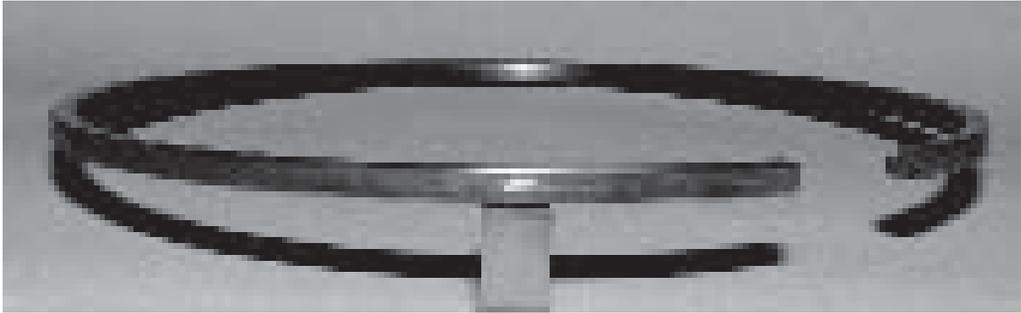
4. Jednocześnie wartość całkowita swobodnej energii powierzchniowej elementu pierwszego (tulei cylindrowej) i elementu drugiego (pierścienia tłokowego) powinna być jak największa. Ponieważ jest konieczność zachowania różnicy twardości, również musi być zachowana różnica wartości całkowitych swobodnej energii powierzchniowej tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego.

### 8.3. Etap III – zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym

Etap III – badanie par trących na podstawie wartości swobodnej energii powierzchniowej i wartości jej składowych, wykonano w ramach próby trwałości zespołowej opracowanej przez firmę GOETZE A.G. (obecnie Federal Mogul), producenta pierścieni tłokowych [14]. Ideą testu trwającego 1 godzinę i powtórnego 180 razy jest skrajna zmiana obciążeń w trakcie jego trwania. Powoduje to istotne zmiany temperatury współpracujących elementów zespołu TPC. Szczególnie dużym obciążeniom poddawany jest przy tym pierwszy uszczelniający pierścień tłokowy, którego temperatura ulega w trakcie godzinowego testu dwukrotnie podwyższeniu do wartości około 150 °C, po czym ulega obniżeniu do wartości około 90 °C. Test ten nosi również nazwę testu zimno-gorącego. Główny efekt tak prowadzonych badań to znaczna intensyfikacja ciepłych obciążeń zmęczeniowych i zwiększenie intensywności zużycia, zwłaszcza pierścieni tłokowych. Test ten jest stosowany w przypadku badań odporności na zużycie pierścieni tłokowych z powłokami przeciwzużyciowymi. Daje on odpowiedź na pytanie, między innymi, o odporność na wykruszenia powłoki oraz wartości zużycia pierścieni tłokowych i tulei cylindrowych. Bardzo istotną sprawą jest to, że czas trwania tak prowadzonych prac badawczych jest wydatnie skrócony i równy 230 godzinon ruchu w warunkach hamowni silnikowej. Przy czym nie można porównać tego czasu do przebiegu w warunkach eksploatacji naturalnej ze względu na to, że w rzeczywistości tak skrajne obciążenia następujące bezpośrednio po sobie zdarzają się stosunkowo rzadko. Obiektem badań był silnik SW400.

#### 8.3.1. Wariantowe wykonanie par trących pierścień–tuleja cylindrowa

Do badań skierowano cztery warianty pierścieni przedstawione na rysunku 8.1. Pierścienie te wykonano z tzw. „zerową owalizacją”. *Wariant 1* to pierścień trapezowy podcięty z zamkiem prostym, którego fotografie przedstawiono na rys. 8.22, *wariant 2* to pierścień „baryłkowy” symetryczny z zamkiem prostym, *wariant 3* to pierścień baryłkowy niesymetryczny podcięty z zamkiem prostym, *wariant 4* to pierścień „baryłkowy” niesymetryczny z zamkiem prostym. Opracowano i wykonano „baryłkę” niesymetryczną o asymetrii równej 0,15 mm i wysokości równej około 6 μm. Wartości te określono na podstawie pomiarów pierścieni po badaniach na obiekcie rzeczywistym oraz literatury światowej i doświadczeń własnych autora. Uszczelniający pierścień tłokowy wskutek współpracy z powierzchnią tulei cylindrowej osiąga pewien kształt, w którym cechą charakterystyczną jest asymetryczna baryłkowość powierzchni roboczej. Dzię-



Rys. 8.22. Fotografia pierścienia tłokowego; wariant 1

Fig. 8.22. Photograph of piston ring; variation 1

ki jej pomiarom opracowano warianty przedstawione na rys. 8.1 o już prawidłowych kształtach przekroju poprzecznego. Umożliwi to w praktyce uniknięcie lub wydatne skrócenie okresu docierania. Wyjątek stanowi pierścień ostrokrawędziowy (*wariant 1*), (rys. 8.22). Tu wewnętrzne podcięcie powoduje jego obrót wokół osi swobodnej i intensyfikację zgarniania oleju smarującego do miski olejowej. Tym samym wydatne zmniejszenie ilości zużywanego oleju smarującego.

Na pierścieniu tłokowe użyto żeliwo szare z grafitem płatkowym o osnowie iglastej (martenzyt + bainit) z wydzieleniami eutektyki fosforowej i pojedynczych węglików oznaczone według PN-EN 1560 jako EN-GJL-350 z powłoką TiN. Na tuleje cylindrowe użyto żeliwo szare oznaczone według PN EN 1560 jako EN-GJL-200 poddane procesowi azotowania.

Rozważania w rozdziale 6 umożliwiły podjęcie decyzji o wyborze powierzchni tulei cylindrowej do współpracy w parze trącej z pierścieniem uszczelniającym o powłoce z azotku tytanu. Materiał, z którego wykonywano tuleje i pierścienie tłokowe jest taki sam, jak w przypadku próbek wykonanych do badań modelowych na tribotesterze. Zarówno materiał tulei cylindrowej, jak i pierścieni tłokowych został w swojej pierwotnej postaci wielokrotnie przebadany, między innymi przez autora rozprawy, w ramach wcześniejszych badań trwałościowych, wykazując przy tym dobrą odporność na zużycie [77, 78, 80, 82, 84]. W celu porównania z rozwiązaniem standardowym, tuleje cylindrowe zamontowane w badanym silniku wykonano w dwóch wariantach. Dwie z nich są standardowe chromowane, a cztery azotowane metodą „Nitrovac”. Jest to metoda azotowania próżniowego, której istotę stanowi możliwość płynnej regulacji, w pełnym zakresie stężeń, ilości azotu dostarczanego do powierzchni obrabianych elementów [102]. W przeciwieństwie do np. azotowania kąpielowego jest tu wyeliminowane oddziaływanie wodoru z materiałem obrabianym podczas prowadzenia procesu, czego efektem jest wyeliminowanie tzw. kruchości wodorowej. Ze względu na koszt urządzeń jest to proces znacznie tańszy od azotowania jonowego, w którego wyniku otrzymuje się warstwy o podobnych cechach [13]. Istotne jest to, że azotowanie tą metodą jest procesem końcowym i obrabiane elementy nie wymagają szlifowania; brak kruchych azotków na po-

wierzchni elementów. Technologia ta jest ekologiczna i nie powoduje zanieczyszczenia środowiska naturalnego. Jednocześnie jest zachowana wysoka plastyczność warstwy wierzchniej oraz wytrzymałość zmęczeniowa.

Badania warstwy wierzchniej azotowanej metodą „Nitrovac” tulei cylindrowych, wybranych do dalszych prac badawczych, wykazały jej mikrotwardość w granicach od 700 do 900  $\mu\text{HV}$  0,05. Badano metodą Vickersa zgodnie z normą PN-ISO 6507-3, przy obciążeniu 50 g. Na powierzchni tulei nie stwierdzono występowania tzw. „białej” warstwy azotków; charakterystycznej przy azotowaniu elementów żeliwnych. Dzięki temu nie ma konieczności stosowania dodatkowej obróbki gładzi tulei cylindrowych.

Wykonano pomiary chropowatości powierzchni tulei, wyznaczono również przebiegi krzywych nośności. Pomiary wykonano profilometrem firmy Perthen typu Perthometer S8P 6.22 w firmie MAHLE Krotoszyn S.A., producenta przedmiotowych tulei. Określa on żądaną chropowatość w postaci parametru  $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ . W związku z tym po procesie obróbki cieplno-chemicznej skupiono się na wartości  $R_a$ . Uzyskane średnie wartości chropowatości dla czterech wybranych tulei zamontowanych w gniazdach od 1 do 4 (tabela 10.1) były równe: gniazdo 1;  $R_a = 1,85 \mu\text{m}$ , gniazdo 2;  $R_a = 1,73 \mu\text{m}$ , gniazdo 3;  $R_a = 1,75 \mu\text{m}$ , gniazdo 4;  $R_a = 1,68 \mu\text{m}$ . Każda z tych wartości jest średnią z dziewięciu wykonanych pomiarów w różnych miejscach powierzchni tulei. Wartości te są nieznacznie większe od żądanych przez producenta; jest to efekt obróbki cieplno-chemicznej w procesie azotowania próżniowego „Nitrovac”. Stwierdzono, że ze względu na niewielkie różnice w wartościach nie będą one miały negatywnego wpływu na współpracę z pierścieniami tłokowymi.

Na podstawie otrzymanych wyników zarówno badań własnych autora, jak też i innych wynika, że dla silnika typu SW400 nie występuje uprzywilejowanie umiejscowienia tulei w poszczególnych gniazdach bloku cylindrowego pod kątem ich odporności na zużycie [23, 80]. Nie ma więc konieczności uwzględniania tego czynnika w uzyskanych wartościach zużycia, co znacznie upraszcza późniejsze analizy wyników prac badawczych. W tabeli 8.4 zamieszczono zestawienie montażowe elementów silnika badawczego.

W celach porównawczych zaproponowano również zestawienie pierścienia z powłoką z azotku tytanu z tuleją cylindrową chromowaną (gniazdo nr 5). Dla porównania wyników w gnieździe nr 6 został zamontowany zestaw standardowy z tuleją chromowaną.

Tabela 8.4. Zestawienie tulei cylindrowych i pierścieni tłokowych

Nr gniazda	1	2	3	4	5	6
Tuleja żeliwo: GJL-200	Warstwa wierzchnia azotowana	Warstwa wierzchnia azotowana	Warstwa wierzchnia azotowana	Warstwa wierzchnia azotowana	Powłoka chromowa	Powłoka chromowa
Rodzaje pierścienia pierwszego: żeliwo: GJL-350	Wariant 2 powłoka TiN	Wariant 4 powłoka TiN	Wariant 3 powłoka TiN	Wariant 1 powłoka TiN	Wariant 4 powłoka TiN	Żeliwny bez powłoki
Drugi	Standard					
Trzeci						

### 8.3.2. Próba trwałości zespołowej

Próby trwałości zespołowej poprzedzono wykonaniem szczegółowych pomiarów geometrycznych badanych elementów. W dziesięciu punktach na obwodzie zmierzono grubość promieniową i wysokość osiową pierścieni tłokowych. Zmierzono wartość siły sprężystości obwodowej każdego z pierścieni oraz wszystkie pierścienie zważono. W przypadku tulei cylindrowych zmierzono ich średnice po montażu w bloku. Poprzedzono je pomiarami średnicy gniazd pod tuleje cylindrowe. Zmierzono również średnice zewnętrzne tłoków współpracujących z pierścieniami tłokowymi. Wyniki pomiarów oraz ich szczegółową analizę zamieszczono w pracy [83]. Wymiary geometryczne wszystkich badanych elementów były zgodne z tolerancjami wykonawczymi narzuconymi przez producentów oraz w przypadku pierścieni badawczych z danymi zamieszczonymi na rys. 8.1. Na uwagę zasługuje fakt mniejszych wartości luzu montażowego między tłokami i tulejami cylindrowymi azotowanymi (tab. 8.5), w porównaniu z wartościami obliczeń statystycznych wykonanych na podstawie innych prac badawczych autora [77, 78]. Na ich podstawie średnia obliczona wartość luzu montażowego była równa 0,125 mm z odchyleniem standardowym równym 0,009 mm.

Tabela 8.5. Wartości minimalnego luzu montażowego silnika badawczego, mm

Nr gniazda	1	2	3	4	5	6
Luz montażowy	0,115	0,130	0,118	0,114	0,134	0,130

Wartości luzu montażowego w gnieździe pierwszym, trzecim oraz czwartym są mniejsze od obliczonych na podstawie przednio prowadzonych prac badawczych, ale różnice nie przekraczają wartości odchylenia standardowego. Obliczone wartości luzu nie przekraczają wartości dopuszczanych przez producenta silnika. Mała początkowa wartość luzu montażowego może skutkować dłuższymi przebiegami międzynaprawczymi oraz cichszą pracą silnika. Wartości luzu ok. 0,1 mm są korzystne ze względu na obecnie stawiane wymagania silnikom spalinowym o zapłonie samoczynnym, a związane z zapewnieniem większej ich ekologiczności. Małe wartości luzu montażowego przyczyniają się do obniżenia ilości zużywanego przez silnik oleju smarującego. Zmniejszenie luzu montażowego jest wynikiem procesu azotowania próżniowego tulei cylindrowych [102]. W przypadku silnika SW400 ta zmiana luzu, będąca wynikiem zmniejszenia się średnicy wewnętrznej tulei była korzystna. Należy podkreślić jednak, że dalsze zmniejszanie luzu montażowego poniżej zmierzonych wartości może prowadzić do poważnych awarii silnika objawiających się początkowo zmniejszeniem mocy, a później zatarciem silnika.

Próbę trwałości zespołowej wykonano w Instytucie Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej na stanowisku hamownianym firmy Schenck A.G. Opis użytej do pomiaru aparatury pomiarowej zamieszczono w pracy [83]. Badania poprzedzono 50-godzinną próbą docierania silnika (tab. 8.6).

Tabela 8.6. Dane stanowiskowe przy docieraniu silnika według programu docierania producenta silnika

Czas, %	Czas, h	Moc, %	Moc, kW	Obroty, %	Obroty, 1/min	Moment, N·m
0÷5	2,5	0	0	30	800	0
5÷8	1,5	12	9,8	40	900	104
8÷25	8,5	35	28,5	60	1400	194
25÷50	12,5	50	40,8	70	1600	244
50÷80	15	70	57,2	90	2100	260
80÷90	5	75	61,3	93	2150	272
90÷100	5	100	81,7	100	2300	339

Po dotarciu silnika przystąpiono do realizacji próby trwałości zespołowej, która składa się z powtórzonego 180 razy cyklu trwałości zespołowej omówionego na początku niniejszego rozdziału (tabela 8.7). Po zakończeniu próby docierania oraz po 180 godzinach ruchu silnika podczas cyklu trwałości zespołowej wykonano pomiary wielkości charakteryzujących silnik SW400 [83].

Tabela 8.7. Dane badawcze cyklu trwałości zespołowej silnika SW400

Lp.	Czas %	Czas min	Moc %	Moc KW	Moment N·m	Moment %	Obroty %	Obroty 1/min
1	13	10	0	0	0	0	100%	2450
2	25	15	66	54,4	340	100	Moment max	1600
3	13	10	50	41	70	70	75%	1800
4	13	10	100	82	330	90	Moc max	2200
5	25	15	0	0	0	0	Bieg jałowy	800

Z porównania wartości podstawowych wskaźników podczas wykonywanych badań wynika, że silnik uzyskał w trakcie pracy nieznaczne zwiększenie mocy (5%) i momentu maksymalnego (5%) oraz nieznaczne zmniejszenie zużycia paliwa (3%) podczas testu. Oznacza to, że stan techniczny jego elementów, a w szczególności zespołu TPC nie uległ zmianie. Wartości podstawowych wskaźników informujących o toksyczności spalin (%CO, %CO<sub>2</sub>, %NO, %O<sub>2</sub>, zadymienie spalin) uległy nieznacznej poprawie.

### 8.3.3. Wyniki badań elementów pary trącej pierścień-tuleja zespołu TPC silnika spalinowego

Ogledziny po badaniach wykazały ogólny dobry stan silnika badawczego. Analiza kart pomiarowych poszczególnych cykli obciążeniowych pozwoliła na stwierdzenie o poprawności jego pracy podczas całej próby trwałości zespołowej. Szczególnym wskaźnikiem informującym o stanie silnika i jego podzespołów jest zużycie paliwa na biegu

jałowym. Obliczono w tym celu wartość średnią, która jest równa 1,475 kg/h z odchyleniem standardowym równym 0,025 kg/h. Wartości godzinowego zużycia paliwa w trakcie procesu docierania wykazywały tendencję malejącą, stabilizując się w okolicy wartości poniżej średniej (wartość modalna równa 1,465 kg/h) po czasie około 40 godzin pracy silnika. Oznacza to zakończenie procesu docierania i możliwość rozpoczęcia właściwych prób trwałości zespołowej.

Po próbach trwałości zespołowej wykonano prace badawcze, mające na celu określenie wartości zużycia wszystkich elementów zespołu TPC badanego silnika spalinywego. Szczególną uwagę skupiono na zużyciu elementów pary trącej pierwszy uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa. Wykonano szczegółowe pomiary geometryczne pierścieni i tulei cylindrowych, określając ich zużycie bezwzględne. W celu dokładnej identyfikacji postaci zużycia wykonano badania powierzchni pierścieni metodą mikroskopii skaningowej i oznaczono jej skład chemiczny. Szczegóły wyników pomiarów wszystkich elementów zamieszczono w pracy [83]. Skupiono uwagę na zużyciu tulei cylindrowych i pierścieni tłokowych. Na podstawie pomiarów geometrycznych obliczono wartości minimalnego luzu między tłokami i tulejami cylindrowymi po próbie.

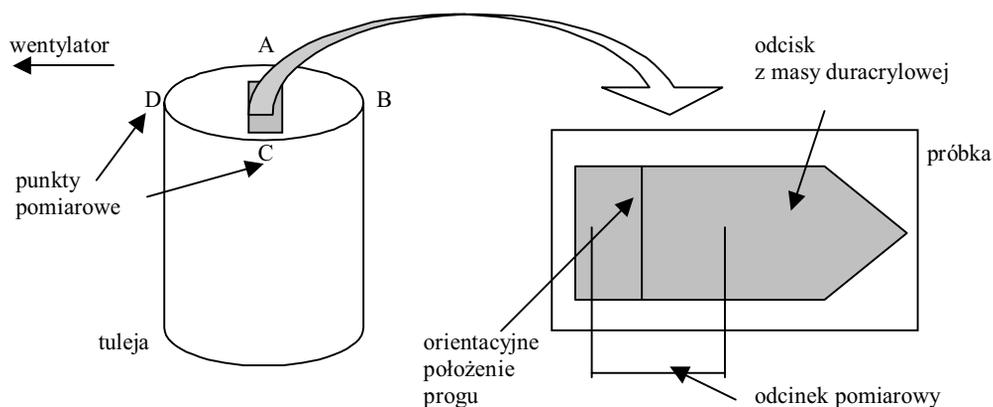
#### 8.3.3.1. Zużycie tulei cylindrowych

Zużycie tulei zmierzono metodą replik [80]. Metoda replik polega na odwzorowaniu powierzchni tulei w miejscu ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego za pomocą tworzywa chemoutwardzalnego (użyto tworzywa Duracryl) dokładnie odwzorowującego kształt powierzchni oraz późniejszym pomiarze zużycia za pomocą profilometru. Poziomem odniesienia jest powierzchnia nie biorąca udziału w procesie współpracy pierścieni z tuleją, a znajdująca się powyżej miejsca ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego.

Warunkiem niezbędnym prawidłowego określenia bezwzględnej (w tym przypadku) wartości zużycia jest brak śladów współpracy między powierzchnią odniesienia i koroną tłoka (powierzchnia powyżej rowka pierwszego pierścienia uszczelniającego). W przypadku tego silnika warunek ten został spełniony w każdej tulei cylindrowej. Badania wykonano zgodnie ze schematem pomiarowym zamieszczonym na rys. 8.23. Do pomiaru użyto profilometru Taylor Hobson – FTS Laser 3D. Dokładność pomiarowa jest równa  $\pm 0,5 \mu\text{m}$ .

Po wykonaniu badań profilometrycznych odczytano wartości zużycia tulei cylindrowych przedstawione w tabeli 8.8. Wyniki pomiarów zaprezentowano również w postaci wykresu zbiorczego na rys. 8.24. Określenie wartości było wykonywane zarówno metodą analizy wykresów profilometrycznych, jak i badań numerycznych. Różnice w oszacowaniu wartości zużycia obiema metodami są ok. 0,05  $\mu\text{m}$ .

Wartości średnie zużycia tulei azotowanych są równe odpowiednio: gniazdo 1: 5  $\mu\text{m}$ , gniazdo 2: 4,8  $\mu\text{m}$ , gniazdo 3: 4,5  $\mu\text{m}$ , gniazdo 4: 4,1  $\mu\text{m}$ . Średnie zużycie tulei chromowanych jest równe odpowiednio w gnieździe 5: 25,5  $\mu\text{m}$ , a w gnieździe 6: 3,6  $\mu\text{m}$ . Mi-



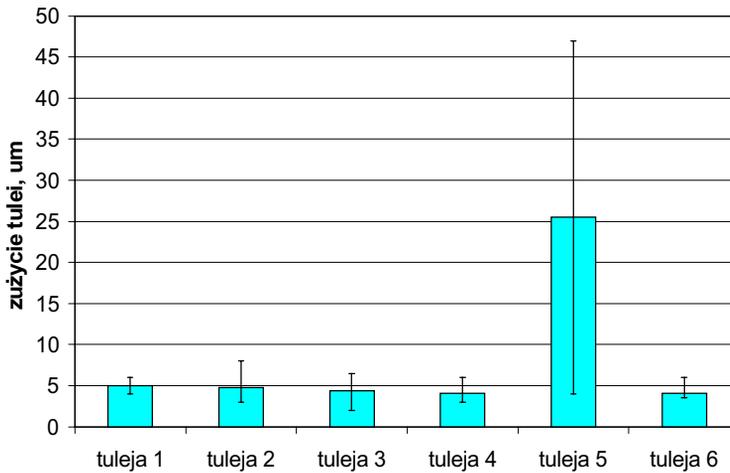
Rys. 8.23. Schemat rozmieszczenia próbek z odciskami duracrylowymi  
 Fig. 8.23. Schematic arrangement of samples with duracryl prints

nimalną wartość zużycia zmierzono w tulei nr 6 w punkcie pomiarowym D (1,5  $\mu\text{m}$ ). Podobnie niską wartość zmierzono w punkcie pomiarowym B w tulei azotowanej w gnieździe 3. Ogólny poziom zużycia tulei azotowanych jest podobny jak tulei chromowanej w gnieździe nr 6 (zestawienie standardowe).

Zużycie tulei w gnieździe nr 5 jest zasadniczo większe od pozostałych. W tym gnieździe, jak wspomniano już, tuleja chromowana współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu. Wartości zużycia zmierzone w tej tulei wynoszące 47  $\mu\text{m}$  (punkt pomiarowy A) oraz 44  $\mu\text{m}$  (punkt pomiarowy D, zasadniczo odbiegają od wartości zużycia w pozostałych punktach pomiarowych poszczególnych tulei. W przypadku zużycia tulei cylindrycznych decydujące jest właśnie zużycie miejscowe, gdyż to jego wartość daje informację, czy powłoka (w przypadku tulei chromowanej tak jak tuleja w gnieździe nr 6) jeszcze jest na powierzchni, czy też już została w 100% zużyta. Podobne

Tabela 8.8. Zestawienie wartości zużycia w poszczególnych punktach pomiarowych badanych tulei cylindrycznych (punkty pomiarowe zgodne ze schematem pomiarowym na rys. 10.4)

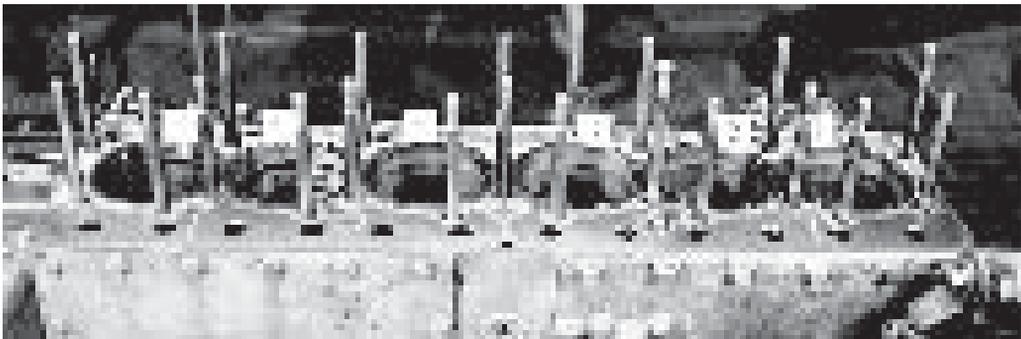
Tuleja nr	Wartość zużycia, $\mu\text{m}$				Zużycie średnie $\mu\text{m}$
	Punkty pomiarowe				
	A	B	C	D	
1	6,0	6,0	4,0	4,0	5,0
2	5,0	3,0	8,0	3,0	4,8
3	5,0	2,0	6,5	4,0	4,4
4	3,5	4,0	6,0	3,0	4,1
5	47,0	4,0	4,0	44,0	25,5
6	6,0	4,0	7,0	3,5	4,4



Rys. 8.24. Średnie zużycie tulei cylindrowych  
Fig. 8.24. Average wear of cylinder sleeve

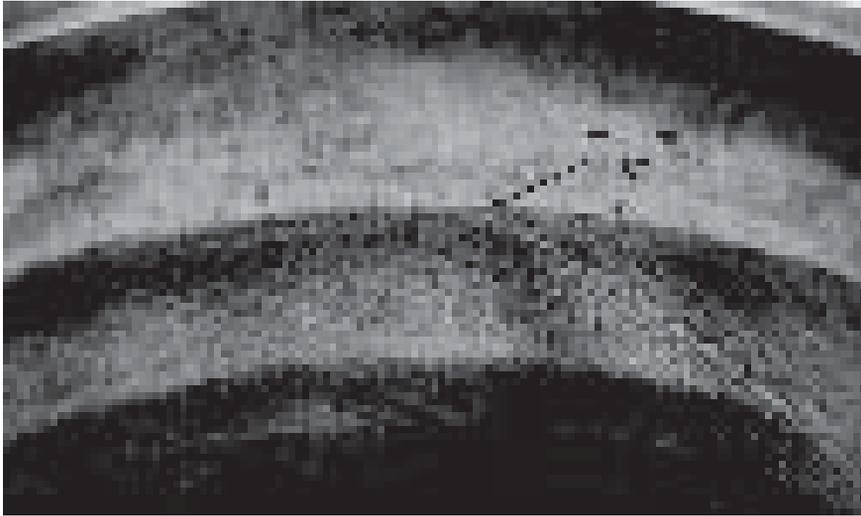
wymagania muszą spełnić wszystkie rozwiązania tulei z powłokami oraz utwardzonymi warstwami wierzchnimi. Minimalną średnią wartość zużycia w tulejach azotowanych zmierzono w gnieździe 4 i jest ona równa  $4,1 \mu\text{m}$ . Podobnie małą wartość ( $4,5 \mu\text{m}$ ) zanotowano w tulei zamontowanej w gnieździe nr 3. Na uwagę zasługuje również równomierność wartości zużycia w tych gniazdach.

Drugim etapem prac badawczych tulei cylindrowych, prowadzonym jednocześnie z pomiarami zużycia metodą replik, były ich oględziny, których szczegółowe wyniki zamieszczono w pracy [83]. Na rysunku 8.25 przedstawiono widok ogólny kadłuba silnika z oznaczonymi numerami tulei cylindrowych, poczynając od wentylatora, w kolejności zgodnej z kompletacją silnika zamieszczoną w tabeli 8.4.



Rys. 8.25. Fotografia kadłuba silnika z tulejami cylindrowymi po próbie trwałości zespołowej  
Fig. 8.25. Photograph of engine block with cylinder sleeves after assembly durability test

Na rysunku 8.26 przedstawiono widok azotowanej powierzchni tulei nr 4, która wykazała najmniejsze zużycie. Powierzchnia tej tulei współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu.



Rys. 8.26. Widok miejsca ZZ pierwszego pierścienia uszczelniającego z powłoką z TiN w azotowanej tulei nr 4

Fig. 8.26. View of the outer dead centre of first seal ring with TiN-coating in nitrided sleeve 4

W podsumowaniu ocen wizualnych tulei cylindrowych można stwierdzić, że obraz azotowanych próżniowo tulei według technologii „Nitrovac”, we współpracy z pierścieniami uszczelniającymi o powłoce z azotku tytanu jest prawidłowy. Zużycie tulei azotowanych jest niewyczuwalne, a stwierdzone miejscowe wybłyszczenia są normalnym objawem współpracy. Najkorzystniej prezentuje się tuleja w gnieździe nr 4, która współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu wykonanym w wariantcie konstrukcyjnym nr 1 (pierścień ostrokrawędziowy z podcięciem). Podobnie prezentuje się powierzchnia tulei w gnieździe nr 3, która współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu w wariantcie konstrukcyjnym nr 3 (baryłka niesymetryczna z podcięciem). W gniazdach nr 1 i 2 również powierzchnia tulei jest prawidłowa.

Oprócz pomiarów zużycia metodą replik oraz badaniami organoleptycznymi wykonano pomiary średnicy wewnętrznej tulei, aby sprawdzić ułożenie się tulei podczas pracy silnika oraz ich kołowość [83]. W pierwszych godzinach ruchu silnika przyrosty wartości średnicy tulei cylindrowych występowały ze względu na duże wahania temperatury tulei podczas testu trwałości zespołowej. Zmierzone przyrosty wartości średnic w poszczególnych kierunkach pomiarowych wynikają właśnie bezpośrednio z tego faktu. Wartości te są rzędu kilku setnych części milimetra. Gdyby one wynikały z zużycia powierzchni tulei współpracującej z pierścieniami, wówczas badania organoleptyczne oraz pomiary

bezwzględne metodą replik wykazałyby istnienie wyraźnie wyczuwalnych progów w miejscach ZZ pierwszych pierścieni uszczelniających we wszystkich tulejach. Różnice w wartościach średnic w poszczególnych przekrojach i kierunkach pomiarowych są wynikiem wspomnianego wyżej ułożenia się tulei w gniazdach. Ogólnie stwierdzono, że przyrosty wartości średnicy w tulejach azotowanych są mniejsze, niż w tulejach chromowanych. Świadczą o tym wartości odchylenia standardowego równe od 0,005 do 0,025. W przypadku tulei chromowanych są one równe od 0,015 do 0,042. Oznacza to, że tuleje chromowane uległy znacznie większym odkształceniom, niż tuleje azotowane.

Podsumowując, tuleje azotowane w trakcie próby trwałości zespołowej wykazały mniejsze zmiany kołowości oraz mniejszą intensywność jej zmian od tulei chromowanych.

Aby określić wartości luzu tłoka w tulei cylindrowej posłużono się, podobnie jak w przypadku obliczania luzu montażowego (tabela 8.5) wynikami pomiarów wartości średnicy tulei w kierunku prostopadłym do osi silnika po próbie trwałości zespołowej oraz wartości średnicy tłoka w przekroju 115 mm od denka tłoka w kierunku pomiarowym również prostopadłym do osi silnika i sworznia tłokowego. Uzyskane wyniki zamieszczono w tabeli 8.9. W tabeli przytoczono również wyniki obliczeń luzu montażowego oraz wartości przyrostu luzu tłoka w tulei po próbie trwałości zespołowej.

Tabela 8.9. Zestawienie minimalnych luzów tłoka w tulei cylindrowej przed i po próbie trwałości zespołowej oraz przyrost jego wartości

Nr gniazda	1	2	3	4	5	6
Luz montażowy, mm	0,115	0,130	0,118	0,114	0,134	0,130
Luz po próbie trwałościowej, mm	0,123	0,134	0,124	0,118	0,145	0,137
Przyrost wartości luzu, mm	0,008	0,004	0,006	0,004	0,011	0,007

Wartości luzu tłoka w tulei cylindrowej po próbie trwałości zespołowej w tulejach azotowanych są mniejsze niż w tulejach chromowanych. Podobnie przyrost wartości luzu tłoka jest średnio nieznacznie mniejszy w tulejach azotowanych. Największy przyrost zmierzono w gnieździe nr 5, w którym tuleja chromowana współpracowała z pierścieniem o powłoce z azotku tytanu.

### 8.3.3.2. Zużycie pierścieni tłokowych

Kolejnym etapem prac badawczych było określenie zużycia pierścieni tłokowych. W tym celu dokonano oceny wizualnej wraz z badaniami z mikroskopii skaningowej i obliczono zużycie w poszczególnych punktach pomiarowych. Zaprezentowane wyniki badań organoleptycznych i metodą mikroskopii skaningowej dotyczą pierścienia zamontowanego w gnieździe nr 4, w którym tuleja cylindrowa osiągnęła minimalne zużycie. Pozostałe wyniki badań zamieszczono w pracy [83].

### Badania organoleptyczne pierścienia nr 4/1 (wariant 1)

W ramach badań organoleptycznych wykonano oględziny pierścienia, dokonano opisu stanu powłoki oraz wykonano fotografie powłoki. Pierścień zamontowany w czwartym gnieździe został wykonany w wariantcie konstrukcyjnym nr 1. Pierścień ten współpracował z azotowaną powierzchnią tulei cylindrowej. Powierzchnia robocza pierścienia nosi ślady równomiernej współpracy na całym obwodzie. Ścieżka współpracy układa się niesymetrycznie względem osi wzdłużnej powierzchni i ogranicza się do okolicy dolnej krawędzi powierzchni roboczej (rys. 8.27). Jest to wynik podcięcia wewnętrznego powodującego jego obrót wokół osi swobodnej. Widoczne są rysy wzdłużne, będące rezultatem wstępnej obróbki powierzchniowej wykonanej przed nałożeniem powłoki z azotku tytanu oraz współpracy z powierzchnią tulei. Zerowa owalizacja pierścienia przyczyniła się do minimalizacji zużycia w okolicy zamka pierścienia, co jest widoczne w postaci zachowania powłoki w tej okolicy. Powłoka z azotku tytanu uległa częściowemu zużyciu, co jest widoczne w postaci jej wyblyszczzenia na obwodzie w dolnej części powierzchni roboczej aż do jej krawędzi włącznie (rys. 8.27).

Widoczne fazowania krawędzi nie miały styku z powierzchnią tulei, natomiast przyczyniły się do powstawania filmu olejowego między nią i powierzchnią pierścienia. Zważywszy zakres obciążeń, jakim poddano pierścień podczas prób, zużycie to jest małe, ale skoncentrowane w pobliżu krawędzi.

Tego typu wykonanie konstrukcyjne pierścieni, w zasadzie, stosuje się w celu zmniejszenia zużycia oleju smarującego, powoduje bowiem ono zwiększenie intensywności zgarniania oleju z powierzchni tulei w dół do miski olejowej. Wygląd powierzchni roboczej pierścienia potwierdza takie jego działanie. Chociaż kumulacja zużycia w okoli-



Rys. 8.27. Widok powierzchni roboczej pierścienia 4/1 (gniazdo 4; wariant 1) po próbie trwałości zespołowej

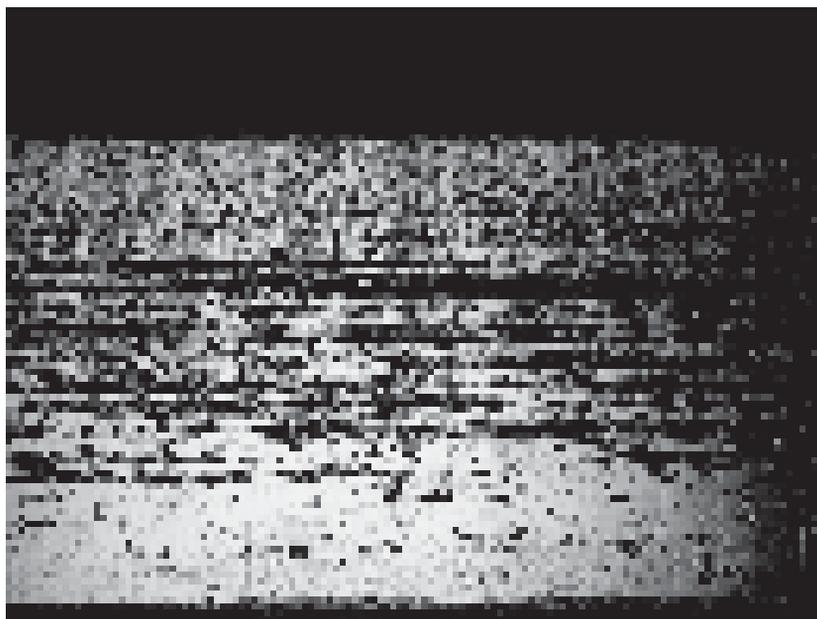
Fig. 8.27. View of working surface of ring 4/1 (seat 4; variation 1) after assembly durability test

cy dolnej krawędzi może doprowadzić do nadmiernego zużycia powłoki z azotku tytanu w tym miejscu, to wygląd powierzchni przemawia na korzyść tego rozwiązania.

#### **Badania metodą mikroskopii świetlnej i skaningowej pierścienia nr 4/1**

Aby wykonać w tym punkcie badania, była konieczna identyfikacja powierzchni powłoki z azotku tytanu po próbie trwałości zespołowej. Wykonano zdjęcia makroskopowe próbek powierzchni pierścieni tłokowych pokrytych powłoką azotku tytanu z zastosowaniem mikroskopu świetlnego i skaningowego. Badaniom makroskopowym z zastosowaniem metod mikroskopii świetlnej i skaningowej poddano cztery próbki wycięte z pierścieni z powłoką z azotku tytanu. Były to pierścienie w czterech wariantach konstrukcyjnych przedstawionych na rys. 8.1. Badaniom poddano fragmenty pierścieni, które były zamontowane w czterech pierwszych gniazdach silnika badawczego. Określono ponadto miejsca zużycia powłoki azotku tytanu, stosując technikę rentgenowskiej mikroanalizy składu chemicznego.

Zdjęcia makroskopowe powierzchni roboczych próbek pierścieni pokrytych powłoką z azotku tytanu wykonano za pomocą mikroskopu świetlnego Neophot 32 sprzężonego z cyfrową kamerą Spot Inlight Color firmy Visitron Systems GmbH przy powiększeniu 25 razy. Na rysunku 8.28 przedstawiono fotografię powierzchni pierścienia nr 4/1 (wariant 1), w miejscu o maksymalnym zużyciu.



Rys. 8.28. Fotografia wybranego fragmentu powierzchni roboczej pierścienia 4/1 (gniazdo 4; wariant 1) po próbie trwałości zespołowej

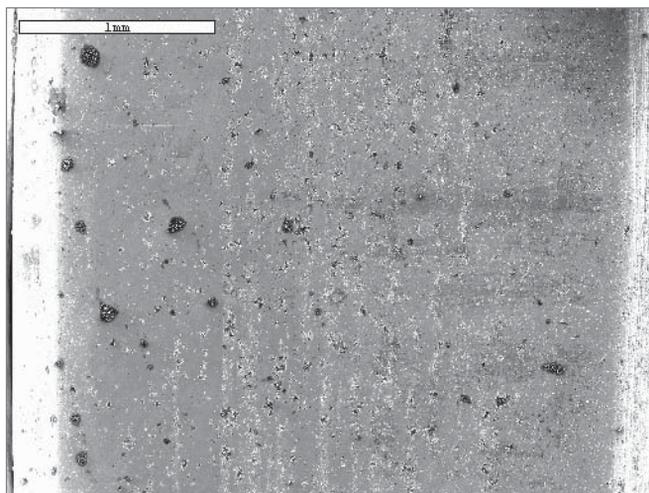
Fig. 8.28. A fragment of working surface of ring 4/1 (seat 4; variation 1) after assembly durability test

Na powierzchniach roboczych wszystkich czterech pierścieni są widoczne rysy wzdłużne. Przyczyną tego stanu rzeczy jest nierównomierne podłoże powierzchni pierścienia przed nałożeniem powłoki. Ostatnią obróbką ubytkową powierzchni jest jej szlifowanie wzdłużne i w przypadku wariantów o numerach 2, 3, 4; nadanie owalnego kształtu przekroju poprzecznego pierścieni; „baryłki”. Pozostałe po procesie szlifowania rysy później zostały pokryte powłoką z azotku tytanu. Na szczytach nierówności powierzchni powłoka ta ulegała intensywnym obciążeniom, co doprowadziło do przedstawionego obrazu zużycia. Wyjściem z tego niekorzystnego stanu rzeczy jest bardziej dokładne przygotowanie powierzchni pod powłokę z azotku tytanu. Potwierdzeniem opisanego obrazu zużycia są prowadzone w dalszej części pracy badania metodą mikroskopii skaningowej.

Zdjęcia mikroskopowe z zastosowaniem mikroskopu skaningowego oraz analizę składu chemicznego powierzchni pierścieni tłokowych wykonano z zastosowaniem elektronowego mikroskopu skaningowego JEOL JSM–5800LV sprzężonego z mikrosondą rentgenowską Oxford Link ISI 300 [54].

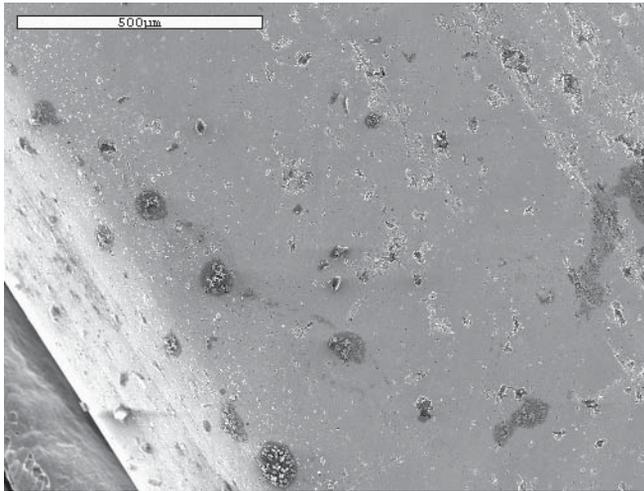
Zarejestrowane zdjęcia i wykresy widma energetycznego promieniowania rentgenowskiego wszystkich pierścieni przedstawiono w pracy [83]. Zamieszczono wyniki badań makroskopowych dla pierścienia nr 4/1. Podobnie jak w przypadku badań z wykorzystaniem mikroskopu świetlnego do analizy wybierano obszary o zużyciu maksymalnym.

Powierzchnia pierścienia 4/1 (wariant 1) z powłoką z azotku tytanu wykazuje niewielkie ślady zużycia w postaci rys niewyraźnie widocznych na rys. 8.29 oraz 8.32. Zastosowany kontrast materiałowy ujawnił obszary, w których widoczna jest powierzch-

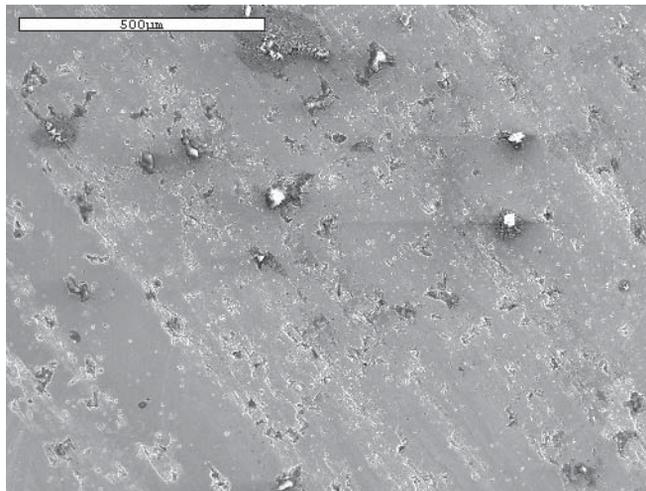


Rys. 8.29. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego nr 4/1 (wariant 1) – całość powierzchni, SEM

Fig. 8.29. SEM image of surface of piston ring 4/1 (variation 1) – total surface

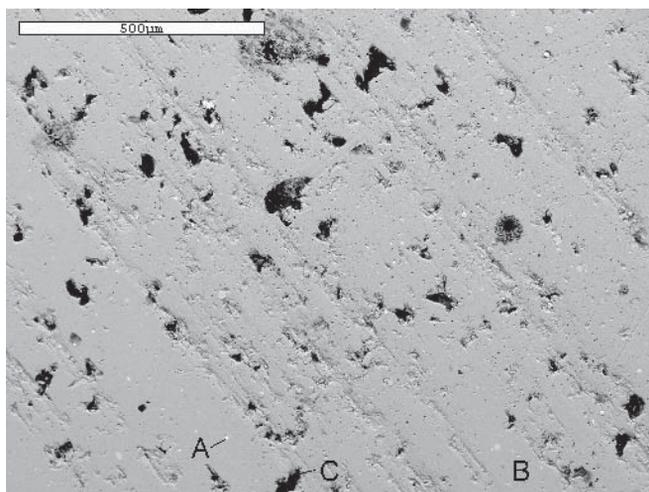


Rys. 8.30. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego nr 4/1 (wariant 1) – krawędź, SEM  
Fig. 8.30. SEM image of surface of piston ring 4/1 (variation 1) – edge



Rys. 8.31. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego nr 4/1 (wariant 1)  
– część środkowa wykazująca znaczne ślady zużycia, SEM  
Fig. 8.31. SEM image of surface of piston ring 4/1 (variation 1)  
with central part showing appreciable wear tracks

nia pierścienia zawierająca związki tytanu oraz nieciągłości powłoki, w którym stwierdzono zawartość żelaza i innych pierwiastków (rys. 8.32). W celu identyfikacji zawartości poszczególnych pierwiastków na powierzchni pierścienia, zastosowano metodę spektrograficzną mierząc widmo energetyczne zaznaczonych na rys. 8.32 obszarów A,

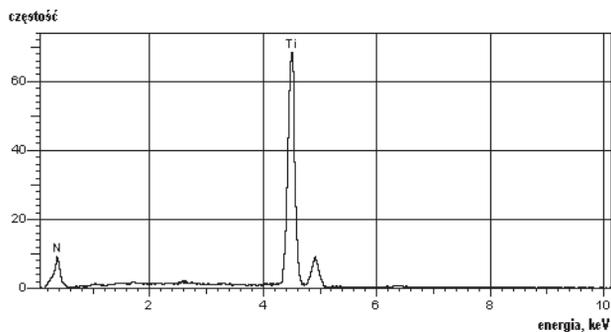


Rys. 8.32. Fotografia powierzchni pierścienia tłokowego nr 4/1 (wariant 1) – część środkowa przedstawiona na rys. 8.31. Kontrast materiałowy BE, SEM

Fig. 8.32. SEM image of surface of piston ring 4/1 (variant 1) with central part shown on Fig. 8.31. BE material contrast

B, C. Wyniki zamieszczono na rysunkach 8.33–8.36. Na rysunku 8.33 przedstawiono widmo energetyczne całego obszaru przedstawionego na rysunku 8.29. Widoczne jest typowe widmo charakterystyczne dla azotku tytanu z niewielką zawartością żelaza, co świadczy o częściowym wymieszaniu tych pierwiastków w warstwie wierzchniej. Wymieszanie to przyczynia się do dobrej adhezji azotku tytanu do podłoża. Potwierdzeniem tego zjawiska jest obszar A z rys. 8.32, którego widmo przedstawiono na rysunku 8.34.

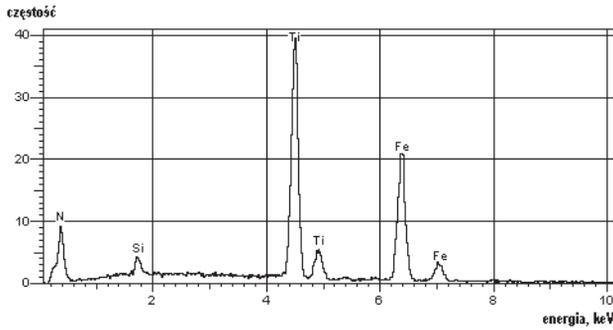
Na rysunku 8.35 przedstawiono widmo z obszaru B, czyli czystego azotku tytanu (brak widma żelaza). Widmo obszaru nieciągłości powłoki przedstawione na rysunku



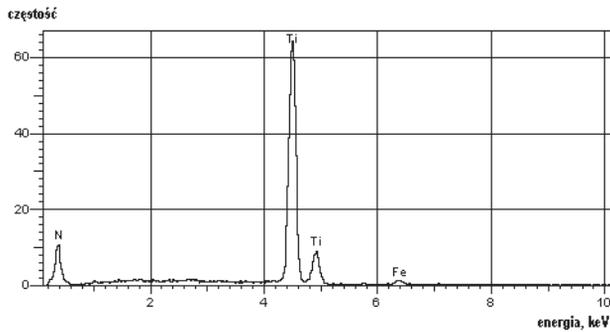
Rys. 8.33. Widmo energetyczne z całości obszaru przedstawionego na rys. 8.32

Fig. 8.33. Energy spectrum of whole area shown in Fig. 8.32

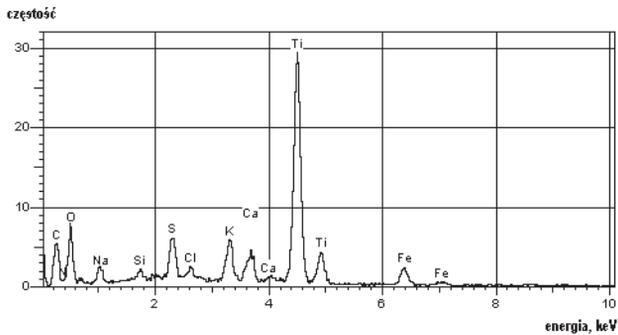




Rys. 8.34. Widmo energetyczne z obszaru A zaznaczonego na rys. 8.32  
 Fig. 8.34. Energy spectrum of area A marked in Fig. 8.32

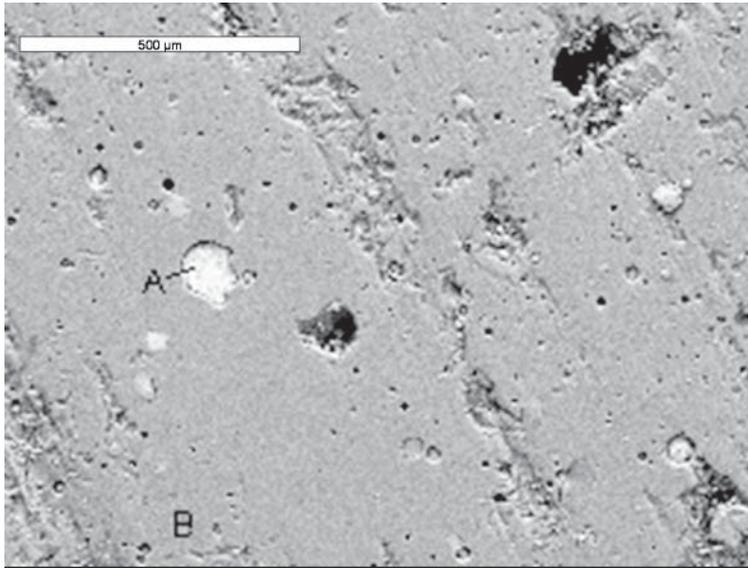


Rys. 8.35. Widmo energetyczne z obszaru B zaznaczonego na rys. 8.32  
 Fig. 8.35. Energy spectrum of area B marked in Fig. 8.32



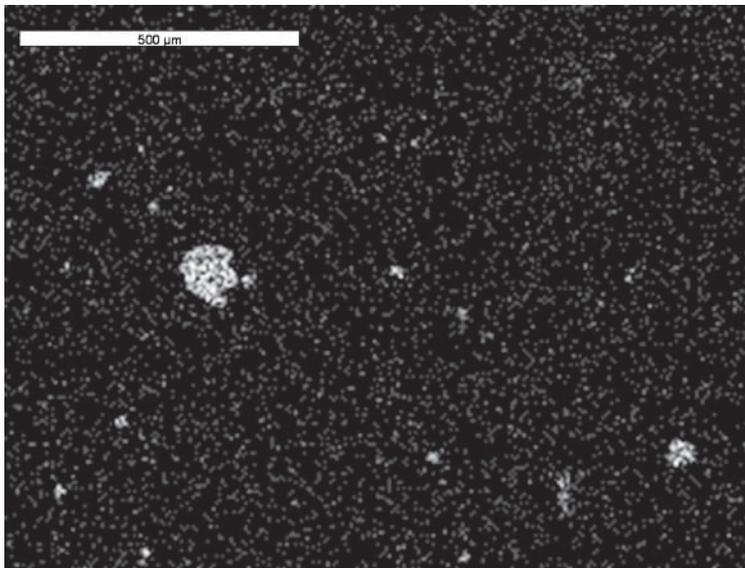
Rys. 8.36. Widmo energetyczne z obszaru C zaznaczonego na rys. 8.32  
 Fig. 8.36. Energy spectrum of area C marked in Fig. 8.32

8.36 to typowy obraz z zawartością różnych pierwiastków. Zmierzono również rozkład ilościowy pierwiastków metodą mikroanalizy rentgenowskiej w obszarach A i B przedstawionych na rys. 8.37, odpowiadających obszarom A i B na rys. 8.32. Obszar A za-



Rys. 8.37. Obszar powierzchni pierścienia nr 4/1 (wariant 1) objęty analizą rozkładu pierwiastków, kontrast materiałowy BE, SEM

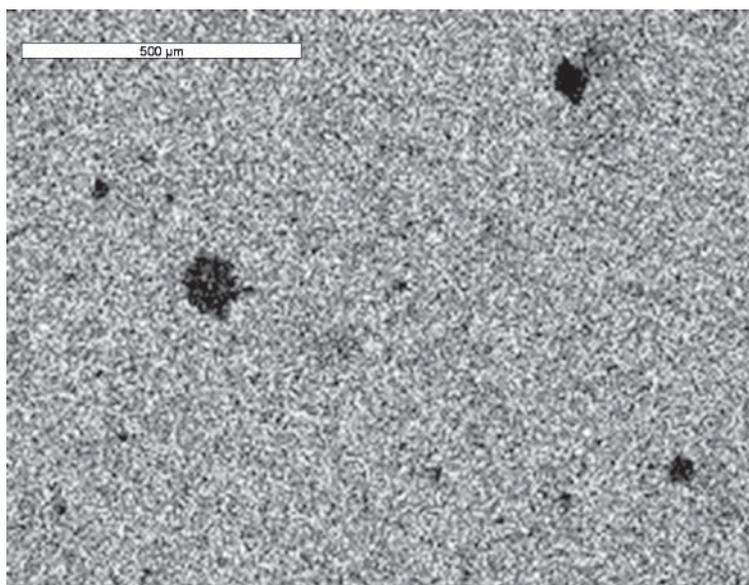
Fig. 8.37. Surface area of ring 4/1 (variation 1) subjected to analysis of distribution of chemical elements, BE material contrast; SEM



Rys. 8.38. Rozkład żelaza (jasne obszary) na powierzchni pierścienia nr 4/1 (wariant 1), określony z obszaru przedstawionego na rys. 8.37

Fig. 8.38. Iron distribution (light areas) on the ring 4/1 (variation 1) surface for the area shown in Fig. 8.37

wiera 47,12% żelaza oraz 44,13% tytanu (rys 8.38, tabela 8.11), obszar B zawiera 92,40% tytanu oraz 7,59% azotu (rys. 8.39, tabela 8.11). Widoczna jest praktycznie w 100% powierzchnia o powłoce z azotku tytanu. Powłoka ta uległa jedynie nieznacznemu zużyciu. Dla pełniejszego obrazu zmierzono zawartość ilościową pierwiastków na całym obszarze przedstawionym na rys. 8.29. Stwierdzono jedynie 2,50% zawartość żelaza, która przypada na nieciągłości powłoki. 85,46% składu chemicznego powierzchni pierścienia 4/1 przypada na tytan, a 11,02% to azot. Stan powierzchni pierścienia 4/1 (wariant 1) jest najlepszy w stosunku do powierzchni pierścieni 1/1 oraz 2/1 i 3/1.



Rys. 8.39. Rozkład tytanu (jasne obszary) na powierzchni pierścienia nr 4/1 (wariant 1), określony z obszaru przedstawionego na rys. 8.37

Fig. 8.39. Titanium distribution (light areas) on the ring 4/1 (variation 1) surface for the area shown in Fig.8.37

Tabela 8.10. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej całości obszaru powierzchni pierścienia nr 4/1 (wariant 1) przedstawionego na rys. 8.37

Pierwiastek	Zawartość w %
Tytan (Ti)	86,4
Azot (N)	11,0
Żelazo (Fe)	2,5

Tabela 8.11. Skład chemiczny określony w wyniku mikroanalizy rentgenowskiej powierzchni pierścienia nr 4/1 (wariant 1)

Miejsce A na rys. 8.37 (jasne obszary na rys. 8.38)		Miejsce B na rys. 8.37 (jasne obszary na rys. 8.38)	
Pierwiastek	Zawartość w %	Pierwiastek	Zawartość w %
Żelazo (Fe)	47,1	Tytan (Ti)	92,4
Tytan (Ti)	44,1	Azot (N)	7,6
Krzem (Si)	1,9		
Azot (N)	6,8		

### Zużycie pierścieni tłokowych

Po wykonaniu próby trwałości zespołowej ponownie zmierzono grubość promieniową i wysokość osiową pierścieni tłokowych aby określić ich zużycie. Pomiaru te wykonano w dziesięciu punktach na obwodzie pierścienia, w których wykonano pomiary wstępne. Wykonano ponadto pomiary masy i sił sprężystości obwodowej pierścieni [83].

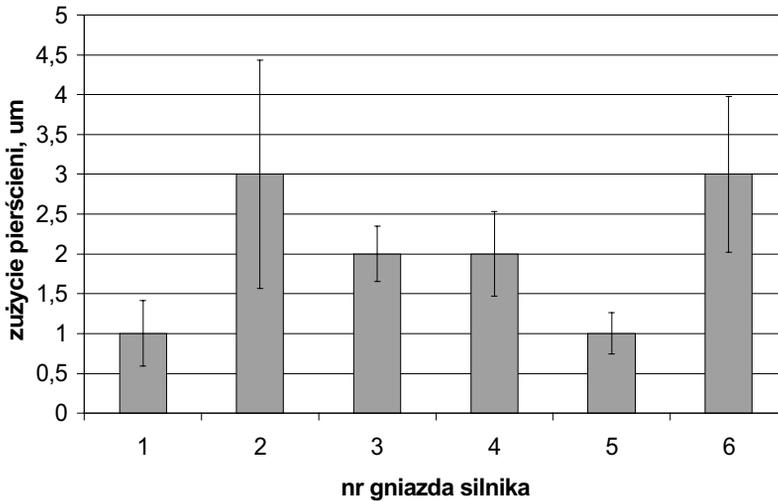
Celem wykonanych pomiarów pierścieni było określenie zużycia grubości, wysokości, masy oraz siły sprężystości pierścieni tłokowych. W tabeli 8.12 zamieszczono wartości zużycia grubości promieniowej wszystkich pierścieni. Pozostałe dane zawarto w pracy [83]. Zużycie wysokości osiowej było pomijalnie małe we wszystkich badanych pierścieniach. Ubytki wagi potwierdziły zmierzone wartości zużycia grubości promieniowej i wysokości osiowej.

Ogólny poziom zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych silnika badawczego jest niewielki (tabela 8.12, rys. 8.40). Maksymalną wartość zużycia równą 8  $\mu\text{m}$  zmierzono w kilku punktach pomiarowych drugich pierścieni uszczelniających, standardowych. Wartość minimalną zużycia, równą 0  $\mu\text{m}$ , zmierzono w wielu punktach pomiarowych.

Wśród pierścieni badawczych najmniejsze wartości zużycia grubości promieniowej zmierzono dla pierścieni zamontowanych w gniazdach nr 1 i 5. Zanotowano również jedną ujemną wartość zużycia. Dotyczy ona pierścienia zgarniającego standardowego zamontowanego w drugim gnieździe w punkcie pomiarowym nr 5 i jest równa  $-0,001$  mm. Błąd pomiarowy przyrządu również jest równy 0,001 mm. Wartości zużycia zaznaczone pismem pogrubionym w tabeli 8.12 dotyczą pierścieni z powłoką z azotku tytanu. W tych pierścieniach zanotowano zużycie równe zero. Najwięcej wartości zerowego zużycia zmierzono dla pierścienia nr 4/1. W świetle tych wyników najkorzystniej prezentuje się pierścień nr 5/1, jednak nie należy tu zapominać o stanie powierzchni tulei cylindrowej z nim współpracującej. A ta, jak stwierdzono w poprzednim podrozdziale, zużyła się najbardziej. Niepokojące są wyniki pomiarów wartości zużycia pierścienia 2/1

Tabela 8.12. Zestawienie wartości zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych silnika badawczego

Nr pierścienia	Wartości zużycia grubości promieniowej pierścieni tłokowych, mm											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Średnia	Odchylenie standardowe
<b>1/1</b>	<b>0,001</b>	<b>0,001</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0</b>	<b>0,001</b>	<b>0,001</b>	<b>0,003</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,0008</b>
1/2	0,008	0,007	0,004	0,004	0,008	0,002	0,003	0,008	0,001	0,002	0,005	0,0028
1/3	-0,001	0,002	0	0	0,002	0,006	0,003	0,003	0,002	0,009	0,003	0,0030
<b>2/1</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,005</b>	<b>0,007</b>	<b>0,001</b>	<b>0,004</b>	<b>0,001</b>	<b>0,009</b>	<b>0,003</b>	<b>0,0029</b>
2/2	0,008	0,008	0,009	0,006	0,002	0,006	0,007	0,005	0,002	0,006	0,006	0,0024
2/3	0,003	0,002	0,005	0,002	-0,001	0,002	0,001	0,003	0,006	0,003	0,003	0,0020
<b>3/1</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0</b>	<b>0,002</b>	<b>0,002</b>	<b>0,002</b>	<b>0,002</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,0007</b>
3/2	0,007	0	0,005	0,002	0,003	0,004	0,002	0,004	0,001	0,002	0,003	0,0021
3/3	0,003	0,007	0,005	0,002	0,002	0,007	0,012	0,008	0,008	0,003	0,006	0,0033
<b>4/1</b>	<b>0</b>	<b>0,003</b>	<b>0</b>	<b>0</b>	<b>0,002</b>	0,003	<b>0</b>	<b>0,002</b>	<b>0,003</b>	<b>0,004</b>	<b>0,002</b>	<b>0,0016</b>
4/2	0,006	0,006	0,006	0,006	0,001	0,002	0	0,002	0,004	0,002	0,003	0,0024
4/3	0,001	0,005	0,002	0,004	0,003	0,006	0,001	0,002	0,002	0	0,003	0,0019
<b>5/1</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,001</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,002</b>	<b>0,001</b>	<b>0,0005</b>
5/2	0,007	0,006	0,002	0,008	0,002	0,004	0,004	0,004	0,006	0,008	0,005	0,0022
5/3	0,001	0,002	0	0,002	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003	0,002	0,002	0,0008
6/1	0	0,002	0,005	0,004	0,006	0,002	0,004	0,006	0,003	0,002	0,003	0,0020
6/2	0,002	0	0,004	0,003	0,001	0,001	0,006	0,003	0,002	0,004	0,003	0,0018
6/3	0	0,004	0,003	0	0,005	0,002	0,003	0,002	0,001	0,001	0,002	0,0017



Rys. 8.40. Średnie zużycie grubości promieniowej pierwszych pierścieni tłokowych silnika po próbie trwałości zespołowej

Fig. 8.40. Average wear of radial thickness of the first sealing engine ring after assembly durability test

(gniazdo drugie) w punktach pomiarowych o numerach 5, 6, 10, zużycie bowiem w tych punktach przekracza grubość powłoki azotku tytanu. Oględziny nie wykazały jej braku w tych punktach. Wskazywałyoby to na błąd pomiarowy. Możliwe jest również odkształcenie plastyczne rdzenia pierścienia, dlatego, że powłoka z azotku tytanu jest twarda i odporna na zużycie.

Z zamieszczonych w tabeli 8.12 danych pomiarowych wynika, że najbardziej zbliżone wartości zużycia grubości promieniowej pierwszego i drugiego pierścienia zanotowano w gnieździe nr 3, 4 oraz 6. Oznacza to, że ze względu na współpracę z drugim pierścieniem uszczelniającym odpowiednie są warianty konstrukcyjne w gniazdach 3 i 4. Są to odpowiednio *wariant 3* („baryłka” niesymetryczna z podcięciem) i *wariant 1* (pierścień ostrokrawędziowy).

Wartości zużycia grubości pierścieni zgarniających są bardzo zbliżone. Zarówno dla gniazd, w których zamontowano pierścienie z powłoką z azotku tytanu, jak i dla gniazda standardowego.

### 8.3.4. Analiza zużycia pierścieni i tulei cylindrowych w aspekcie ich swobodnej energii powierzchniowej

Do badań zasadniczych użyto elementów zespołu TPC, których materiały dobrano na podstawie wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej oraz o wartości jej składowych. W tabeli 8.13 ponownie przytoczono (rozdz. 6), średnie wartości zużycia pierścienia z powłoką z azotku tytanu i tulei cylindrowych żeliwnych azotowanych. Wartości średnie obliczono na podstawie zużycia z gniazd od 1 do 4 silnika badawczego. Zużycie średnie węzła ( $z_{sr\text{ węzła}}$ ) jest sumą średnich wartości zużycia tulei i pierścieni.

Ponieważ w gniazdach 5 i 6 badaniom poddano odmienne zestawienia materiałowe pierścieni i tulei cylindrowych zaistniała konieczność analizy uzyskanych w nich wyników właśnie pod kątem wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych. W tym celu, podobnie jak w rozdziale 6, oszacowano swobodną energię powierzchniową na podstawie modułu Younga (wzór (2.23)), napięcia powierzchniowego w temperaturze topnienia (wzór 2.21), twardości i ułamka Poissona (wzór (2.28)) oraz obliczono wartość składowej dyspersyjnej według stałej Hamakera (wzór (2.31)). Obliczono ponadto wartości składowych dyspersyjnej i polarnej na podstawie pomiarów goniometrycznych.

Tabela 8.13. Swobodna energia powierzchniowa i jej składowe oraz średnie wartości zużycia pierścieni z TiN i tulei azotowanych

Materiał	$\gamma_{SY}$ mN/m	$\gamma_{SHV}$ mN/m	$\gamma_{STr}$ mN/m	$\gamma_{SA11}^d$ , mN/m	$\gamma_{Spom}^d$	$\gamma_{Spom}^p$	$z_{sr}$ $\mu\text{m}$	$z_{sr\text{węzła}}$ $\mu\text{m}$
Tuleja; Żeliwo EN GJL 200 azotowane	1250	1093	2460	106,6	34,0	6,4	2,5	7
Pierścień; Powłoka TiN	3503	1574	2734	53,4	24,3	5,1	4,5	

W badaniach w gnieździe 5 i 6 zamontowano tuleje cylindrowe o powłoce chromowej. Powłoka ta w gnieździe 5 współpracowała z pierścieniem tłokowym o powłoce z azotku tytanu, natomiast w gnieździe 6 z pierścieniem tłokowym żeliwnym z żeliwa EN GJL 350. W związku z tym należało oszacować wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowe dla powłoki chromowej oraz żeliwa EN GJL 350, z którego był wykonany pierścień tłokowy pracujący w gnieździe 6. Uzyskane wyniki zamieszczone w tabelach 8.14 i 8.15

Tabela 8.14. Swobodna energia powierzchniowa i jej składowe oraz średnie wartości zużycia pierścienia z powłoką z TiN i tulei chromowanej w gnieździe 5

Materiał	$\gamma_{SY}$ mN/m	$\gamma_{SHV}$ mN/m	$\gamma_{STt}$ mN/m	$\gamma_{SA11}^d$ , mN/m	$\gamma_{Spom}^d$	$\gamma_{Spom}^p$	$z_{sr}$ $\mu\text{m}$	$z_{srwz}$ $\mu\text{m}$
Tuleja; Żeliwo EN GJL 200 chromowane	1394	1523	2300	102	39,9	0,8	25,5 (47,0)*	30
Pierścień; Powłoka TiN	3503	1574	2734	53,4	24,3	5,1	4,5	

\*Miejscowe zużycie powłoki chromowej (grubość powłoki:  $\sim 50 \mu\text{m}$ )

Tabela 8.15. Swobodna energia powierzchniowa i jej składowe oraz średnie wartości zużycia pierścienia żeliwnego i tulei chromowanej w gnieździe 6

Materiał	$\gamma_{SY}$ mN/m	$\gamma_{SHV}$ mN/m	$\gamma_{STt}$ mN/m	$\gamma_{SA11}^d$ , mN/m	$\gamma_{Spom}^d$	$\gamma_{Spom}^p$	$z_{sr}$ $\mu\text{m}$	$z_{srwz}$ $\mu\text{m}$
Tuleja; Żeliwo EN GJL 200 chromowane	1394	1523	2300	102	39,9	0,8	4	7
Pierścień; Żeliwo EN GJL 350	927	410	2642	104	29,0	10,1	3	

W gnieździe 6 silnika badawczego zamontowano tuleję chromowaną, która współpracowała z pierścieniem żeliwnym, a oszacowane wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych obu elementów zamieszczono w tabeli 8.15. Na podstawie analizy można stwierdzić, że dobór współpracujących powierzchni w przypadku tego zestawienia materiałowego również spełnia założenia przedstawione w rozdziale 6. W szczególności wartość składowej dyspersyjnej swobodnej energii powierzchniowej jednego z elementów jest większa, a drugiego mniejsza. Wprawdzie jest tu odwrotnie niż w przypadku proponowanych przez autora zestawień, jednak ogólne założenie jest spełnione. Tu element o powierzchni większej (pierwszy) ma składową dyspersyjną mniejszą od tej składowej zmierzonej dla elementu drugiego o powierzchni mniejszej. Twardość obu elementów jest duża, a różnica między nimi jest znacząca. Bardzo istotną rolę w przypadku tego zestawienia materiałowego odgrywa duża wartość składowej dyspersyjnej powłoki chromowej (oszacowana na podstawie stałej Hamakera i zmierzona pomiara-

mi goniometrycznymi). Składowa ta, odpowiedzialna za dobrą zwilżalność powierzchni, zapewnia utrzymywanie warstwy smarnej szczególnie w położeniach zwrotnych pierścieni podczas tarcia mieszanego. W rezultacie wartość pracy adhezji do oleju smarującego jest duża.

W gnieździe 5 silnika badawczego kontrolnie zestawiono elementy o zbliżonej twardości. Chromowana tuleja cylindrowa odznacza się twardością rzędu od 1200–1400  $\mu\text{HV}$ . Powłoka z TiN, uzyskana metodą PAPVD, ma twardość około 1600  $\mu\text{HV}$ . Takie zestawienie powoduje zbliżone wartości swobodnej energii powierzchniowej oszacowanej za pomocą twardości i ułamka Poissona. Dla chromowanej powierzchni tuleja jest ona równa około 1523 mN/m, a dla powłoki azotku tytanu wynosi około 1570 mN/m (tabela 8.14). Z przytoczonych w rozdziałach 2 i 3 rozważań innych autorów, jak i własnych doświadczeń wynika, że w tym przypadku może dojść w ruchu posuwisto-zwrotnym do zużycia katastroficznego, które tu również nastąpiło. Zdaniem autora w przypadku ruchu obrotowego do takiej sytuacji mogłoby nie dojść gdyby była zapewniona ciągłość filmu olejowego. W przypadku tarcia mieszanego zachodzącego w położeniu ZZ pierwszego pierścienia dochodzi do intensyfikacji zużycia adhezyjnego. Zużywa się przy tym element, którego twardość jest mniejsza, czyli w tym przypadku powłoka chromowa tulei cylindrowej.

### 8.3.5. Wnioski z badań na obiekcie rzeczywistym

1. Wartości zużycia potwierdziły trafność doboru skojarzeń materiałowych przykładowej pary trącej zespołu TPC pierścien–tuleja silnika spalinowego przeprowadzonych na podstawie wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych. Spełnione zostało założenie, aby element o większej powierzchni miał jak największą wartość sumy składowych dyspersyjnej i polarnej lub Lifshitz–van der Waalsa i kwasowo-zasadowej, a element o mniejszej powierzchni jak najniższą. Wartości składowych polarnych lub kwasowo-zasadowych ograniczono do minimum ze względu na współpracę pary trącej z użyciem apolarnego oleju smarującego,

2. Możliwy jest również dobór zestawienia, w którym element o dużej powierzchni (tuleja cylindrowa) odznacza się większą twardością i większą swobodną energią powierzchniową od elementu o mniejszej powierzchni (pierścień tłokowy), pod warunkiem zachowania większej wartości składowej dyspersyjnej elementu pierwszego.

3. Dobór elementów o zbliżonej wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej oszacowanej na podstawie twardości i ułamka Poissona powoduje nadmierne zużycie takiego zestawienia materiałowego.

## 9. Podsumowanie

Rozważania na temat zjawisk zachodzących na powierzchniach oraz wyniki prac badawczych na tribotesterze dowodzą, że swobodna energia powierzchniowa jest miarą twardości substancji i może być czynnikiem warunkującym dobór powierzchni elementów pary trącej. Wartość swobodnej energii powierzchniowej można oszacować na podstawie przytoczonego w rozdziale 2, równania (2.28)

$$\gamma_S \cong 307 HV r_0 \frac{1-2\nu}{32} \quad (9.1)$$

Składowa dyspersyjna  $\gamma_S^d$  lub Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  swobodnej energii powierzchniowej, zwłaszcza gdy jako substancję zwilżającą stosuje się ciecz apolarną (oleje smarujące) jest miarą zwilżalności ciała stałego (równania (2.37), (2.39) oraz (2.41)). Po wyrugowaniu z tych równań składowych polarnych otrzymuje się zależności, na podstawie których widać związek zwilżalności, czyli kąta zwilżania  $\Theta$  od wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub składowej  $\gamma_S^{LW}$  ciała stałego. Zwłaszcza dla cieczy apolarnej, według metody Owens–Wendta, otrzymuje się zależność na podstawie równań (2.42)

$$\begin{aligned} \gamma_L(1 + \cos \Theta) &= 2 \left[ (\gamma_L^d \gamma_S^d)^{1/2} \right] \\ \cos \Theta &= \left[ (\gamma_L^d \gamma_S^d)^{1/2} \right] \frac{2}{\gamma_L} - 1 \end{aligned} \quad (9.2)$$

Podobnie według metody Wu dla cieczy apolarnej otrzymuje się zależności wywodzące się z równań (2.43)

$$\begin{aligned} \gamma_L(1 + \cos \Theta) &= 4 \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{\gamma_S^d + \gamma_L^d} \\ \cos \Theta &= \frac{\gamma_S^d \gamma_L^d}{(\gamma_S^d + \gamma_L^d) \gamma_L} \frac{4}{\gamma_L} - 1 \end{aligned} \quad (9.3)$$

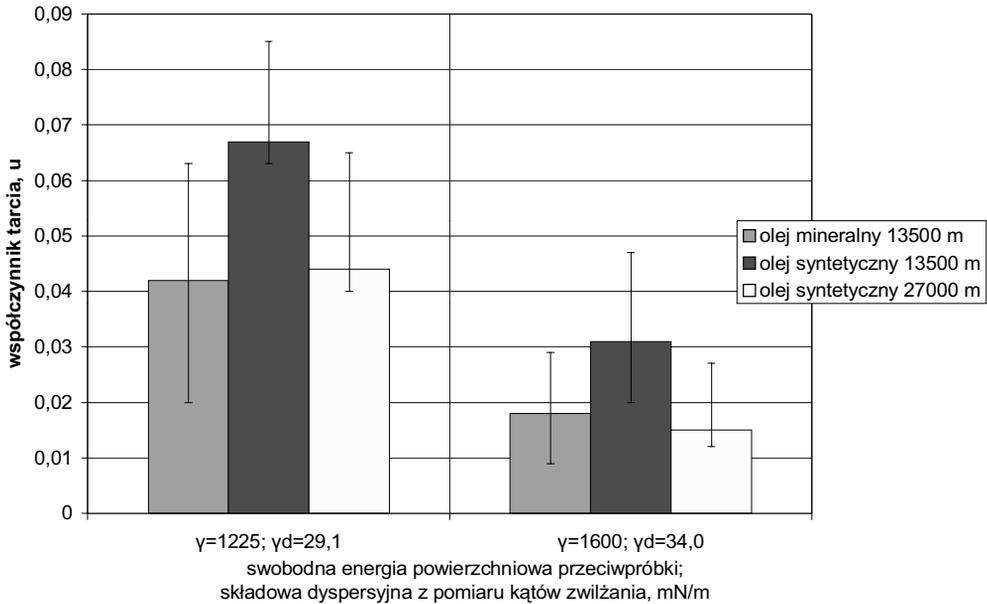
Na podstawie ostatnio proponowanego podejścia van Ossa–Gooda, pomijając oddziaływania kwasowe i zasadowe (analogiczne do oddziaływań polarnych) otrzymuje się równanie wywodzące się z równań (2.44)

$$\begin{aligned} (\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW})^{0,5} &= \gamma_L \frac{1 + \cos \Theta_i}{2} \\ \cos \Theta &= (\gamma_S^{LW} \gamma_L^{LW})^{0,5} \frac{2}{\gamma_L} - 1 \end{aligned} \quad (9.4)$$

Wielkości  $\gamma_S$  oraz  $\gamma_S^d$  lub  $\gamma_S^{LW}$  mogą być wskaźnikami doboru materiałów na elementy par trących w celu zapewnienia dużej odporności na ich zużycie  $\gamma_S$  oraz odpowiedniej zwilżalności olejami smarującymi  $\gamma_S^d$  powodować małe straty związane z tarciem.

Słuszność przedstawionych stwierdzeń można uzasadnić wynikami otrzymanymi z badań na tribotesterze typu rolka–klocek. Zbadano dwa zestawienia materiałowe, gdzie główna różnica między zestawieniami została określona w postaci różnych wartości całkowitych oraz składowych swobodnej energii powierzchniowej elementu o większej powierzchni (przeciwpróbki). Potwierdzeniem różnic w wartości swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych elementów pary trącej są otrzymane wyniki współczynnika tarcia zmierzone w trakcie badań na tribotesterze.

Na rysunku 9.1 przedstawiono przytoczone w rozdziale 7 średnie wartości współczynnika tarcia badanych zestawień materiałowych. Na osi rzędnych zamieszczono wartość średnią całkowitej swobodnej energii powierzchniowej oraz jej składowej dyspersyjnej żeliwa ( $\gamma_S = 1225$  mN/m) i żeliwa azotowanego ( $\gamma_S = 1600$  mN/m), z których wykonano przeciwpróbki do badań. Dla zestawienia z przeciwpróbką azotowaną zmierzono w trakcie badań na tribotesterze najmniejsze wartości współczynnika tarcia. Wartości współczynnika tarcia w trakcie badań na tribotesterze podczas współpracy próbki z powłoką z azotku tytanu z przeciwpróbką żeliwną były ponad dwukrotnie większe od wartości tych współczynników podczas współpracy próbki z powłoką z azotku tytanu z przeciwpróbką azotowaną. Azotowanie wykonano w celu zwiększenia całkowitej swobodnej energii powierzchniowej, co skutkuje również zwiększeniem twardości. Zgodnie z oszacowaniami, z zastosowaniem stałej Hamakera  $A_{11}$ , oraz pomiarami za pomocą kątów zwilżania, zwiększyła się również wartość składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  (tabele 6.2, 6.3) tej energii. Duże wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub  $\gamma_S^{LW}$  swobodnej energii powierzchniowej sprzyjają tworzeniu jednolitej warstwy filmu olejowego, która w wyniku zwilżania jest dobrze związana z podłożem. Według obliczeń wartość składowej dyspersyjnej za pomocą stałej Hamakera żeliwa EN GJL 200 jest równa  $\gamma_S^d = 103,6$  mN/m. Proces azotowania powoduje jej zwiększenie do wartości  $\gamma_S^d = 107,0$  mN/m. Utworzenie dobrze związanej z powierzchnią warstwy smarnej jest warunkowane również innymi czynnikami, począwszy od mikrostruktury powierzchni przez właściwości czynnika smarnego (dodatki zwilżające) i inne. Trwałość warstwy smarnej jest tym większa, im większe jest jej związanie z podłożem [162]. Warstwa ta nabiera zasadniczego znacze-



Rys. 9.1. Współczynnik tarcia badanych zestawień materiałowych w funkcji swobodnej energii powierzchniowej przeciwpróbki

Fig. 9.1. Friction coefficient of the material assembly versus surface free energy of the counterface

nia w aspekcie współpracy z powierzchnią innego elementu, w chwili lokalnego przezwyciężenia filmu olejowego wskutek przykładowo wzrostu obciążenia, czyli podczas tarcia mieszanego. Wtedy może dochodzić do styku nierówności powierzchni. Innymi słowy, im bardziej jest ona związana z podłożem, tym mniejsze wartości współczynnika tarcia oraz mniejsze zużycie adhezyjne.

Przyczyny mniejszych wartości współczynnika tarcia oraz zużycia podczas pracy w oleju syntetycznym upatruje się w zmniejszonej w dużym stopniu intensywności zużycia adhezyjnego podczas tarcia mieszanego, gdy dochodzi do mikrokontaktów nierówności powierzchni. Cechę tę wykazują powłoki o małej wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  swobodnej energii powierzchniowej, w tym zastosowane tutaj na próbkach powłoki z azotku tytanu. Ze względu na apolarność oleju smarującego konieczne jest zmniejszenie wartości składowej polarnej  $\gamma_S^p$  lub składowej kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$  tej energii, która dla powłoki z azotku tytanu jest kilkakrotnie mniejsza, niż dla innych powłok o porównywalnie małej wartości swobodnej energii powierzchniowej (tabela 6.3) Podczas współpracy z przeciwpróbką (duża wartość składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  i Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$ ), na której powierzchni warstwa czynnika smarnego jest dobrze związana z podłożem, stworzone zostają warunki do osiągnięcia, nawet podczas dużych obciążeń, małych sił stycznych i małego zużycia (rys. 9.1). Do-

datkowym czynnikiem sprzyjającym zapobieganiu zużyciu adhezyjnemu jest w tym przypadku zastosowanie jako czynnika smarnego oleju syntetycznego.

Realizując cel użytkowy badań, opracowano i wykonano nową parę trącą uszczelniający pierścień tłokowy–tuleja cylindrowa zespołu TPC silnika spalinowego, w którym pierścień ma powłokę przeciwzużyciową z azotku tytanu, a tuleja cylindrowa warstwę wierzchnią o zmienionych właściwościach za pomocą azotowania próżniowego. To zestawienie materiałowe jest wynikiem realizacji celu poznawczego. Zostało ono opracowane według doboru całkowitej swobodnej energii powierzchniowej obu elementów oraz wartości jej składowych. Odpowiednie obliczenia i oszacowania wykonano w rozdziale 6. Opracowana para trąca może być zastosowana zarówno w silnikach spalinowych o zapłonie samoczynnym, jak i o zapłonie iskrowym. Istnieje również możliwość jej stosowania w innych urządzeniach, w których element roboczy wykonuje ruch posuwistozwrotny. Za przykład można tu podać sprężarki tłokowe, w których warunki pracy zespołu TPC, z uwagi na brak procesu spalania, są korzystniejsze, niż w silniku spalinowym. W związku z tym trwałość tu będzie większa niż w silniku spalinowym. Ponadto tego typu pary trące można również zastosować w siłownikach hydraulicznych. Obecnie cylindry siłowników wykonuje się przeważnie w technologii chromowania. Dzięki wprowadzeniu azotowania warstwy wierzchniej cylindra siłownika możliwe jest wyeliminowanie uciążliwej, nieekologicznej technologii chromowania cylindrów i zastąpienie jej azotowaniem próżniowym z zastosowaniem technologii „Nitrovac”.

Zrealizowanym efektem użytkowym było opracowanie pary trącej pierścień–tuleja, w której wyeliminowano technologię chromowania. Obecnie tuleje cylindrowe w zasadzie wykonuje się jako żeliwne bez pokryć przeciwzużyciowych. Powszechne jest natomiast stosowanie technologii chromowania na pokrycia przeciwzużyciowe pierwszych pierścieni uszczelniających. Średnio 40% pierścieni tłokowych silników o zapłonie samoczynnym i 30% pierścieni tłokowych silników o zapłonie iskrowym jest wykonywanych w tej technologii. Jest ona uciążliwa dla środowiska naturalnego. Wprawdzie mówi się o zamkniętych procesach chromowania, w których całość procesu jest realizowana w takim cyklu, ale pozostają jednak odpady poprodukcyjne, których utylizacja jest droga. W związku z tym opracowana para trąca, w której pierścień tłokowy wykonano w technologii powłok z azotku tytanu jest alternatywą w stosunku do pierścienia z powłoką chromową, stanowiąc dla niego dobry zamiennik. Koszt technologii pokrywania powłoką z azotku tytanu pierścieni tłokowych jest, w przypadku produkcji wielkoseryjnej; rzędu miliona sztuk rocznie, porównywalny z technologią chromowania.

Przykładowa para trąca powstała w wyniku badań na tribotesterze oraz trzyetapowych prac badawczych. W ich skład weszły symulacyjne badania numeryczne, wstępne i zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym. Prowadzenie kompleksowych badań stwarza podstawy do uznania odpowiedzi obiektu za miarodajną.

Pierwszym etapem była symulacja komputerowa. Podstawą opracowania adekwatnej symulacji komputerowej jest zamodelowanie warunków wejściowych. W przypad-

ku przykładowej pary trącej, stanowiącej elementy zespołu TPC silnika spalinowego kluczowe znaczenie ma obliczenie obciążenia i temperatury podczas procesu spalania. Do symulacji obciążeń pochodzących od procesu roboczego silnika spalinowego, użyto programu KIVA 3 opracowanego w USA w laboratoriach Los Alamos. Jest on uznany za jeden z najlepszych obecnie na świecie programów umożliwiających symulację komputerową procesu roboczego zarówno silnika o zapłonie samoczynnym, jak i silnika o zapłonie iskrowym. Zrealizowano symulację procesu roboczego silnika, na którym wykonano późniejsze prace badawcze przedmiotowego zespołu TPC. Obliczone przebiegi ciśnienia, temperatury oraz ilości ciepła przekazywanego do ścianek komory spalania w funkcji obrotu wału korbowego podczas cyklu pracy silnika stanowią obciążenia wejściowe.

Dalszym etapem prac było opracowanie konstrukcyjno-technologicznych modeli geometrycznych tłoka, tulei cylindrowej i pierścienia tłokowego, które zostały poddane obliczonym obciążeniom. Jako obciążenia wykorzystano uśrednione wartości ciśnienia, współczynnika przejmowania ciepła i temperatury w węzłach siatki MES, pochodzące z etapu pracy przy zamkniętych zaworach. W związku z tym wartości te są większe niż w przypadku uśredniania dla całego cyklu pracy. Stwarza to znacznie ostrzejsze reżimy temperaturowe, lecz jest uzasadnione z uwagi na rodzaj powłok z azotku tytanu w materiałach ceramicznych. Po raz pierwszy opisano zespół TPC, w którym uszczelniający pierścień tłokowy ma zamodelowaną powłokę połączoną z rdzeniem za pomocą elementów kontaktowych. Analizą MES obliczono rozkład pola temperatury, strumienia ciepła, obciążeń, naprężeń zredukowanych, przemieszczeń oraz sił reakcji w pierścieniu z powłoką oraz tulei w tym zespole TPC. Opracowana symulacja numeryczna pozwoliła na etapie projektowania zespołu TPC silnika spalinowego obliczyć wymienione wielkości. Ma to zasadnicze znaczenie na etapie projektowania elementów silnika spalinowego, gdyż pozwala skrócić do minimum czasochłonne prace badawcze na obiekcie rzeczywistym, których celem jest opracowanie odpowiedniego zestawienia materiałowego elementów zespołu TPC. Znajomość rozkładu temperatury i innych wielkości w elementach projektowanego uszczelnienia pierścieniowego umożliwi dobranie właściwego oleju smarującego oraz określenie przewidywanej trwałości tego uszczelnienia. W tym przypadku zasadniczym celem tej symulacji było obliczenie rozkładu temperatury w elementach zespołu TPC i porównanie otrzymanych wartości z danymi pomiarowymi. Wprowadzenie powłoki spowodowało jedynie nieznaczne zwiększenie temperatury, co umożliwiło kontynuowanie prac badawczych.

Po opracowaniu symulacji numerycznej współpracy zespołu TPC przystąpiono do wykonania wstępnej partii pierścieni z powłoką z azotku tytanu oraz tulei cylindrowych, na etapie badań wstępnych, o mniejszej wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej. Badaniom wstępnym celowo poddano parę trącą pierścień tłokowy z powłoką z azotku tytanu–tuleja cylindrowa żeliwna, gdyż ta para stwarza trudniejsze warunki współpracy, generując większe siły styczne oraz zużycie. Stwierdzono to w czasie prac

badawczych na tribotesterze. Po wstępnych badaniach na obiekcie rzeczywistym i uzyskaniu pozytywnej odpowiedzi obiektu przystąpiono do zasadniczych prac badawczych. Badania zasadnicze przeprowadzono, realizując cykl trwałości zespołowej; tzw. test „zimny–gorący” opracowany przez firmę Goetze A.G. (obecnie: Federal Mogul), która jest jednym z czołowych producentów pierścieni tłokowych na świecie. Nastawy tego testu umożliwiają sprawdzenie zespołu TPC silnika spalinowego, a w tym pierścieni tłokowych, zwłaszcza pod kątem odporności powłok przeciwzużyciowych, na skrajnie zmienne obciążenia cieplne.

Pozytywne wyniki zasadniczych prac badawczych dowiodły słuszności zastosowania dodatkowego czynnika doboru powierzchni par trących, którym była swobodna energia powierzchniowa i jej składowe, a opracowane pierścienie w zestawieniu z tulejami cylindrowymi o warstwie wierzchniej azotowanej pomyślnie przeszły test silnikowy.

## 10. Wnioski

Na podstawie przedstawionych w rozprawie rozważań sformułowano następujące wnioski:

- Zjawiska międzyfazowe, opisane przez całkowitą swobodną energię powierzchniową oraz jej składowe, są czynnikami umożliwiającymi lepszy dobór materiałów na pary tarcze. Wartość całkowita swobodnej energii powierzchniowej jest następstwem budowy cząsteczkowej i wiązań charakterystycznych dla danego materiału, co warunkuje jego twardość. Dobra współpraca pary tarczej wymaga, aby wystąpiła pewna różnica twardości między materiałami elementów. Konieczna jest więc również różnica w wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej elementów pary tarczej.
- Odpowiednie wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej zapewniają właściwą zwilżalność olejem smarującym. Proponuje się taki dobór materiałów na elementy pary tarczej, szczególnie wykonującej ruch posuwisto-zwrotny, aby różnica pomiędzy wartościami składowych dyspersyjnych  $\gamma_S^d$  lub Lifshitza–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  swobodnych energii powierzchniowych elementów była duża, przy minimalizowaniu wartości składowej polarnej  $\gamma_S^p$  lub kwasowo-zasadowej  $\gamma_S^{AB}$  tej energii, z uwagi na jej brak w olejach smarujących.
- Składowa dyspersyjna  $\gamma_S^d$  lub Lifshitza–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  elementu pary tarczej o większej powierzchni (np.: tuleja cylindrowa) powinna mieć większą wartość. Element o mniejszej powierzchni (np.: pierścień tłokowy) powinien mieć wartość tych składowych możliwie małą; mniejszą od wartości składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub Lifshitza–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$  oleju smarującego. Stwarza to warunki do dużej zwilżalności olejem smarującym elementu o dużej powierzchni oraz małej zwilżalności w przypadku elementu o małej powierzchni. Energia adhezji do oleju smarującego elementu o większej powierzchni jest duża (większa od energii kohezji oleju smarującego), a warstwa smarna dobrze z nią związana. Energia adhezji do oleju elementu o powierzchni mniejszej jest porównywalna z energią kohezji czynnika smarnego. W rezultacie zostały stworzone podstawy do zmniejszenia tarcia.
- Opracowana na podstawie zrealizowanych prac badawczych para tarcza: element o dużej powierzchni azotowany technologią „Nitrovac”, współpracujący z elementem o małej powierzchni o powłoce z azotku tytanu, wykazał w badaniach na tribotesterze dwukrotnie mniejsze siły styczne (tarcia) w porównaniu do pary tarczej, w której

różnica w wartościach całkowitych swobodnych energii powierzchniowych była znacząco większa, a różnica w wartości składowych dyspersyjnych znacząco mniejsza. Należy zwrócić uwagę, że spełniała ona wszystkie klasyczne wymagania doboru elementów par trących, takie jak odpowiednia mikrostruktura powierzchni tulei z fazą plateau itp.

- Temperatura tworzona podczas współpracy na tribotesterze elementu żeliwnego z powłoką z azotku tytanu z elementem żeliwnym o warstwie wierzchniej azotowanej była około 20% niższa niż podczas współpracy z elementem żeliwnym nieazotowanym. Potwierdza to występowanie mniejszych sił stycznych, co stwierdzono podczas badań na tribotesterze.
- Symulacja numeryczna współpracy zespołu TPC i przykładowej pary trącej pierścieni uszczelniająco–tuleja cylindrowa, opracowana w wyniku zrealizowanych nowych wytycznych doboru powierzchni tych elementów, wykazała, że wprowadzenie twardych powłok przeciwzużyciowych na pierścieniach tłokowych powoduje nieznaczny wzrost ich temperatury. Ten wzrost temperatury nie ma istotnego wpływu na przebieg procesów tribologicznych. Jest to spowodowane tym, że powłoka z azotku tytanu charakteryzuje się dwukrotnie mniejszą wartością współczynnika przewodzenia ciepła niż żeliwo i spowalnia proces przepływu ciepła przez pierścień tłokowy do tulei cylindrowej.
- Opracowane przykładowe warianty wykonania pierścieni tłokowych są oparte o pomiary rzeczywistych kształtów, jakie uzyskują pierścienie tłokowe po eksploatacji w silniku spalinowym. Szczególnie dotyczy to kształtu powierzchni czołowej o przekroju „baryłki” niesymetrycznej, której kształt jest charakterystyczny dla pierwszych pierścieni uszczelniających, po pewnym okresie eksploatacji.
- Uzyskanie dobrej powłoki z azotku tytanu na czołowej powierzchni pierścienia i innych materiałów w celu polepszenia parametrów tribologicznych jest możliwe jedynie wtedy, gdy powierzchnia pod nałożenie powłoki metodą PAPVD zostanie odpowiednio przygotowana przez oczyszczenie fizykochemiczne oraz w procesie trawienia jonowego. Stwierdzono ponadto, że należy w przypadku pierścienia tłokowego zapewnić chropowatość mniejszą od  $Ra = 0,8 \mu\text{m}$ .
- Odpowiednia przyczepność powłoki z azotku tytanu, uzyskana metodą PAPVD, jest uwarunkowana jakością procesu konstytuowania. W początkowym okresie następuje, po oczyszczaniu jonowym, dyfuzja jonów azotu w warstwę wierzchnią pierścienia i jednocześnie tworzenie powłoki z azotku tytanu. W ten sposób powstaje warstwa przejściowa zapewniająca dobrą przyczepność powłoki z azotku tytanu do powierzchni pierścienia tłokowego.
- Proces azotowania żeliwa stwarza niebezpieczeństwo powstania na powierzchni tzw. „białej warstwy” azotków, która jest bardzo twarda i krucha. W wyniku procesu azotowania próżniowego „Nitrovac” warstwa ta nie występuje. Dzięki temu nie ma ko-

nieczności prowadzenia obróbki wykańczającej powierzchni tulei po procesie azotowania. Istnieje zatem możliwość końcowej obróbki powierzchni przed procesem azotowania.

- Opracowane pierścienie tłokowe mogą stanowić zamiennik produkowanych obecnie pierścieni z powłoką chromową. Są one wdrażane do produkcji seryjnej. Jej przewidywana liczba w jednej z firm krajowych jest równa około 8 milionów sztuk rocznie.
- Możliwe jest zastosowanie innych powłok o cechach podobnych jak powłoki z azotku tytanu wartości całkowitej swobodnej energii powierzchniowej  $\gamma_S$  oraz jej składowej dyspersyjnej  $\gamma_S^d$  lub Lifshitz–van der Waalsa  $\gamma_S^{LW}$ . Są to powłoki w systemie „duplex”. Proces polega na pierwotnym azotowaniu jonowym warstwy wierzchniej i późniejszym pokrywaniu jej powłoką azotku tytanu, stosując w tym celu metodę PAPVD. Technologia procesu jest dwuetapowa. Po oczyszczeniu jonowym powierzchni następuje zwiększenie energii jonów azotu. Dzięki czemu następuje azotowanie powierzchni, gdyż jony te wnikają w warstwę wierzchnią pierścienia tłokowego. Drugim etapem jest proces konstituowania powłoki azotku tytanu metodą PAPVD.

## Literatura

- [1] Adamson A.W., *Physical Chemistry of Surface*, Interscience Publishers Inc., New York 1960.
- [2] Akallin O., Newaz G.M., *New experimental technique for friction simulation in automotive piston ring and cylinder liners*, SAE Spec. Publ., 1372, 79–84 (1998).
- [3] Akimoto Y., Maruya T., Yoshida H., Kobayashi H., Sugihara H., *Effect of piston top rings on piston slap noise*, JSAE Review, 17(1), (1996).
- [4] Allen B.C., *Liquids Metals*, Marcel Dekker Inc., New York 1972.
- [5] Amsden A.A., *KIVA3: A KIVA Program with block structured mesh for complex geometries*. Los Alamos National Laboratory LA-12503-MS.
- [6] Arai T., Fujita H., *Plasma-assisted CVD of TiN and TiC on steel*, Proceedings of 6<sup>th</sup> International Conference on Ion and Assisted Techniques, Brighton U.K., May 1987, 196–200.
- [7] Arcoumanis C., Ostovar P., Mortier R., *Mixed lubrication modeling of newtonian and shear thinning liquids in a piston-ring configuration*, SAE Spec. Publ., 1304, 35–60 (1997).
- [8] Benesch R., Janowski J., Mamro K., *Metalurgia żelaza. Podstawy fizykochemiczne procesów*, Wydawnictwo „Śląsk”, Katowice 1979.
- [9] Boisclair M.E., Hoult D.P., Wong V.W., *Piston ring thermal transient effects on lubricant temperatures in advanced engines*, Trans. ASME J. Eng. Gas-Turbines-Power, 111 (3), 543–552 (1989).
- [10] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., *Otrzymywanie warstw TiN i TiAlN metodami: magnetroneową i łukowo-próżniową*, Problemy Eksploatacji, nr 3, 1992, 157–161.
- [11] Bujak J., Miernik K., Smolik J., Walkowicz J., *Własności materiałów stosowanych na twarde powłoki*, Materiały VII Krajowego Sympozjum Eksploatacji Urządzeń Technicznych, Radom–Kozubnik 1993, Tribologia, nr 4/5, 1993, 77–83.
- [12] Burakowski T., Miernik K., Walkowicz J., *Zastosowanie fizykochemicznych technologii wspomaganych plazmą do wytwarzania cienkich powłok odpornych na zużycie*, Metaloznawstwo, Obróbka Ciepła, Inżynieria Powierzchni, nr 130–132, 1995.
- [13] Burakowski T., Wierzchoń T., *Inżynieria powierzchni metali*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1995.
- [14] Buran U., Mader H.Ch., Morsbach M., *Couches pulverisees au plasma pour segments de piston: Situation et possibilites d'emploi*, Biuletyn Informacyjny GOETZE A.G., Burscheid, Niemcy 1997.
- [15] Cheng H.S., Arai T., Kobayashi Y., Aoyams , *Numeric symulation of piston ring in mixed lubrication – a nonaxisymmetrical analysis*, J. Tribol. Trans. ASME, 116 (3), 470–478 (1994).
- [16] Chucholowski C., Kornprobst H., Woschni G., Zeiliger K., *Kolberingverhalten und Kolbenskondär-bewegung*, FVV. Forschungsbericht Heft 323 (1983).
- [17] Chung F.H., J. Appl. Polym. Sci., 1991, 42, 1319.
- [18] Coy R.C., *Practical applications of lubrication models in engines*, Tribology International, Vol. 31, No. 10 (1998), 563–571.

- [19] Dawson D., *Piston Assemblies. Background and Lubrication Analysis in Engine Tribology*, Elsevier, Amsterdam 1993.
- [20] Dereń J., Haber J., Pampuch R., *Chemia ciała stałego*, PWN, Warszawa 1977.
- [21] Dong-Chul Han, Jae-Seon Lee, Hyng-Joon Kim, *Frictional characteristics of the piston ring*, Proceedings of ASIATRIB'98, Shanghai, China, 1998, 461–464.
- [22] Drogosch W., Dallef J., Wiemann L., *Kolbenbewegung – rechnerisch und experimentell*, Mahle Kolloquium, 1977.
- [23] Drozd C., Kuśmidrowicz J., Miksiewicz K., *Badania trwałościowe silnika doładowanego typu 6CT107*, Raport serii Sprawozdania, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1977.
- [24] Drzymała J., *Advances in Colloid and Interface Science*, Elsevier, 50, 1994, 143–185.
- [25] Drzymała J., *Podstawy mineralurgii*, Oficyna Wyd. PWr., Wrocław 2001.
- [26] Dudziński W., Haimann K., Pękalski G., *Metody mikroskopii świetlnej i elektronowej w zastosowaniu do oceny stopnia degradacji stali*, Materiały konferencyjne IV Konferencji Naukowej pt.: Metody doświadczalne w budowie i eksploatacji maszyn, Szklarska Poręba 1999.
- [27] Dursunkaya Z., Flemming M.F., Keribar R., *An integrated model of ring pack performance*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 113, ASME 1991, 382–389.
- [28] Dutkiewicz E.T., *Fizykochemia powierzchni*, WNT, Warszawa 1998.
- [29] Englisch C., *Kolbenringe*, Springer Verlag, Wiedeń 1958.
- [30] Fowkes F.M., *Attractive forces at interfaces*, Ind. Eng. Chem., 56 (12), 40–52, 1964.
- [31] Fowkes F.M. i in., *J. Coll. Interf. Sci.*, 1980, 78, 1, 200.
- [32] Froelund K., Schramm J., Tian T., Wong V., Hochgreb H., *Analysis of the piston ring/liner oil film development during warm-up for an SI-engine*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 25–37 (1996).
- [33] Furuhashi S., *Measurement of piston frictional force in actual operating diesel engine*, SAE Paper 790855, 1979.
- [34] Furuhashi S., Hiruma M., Tsumita M., *Piston ring motion and its influence on engine tribology*, SAE Paper 790860, 1980.
- [35] Gembara J., Serdecki W., *Powiązania pomiędzy ukształtowaniem powierzchni ślizgowej pierścienia uszczelniającego, a stratami tarcia w grupie tłokowo-cylindrowej*, Journal of KONES 2000, Warszawa–Nałęczów 2000.
- [36] Gokieli B., *Fizykochemiczne aspekty powstawania fazy skondensowanej w plazmie impulsowej obserwowanej metodami spektralnymi*, rozprawa doktorska PW, Warszawa 1980.
- [37] Good R.J., *Intermolecular and interatomic forces*, [in:] *Treatise of adhesion and adhesives*, Ed: Patrick R.L., Vol. 1(3), New York, Marcel Dekker Inc., 1967, 9–68.
- [38] Gutmann V., *Donnor-Acceptor Approach to Molecular Interaction*, New York, Plenum Press, 1979.
- [39] Haimann R., *Metaloznawstwo*, Oficyna Wyd. PWr., Wrocław, 1980.
- [40] Halsband M., *Messung und Optimierung der Reibungsverluste der Kolbengruppe*, Teil 1 und 2, MTZ 1994, 55, 11, 664–671, MTZ 1995, 56 2, 104–111.
- [41] Hamatake T., Wakuri Y., Soejima M., Kitahara T., *Mixed lubrication characteristics of piston rings*, JSAE Review, 17 (1), (1996).
- [42] Han D., Lee J., *Analysis of the piston ring lubrication with a new boundary condition*, Tribology International, 31 (12), (1998).
- [43] Han Z., Reitz R.D., *Turbulence Modelling of Internal Combustion Engines Using RNG k-ε models*, Com. Sci. Tech., 106, 4–6, 267, 1995.
- [44] Han Z., Uludogan A., Hampson G.J., Reitz R.D., *Mechanism of Soot and NO<sub>x</sub> Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine*, SAE Paper 960633, 1996.

- [45] Harigaya Y., Ichinose M., Suzuki M., *Effect of temperature on the lubrication characteristics between the piston ring and the cylinder liner of internal combustion engine*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 17–24 (1996).
- [46] Haś Z., Pietrowski S., Niedźwiecki Z., *Wpływ struktury żeliwnych pierścieni tłokowych na umowny moduł sprężystości*, prace naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, materiały konferencyjne KONES 84, Wrocław 1984, 141–154.
- [47] Hebda-Dutkiewicz E., *Twarde warstwy nanoszone metodami PVD*, Międzyresortowe Centrum Eksploatacji Majątku Trwałego, Radom 1990.
- [48] Hermann D., Szczerski B., *Zastosowanie metody trapezu spadku lepkości do oceny trwałego i przemijającego spadku lepkości olejów zawierających modyfikatory lepkości*, Journal of KONES'97, Warszawa 1997.
- [49] Hempel W., *Ein Beitrag zur Kenntnis der Sietenbewegung des Tauchkolbens*, MTZ 27 (1966) 1,
- [50] Heywood J.B., Noordzij L.B., Tian T., Wong V.W., *Modelling piston-ring dynamics, blowby and ring-twist effects*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, No. 4 Trans ASME 1998, 843–854.
- [51] Hirschfelder O. i in., *Molecular theory of gases and liquides*, New York, Wiley, 1954.
- [52] Hollek H., *Basic principles of specific applications of ceramic materials as protective layers*, Surface and Coating Technology, 43/44, 1990, 245–258.
- [53] Instrukcja obsługi T-05 Tester typu Rolka-Klocek, Zakład Tribologii, Radom 1993.
- [54] Iskra A., *Efekt sprężystości olejów syntetycznych, a straty tarcia w silniku spalinowym*, Journal of KONES'97, Warszawa – Nałęczów 1997, 216–222.
- [55] Iskra A., *Intensywność smarowania gładzi cylindra, a straty tarcia*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji PAN O/Kraków, nr 18/99, Kraków 1999.
- [56] Iskra A., *Możliwości ograniczenia strat tarcia w warunkach obwodowo-wzdłużnego generowania filmu olejowego między tlokiem, a cylindrem*, Journal of KONES 2000, Warszawa–Zakopane-Kościelisko 2000, 134–145.
- [57] Iskra A., *Odstępstwa od założonego rozkładu nacisków pierścienia tłokowego na gładź wywołane zużyciem elementów grupy tłokowo-korbowej*, Eksploatacja silników samochodowych, Zakład Techniki i Eksploatacji Samochodów Politechniki Szczecińskiej, materiały konferencyjne, Szczecin 1993, 41–44.
- [58] Iskra A., *Przyczyny odstępstw od założonego rozkładu nacisków pierścienia na gładź cylindra*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES 93, Gdańsk–Jurata 1993, 137–143.
- [59] Iskra A., *Rozkład filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej silnika spalinowego*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, rozprawa habilitacyjna nr 181, Poznań 1987, 129–137.
- [60] Iskra A., *Straty tarcia powierzchni bocznej tłoka – weryfikacja modelu obliczeniowego*, Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, PAN w Krakowie, INTERKOMOT'98, Kraków 1998.
- [61] Iskra A., *Studium konstrukcji i funkcjonalności pierścieni w grupie tłokowo-cylindrowej*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1996.
- [62] Iskra A., *Symulacja parametrów pracy pierścienia na stanowisku modelowym*, Materiały konferencyjne KONMOT'94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Niżna 1994, 93–104.
- [63] Iskra A., *Wpływ drgań własnych pierścienia uszczelniającego na warunki pracy zespołu tłokowo-cylindrowego*, Journal of KONES, Vol. 1, No. 1, Warszawa–Lublin 1994, 167–174.
- [64] Iskra A., *Wpływ wysokości pierścieni uszczelniających na zużycie ilościowe oleju smarującego*, Journal of KONES, Vol. 2, No. 1, Warszawa–Poznań 1995, 185–193.

- [65] Iskra A., *Współzależność oporów tarcia w grupach tłok-cylinder oraz pierścienie-cylinder*, Journal of KONES'97, Warszawa-Namysłów 1997, 98–104.
- [66] Iskra A., Wiśniewski T., *Wpływ ruchów poprzecznych tłoka na zużycie rowków pierścieniowych i pierścieni*, Politechnika Lubelska, KONES'87, Lublin 1987.
- [67] Israelachvili J., *Intermolecular and Surface Forces*, Academic Press, London, 1985.
- [68] Jakobs R.J., *Untersuchung der Kolbenschaft Schmierung und des Kolbensekundärbewegung an einem Glaszylindermodellmotor*, praca doktorska, Universität Hanover, 1975.
- [69] Jakóbiec J., Sz wajka Z., Sala W., *Charakterystyki powłok elementów układu tłokowego*, Czasopismo techniczne 5M/1998 (rok 95), Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998, 191–198.
- [70] Jakubiak L., Gembara J., *Ocena sprężystych własności oleju smarującego i ich wpływu na parametry współpracy tłoka z cylindrem w silniku spalinowym*, materiały konferencyjne KONSSPAL 2000, Wrocław 2000, 68–75.
- [71] Jakubiak L., Serdecki W., *Uwzględnienie sprężystych właściwości oleju smarującego w trakcie budowy modelu układu tłokowo-cylindrowego*, Journal of KONES, Vol. 6, No. 3–4, Warszawa-Kraków 1999, 99–105.
- [72] Jańczuk B., Zdziennicka A., Wójcik W., *Swobodna energia powierzchniowa*, Wiadomości Chemiczne, 1995, 49, 5–6, 301–324.
- [73] Jańczuk B., Zdziennicka A., Wójcik W., *Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej ciał stałych z kąta zwilżania*, Wiadomości Chemiczne, 1995, 49, 7–8, 429–347.
- [74] Jost H.P., *Tribology. The First 25 Years and Beyond – Achievements, Shortcomings and Future Tasks*, Tribologia 2000, 8 – Internationale Kolloquium Esslingen 1992.
- [75] Kays W.M., Crawford, M.E., *Convective Heat and Mass Transfer*, McGraw-Hill Company, 1980.
- [76] Kaźmierczak A., *A design and preliminary test of piston ring covered by ceramic*, Tribologia 5/98 (161), 708–714, Oficyna Wydawnicza SIMPress, Warszawa 1998.
- [77] Kaźmierczak A., *Badania trwałościowe zestawów naprawczych typu Leyland LO 400 N*, Raport Serii Sprawozdania nr S/002/2000, Politechnika Wroclawska, Wrocław 2000.
- [78] Kaźmierczak A., *Badania trwałościowe zestawów remontowych TSPC silników Raba Man. Analizy wyników*, Raport Serii Sprawozdania nr S/049/98, Politechnika Wroclawska, Wrocław 1998.
- [79] Kaźmierczak A., *Badania uszczelniającego pierścienia tłokowego z przeciwzużyciową warstwą ceramiczną*, Czasopismo Techniczne 5M/1998, 183–190, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 1998.
- [80] Kaźmierczak A., *Metoda optymalizacji mikrogeometrii warstwy wierzchniej chromowanych tulei cylindrowych*, rozprawa doktorska, Politechnika Wroclawska, Wrocław 1994.
- [81] Kaźmierczak A. (red.), *Tarcie, zużycie i smarowanie w silnikach spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wroclawskiej, Wrocław 1996.
- [82] Kaźmierczak A., *Technologie przeciwzużyciowych warstw wierzchnich pierścieni tłokowych*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji Polskiej Akademii Nauk, Zeszyt 20/2000, Kraków 2000.
- [83] Kaźmierczak A., *Wpływ zastosowania powłoki cermetalicznej na procesy tribologiczne w uszczelnieniu pierścieniowym silnika spalinowego*, Oficyna Wyd. PWr., Seria Monografie nr 31/2002, Wrocław 2002.
- [84] Kaźmierczak A., *Wybrane kierunki działań tribologii w silniku spalinowym*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 3 (123) 2000, KBM PAN, Radom 2000.
- [85] Kaźmierczak A., Kuśmidrowicz J., *Dobór wartości parametrów struktury warstwy wierzchniej tulei cylindrowych silników spalinowych*, Raport Serii Sprawozdania nr S/058/91, Politechnika Wroclawska, Wrocław 1991.
- [86] Keesom W.H., *Phys. Z.*, 1921, 22, 126.

- [87] Knopf M., Eiglmeier C., Merker G.P., *Calculation of unsteady hydrodynamic lubrication and surface contact at the piston-ring/cylinder-liner interface*, SAE Spec. Publ., 1372, 1–21 (1998).
- [88] Kołodziej E., *Stanowisko do badań porównawczych zużycia pary ślizgowej pierścieni tłokowych—gładź cylindra silnika*, Materiały konferencyjne KONMOT'94, Silniki Spalinowe – konstrukcja i badania, Kraków–Raba Nizna 1994, 145–153.
- [89] Kong C., Han Z., Reitz R.D., *The development and application of a diesel ignition and combustion model for multidimensional engine simulation*, SAE Paper 950278, 1995.
- [90] Kornprobst H., Woshni G., Zeilinger K., *Simulation des Verhaltens von Kolbenringen in Motorbetrieb*, MTZ 11,12, 1989.
- [91] Koszałka G., *Analiza wpływu luzów pierścienia uszczelniającego na szczelność grupy tłokowej silnika spalinowego*, rozprawa doktorska, Politechnika Lubelska, Lublin 2001.
- [92] Kozaczewski W., *Konstrukcja złożeń tłok–cylinder silników spalinowych*, WKiŁ, Warszawa 1979.
- [93] Kozakevitch P., Urbain G., *Mem. Sci. Rev. Metall.*, 58, nr 12, 1961, 401.
- [94] Krause H.H., *Ein Beitrag zur Optimierung von Reibungverschleiss und Ölhaushalt an der Kolben-Ring-Zylinder System*, rozprawa doktorska, Universität Hanover, 1985.
- [95] Krzymień A., *Wyznaczenie strat tarcia w węzłach ciernych silnika spalinowego*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 2/96 (106), Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1996, 229–240.
- [96] Kwaśniowski , Sroka Z.J., Zabłocki W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wyd. PWr., Wrocław 1999.
- [97] Lennard-Jones J.E., *Proc. Roy. Soc. Ser. A.*, 1924, 196, 463.
- [98] London F., *Zeitsch. Physik.*, 1930, 63, 245.
- [99] Lugscheider E., Bobzin K., Bärwulf St., Horning Th., *Oxidation characteristics and surface energy of chromium-based hardcoatings use in semisolid forming tools*, *Surface and Coating Technology*, No. 133–134/2000, Elsevier, 2000, 540–547.
- [100] Lyklema H., *Fundamentals of Interface and Colloid Science*. Vol. 1. *Fundamentals*, Academic Press, London, San Diego, New York, Boston, Sydney, Tokyo, Toronto 1993.
- [101] Ma Ming-Tang., Sherrington I., Smith E.H., Grice N., *Development of a detailed model for piston-ring lubrication in IC engines with circular and noncircular cylinder bores*, *Tribology International*, Vol. 30, Issue 11, Elsevier, 1997, 779–788.
- [102] *Materiały reklamowe technologii NITROVAC*, Instytut Inżynierii Materiałowej i Technik Bezwiórowych, Politechnika Łódzka, Łódź 2000.
- [103] Masashito N., *Trends in engine technology and tribology*, *Tribology International*, Vol. 27 (1994) No. 1, 3–8.
- [104] Meier A., *Zur Kinematik der Kolbengeräusche*, *ATZ* 54 (1952) 6.
- [105] Merkisz J., *Ocena zależności pomiędzy wartością siły stykowej pierścieni zgarniających a zużyciem oleju w silniku 126 A1.076*, Instytut Techniki Ciepłej i Silników Spalinowych Politechniki Poznańskiej, materiały konferencyjne KONES'85, Poznań 1985, 124–131.
- [106] Michail K., Barber G.C., *Effects of roughness on piston ring lubrication. Part I: model development*, *ETLE (lub STLE) Tribol. Trans.*, 38(1), 19–26 (1995).
- [107] Michalski J., *Metody PVD stosowane do nanoszenia warstw materiałów twardych i trudno topliwych na narzędzia skrawające*, *Metaloznawstwo, Obróbka Ciepła*, nr 79, 1986, 18–23.
- [108] Michalski A., Zdunek K., Sokołowska A., Olszyna A., *Impulsowo-plazmowa metoda nanoszenia warstw TiN na narzędzia w temperaturze niższej niż 500 K*, *Przegląd Mechaniczny*, nr 15, 1991, 7–10.
- [109] Mierbach A., *Radialdruckverteilung und Spannbandform eines Kolbenringes*, *MTZ* 55, 1994, 116–119.

- [110] Mitchell D.R.G., Stott F.H., *The friction and wear of thin titanium nitride and silicon nitride coatings on stainless steel at temperatures to 500 degree C*, Surface and Coating Technology, 50(2), 1992, 151–160.
- [111] Mitchell D.R.G., Stott F.H., *The oxidation of titanium nitride- and silicon nitride-coated stainless steel in carbon dioxide environments*, Corros. Sci., 33(7), 1992, 1083–1098.
- [112] Miyachika M., Hirota T., Kashiya K., *A consideration on piston second land pressure and oil consumption of internal combustion engine*, SAE Paper 840099, 1985.
- [113] Munro R., *Blow-by in relation to piston and ring features*, SAE Paper 810932, 1982.
- [114] Namazian M., Heywood J.B., *Flow in the piston-cylinder-rin crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power*, SAE Paper 820088, 1982.
- [115] Niewczas A., *Podstawy stochastycznego modelu zużywania poprzez tarcie w zagadnieniach trwałości elementów maszyn*, rozprawa habilitacyjna, Zeszyty naukowe WSI Radom, Mechanika nr 19, Radom 1989.
- [116] Niewczas A., *Trwałość i niezawodność zespołu tłok–pierścienie tłokowe–cylinder silnika spalinowego*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1998.
- [117] Niewczas A., Ignaciuk P., Gardyński L., *Ocena wpływu technologicznej poprawności pierścieni tłokowych na ich współpracę z gładzią cylindra na przykładzie silnika 359M*, Journal of KONES '95, Warszawa–Poznań 1995.
- [118] Niewczas A., Koszałka G., *Niezawodność silników spalinowych*, Wydawnictwa Uczelniane, Politechnika Lubelska, Lublin 2003.
- [119] Niewczas A., Sadowiski J., *Wpływ temperatury na niezawodność elementów maszyn*, Tribologia 1/93, 1993.
- [120] Niewczas A., Sławiński Z., *Prognozowanie trwałości silników spalinowych metodami symulacji numerycznej*, Teka Komisji Naukowo-Problemowej Motoryzacji PAN Oddz. Kraków, z. 11, Kraków 1997.
- [121] Okulicz W., Pawlus P., *Cylinder liner wear in automotive combustion engine*, Materiały konferencyjne MECHANICS '98, Politechnika Rzeszowska, Rzeszów 1998, 195–204.
- [122] Parameswaran V.R., Immarigeon J.P., Nagy D., *Titanium nitride coating for aero engine compressor gas path components*, Surface and Coating Technology, 52(3), 1992, 251–260.
- [123] Petris De C., Giglio V., Police G., *A mathematical model for the calculation of blow-by flow and oil consumption depending on ring pack dynamic. Part I. Gas lows, oil scraping and ring pack dynamic*, SAE Paper 941940, 1994.
- [124] Piekoszewski W., Szczerek M., Wiśniewski M., *Metody oceny właściwości eksploatacyjnych węzłów tarcia*, Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Zeszyt 1 (181), 1990, 151–163.
- [125] Piekoszewski W., Szczerek M., Wiśniewski M., Wulczyński J., *Eksperymentalne badania tarcia, zużycia i smarowania. Metody i urządzenia*, Tribologia 4–1992, Warszawa 1992, 88–93.
- [126] Pocius A.V., *Adhesion and Adhesives Technology*, New York, Hanser, 1997.
- [127] *Poradnik Mechanika*, praca zbiorowa, WNT, Warszawa 1985.
- [128] Priest M., Dowson D., Taylor C.M., *Predictive wear modeling of lubricated piston rings in a diesel engine*, Wear 1999, Vol. 231, Issue 1, 89–101.
- [129] Prospekt WSI Koszalin, *Warstwy azotku tytanu, twarde prawie jak diament, na narzędziach skrawających, formujących i częściach maszyn*, Koszalin 1995.
- [130] Przepiórka J., *Metoda poprawy charakterystyk tribologicznych poliamidowo-stalowych węzłów tarcia*, rozprawa doktorska, Politechnika Radomska, Radom 2002.
- [131] Pytko S., Pytko P., *Problemy smarowania silników spalinowych w przyszłości*, Tribologia, 3, 1991, Warszawa 1991, 57–60.

- [132] Pytko S., Pytko P., *Welt Energie- und Rohstoffprobleme und damit zusammenhänge Tendenzen der Fahrzeugentwicklung*, Materiały konferencyjne Konferencji Eslingen '90, Eslingen 1990, 9.3-1–9.3-19.
- [133] Reitz, R. D., *Modelling Atomization Processes in High-Pressure Processes Vaporizing Sprays*, Atomisation and Spray Technology, 3, 309, 1987.
- [134] Richardson D.E., *Review of power cylinder friction for diesel engines*, Journal for Gas Turbines and Power, Vol. 122, Issue 4, Trans ASME 2000, 506–519.
- [135] Richardson D.E., Krause A., *Predicted effects of cylinder kit wear on blowby and oil consumption for two diesel engines*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, Trans. ASME 2000, 520–525.
- [136] Rie K.T., Lampe T., Eisenberg E., *Abscheidung von Titaninnitridschichten mittels Plasma – CVD*, Härtereitechnische Mitteilungen, 42, 1987, Nr 3, 153–161.
- [137] Rogowska R., Osuch-Słomka E., *Wyznaczenie swobodnej energii powierzchniowej powłok azotków i węglazotków osadzanych metodą PAPVD*, Materiały Międzynarodowej Konferencji Naukowej pt. Przemysł lekki na przełomie tysiącleci, Radom. Prace Naukowe 20/2001, 348–355.
- [138] Ryniewicz A.M., *Badanie odporności na zużycie węzłów ślizgowych smarowanych olejami silnikowymi*, Problemy eksploatacji 3/98 (30), Wyd. Instytutu Technologii Eksploatacji, Radom 1998.
- [139] Serdecki W., *Dobór profilu powierzchni ślizgowej tłokowego pierścienia uszczelniającego*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk–Jurata 1993, 523–528.
- [140] Serdecki W., *Modelowanie zjawisk towarzyszących współpracy pierścienia tłokowego z gładzią cylindrową*, Journal of KONES, Vol. 6, No. 3–4, Warszawa–Kraków 1999, 264–270.
- [141] Serdecki W., *Ocena wpływu ukształtowania elementów układu korbowo-tłokowego na wskaźniki pracy silnika spalinowego*, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, PAN w Krakowie, INTERKONMOT'98, Kraków 1998.
- [142] Serdecki W., *Straty tarcia w układzie tłokowo-cylindrowym silnika spalinowego*, Journal of KONES, Vol. 2, No. 1, Warszawa–Poznań 1995, 449–454.
- [143] Serdecki W., *Wpływ liczby pierścieni tłokowych na straty tarcia w silniku spalinowym*, Journal of KONES, Warszawa 1997, 395–402.
- [144] Serdecki W., *Wpływ pierścieni uszczelniających na kształtowanie filmu olejowego na gładzi tulei cylindrowej silnika spalinowego*, Wyd. Politechniki Poznańskiej, rozprawa habilitacyjna nr 235, Poznań 1990.
- [145] Serdecki W., *Wpływ wybranych parametrów pracy na straty tarcia w układzie tłokowo-cylindrowym*, Perspektywy rozwojowe konstrukcji, technologii i eksploatacji pojazdów samochodowych i silników spalinowych, Konferencja KONMOT'96, Kraków 1996, 187–196.
- [146] Serdecki W., *Wpływ zmian nacisku sprężystego pierścienia tłokowego na parametry filmu olejowego*, Materiały konferencyjne KONES 2000, Warszawa–Nałęczów 2000, 301–309.
- [147] Serdecki W., *Zmiany parametrów charakteryzujących pracę układu tłokowo-cylindrowego w następcie redukcji liczby pierścieni tłokowych*, Journal of KONES, Warszawa 1997, 245–251.
- [148] Serdecki W., *Zmienność rozkładu nacisku sprężystego pierścienia w procesie eksploatacji silnika spalinowego*, Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji, T. 20, 2000, 425–434.
- [149] Serdecki W., Wiśniewski T., *Analiza współpracy zestawu pierścieni stożkowych z gładzią cylindra*, Materiały konferencyjne KONES '85, Poznań–Błażejewko 1985.
- [150] Shuttleworth R., Proc. Phys. Soc. London, 1950, No. 63, 444.
- [151] Shuster M., Mahler F., Chrysler D., *Metallurgical and Metrological Examinations of the Cylinder Liner-Piston Ring Surfaces After Geavy Duty Diesel Engine Testing*, World Tribology Kongress London'97, Tribology Transactions, Vol. 42(1999), 1, 116–125.

- [152] Sitnik L., *Kinetyka zużycia*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1998.
- [153] Siwiec G., Botor J., *Napięcie powierzchniowe i jego związek z wybranymi parametrami charakteryzującymi fazę ciekłą*, Rudy Metale, r. 47, nr 12, 2002, 601–607.
- [154] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza odkształceń mechanicznych pierścienia tłokowego*, Teka Komisji Naukowo-Problemowej Motoryzacji, PAN O/Kraków, z. 8, Kraków 1996, 147–157.
- [155] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza odkształceń mechanicznych półki tłoka*, Journal of KONES '97, Warszawa 1997, 412–419.
- [156] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza wpływu obciążeń mechanicznych na kątowne położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*, Konstrukcja, Badania, Eksploatacja, Technologia Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, PAN w Krakowie, INTERKONMOT '98, Kraków 1998.
- [157] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Analiza wpływu odkształceń cieplnych na kątowne położenie pierścienia tłokowego względem tulei cylindrowej*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 6, No. 3–4, Warszawa–Kraków 1999, 279–285.
- [158] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Przemieszczenia uszczelniającego pierścienia tłokowego w rowku pierścieniowym tłoka*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No. 1, Warszawa–Poznań 1995, 478–483.
- [159] Smoczyński M., Sygniewicz J., *Przebiegi ciśnień w przestrzeniach międzypierścieniowych jako punkt wyjścia do oceny strat tarcia pierścieni*, Materiały konferencji Konmot '89, Kraków 1989.
- [160] Smolik J., *Mechanizmy zużywania się powłok przeciwzużyciowych na narzędziach skrawających jako istotny aspekt doboru powłok w zależności od warunków ich późniejszego zastosowania*, Tribologia 4–5/93 (130–131), Radom 1993, 271–276, 363–368.
- [161] Starczewski L., Szudrowicz M., *Wpływ geometrii pierścieni tłokowych na proces smarowania i tarcia*, III Sympozjum Naukowo-Techniczne SILWOJ'97, materiały konferencyjne, WAT Warszawa, AMW Gdynia, Jurata 1997.
- [162] Starosta R., *Wpływ własności warstwy wierzchniej stali na trwałość powierzchniowej warstwy oleju*, rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Instytut Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn, Wrocław 1982.
- [163] Stiepanienko A., Bielyj A., Markow G., Miniewicz A., Popok N.N., *Izнос твердосплавных пластин с многослойными покрытиями на основе карбида и нитрида титана*, materiały konferencyjne INSY-CONT'90, Kraków 1990, 137–145.
- [164] Stolarski T.A., *Engineering ceramics as a material engine lubricated contacts*, International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES'93, Gdańsk–Jurata 1993, 445–458.
- [165] Suchanek J., Jurci P., Hruby V., *Tribological characteristics of duplex treated hss*, materiały konferencyjne INTERTRIBO 1999, Stara Leśna–Tatrzańska Łomnica 1999, 385–388.
- [166] Sygniewicz J., *Modelowanie współpracy tłoka z pierścieniami tłokowymi i tuleją cylindrową*, Wyd. Politechniki Łódzkiej, Zeszyty Naukowe nr 615, Łódź 1991.
- [167] Szarawara J., *Termodynamika chemiczna stosowana*, WNT, Wyd. 3, Warszawa 1997.
- [168] Szczerek M., Wiśniewski M., *Opis chropowatości powierzchni z punktu widzenia tribologii*, Problemy Eksploatacji 3–1992, 99–115.
- [169] Szkulat J., *Problemy zmniejszenia oporów tarcia układu tłokowo-korbowego*, Internal Combustion Engine Journal of KONES, Vol. 2, No. 1, Warszawa–Poznań 1995, 503–508.
- [170] Szkulat J., *Tribologiczne aspekty doboru parametrów konstrukcyjnych zespołu tłoka*, Materiały konferencyjne KONES '96, Warszawa 1996, 255–260.
- [171] Tandara V., *Vor- und Nachteile der verlängerten Ölwechselfristen bei Verbrennungsmotoren*, Materiały konferencyjne Konferencji Eslingen '90, Eslingen 1990, 13.1-1–13.1-6.

- [172] Tateishi Y., *Tribological issues in reducing piston ring friction losses*, Tribology International, Vol. 27, No. 1, 1994.
- [173] Taylor C.M., *Automotive engine tribology-design considerations for efficiency and durability*, Wear 1998, Vol. 221, Issue 1, 1–8.
- [174] Tian T., Wong V.W., Heywood J.B., *Piston ring – pack film thickness and friction model for multi-grade oils and rough surfaces*, SAE Spec. Publ., 1209, 27–39 (1996).
- [175] Tian T., Noordzij L.B., Wong V.W., Heywood J.B., *Modeling piston–ring dynamics, blowby and ring-twist effects*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 67–80 (1996).
- [176] Tiele E., *Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbenantrieben*, Rozprawa doktorska, Universität Hannover, 1982.
- [177] Ting L.L., Mayer J.E., *Piston ring lubrication and cylinder bore analysis*. Part I. Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No. 4, Trans. ASME, 1974.
- [178] Ting L.L., Mayer J.E.Jr., *Piston ring lubrication and cylinder bore analysis*. Part II. Theory verification. Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No. 7, Trans. ASME, 1974, 258–266.
- [179] Todsén U., *Untersuchungen an dem Tribologischen System Kolben–Kolbenring–Zylinder*, Rozprawa doktorska, Universität Hannover 1984.
- [180] Tschöke H., *Messung der Kolbensekündärbewegung an Verbrennungsmaschinen*, Technische Messen 48 (1981) 7/8.
- [181] Tschöke H., Essers U., *Einfluss der Reibung an Kolben und Pleuel auf die Sekündärbewegung des Kolbens*, MTZ 55 (1983) 3.
- [182] Valvoda V., Kužel Jr., Dobiašova L., Černý R., Poulek V., Musil J., *X-ray diffraction investigations of adherent and free standing TiN coatings deposited by magnetron sputtering*, Surface and Coating Technology, 41, 1990, 377–388.
- [183] Wakuri Y., Soejima M., Kitahara T., Maeda T., Mu A., Fujisaki K., *Experimental studies on friction and scuffing resistance of ceramics for cylinder liners and piston ring*, JSME Int. J. Ser. III, 34(2), 271–277 (1991).
- [184] Walkowicz J., Smolik J., Miernik K., Bujak J., *Comparative investigation of the wear behavior of TiN monolayer coatings, Ti(C,N) multicomponent coating and TiC/Ti(C,N)/TiN multilayer coating deposited by the vacuum arc method*, Thin Films, ed. G. Hecht, E. Richter, J. Hahn, Informationsgesellschaft Verlag, Oberrursel 1994, 587–590.
- [185] Window B., *Surface and coating technology*, 1995, 71–93.
- [186] Wiśniewski P., *Metoda kojarzenia modeli procesu roboczego i struktury konstrukcyjnej obiektu na przykładzie silnika spalinowego*, Politechnika Wrocławska, IKiEM, PRE 10/2000.
- [187] Witek A., *Materiał twardszy niż diament*, Wiedza i Życie, 11, 1994.
- [188] Woschni G., *Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor*, MTZ 2/1070.
- [189] Wrede F., *Theoretische und experimentelle Studien der Schmierverhältnisse am System Kolben–Kolbenring–Zylinder*, rozprawa doktorska, Technische Universität Hannover 1978.
- [190] Yakhot V., Orszag A., *Renormalisation group analysis of turbulence. I. Basic theory*, J. Sci. Comput, 1, 3, 1986.
- [191] Yishan Z., Xianmei K., Darong Ch., *Running-in process simulation of piston ring and cylinder bore in mixed lubrication*, Proceedings of ASIANTRIB '98, Shanghai 1998, 589–592.
- [192] Yoshida H., Kobayashi H., Sato A., *Effect of piston second land Vol. and land shape on oil consumption*, JSAE Review, 16(3), 1995.
- [193] Yoshida H., Kusama K., Sugihara H., Ariga A., *Effect of piston second land shape on oil consumption*, ASME Intern. Combust. Engine Div. Publ. ICE, 27–2, 7–16, 1996.
- [194] Yoshida H., Yamada M., Kobayashi H., *Diesel engine oil consumption depending on piston ring motion and design*, SAE Paper 930995, 1993.

- 
- [195] Yukio Tateishi, *Tribological issues in reducing piston ring friction losses*, Tribology International Vol. 27, No. 1, 1994, 17–23.
- [196] Zakrzewski M., Zawadzki J., *Wytrzymałość materiałów*, PWN, Warszawa 1983.
- [197] Zdunek K., *Krystalizacja powłok metalicznych z plazmy impulsowej*, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Wyd. Politechniki Warszawskiej, z. 149, Warszawa 1991.
- [198] Żenkiewicz M., *Adhezja i modyfikowanie warstwy wierzchniej tworzyw wielkocząsteczkowych*, WNT, Warszawa 2000.

## Friction and Wear of the Piston–Rings–Cylinder Unit

The elements of sliding pairs are designed on the basis of several premises, but there is no single property which carries information that at its certain values the sliding pair's performance will be optimum. Considerable difficulties are encountered in sliding pairs which execute sliding-turning motion combined with a sealing function.

The present research has shown that the physical aspects of interfacial phenomena, described by the total value of surface free energy and the values of its components, make it possible to select more suitable materials for sliding pairs. The total value of surface free energy depends on the molecular structure and the bonds characteristic of a given material and determines its hardness. Good interaction between the elements of a sliding pair requires a certain difference in hardness between the elements' materials. Hence also a difference in total surface free energy between the sliding pair's elements is required. Furthermore, proper values of the components of surface free energy ensure proper wettability with lubricating oil. It is proposed to select such materials for the elements of a sliding pair, particularly when the latter is to execute sliding-turning motion, that the difference between the values of u-mode components  $\gamma_S^d$  or Lifshitz–van der Waals components  $\gamma_S^{LW}$  of the surface free energies of the sliding pair's elements be high when the value of polar component  $\gamma_S^p$  or acidic-alkaline component  $\gamma_S^{AB}$  of this energy is minimized (mainly because of its absence in lubricating oils). U-mode component  $\gamma_S^d$  or Lifshitz–van der Waals component  $\gamma_S^{LW}$  of a sliding pair element with a larger surface area (e.g. a cylinder sleeve) should have a higher value. In the case of an element with a smaller surface area (e.g. a piston ring), the value of  $\gamma_S^d$  or  $\gamma_S^{LW}$  should be as low as possible (lower than the value of  $\gamma_S^d$  or  $\gamma_S^{LW}$  of the lubricating oil). As a result, the energy of adhesion of the element with a larger surface area to the lubricating oil will be high (higher than the cohesion energy of the lubricating oil) and the lubricating film will be well bound with the surface. The energy of adhesion of the element with a smaller surface area is comparable with that of the lubricant. Thus a basis for reducing friction losses, particularly during mixed friction and boundary friction, has been created.

Pursuing the practical goal of this research, a new piston packing ring/combustion engine PRC unit cylinder liner sliding pair (in which the ring has a titanium nitride coating and the cylinder liner has a surface layer with varying properties, applied by vacu-

um nitriding) was designed and made. The sliding pair can be used in self-ignition combustion engines and possibly in spark-ignition engines. It may also find application in other devices in which the working element executes sliding-turning motion. The sliding pair is the result of the research carried out as part of this dissertation, including tests in a tribotester and three-stage testing embracing numerical simulations, preliminary tests on the real object and tests proper on the real object. The comprehensiveness of the tests is a guarantee of the reliability of the obtained object response.

To sum up, the positive results of the tests prove that the decision to take into account the additional factor, i.e. surface free energy and its components, in the selection of surfaces for sliding pairs was right and the developed piston rings in combination with cylinder liners with a nitrided surface layer have passed the engine test.

## Spis treści

Podstawowe symbole .....	4
1. Wprowadzenie .....	7
2. Zjawiska zachodzące na granicach fazowych elementów pary trącej .....	9
2.1. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie napięcia powierzchniowego stopionego ciała stałego .....	12
2.2. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie modułu Younga i innych parametrów .....	13
2.3. Wyznaczanie swobodnej energii powierzchniowej na podstawie jej składowych .....	16
3. Siły i naciski lokalne w strefie styku elementów zespołu łoż-pierścienie-cylinder w ruchu posuwisto-zwrotnym .....	23
3.1. Naciski w zespole łoż-pierścienie-cylinder .....	30
3.2. Mechanizm oddzielenia pierścienia od gładzi tulei cylindrowej .....	35
3.3. Zużycie i straty energii na tarcie zespołu łoż-pierścienie-cylinder .....	43
4. Obciążenia cieplne i lokalne gradienty temperatury a przewodność cieplna elementów zespołu łoż-pierścienie-cylinder .....	52
5. Cel i zakres pracy .....	56
6. Para trąca o zdefiniowanych wartościach swobodnej energii powierzchniowej i twardości .....	57
6.1. Dobór materiałów elementów pary trącej spełniających założone kryteria .....	60
6.2. Obliczenia wartości swobodnej energii powierzchniowej wybranych materiałów elementów pary trącej .....	63
6.3. Pomiary wartości składowych swobodnej energii powierzchniowej na podstawie kąta zwilżania cieczami wzorcowymi .....	67
7. Badanie testowe pary trącej z uwzględnieniem swobodnej energii powierzchniowej i jej elementów .....	72
7.1. Wykonanie elementów testowych .....	72
7.2. Badania na tribotesterze .....	74
7.3. Omówienie wyników badań .....	85
7.4. Identyfikacja stanu powierzchni próbek z powłoką z azotku tytanu wykonana metodą mikroskopii skaningowej .....	89
7.5. Analiza wyników badań na tribotesterze w aspekcie swobodnej energii powierzchniowej i jej składowych .....	91
8. Przykład pary trącej pierścień-tuleja zespołu łoż-pierścienie-cylinder silnika spalinowego w aspekcie swobodnej energii powierzchniowej .....	94
8.1. Etap I – symulacja numeryczna .....	94
8.2. Etap II – wstępne badania na obiekcie rzeczywistym .....	114
8.3. Etap III – zasadnicze badania na obiekcie rzeczywistym .....	122
9. Podsumowanie .....	145
10. Wnioski .....	151
Literatura .....	154

## Contents

Basic symbols used in the dissertation . . . . .	4
1. Introduction . . . . .	7
2. Phenomena which occur at the interface of sliding pair elements . . . . .	9
2.1. Determination of surface free energy from the surface tension of a melted solid body . . . . .	12
2.2. Determination of surface free energy from Young's modulus and other parameters . . . . .	13
2.3. Determination of surface free energy from its components . . . . .	16
3. Local forces and pressures in the zone of contact between PRC unit elements in sliding-turning motion . . . . .	23
3.1. Pressures in the PRC unit . . . . .	30
3.2. Mechanism of ring separation from the cylinder liner bearing surface . . . . .	35
3.3. Friction losses and wear in the PRC unit . . . . .	43
4. Heat loads, local temperature gradients and thermal conductivity of PRC unit elements . . . . .	52
5. The dissertation's aim and scope . . . . .	55
6. Sliding pair with specified surface free energy and hardness . . . . .	57
6.1. Selection of sliding pair element materials which meet the adopted criteria . . . . .	60
6.2. Calculation of the surface free energy of the selected sliding pair element materials . . . . .	63
6.3. Measurements of surface free energy components on the basis of the angle of wetting with standard liquids . . . . .	67
7. Testing of the sliding pair with surface free energy and its components taken into account . . . . .	72
7.1. Preparation of specimens . . . . .	72
7.2. Tests in a tribotester . . . . .	74
7.3. Discussion of the test results . . . . .	85
7.4. Examination of the specimens' titanium nitride coated surface by scanning microscopy . . . . .	89
7.5. Analysis of the tribotester test results from the point of view of free surface energy and its components . . . . .	91
8. Development of a ring/PRC unit sleeve sliding pair taking into account surface free energy . . . . .	94
8.1. Stage I – numerical simulation . . . . .	94
8.2. Stage II – preliminary tests of the real object . . . . .	114
8.3. Stage III – tests proper on the real object . . . . .	122
9. Recapitulation . . . . .	145
10. Conclusions . . . . .	151
Bibliography . . . . .	154