

## CAPÍTULO 5 – Discussão Geral

Neste Capítulo, serão discutidos os aspectos gerais do desgaste e atrito do par metálico sob deslizamento lubrificado.

### 5.1 Características de influência dos sistemas de ensaio no desempenho tribológico

Os resultados de desgaste, atrito e potencial de contato apresentados mostraram que o desempenho tribológico do par de amostras ensaiado foi distinto nos dois sistemas utilizados em algumas das condições de ensaio. Em termos de desgaste, foi visto diferença significativa em todas as condições, sendo maior com ensaios oscilatórios.

Entre as características consideradas potenciais para resultar em desempenhos tribológicos distintos com os dois sistemas mecânicos utilizados, há a topografia das placas e discos. Como visto na Tabela 3-5 (Cap.3), ocorreu uma diferença de 100% no valor do parâmetro **Ra** da rugosidade inicial de discos e placas. Ainda em termos de topografia, além do valor relativo à *altura* (**Ra**), outras características da estrutura superficial também devem ser consideradas, como a *distribuição, forma e direção* das asperezas, que são potenciais fatores de influência na circulação do lubrificante na interface do contato<sup>38</sup>.

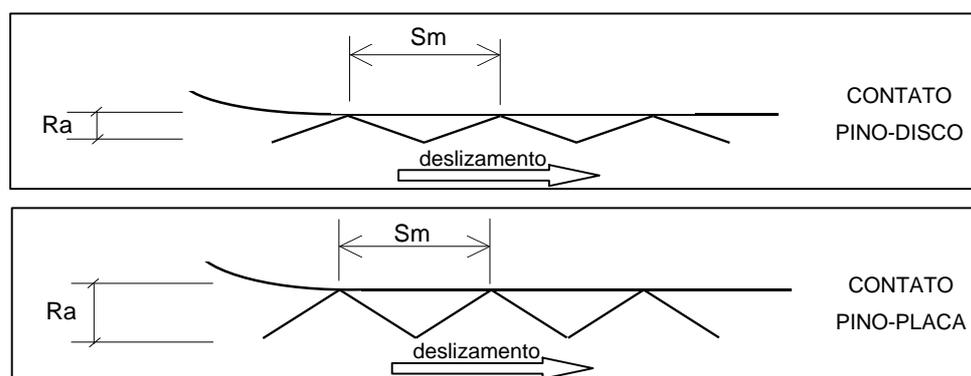
Quanto à *direção* da rugosidade, vale lembrar que, em lubrificação hidrodinâmica (HD), asperezas orientadas transversalmente ao deslizamento tendem a reter melhor o lubrificante, devido ao favorecimento do efeito de formação de cunha de lubrificante, aumentando assim a espessura de separação das superfícies contactantes. Asperezas direcionadas paralelamente ao deslizamento tendem a promover caminhos mais facilitados para a expulsão do lubrificante do contato durante o deslizamento [WHITEHOUSE, 1994]. Nos ensaios realizados, aspectos da lubrificação HD devem ser considerados com cuidado, pois foram vistos riscos nas superfícies ensaiadas,

---

<sup>38</sup> No ANEXO E apresenta-se considerações quanto à diferença na rugosidade inicial dos dois lotes de amostras utilizados nos ensaios.

indicando ocorrência de contato sólido e foi admitido ocorrer um regime de lubrificação mista. Sob lubrificação mista, o efeito HD pode ocorrer somente localizado em alguns pontos na região do contato. No caso das amostras ensaiadas, a rugosidade das placas era orientada transversalmente ao deslizamento e, nos discos, a rugosidade tinha direção aleatória. Entretanto, com a altura das asperezas da placa maior que a do disco, a influência da direcionalidade, mesmo existindo, não pode ser diretamente avaliada.

Em termos da *distribuição* e *forma* da rugosidade dos discos e placas, considerando que o parâmetro que mede a distância média entre asperezas ( $S_m$ ) foi similar (vide Tabela 3-6, Capítulo 3) e também que tanto as placas como os discos foram usinados por um mesmo processo (rebolo abrasivo), ambos os aspectos topográficos devem ser similares nas placas e nos discos. Com isso, é possível considerar que um maior valor de  $R_a$  está relacionado a uma maior angulosidade das asperezas. A Figura 5-1 mostra um esquema ilustrativo dessa diferença.



**Figura 5-1:** Esquemas ilustrativos do contato entre pino e disco e pino e placa, ressaltando a diferença na angulosidade das asperezas devido à diferença no valor de  $R_a$ .

A maior angulosidade das asperezas deveria contribuir para um efeito de raspagem do óleo do contato, com o que seria esperado um desgaste maior nos ensaios com placa. Isso concorda com os resultados de desgaste mostrados na Figura 4-41. Na Tabela 4-6, foi mostrado que a diferença percentual no desgaste foi, em média, um pouco maior com o menor carregamento. Havendo influência da rugosidade inicial, era de se esperar que a diferença no desgaste com os dois sistemas fosse maior nos ensaios com menor carregamento, cujas amostras ainda apresentavam características da

rugosidade inicial após ensaiadas. Nos ensaios com maior carregamento, a rugosidade inicial foi totalmente eliminada pelo desgaste.

Por outro lado, um ponto a se considerar nos ensaios com maior carregamento é a influência no desgaste, do tensionamento superficial provocado pelo tipo de movimento. Na análise microscópica da região sub-superficial afetada pelo desgaste, foi visto que as placas sofreram mais alterações (deformação microestrutural) do que os discos; vide, por exemplo, a comparação da Figura 4-25 com a Figura 4-30. Além disso, é evidente que, nesse tipo de análise do contra-corpo, é necessário também considerar a ciclagem (número de passagens do pino), que foi duas vezes maior na placa.

Há ainda outros fatores que podem causar as diferenças tribológicas vistas com os dois sistemas estudados, como a diferença de movimentação do fluido lubrificante e, conseqüentemente, do resíduo sólido na região próxima ao contato, e a diferença, embora pequena, na própria condição de carregamento (relação de carga e velocidade,  $V/W$ ). Implícita na diferença na condição  $V/W$ , ressalta-se também a diferença na cinemática dos dois sistemas, que influencia as características em termos de espessura de filme fluido no contato, através do parâmetro velocidade. Esses dois fatores serão discutidos nos itens subseqüentes. A Tabela 5-1 resume as principais características a serem consideradas para a análise de diferenças nos resultados com os dois sistemas utilizados.

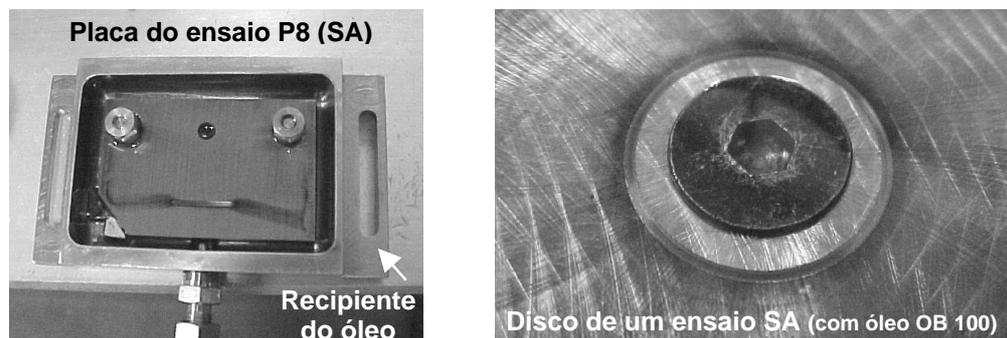
**Tabela 5-1: Principais diferenças entre os ensaios com os dois sistemas de ensaio utilizados.**

Fator	Oscilatório	Rotativo
1. Rugosidade do contra-corpo	Orientação transversal Ra maior (1,3 $\mu\text{m}$ )	Orientação aleatória Ra menor (0,65 $\mu\text{m}$ )
2. Tensionamento superficial	Cíclico	Contínuo
3. Ciclagem do pino no contra-corpo	100.000 ciclos	50.000 ciclos
4. Movimento do fluxo de resíduo	Saída pelas extremidades laterais	Saída na direção radial
5. Condição $V/W$ [(mm/s)/N]	Menor P = 0,47 ; PP = 3,33	Maior D = 0,75 ; DD = 5,30
6. Cinemática do movimento	Velocidade variável, alternada	Velocidade constante

## 5.2 Influência do movimento e do fluxo de óleo na interface deslizante

Para considerar diferenças de resultados entre os dois sistemas de ensaio utilizados, faz-se necessária uma abordagem dos respectivos movimentos do fluxo de fluido durante o ensaio.

É intuitivo considerar que o movimento do fluxo do fluido próximo ao contato exerça influências tanto no fluxo das partículas contaminantes introduzidas nos ensaios contaminados, bem como no fluxo das partículas geradas pelo desgaste das amostras metálicas em contato deslizante. É possível perceber que quaisquer fluxos de partículas atuantes no contato serão distintos para os dois sistemas estudados. Na Figura 5-2, essa diferença pode ser evidenciada através da morfologia da aglomeração do resíduo de desgaste próximo à trilha de ensaio em amostras de disco e de placa.



**Figura 5-2:** Trilhas de desgaste nas superfícies de uma amostra de placa e de disco, imediatamente após a realização do ensaio, observação da geometria da aglomeração de resíduos próximo à trilha.

No ensaio rotativo, as partículas, sejam as contaminantes ou as geradas no ensaio, são distribuídas de maneira homogênea ao longo da trilha e devido à ação centrífuga do fluxo, a probabilidade de permanecerem no contato é pequena.

Já no ensaio oscilatório, o escape das partículas é providenciado pelas extremidades da trilha, pela ação do fluxo longitudinal causado pelo movimento de oscilação. Isso indica que a permanência do resíduo e, conseqüentemente, a atuação do mesmo nos resultados do desgaste, é maior, comparado aos ensaios rotativos.

Das observações acima, é possível inferir que com o sistema rotativo, principalmente nos ensaios com menor carregamento, cujo raio da trilha é maior e por isso sujeito à ação centrífuga maior, o fluxo e os fenômenos atuantes no contato são mais rapidamente renovados. Com o sistema oscilatório, principalmente com o maior carregamento, cujo comprimento da trilha é menor e por isso com menor fluxo lateral, a condição permite que um determinado fenômeno possa se desenvolver, permanecendo por mais tempo no contato.

Em termos da aditivação presente no óleo, considerando que a sua atuação ocorre através da formação de filmes triboquímicos, a relação estabelecida com a movimentação do fluxo está relacionada com a capacidade de renovação do fluido no contato, de maneira que, quanto maior a renovação do fluido no contato, menor a chance de formação e principalmente de crescimento de um filme aderente [BLAU, 1996, pág. 370]. Nos ensaios realizados, a maior capacidade de renovação de fluido no contato deve ocorrer com os ensaios rotativos.

Nesse ponto, é importante destacar que a atuação anti-desgaste não implica necessariamente em formação de um filme aderente, visto que há a dependência da cinética estabelecida no contato para que ocorram reações com ligações fortes (quimissorção) ou fracas (adsorção física). Assim, o favorecimento à renovação do fluido no contato pode não ser adequado para o estabelecimento de condições para a quimissorção, o que não impede necessariamente a ocorrência do efeito anti-desgaste por mecanismo de adsorção física.

### **5.3 Desgaste em função do carregamento mecânico**

Os resultados de desgaste obtidos no presente estudo mostraram valores de modo geral pequenos, porém, mesmo assim, foi possível notar efeitos significativos frente às variações estudadas, a saber, da presença de aditivação no óleo, da presença de contaminante abrasivo e do aumento do carregamento. Houve também diferenças de resultados entre os dois sistemas de ensaio.

Uma análise do valor do coeficiente de desgaste  $k$  foi realizada, para observar diferenças entre as condições de ensaio. Segundo a lei de Archard para o desgaste, o

coeficiente **k** relaciona a taxa de desgaste em volume proporcionalmente à carga aplicada [HUTCHINGS, 1992]. Por outro lado, considerando a lubrificação mista em todos os ensaios, procedeu-se também a uma análise global dos resultados de desgaste em termos dos parâmetros que afetam a espessura do filme de óleo.

Em termos do coeficiente **k**, tem-se que, conforme já mencionado, o desgaste em volume é relacionado com alguns parâmetros segundo a lei de desgaste de Archard, conforme a Eq. 2-15 do Cap. 2 [HUTCHINGS, 1992]. A mesma é re-escrita abaixo:

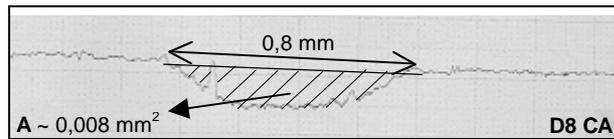
$$Q = k \cdot W \cdot \Delta S \quad \text{Eq. 2-15}$$

Onde:

- Q = desgaste em volume do corpo de menor dureza [mm<sup>3</sup>]
- k = coeficiente de desgaste [mm<sup>3</sup>/(m.N)]
- W = carga normal do ensaio [N]
- ΔS = distância percorrida [m]

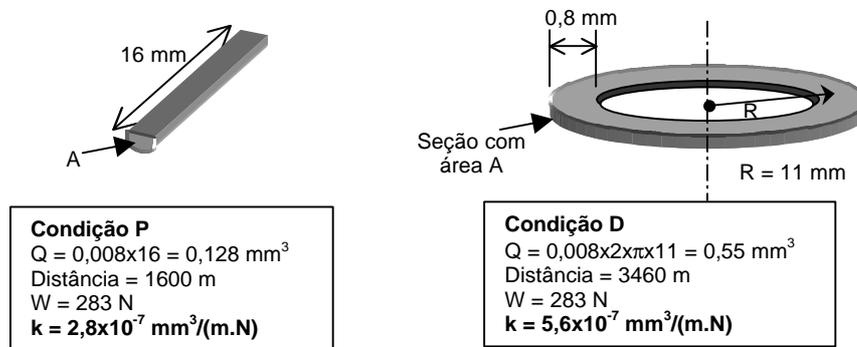
O valor de **k** representa o volume de material removido por desgaste por unidade de carga e de distância percorrida e é útil para comparar taxas de desgaste de diferentes classes de materiais [HUTCHINGS, 1992]. No presente trabalho, pode ser usado para comparar o desgaste frente às variações de ensaio estudadas.

Uma tentativa de obtenção do **k** aproximado para os ensaios realizados foi considerada. Para tanto, é necessário o conhecimento do desgaste volumétrico do contra-corpo (de menor dureza). Entretanto, como visto nos resultados de perfilometria, apenas alguns contra-corpos apresentaram desgaste evidente em termos de profundidade. Logo, o **k** pode ser calculado apenas para os casos em que o desgaste foi evidente na profundidade. Tomando-se o perfil da trilha do contra-corpo apresentado na Figura 4-55, que apresentou aprofundamento na trilha, a área transversal correspondente ao desgaste pode ser calculada. O perfil está mostrado novamente na Figura 5-3, cujo valor aproximado da área transversal é 0,008 mm<sup>2</sup> (área hachurada A da Figura).



**Figura 5-3: Perfil transversal da trilha de desgaste do disco do ensaio D8 CA.**

Assumindo o valor da área hachurada **A** da Figura 5-3 como uma aproximação da área do desgaste transversal do disco e da placa das condições P e D, os coeficientes de desgaste **k** aproximados foram calculados, com mostrado na Figura 5-4.



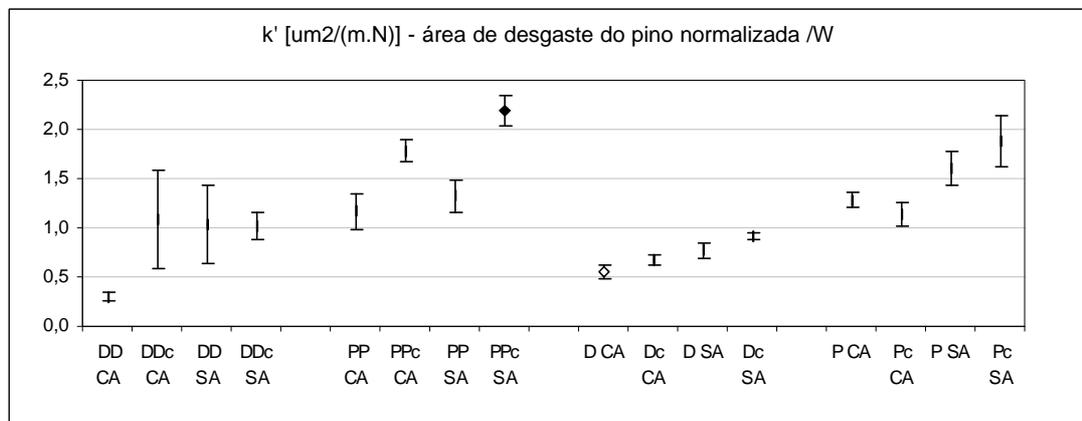
**Figura 5-4: Aproximações geométricas utilizadas para o cálculo do volume de desgaste do contra-corpo e dos respectivos coeficientes de desgaste, k, para as condições de ensaio P e D.**

Os esquemas na Figura 5-4 mostram a aproximação dos volumes de desgaste por formas geométricas comuns, para facilitar os cálculos. Notam-se valores de **k** da ordem de  $10^{-7} \text{ mm}^3/(\text{N.m})$ , que são referentes ao regime de lubrificação mista, segundo HUTCHINGS (1992), que se baseou nas faixas de **k** obtidas por CZICHOS e HABIG (1984), conforme mostrado na Figura 2-11 (Cap.2 – Revisão bibliográfica)).

Com os resultados experimentais de desgaste, é possível obter uma variante de **k** em termos da área do pino afetada pelo desgaste, no lugar do volume do contra-corpo, denominando um coeficiente de desgaste **k'** experimental, em unidades de  $[\mu\text{m}^2/(\text{N.m})]$ , como mostrado na Eq. 5-1.

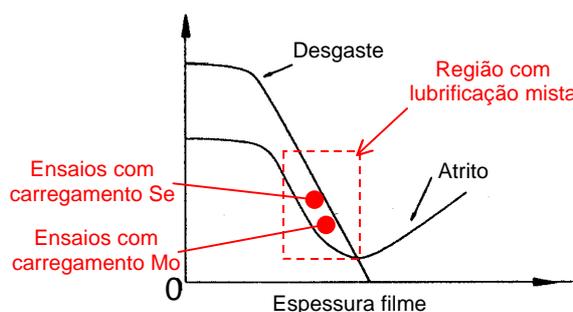
$$k' = Q' / W \cdot \Delta S \quad \text{ou} \quad k' = \text{área normalizada} / W \quad \text{Eq. 5-1}$$

Analogamente a  $k$ , o valor de  $k'$  experimental representa a área do pino afetada pelo desgaste por unidade de carga e de distância percorrida. A Figura 5-6 mostra os valores obtidos de  $k'$  experimental, onde é possível observar as variações devidas às diferentes condições de ensaio. Notam-se valores mais altos para o sistema oscilatório (séries PP e P) e também que as variações devido às condições do óleo foram diferentes em cada série (DD, PP, D e P). Uma observação com essa Figura é que a proporção dos valores não segue a dos valores experimentais do desgaste, mostrados anteriormente na Figura 4-37.



**Figura 5-5:** Valores do coeficiente de desgaste  $k'$ , calculados pela área do pino afetada pelo desgaste, em função da condição de ensaio.

Por outro lado, em sistemas lubrificados, os fenômenos da interface que afetam o atrito e, conseqüentemente o desgaste, são relacionados à espessura do filme de óleo. BLAU (1994) apresentou um diagrama esquemático no qual relacionou o desgaste, o atrito e a espessura do filme de óleo, como mostrado na Figura 5-6.



**Figura 5-6:** Diagrama esquemático utilizado por BLAU (1994), relacionando a espessura do filme de óleo com o atrito e o desgaste. Em vermelho indica-se a região provável dos ensaios realizados.

A Figura 5-6 também foi utilizada para indicar a provável região dos ensaios realizados. A região foi localizada em função da relação  $V_{med}/W$ , sabendo-se que a espessura do filme de óleo é afetada por essa relação, e também que a lubrificação nos ensaios foi mista. A Tabela 5-2 mostra os valores da relação  $V_{med}/W$  dos ensaios.

**Tabela 5-2: Relação de velocidade e carga das condições de ensaio utilizadas.**

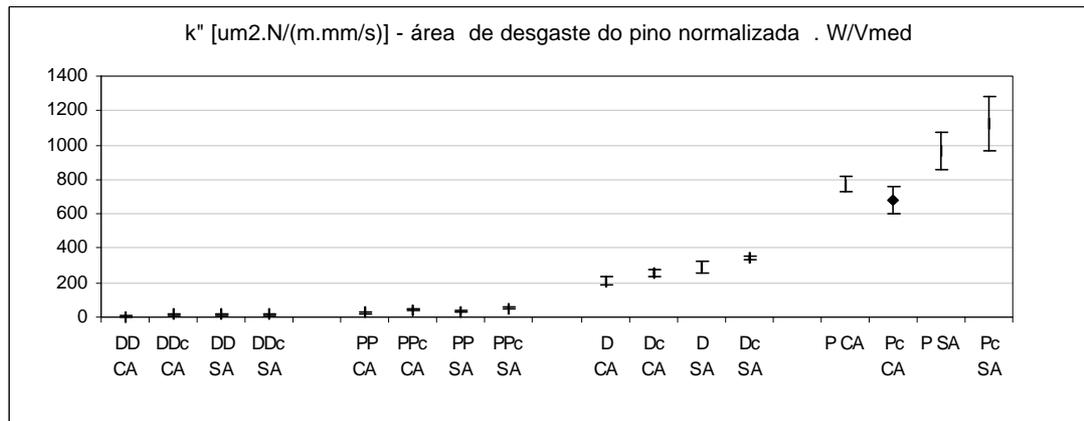
carregamento	série	$V_{med}$ [mm/s]	$W$ [N]	$V_{med}/W$ [(mm/s)/N]
Se	P	133	283	0,5
Se	D	212	283	0,7
Mo	PP	267	80	3,3
Mo	DD	424	80	5,3

(\*)  $V_{med}$  refere-se à velocidade média de deslizamento e  $W$  à carga normal

A espessura do filme é afetada pelo parâmetro que relaciona a viscosidade dinâmica do óleo  $\eta$ , a velocidade de deslizamento  $V$  e a carga normal  $W$ , na forma  $\eta V/W$  [BAYER (1994), HUTCHINGS (1992), entre outros]. Considerando que a viscosidade do óleo foi igual em todos os ensaios, tem-se que o fator  $V_{med}/W$  está relacionado ao parâmetro  $\eta V/W$  e portanto, à espessura do filme. Dessa forma, o desgaste é indiretamente proporcional a  $V_{med}/W$ , sendo possível re-escrever a equação do coeficiente de desgaste, denominando-o  $k''$ , como mostrado na Eq. 5-2.

$$k'' = (Q' \cdot W) / (V_{med} \cdot \Delta S) \quad \text{ou} \quad k'' = \text{área normalizada} \cdot W/V_{med} \quad \text{Eq. 5-2}$$

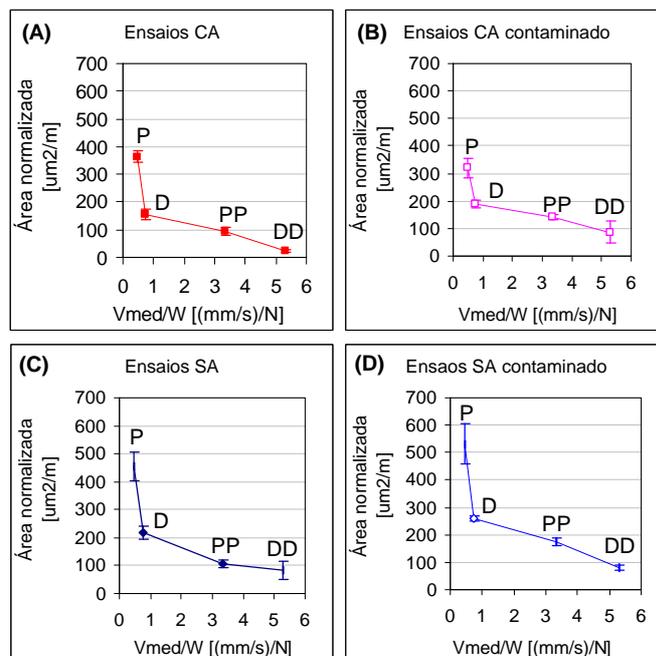
A Figura 5-8 mostra os valores de  $k''$ , onde é possível notar que todos os pontos podem ser ajustados com uma única linha de tendência e ordenados inversamente ao valor da relação  $V_{med}/W$ . A consideração da velocidade no coeficiente de desgaste tornou os resultados mais homogêneos, ou seja, as variações do desgaste dentro de cada série de ensaios ficam pouco evidentes. É possível observar também que os valores se mostram proporcionais aos observados anteriormente na Figura 4-37.



**Figura 5-7:** Valores do coeficiente de desgaste  $k''$ , calculados pela área do pino afetada pelo desgaste, em função da condição de ensaio.

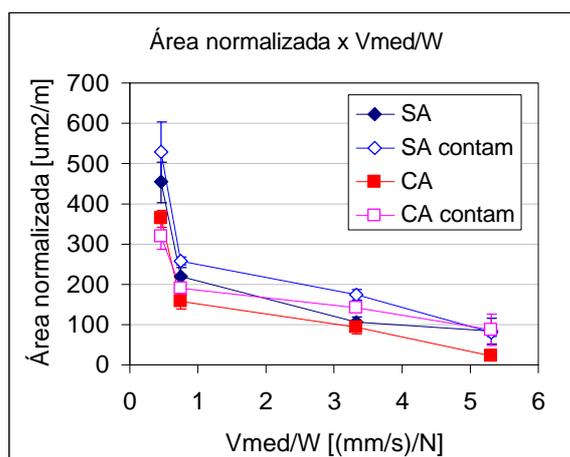
Uma análise do desgaste em função da relação  $V_{med}/W$  foi realizada, para a observação das tendências mediante as variações na condição de ensaio utilizadas.

Os valores das taxas de desgaste (área do pino afetada pelo desgaste normalizada pela distância) estão mostrados na Figura 5-8 em função da relação  $V_{med}/W$ . Cada gráfico dessa Figura refere-se a uma condição do óleo (com/sem contaminação e/ou aditivo).



**Figura 5-8:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $V_{med}/W$ . (A) Ensaios CA, (B) CA contaminado, (C) SA, (D) SA contaminado.

Nota-se em todos os gráficos uma diminuição do desgaste em função da relação  $V_{med}/W$ , como esperado, e de acordo com a Figura 5-6. A Figura 5-9 mostra que, em termos proporcionais, as variações introduzidas no óleo afetaram o desgaste de maneira muito similar. Observa-se que diferenças sistêmicas não podem ser identificadas nesse tipo de plotagem.



**Figura 5-9:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $V_{med}/W$ .

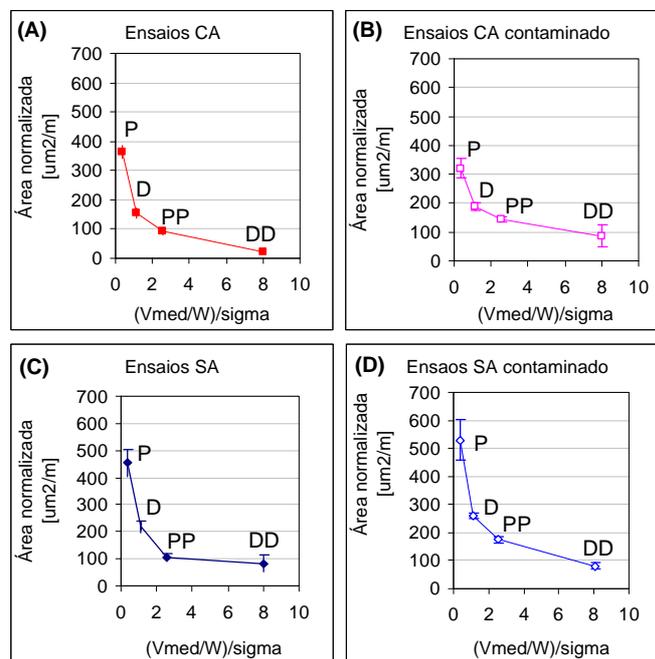
Com superfícies rugosas, o atrito e conseqüentemente o desgaste passam a depender do parâmetro  $\lambda$ , que relaciona a espessura do filme e a rugosidade combinada das superfícies,  $\sigma$ , conforme a Eq. 2-12 do Cap. 2, que está re-escrita abaixo.

$$h = \lambda \cdot (\sigma_1^2 + \sigma_2^2)^{1/2} \quad \text{Eq. 2-12}$$

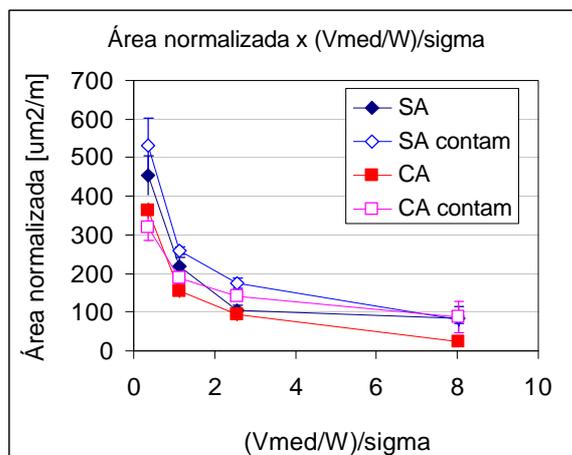
Lembrando que as rugosidades combinadas iniciais  $\sigma$  do sistema pino-placa foram diferentes do sistema pino-disco (vide Tabela 3-5 do Cap. 3), é possível que a proporção do desgaste observada na Figura 5-9 seja afetada com a consideração da rugosidade. Um procedimento para considerar a rugosidade foi o cálculo do fator  $(V_{med}/W)/\sigma$ . Esse fator é proporcional ao parâmetro de filme  $\lambda$  (espessura de filme / rugosidade).

A Figura 5-10 mostra os valores da taxa de desgaste em função do fator  $(V_{med}/W)/\sigma$ , tomando-se o  $\sigma$  médio, e a Figura 5-11 apresenta os mesmos valores de taxa

sobrepostos. Essa Figura mostra que os valores também seguem uma proporcionalidade global com a relação  $(V_{med}/W)/\sigma$ . A proporcionalidade é muito próxima da observada quando a rugosidade combinada não foi considerada. Isso mostra que, aparentemente, as condições de ensaio determinadas pelo fator  $(V_{med}/W)$  não foram substancialmente afetadas por causa das diferentes rugosidades iniciais das placas e dos discos. Nota-se, por outro lado, que as curvas da Figura 5-11 possuem formato mais suave, obedecendo a uma tendência de característica logarítmica.



**Figura 5-10:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $(V_{med}/W)/\sigma$ . (A) Ensaio CA, (B) CA contaminado, (C) SA, (D) SA contaminado.



**Figura 5-11:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $(V_{med}/W)/\sigma$ .

Por outro lado, considerando que o tipo de contato em questão é do tipo esfera-plano, tem-se que a equação da espessura do filme de óleo,  $h$ , nesse contato é determinada conforme a Eq. 2-10 do Cap. 2, re-escrita abaixo.

$$h = 1,79 \cdot \alpha^{0,49} \cdot (\eta_0 \cdot V)^{0,68} \cdot R^{0,47} \cdot W^{-0,07} \cdot E^{-0,12} \quad \text{Eq. 2-10}$$

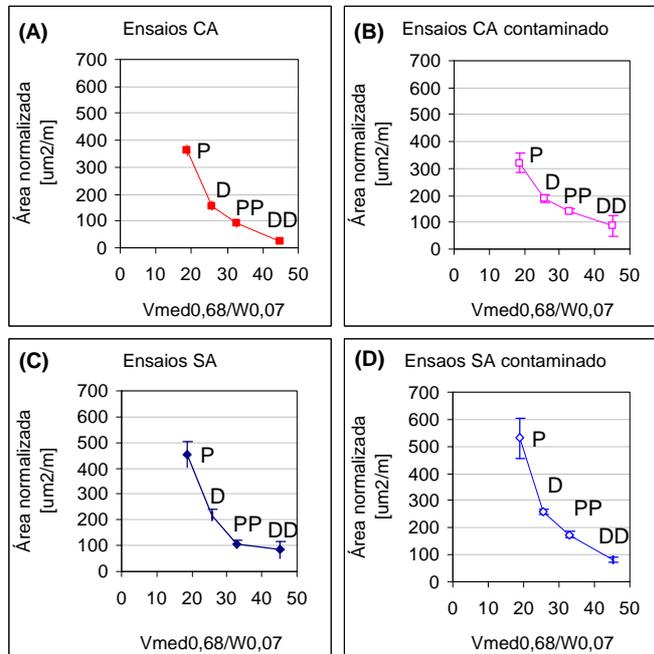
Na Eq. 2-10, nota-se que os parâmetros  $V_{med}$  e  $W$  possuem um expoente diferente da unidade, de 0,68 e -0,07, respectivamente, ou seja, a relação da espessura do filme com os fatores velocidade e carga fica sendo  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$ . Com esse fator, variações na carga de ensaio passam a ter importância reduzida.

Como mencionado na revisão bibliográfica (vide Cap. 2), os pressupostos dessa equação compreendem a teoria da lubrificação HD de Reynolds, considerando o efeito do aumento da viscosidade com a pressão e a teoria da elasticidade de Hertz, esta para considerar as deformações dos corpos [DOWSON, 1997, HUTCHINGS, 1992, entre outros]. Vale lembrar, por outro lado, que cálculos da espessura de filme no regime EHL com expressões como a Eq. 2-10 são válidos para superfícies muito lisas, que não é o caso das superfícies ensaiadas. Entretanto, seguindo as considerações de DOWSON (1997), tais tipos de cálculo possibilitam obter um valor aproximado da espessura na região de entrada da conjunção do contato, vide Figura 5-12.



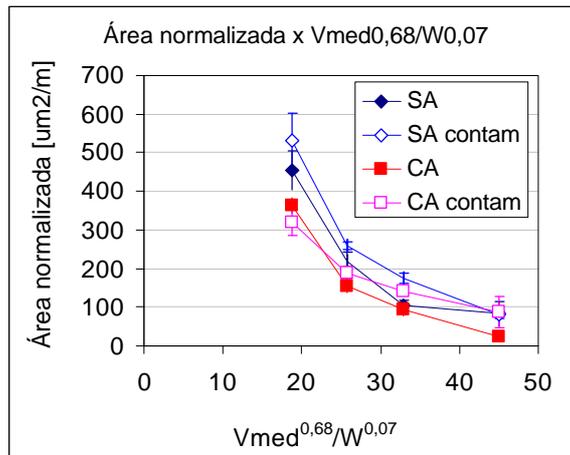
**Figura 5-12:** Esquema ilustrativo do contato deslizante e a localização do filme EHD (ou EHL).

Uma análise dos resultados de desgaste em função dos parâmetros  $V_{med}$  e  $W$  elevados aos respectivos expoentes foi realizada. A Figura 5-13 mostra os valores.



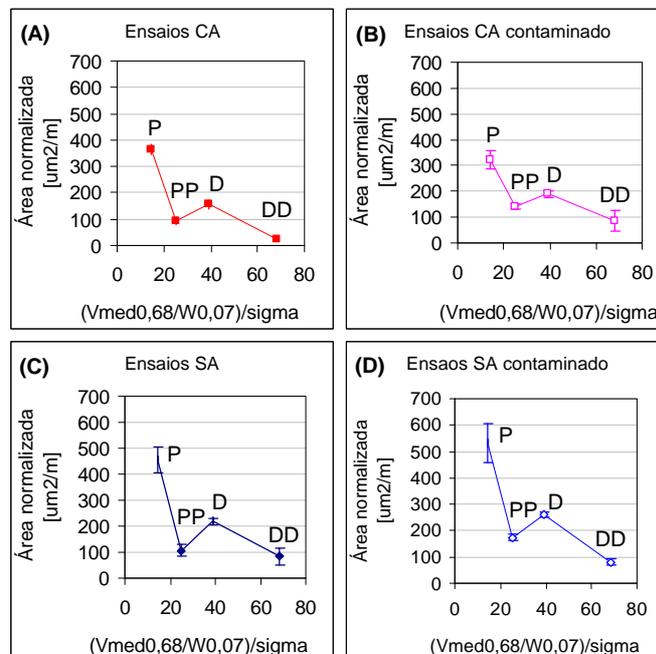
**Figura 5-13:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$ . (A) Ensaios CA, (B) CA contaminado, (C) SA, (D) SA contaminado.

Os valores do desgaste das amostras sobrepostos em função da relação  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$  estão apresentados na Figura 5-14. Nota-se que uma relação logarítmica também é claramente estabelecida entre o desgaste e o fator  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$ , de maneira muito similar para todas as variações de óleo.

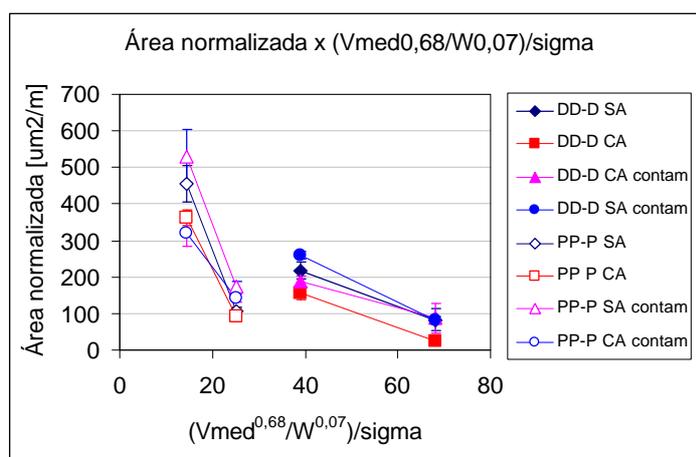


**Figura 5-14:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$ .

A consideração do parâmetro da rugosidade combinada  $\sigma$  na relação  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$  altera a proporção dos valores do desgaste, como visto na Figura 5-15. Nota-se, nesse caso, que uma relação global dos resultados de desgaste é menos evidente. Em contrapartida, separando os resultados dos ensaios rotativos e oscilatórios, pode ser observado que uma tendência fica evidente. Isso está mostrado na Figura 5-16.



**Figura 5-15:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$ . (A) Ensaios CA, (B) CA contaminado, (C) SA, (D) SA contaminado.



**Figura 5-16:** Área de desgaste do pino normalizada, em função da relação  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$ .

É importante ressaltar que, para o caso dos ensaios oscilatórios, análises que consideram a velocidade média  $V_{med}$  são críticas, visto que a velocidade de deslizamento não se mantém constante devido à característica própria do movimento. Assim sendo, certamente, os fenômenos do contato que levam ao desgaste carregam influências de fenômenos que ocorrem em velocidades diferentes da considerada nas relações acima. Entretanto, mesmo considerando apenas a  $V_{med}$  nos ensaios oscilatórios, observa-se que na última análise dos resultados de desgaste, ou seja, em função do fator  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$ , houve possibilidade de se evidenciar diferenças de tendências das condições de ensaio e das tendências dos resultados de desgaste entre os dois sistemas, como era de se esperar.

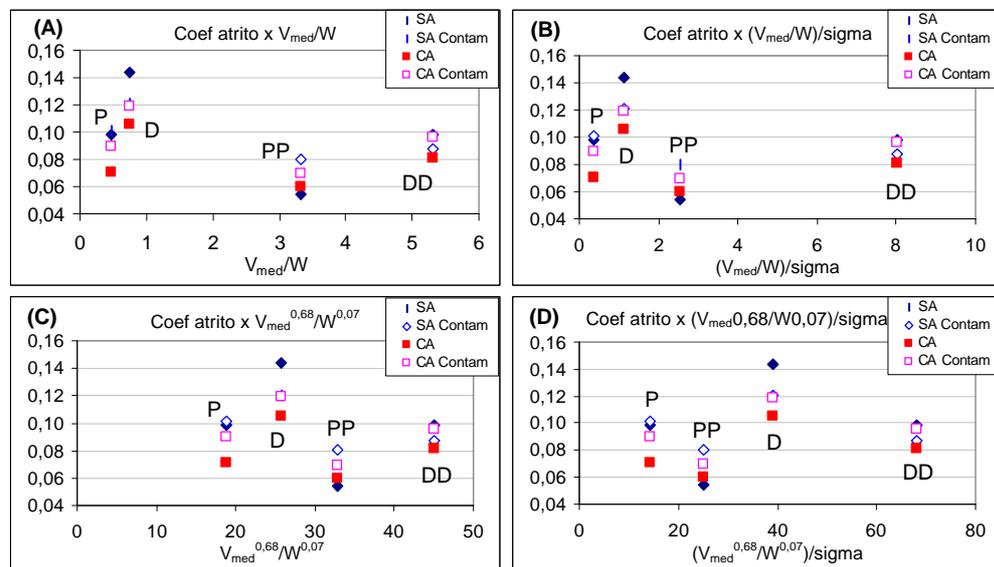
Uma observação quanto à análise efetuada é que foram utilizados parâmetros de início do ensaio, tanto em termos de rugosidade, como da geometria considerada para a equação da espessura do filme EHL. A consideração de parâmetros relativos ao meio ou ao final do ensaio poderiam informar se as tendências observadas nas curvas mostradas continuam até o final do ensaio. Entretanto, observa-se que a utilização dos mesmos é de certa forma crítica. Por exemplo, em termos da rugosidade, tem-se que no início do ensaio, a sua orientação foi aleatória nos discos e perpendicular ao deslizamento no caso das placas e os valores referiram-se à rugosidade na direção *paralela* ao deslizamento. Com o deslizamento, a rugosidade final das superfícies de desgaste adquiriu uma orientação paralela à direção do deslizamento. Com isso, a topografia final característica das superfícies é bem diferente da inicial e a rugosidade final, se medida, seria obtida na

direção *perpendicular* ao deslizamento. Esse fato faz com que comparações de fatores que considerem parâmetros topográficos do final do ensaio com os do início do ensaio percam o significado.

Além disso, ainda em termos de fatores relativos ao final do ensaio, tem-se que a consideração dos expoentes em  $V_{med}$  e  $W$  também não se aplica, uma vez que a geometria de contato no final do ensaio já não pode ser mais esfera-plano como no início do ensaio, devido ao assentamento das superfícies provocado pelo desgaste.

### 5.4 Atrito em função do carregamento mecânico

Os resultados do coeficiente de atrito médio também foram analisados em função dos fatores que consideram a carga normal e a velocidade, com os quais o desgaste foi analisado. A Figura 5-17 apresenta os valores do coeficiente de atrito em função dos mesmos.



**Figura 5-17:** Valores médios do coeficiente de atrito, em função dos fatores (A)  $V_{med}/W$ , (B)  $(V_{med}/W)/\sigma$ , (C)  $V_{med}^{0,68}/W^{0,07}$  e (D)  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$ .

Nessa Figura, não é possível notar relações globais dos valores, como visto com o desgaste, porém, a Figura 5-17D possibilita visualizar que o atrito em cada sistema

está relacionado a faixas de valores distintos do fator  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$ . Como ocorreu com o desgaste, é possível notar que a análise dos resultados do coeficiente de atrito com o fator  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$  evidenciou tendências mais distintas das condições de ensaio dos dois sistemas.

Essas observações, aliadas às observações da análise do desgaste, levam a constatar que a análise dos resultados em função do fator  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$  permitiu evidenciar diferenciações tanto no desgaste como no atrito entre os sistemas de ensaio e identificar as diferentes tendências das respostas tribológicas de cada sistema.

A constatação de que as tendências das respostas de desgaste e atrito puderam estar relacionadas com o fator  $(V_{med}^{0,68}/W^{0,07})/\sigma$ , indicam a importância da consideração do acabamento superficial e do efeito EHL específico da geometria de contato do par em questão, em estudos tribológicos com sistemas lubrificados.

## 5.5 Espessura do filme de lubrificante na interface

Pelas análises efetuadas, foi mencionado que o regime de lubrificação foi misto (onde atuam fenômenos da lubrificação limítrofe e da EHL). Foi observado que o efeito EHL foi pequeno, sendo considerado mínimo na condição com maior carregamento. No entanto, foi constatado no item anterior que o efeito EHL foi importante nos ensaios. Faz-se necessário esclarecer a existência ou não do efeito EHL nos ensaios realizados.

No deslizamento sob lubrificação mista, seria esperado que o contato entre as amostras deslizantes compreendesse regiões com filme fluido (HD ou EHL), bem como regiões com ausência de filme fluido (limítrofe). Para que o regime de lubrificação no contato seja considerado EHL, o parâmetro  $\lambda$  (vide Eq. 2-12) deveria ser maior que 3, de acordo com HUTCHINGS (1992), ou até mesmo maior ou igual a 5, segundo NEALE (1997). Como a rugosidade combinada inicial (média) dos corpos ensaiados era de 0,66  $\mu\text{m}$  nos ensaios rotativos e de 1,31  $\mu\text{m}$  nos ensaios oscilatórios, a espessura do filme lubrificante do regime EHL esperada deveria ser pelo menos maior que 2,0  $\mu\text{m}$  nos ensaios rotativos e 3,9  $\mu\text{m}$  nos ensaios oscilatórios, considerando  $\lambda = 3$ .

Procedeu-se ao cálculo da espessura do filme nos ensaios realizados, efetuado através da Eq. 2-10. Ressalta-se novamente que tal equação seria válida para superfícies muito lisas, que não é o caso das superfícies ensaiadas, porém esse tipo de cálculo possibilita obter um valor aproximado da espessura na região de entrada da junção [DOWSON, 1997]. A Tabela 5-3 mostra os valores utilizados na Eq. 2-10 para o cálculo da espessura do filme no regime EHL e os valores da espessura resultante.

**Tabela 5-3: Valores utilizados para o cálculo da espessura do filme lubrificante do regime EHL, conforme Eq. 2-10, e espessuras resultantes.**

CONDIÇÃO		$\alpha$ [Pa <sup>-1</sup> ]	$\eta$ [Pa.s]	$V_{med}$ [m/s]	Raio R [m]	Carga normal W [N]	Módulo elástico E' [GPa]	Espessura h [ $\mu$ m]
Mo	PP	2E-08	0,011	0,266	0,005	80	115	0,016
	DD	2E-08	0,011	0,424	0,005	80	115	0,023
Se	P	2E-08	0,011	0,133	0,005	283	115	0,009
	D	2E-08	0,011	0,212	0,005	283	115	0,013

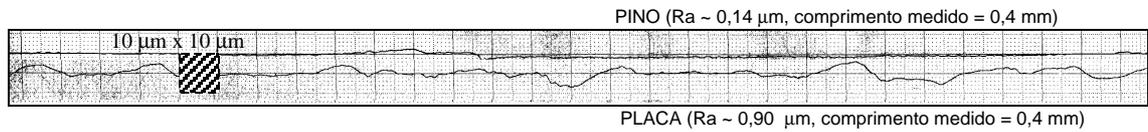
Obs.:  $E_{pino} = E_{contra-corpo} = 210$  GPa;  $\nu_{pino} = \nu_{contra-corpo} = 0,3$ ;  $\alpha$  conforme HUTCHINGS (1992);  $h$  conforme Eq.2-2 e Tabela 3-8.

Nota-se que a espessura do filme de óleo nos ensaios é muito menor que a esperada para a ocorrência do regime EHL. Logo, o valor de  $\lambda$  é muito menor que 1, o que é indicativo de lubrificação em regime limítrofe.

Por outro lado, conforme mencionou DOWSON (1997), recentes avanços através de técnicas interferométricas têm demonstrado que os filmes continuam fisicamente íntegros (em regime EHL) mesmo com espessuras muito menores do que as inicialmente consideradas para o regime EHL, até mesmo da ordem de nanômetros, que é o caso das apresentadas na Tabela 5-3. E ainda conforme DOWSON (1997), quando a espessura do filme é menor que a rugosidade das superfícies, as asperezas são tratadas como geradoras de pressão hidrodinâmica local, esta atuando na deformação elástica das asperezas mais altas. O regime assim caracterizado é chamado de lubrificação micro-EHL [DOWSON, 1997].

A Figura 5-18 mostra as superfícies iniciais do pino e da placa em escala 1:1, medidas com rugosímetro. É possível que, durante a fase inicial do ensaio, algumas asperezas tenham provocado situações potenciais para a ocorrência de um efeito micro-EHL. Havendo o aumento do raio das asperezas após o assentamento e a conformação

das superfícies [BAYER, 1994], a tendência é que o efeito micro-EHL seja naturalmente aumentado.



**Figura 5-18: Superfícies do pino e da placa em escala 1:1.**

Com essas observações, a ocorrência de regiões com filme de lubrificante separando as duas superfícies em lubrificação micro-EHL é possível, o que mostra correspondência com a indicação do modo de lubrificação mista nos ensaios realizados, com as análises efetuadas no presente trabalho.