

FERNANDO FUSCO ROVAI

**DESGASTE E CORROSÃO DE BOMBAS DE  
COMBUSTÍVEL COM MISTURAS DE ÁLCOOL E  
GASOHOL**

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de mestre em  
engenharia.

SÃO PAULO  
2005

FERNANDO FUSCO ROVAI

**DESGASTE E CORROSÃO DE BOMBAS DE  
COMBUSTÍVEL COM MISTURAS DE ÁLCOOL E  
GASOHOL**

Dissertação apresentada à  
Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para  
obtenção do título de mestre em  
engenharia.

Área de concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Prof. Dr. Amilton Sinatora

SÃO PAULO  
2005

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Laboratório de Fenômenos de Superfície da EPUSP, em especial ao Sr. Jovânio Oliveira, pelo incentivo e pelo empenho. É muito gratificante saber que ainda há pessoas e entidades realmente interessadas em ciência de verdade.

À empresa Mahle Metal Leve S.A. e seus colaboradores, em especial, aos laboratórios de metrologia e metalografia, que além de realizar as medições e análises se interessaram pelo diferente e pelo novo.

Ao Laboratório de Motores do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo, em especial ao Dr. Maurício de Assumpção Trielli e ao Eng. Celso Ricardo de Oliveira Joaquim, não só pelo excelente trabalho realizado como também pelas sementes plantadas que germinaram idéias.

A todos que me criticaram, o que me fez prosseguir com este trabalho a ponto de responder com provas concretas às acusações infundadas.

A todos que direta ou indiretamente participaram da maravilhosa realização deste trabalho e que, tenho certeza, participarão dos próximos.

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO E OBJETIVO DO TRABALHO .....	12
2. REVISÃO DA LITERATURA.....	15
2.1. Sistema de injeção eletrônica de combustível.....	15
2.2. Corrosão de aços galvanizados por misturas de gasohol e ethanol hidratado .....	18
2.3. Regimes de lubrificação .....	19
2.4. Lubricidade.....	24
2.5. Rugosidade .....	27
2.6. Tipos e mecanismos de desgaste .....	32
3. MATERIAIS E MÉTODOS .....	36
3.1. Teste em bancada.....	36
3.2. Bomba de combustível .....	38
3.3. Combustíveis utilizados.....	42
3.4. Procedimento de teste.....	44
3.5. Lubricidade dos combustíveis ensaiados .....	45
3.6. Caracterização dos componentes .....	45
4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	47
4.1. Vazão e eficiência das bombas.....	47
4.2. Lubricidade.....	54
4.3. Folgas entre as engrenagens.....	56
4.4. Variação do perfil da face de contato .....	60
4.5. Largura da faixa de contato.....	62
4.6. Análise de rugosidade .....	64
4.7. Regime de lubrificação .....	71
4.8. Análise da corrosão em E22 .....	85
4.9. Análise da corrosão em E60 .....	88
4.10. Análise da corrosão em E100 .....	92
5. CONCLUSÕES.....	99
6. TRABALHOS FUTUROS.....	101
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	102
8. ANEXO I – Acompanhamento de Ensaio em Bancada .....	105
9. ANEXO II – Folgas internas .....	108
10. ANEXO III – Face de Contato no MEV .....	109

## RESUMO

As bombas elétricas de combustível, tanto para veículos movidos à gasolina como para veículos movidos a álcool, são lubrificadas pelo combustível. Com a nova tecnologia de motores multi-combustível, especialmente no Brasil, as bombas elétricas de combustível podem ser expostas ao álcool puro ou mesmo a qualquer mistura de álcool e gasolina. Este trabalho apresenta a influência de diferentes misturas de gasohol e etanol no desgaste e corrosão das bombas. As bombas foram testadas em bancada, simulando as mesmas condições do circuito de combustível veicular, utilizando gasohol (E22), etanol hidratado (E100) ou 60 % em volume de etanol hidratado em gasolina (E60). Análises em microscópio eletrônico de varredura, rugosidade e outras medições foram realizadas para a análise tribológica das engrenagens e para a análise de corrosão da carcaça das bombas de combustível. As duas carcaças expostas ao E100 apresentaram corrosão com formação de produto de corrosão na cor branca. Em algumas regiões o substrato de aço foi atingido. Foram observados depósitos de cobre sob a camada superficial de óxido, provavelmente produzidos por redução catódica de contaminação de cobre no combustível. A contaminação do combustível por cobre é oriunda do desgaste dos contatos elétricos da bomba. A análise de desgaste mostrou que o maior desgaste ocorre quando da utilização do E22. Além disso, as engrenagens que trabalharam em gasohol apresentaram forte riscamento na face de contato. O mesmo não se verificou para as peças que trabalharam com as outras misturas de combustível bem como superfície de contato sem riscamento significativo. Não se verificou uma relação nítida entre a lubricidade dos combustíveis e o desgaste das engrenagens. Apesar destas diferenças, nenhuma das seis bombas testadas apresentou qualquer tipo de falha durante ou após as 300 h de teste. Qualquer uma das bombas testadas poderia ser aplicada em veículo após o teste de bancada sem qualquer prejuízo funcional imediato ao sistema de combustível.

## ABSTRACT

The automotive electrical fuel pumps for gasoline and alcohol propelled vehicles engines are lubricated by the fuel itself. Considering the new flexible fuel engine technology, specially in Brazil, the fuel pump is designed to be lubricated by gasohol (E22) or pure hydrated ethanol fuel but it is also exposed to the variable gasoline/alcohol blends in the flex-fuel engines. This work presents the influence of different fuel blends, ethanol and gasohol, to the fuel pump wear and corrosion behaviors. The fuel pumps were tested in a bench device, which simulates the vehicle fuel circuit, using gasohol (E22), hydrated ethanol (E100) or 60 % in volume of ethanol in gasoline mixture (E60). The scanning electron microscopy examinations, roughness and other measurements were performed to tribological analysis of fuel pump gears and to corrosion analysis of fuel pump housing. The two fuel pumps tested in E100 presented corrosion with light corrosion product formation. The steel substrate was reached in some regions of the fuel pump housing. Copper deposits were observed under the superficial oxide layer, probably produced by cathodic reduction from fuel poisoning by copper. The fuel poisoning by copper comes from wear of fuel pump internal electrical contacts. The higher wear with more evident wear marks on gears contact face was verified in the E22 fuel. The wear and the wear marks were not so evident in the other two fuel blends. A clear relation between the wear of the gears and the fuel lubricity was not verified. Although the different results, none of these six tested pumps presented any failure mode after the 300 h test. Any tested pump could be installed in a vehicle after the bench test without any immediate prejudice to vehicle functioning.

## LISTA DE FIGURAS

<b>1. INTRODUÇÃO E OBJETIVO DO TRABALHO</b>	
<b>Figura 1.1</b> .....	<b>13</b>
Bomba elétrica de combustível no interior do tanque do veículo.	
<b>2. REVISÃO DA LITERATURA</b>	
<b>Figura 2.1</b> .....	<b>16</b>
Sistema de combustível.	
<b>Figura 2.2</b> .....	<b>17</b>
Sistema monoponto.	
<b>Figura 2.3</b> .....	<b>17</b>
Sistema multiponto.	
<b>Figura 2.4</b> .....	<b>18</b>
Vista externa da bomba elétrica de combustível.	
<b>Figura 2.5</b> .....	<b>20</b>
Curva de Stribeck.	
<b>Figura 2.6</b> .....	<b>21</b>
Diagrama IRG.	
<b>Figura 2.7</b> .....	<b>22</b>
Varição da carga normal de contato em função da viscosidade do fluido lubrificante.	
<b>Figura 2.8</b> .....	<b>22</b>
Varição da carga normal de transição com a rugosidade das superfícies em contato.	
<b>Figura 2.9</b> .....	<b>23</b>
Varição da carga normal de transição com a rugosidade das superfícies em contato em ambiente com baixa concentração de oxigênio.	
<b>Figura 2.10</b> .....	<b>25</b>
Esquema de execução de ensaio H.F.R.R.	
<b>Figura 2.11</b> .....	<b>27</b>
Esquema de teste H.F.R.R. para diesel.	
<b>Figura 2.12</b> .....	<b>27</b>
Esquema de teste H.F.R.R. para combustíveis voláteis.	
<b>Figura 2.13</b> .....	<b>28</b>
Linha média do perfil de rugosidade.	
<b>Figura 2.14</b> .....	<b>29</b>
Rugosidade Ra.	
<b>Figura 2.15</b> .....	<b>30</b>
Rugosidades Rz e Rmáx.	
<b>Figura 2.16</b> .....	<b>31</b>
Rugosidade padrão Rk.	
<b>Figura 2.17</b> .....	<b>33</b>
Mecanismo de contato em engrenagens.	

<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS</b>	
<b>Figura 3.1</b> .....	<b>36</b>
Bancada de ensaio de bomba elétrica de combustível.	
<b>Figura 3.2</b> .....	<b>38</b>
Componentes internos da bomba elétrica de combustível.	
<b>Figura 3.3</b> .....	<b>39</b>
Dimensionamento dos poros do filtro de combustível.	
<b>Figura 3.4</b> .....	<b>40</b>
Componentes da bomba hidráulica.	
<b>Figura 3.5</b> .....	<b>41</b>
Análise química das engrenagens da bomba.	
<b>Figura 3.6</b> .....	<b>41</b>
Funcionamento da bomba de engrenagens.	
<b>Figura 3.7</b> .....	<b>42</b>
Carcaça externa da bomba de combustível.	
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	
<b>Figura 4.1</b> .....	<b>49</b>
Desempenho das bombas – vazão em volume.	
<b>Figura 4.2</b> .....	<b>51</b>
Desempenho das bombas – eficiência global.	
<b>Figura 4.3</b> .....	<b>55</b>
Lubricidade em função do teor de álcool da mistura.	
<b>Figura 4.4</b> .....	<b>57</b>
Folga entre dentes (IC).	
<b>Figura 4.5</b> .....	<b>57</b>
Dimensões macroscópicas das engrenagens.	
<b>Figura 4.6</b> .....	<b>60</b>
Representação da medição do perfil da face de contato.	
<b>Figura 4.7</b> .....	<b>62</b>
Medição da largura da faixa de contato após teste.	
<b>Figura 4.8</b> .....	<b>65</b>
Rugosidade Rk da engrenagem interna nova.	
<b>Figura 4.9</b> .....	<b>66</b>
Rugosidade Rk da engrenagem externa nova.	
<b>Figura 4.10</b> .....	<b>67</b>
Rugosidade Rk para as engrenagens internas após teste.	
<b>Figura 4.11</b> .....	<b>68</b>
Engrenagem interna – E22.	
<b>Figura 4.12</b> .....	<b>69</b>
Engrenagem interna – E60.	
<b>Figura 4.13</b> .....	<b>69</b>
Engrenagem interna – E100.	
<b>Figura 4.14</b> .....	<b>70</b>
Rugosidade Rk das engrenagens externas após teste.	

<b>Figura 4.15</b> .....	71
Contato não-conforme.	
<b>Figura 4.16</b> .....	73
Contatos considerados no cálculo de velocidade relativa.	
<b>Figura 4.17</b> .....	74
Representação da velocidade na direção da linha de contato (vc).	
<b>Figura 4.18</b> .....	77
Volume deslocado por cada câmara da bomba.	
<b>Figura 4.19</b> .....	79
Representação gráfica da carga normal (Fn).	
<b>Figura 4.20</b> .....	81
Determinação preliminar do regime de lubrificação.	
<b>Figura 4.21</b> .....	82
Diagrama IRG corrigido pela viscosidade do E22.	
<b>Figura 4.22</b> .....	84
Diagrama IRG corrigido pela viscosidade e pela concentração de oxigênio no E100.	
<b>Figura 4.23</b> .....	85
Carcaça testada em E22.	
<b>Figura 4.24</b> .....	86
Detalhe da carcaça testada em E22.	
<b>Figura 4.25</b> .....	86
Análise química da região clara da carcaça em E22.	
<b>Figura 4.26</b> .....	87
Análise química da região escura da carcaça em E22.	
<b>Figura 4.27</b> .....	87
Secção transversal da carcaça testada em E22.	
<b>Figura 4.28</b> .....	88
Carcaça testada em E60.	
<b>Figura 4.29</b> .....	89
Detalhe da carcaça testada em E60.	
<b>Figura 4.30</b> .....	89
Análise química da borda do ponto de corrosão da carcaça em E60.	
<b>Figura 4.31</b> .....	90
Análise química do centro das manchas da carcaça em E60.	
<b>Figura 4.32</b> .....	90
Secção transversal da carcaça testada em E60.	
<b>Figura 4.33</b> .....	91
Análise química da região "A" da Figura 4.32.	
<b>Figura 4.34</b> .....	91
Análise química da região "B" da Figura 4.32.	
<b>Figura 4.35</b> .....	92
Análise química da região "C" da Figura 4.32.	
<b>Figura 4.36</b> .....	92
Carcaça testada em E100.	

<b>Figura 4.37</b> .....	<b>93</b>
Carcaça testada em E100 com 10 X de aumento.	
<b>Figura 4.38</b> .....	<b>93</b>
Detalhe da carcaça testada em E100.	
<b>Figura 4.39</b> .....	<b>94</b>
Presença de zinco na Figura 4.38.	
<b>Figura 4.40</b> .....	<b>94</b>
Presença de ferro na Figura 4.38.	
<b>Figura 4.41</b> .....	<b>95</b>
Secção transversal da carcaça testada em E100.	
<b>Figura 4.42</b> .....	<b>95</b>
Presença de ferro na Figura 4.41.	
<b>Figura 4.43</b> .....	<b>96</b>
Presença de zinco na Figura 4.41.	
<b>Figura 4.44</b> .....	<b>96</b>
Presença de cobre na Figura 4.41.	
<b>Figura 4.45</b> .....	<b>97</b>
Análise química das ilhas de cobre.	
<b>Figura 4.46</b> .....	<b>98</b>
Desgaste nos contatos de cobre.	
<b>Figura 4.47</b> .....	<b>98</b>
Partícula de cobre retida no filtro.	

## LISTA DE TABELAS

### 1. INTRODUÇÃO E OBJETIVO DO TRABALHO

### 2. REVISÃO DA LITERATURA

<b>Tabela 2.1</b> .....	<b>26</b>
Características do ensaio H.F.R.R.	
<b>Tabela 2.2</b> .....	<b>26</b>
Características dos corpos de prova para o ensaio H.F.R.R.	

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

<b>Tabela 3.1</b> .....	<b>43</b>
Componentes principais dos combustíveis ensaiados.	

### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

<b>Tabela 4.1</b> .....	<b>48</b>
Resultados de desempenho das bombas.	
<b>Tabela 4.2</b> .....	<b>54</b>
Resultado de lubricidade dos combustíveis.	
<b>Tabela 4.3</b> .....	<b>58</b>
Resultado da folga entre dentes (IC).	
<b>Tabela 4.4</b> .....	<b>59</b>
Resultado da folga lateral (SC).	
<b>Tabela 4.5</b> .....	<b>61</b>
Resultado da variação do perfil da face de contato.	
<b>Tabela 4.6</b> .....	<b>63</b>
Resultado da largura da faixa de contato.	
<b>Tabela 4.7</b> .....	<b>64</b>
Rugosidade da engrenagem interna nova.	
<b>Tabela 4.8</b> .....	<b>65</b>
Rugosidade da engrenagem externa nova.	
<b>Tabela 4.9</b> .....	<b>67</b>
Rugosidade das engrenagens internas após teste.	
<b>Tabela 4.10</b> .....	<b>70</b>
Rugosidade das engrenagens externas após teste.	
<b>Tabela 4.11</b> .....	<b>74</b>
Raio e ângulo para posição A.	
<b>Tabela 4.12</b> .....	<b>75</b>
Raio e ângulo para posição B.	
<b>Tabela 4.13</b> .....	<b>77</b>
Campo de velocidades das engrenagens.	
<b>Tabela 4.14</b> .....	<b>78</b>
Velocidade relativa das engrenagens.	
<b>Tabela 4.15</b> .....	<b>81</b>
Carga normal aplicada no engrenamento (Fn)	

## 1. INTRODUÇÃO E OBJETIVO DO TRABALHO

A tecnologia de veículos multi-combustível já é uma realidade em nosso mercado automobilístico. Diversos modelos de carros já oferecem versão com esta tecnologia que permite a utilização do veículo com quaisquer misturas de álcool hidratado combustível [1] e gasolina tipo C (gasohol) [2] sem a necessidade de qualquer ajuste ou intervenção por parte do usuário. A antiga necessidade de se optar, na hora da compra de um veículo, para qual combustível o carro seria fabricado está desaparecendo.

Sendo os combustíveis dos carros de passeio compostos basicamente por álcool e gasolina, o consumidor brasileiro tem a facilidade de já possuir, à sua disposição, uma rede de distribuição de ambos combustíveis ao longo de todo o país. Neste caso a proliferação da tecnologia multi-combustível se faz mais fácil e rápida, ao contrário de exemplos de países em que esta segunda rede de distribuição, em nosso caso do álcool hidratado, não está constituída e representa investimentos vultosos.

A utilização do álcool hidratado combustível em substituição à gasolina é motivada pelo menor preço do álcool e, ainda que o consumo do carro movido a álcool seja maior que o do carro à gasolina, o preço médio do álcool em torno de metade do preço da gasolina ainda dá margem à economia quando do uso do combustível vegetal.

No Brasil existe experiência acumulada no emprego de álcool combustível, uma vez que a fabricação de carros a álcool no final da década de 70 demandou intensa pesquisa tecnológica na solução de problemas relativos à corrosão de componentes do veículo em contato com o combustível. Nos dias de hoje a fabricação de carros com tecnologia multi-combustível também demanda certos cuidados na especificação dos componentes do sistema de injeção eletrônica de combustível dos veículos. Um dos componentes que mais requer cuidado é a bomba de combustível que, pelo fato de ser montada no interior do tanque de combustível, está constantemente em contato com o

combustível e agora um combustível mais agressivo que é o álcool hidratado, conforme ilustra a Figura 1.1 [3].



Figura 1.1: Bomba elétrica de combustível no interior do tanque do veículo.

O objetivo desta dissertação é avaliar a influência da utilização de combustíveis com maior teor de álcool no desgaste das engrenagens que constituem a bomba bem como na corrosão da carcaça de bombas de combustível projetadas para trabalhar somente com gasolina tipo C.

Este estudo tem motivação adicional uma vez que muitos motoristas adotam a utilização de misturas de gasohol e álcool hidratado mesmo em carros que não são multi-combustível e, portanto, não foram projetados para a utilização destas misturas. As vantagens, desvantagens e a viabilidade da utilização indiscriminada destas misturas de combustível em veículos que não são multi-combustível foi estudada e ilustrada por Ferrarese [4]. Nesta época surgiu a dúvida sobre a durabilidade dos componentes do sistema de injeção eletrônica, entre eles o mais sensível que é a bomba elétrica de combustível.

Os resultados deste trabalho podem ser úteis além das fronteiras brasileiras uma vez que na Colômbia, e em outros países, empregam-se misturas de álcool e gasolina. Por fim as flutuações significativas nos teores de álcool

adicionado à gasolina complementam as motivações para o estudo de seus efeitos no desgaste e corrosão de componentes da bomba elétrica de combustível.

## **2. REVISÃO DA LITERATURA**

### **2.1. Sistema de injeção eletrônica de combustível**

Os veículos multi-combustível exigem a adoção da tecnologia de gerenciamento eletrônico de motor que envolve basicamente o controle da quantidade de combustível injetada e do momento ideal de geração da centelha na vela de ignição. Este controle se faz necessário devido às diferenças entre as misturas de combustível utilizadas quando queimadas no mesmo motor de combustão interna.

O combustível é injetado no motor pelos injetores e para isso precisa chegar à montante dos injetores com certa pressão e numa determinada vazão. O comando eletrônico do motor comanda o início e o período em que o injetor permanece aberto permitindo a passagem do combustível para o interior do coletor de admissão do motor.

O sistema responsável pelo envio de combustível do tanque do veículo aos injetores é o sistema de combustível.

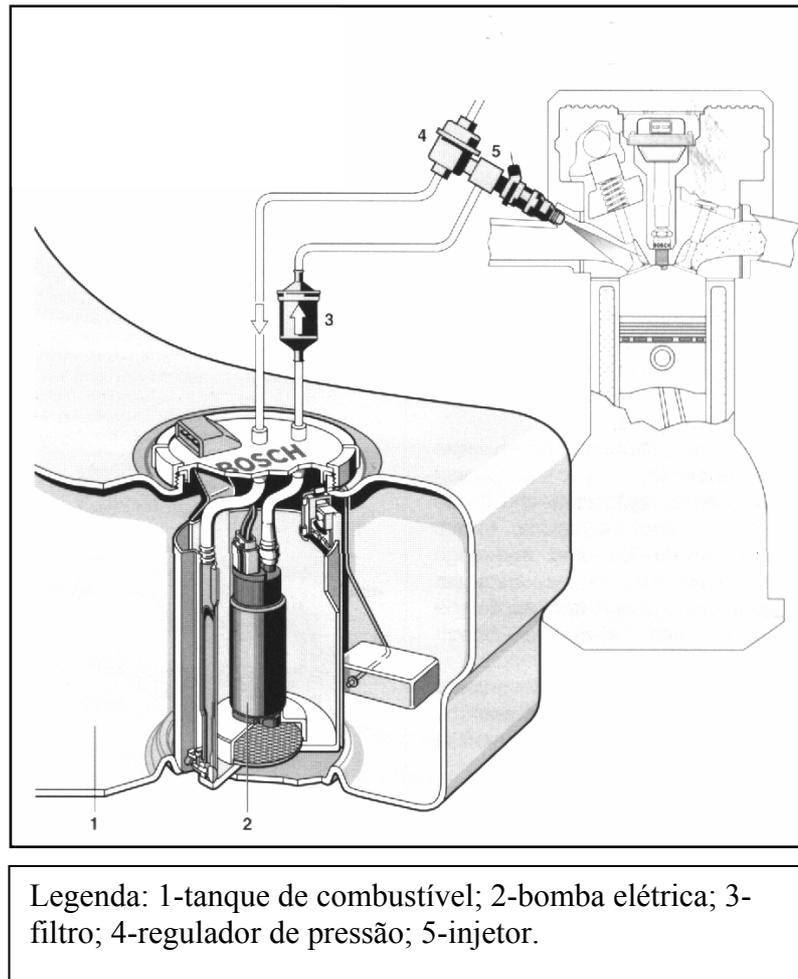
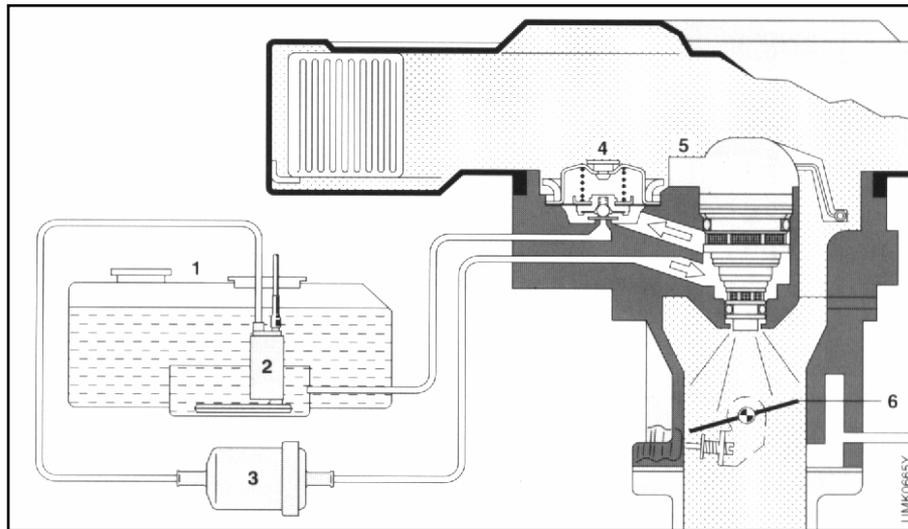


Figura 2.1: Sistema de combustível.

A Figura 2.1 [5] ilustra os componentes básicos do sistema de combustível de um veículo com sistema convencional de injeção eletrônica de combustível. Como ilustrado na Figura 2.1 [5], a bomba de combustível fica montada em um suporte no interior do tanque de combustível e é responsável pela alimentação dos injetores do motor com a quantidade necessária de combustível à pressão adequada. A pressão de combustível na linha de alimentação é controlada pelo regulador de pressão.

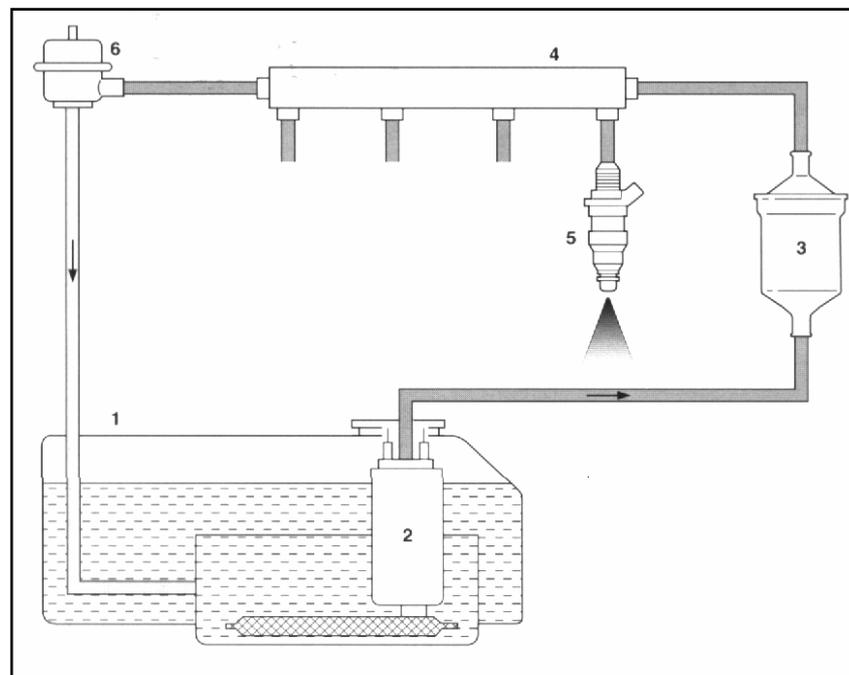
Os sistemas de injeção eletrônica de combustível podem ser divididos em dois grupos: monoponto e multiponto. Os sistemas monoponto possuem um só injetor para alimentar o motor e utilizam pressão à montante do injetor em torno de 1,0 bar. A Figura 2.2 [5] ilustra o esquema de um sistema monoponto.



Legenda: 1-tanque de combustível; 2-bomba elétrica; 3-filtro; 4-regulador de pressão; 5-injetor; 6-corpo de borboleta.

Figura 2.2: Sistema monoponto.

Os sistemas multiponto possuem um injetor para cada cilindro do motor e pressão à montante dos injetores em torno de 3,0 bar. A Figura 2.3 [5] ilustra um sistema multiponto.



Legenda: 1-tanque de combustível; 2-bomba elétrica; 3-filtro; 4-tubo de distribuição; 5-injetor; 6-regulador de pressão.

Figura 2.3: Sistema multiponto.



revestimento de zinco que foi substituído pelo cádmio. Os componentes revestidos por zinco tendem a apresentar corrosão intensa, generalizada e com ocorrência de pites [6].

Kajimoto e Wolyneć apud Tanaka [7] ensaiaram o revestimento de zinco em álcool hidratado e observaram que este revestimento não resiste à corrosão. Verificaram ainda que a cromatização confere apenas uma proteção temporária ao zinco quando exposto ao álcool hidratado.

Castro, Araújo e Adam apud Tanaka [8] estudaram a corrosão do aço revestido por zinco em álcool hidratado contendo 0,01M de  $\text{NaClO}_4$  e constataram a ocorrência de corrosão por pite com um período de incubação de 30 dias. Como o álcool hidratado continha 0,34% de cloreto, esses autores atribuem a ocorrência dos pites à presença deste íon.

Para verificar o efeito da contaminação do álcool hidratado pela gasolina sobre a corrosão do zinco, Vianna e Rehin apud Tanaka [9] adicionaram cerca de 4% de gasolina tipo A [2], contendo 30 mg/l de sulfato e 16 mg/l de cloreto, ao álcool hidratado. Os resultados revelaram que a taxa de corrosão do álcool hidratado aumenta sensivelmente com esta contaminação.

### **2.3. Regimes de lubrificação**

Há basicamente três regimes de lubrificação distintos: hidrodinâmico, misto e limite. A diferença principal entre eles é o mecanismo de suporte da carga aplicada no contato entre as superfícies.

No regime hidrodinâmico o filme de óleo entre as superfícies em contato é suficientemente espesso para suportar a carga de contato entre as superfícies não ocorrendo contato entre os picos das asperezas.

Já no regime limite ocorre o contrário do hidrodinâmico, pois a carga é suportada principalmente pelas asperezas.

O regime misto se caracteriza por uma condição intermediária entre os dois regimes citados anteriormente sendo que parte da carga é suportada pelo fluido e parte pelas asperezas.

O regime de lubrificação pode ser identificado pela curva de Stribeck, mostrada na Figura 2.5 [10].

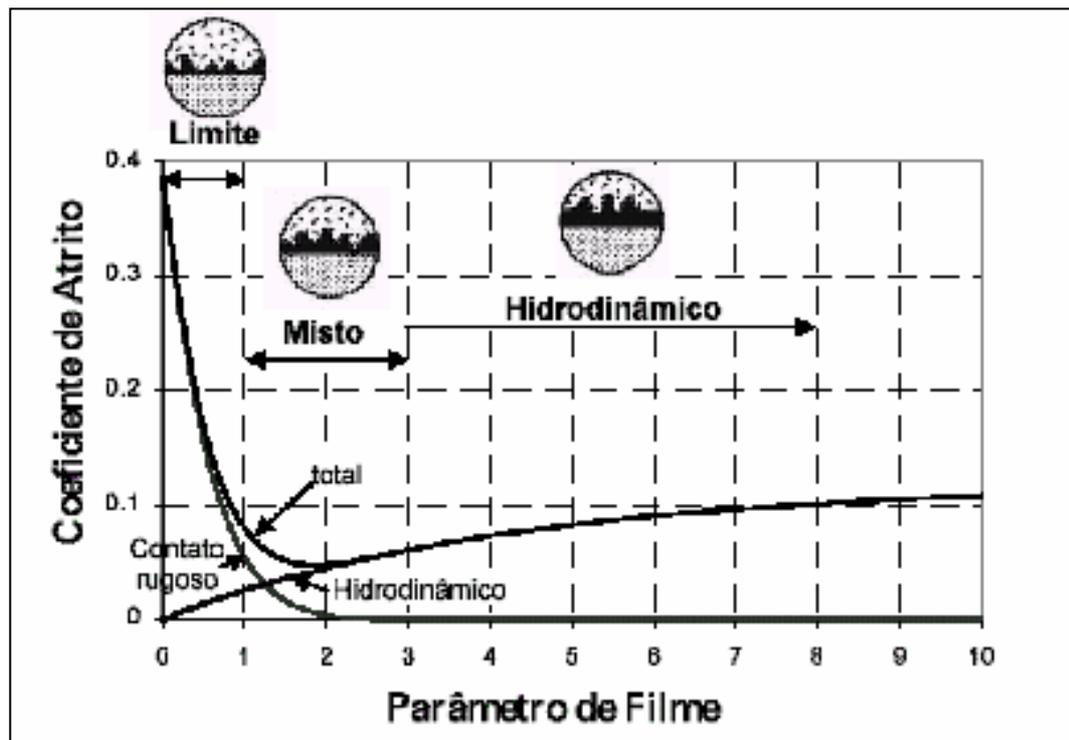


Figura 2.5: Curva de Stribeck.

De acordo com o parâmetro de filme (eixo das abcissas da Figura 2.5), calculado pelo quociente entre a espessura do filme de óleo e a rugosidade combinada das superfícies, identifica-se tanto o regime de lubrificação quanto o coeficiente de atrito entre as superfícies.

Outra maneira de identificar o regime de lubrificação é através do diagrama IRG, mostrado na Figura 2.6 [11]. Este diagrama considera a velocidade relativa e a carga normal entre duas superfícies em contato.

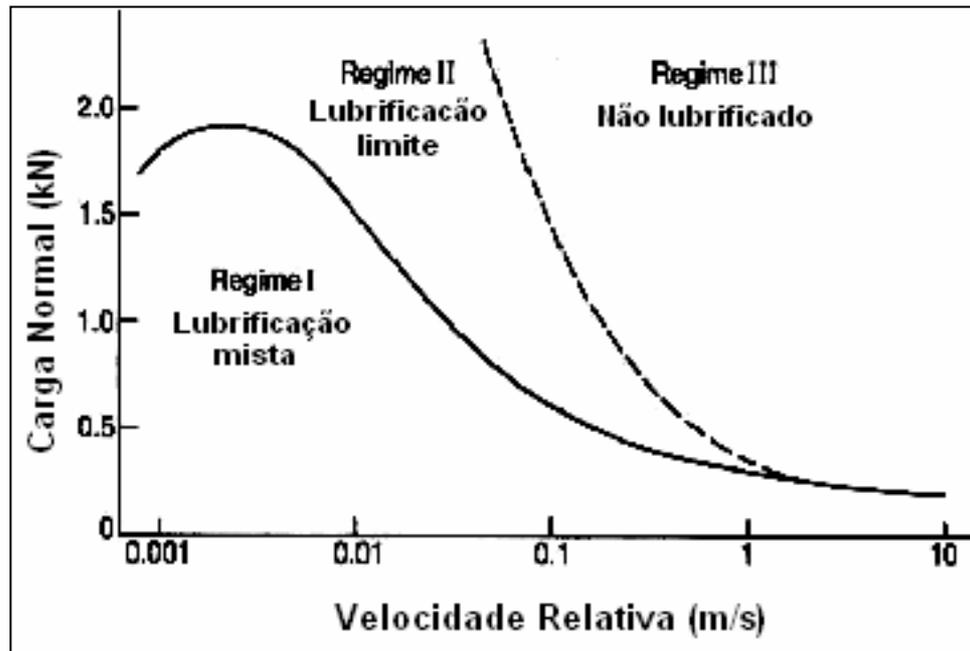


Figura 2.6: Diagrama IRG.

Os valores apresentados no eixo das ordenadas da Figura 2.6 são válidos para condições bem definidas e são influenciados pela rugosidade das superfícies, pela viscosidade do fluido e pela concentração de oxigênio na interface. Na Figura 2.6 os valores de carga normal se referem a superfícies lubrificadas por óleo lubrificante, representando grande parte dos sistemas mecânicos.

De acordo com [11] a carga normal suportada pelo lubrificante se relaciona linearmente com a viscosidade do fluido. A Figura 2.7 [11] mostra a variação da carga normal com a viscosidade do fluido lubrificante para três diferentes lubrificantes (óleo SAE 10W, Diesel marítimo e Diesel metropolitano). Esta curva (Figura 2.7) sugere a adequação do diagrama IRG (Figura 2.6) à viscosidade do lubrificante utilizado.

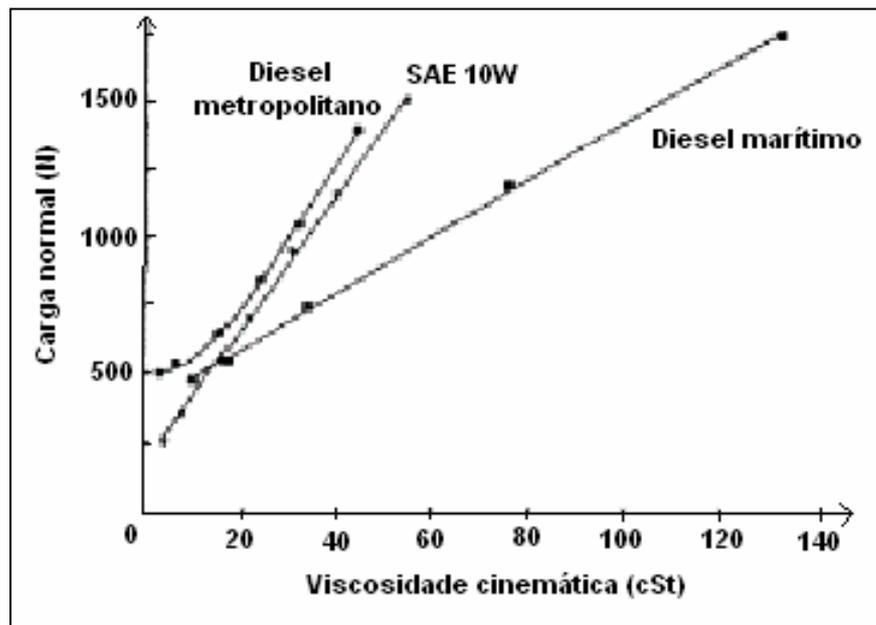


Figura 2.7: Variação da carga normal de contato em função da viscosidade do fluido lubrificante.

As curvas que definem a transição entre os regimes de lubrificação da Figura 2.6 são influenciadas pela rugosidade das superfícies em contato. A Figura 2.8 [11] mostra a variação das curvas de transição entre os regimes de lubrificação para o contato entre esfera e cilindro, lubrificado por Diesel metropolitano a 60 °C em condição ambiente.

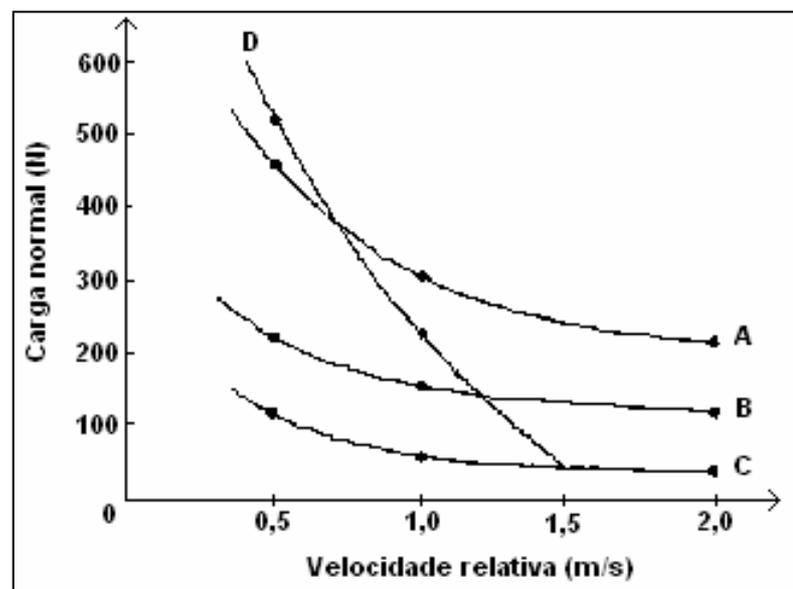


Figura 2.8: Variação da carga normal de transição com a rugosidade das superfícies em contato.

As curvas A, B e C da Figura 2.8 [11] representam a curva de transição entre os regimes de lubrificação I e II e I e III (curva cheia) da Figura 2.6. A curva D da Figura 2.8 representa a curva de transição entre os regimes de lubrificação II e III (curva tracejada) da Figura 2.6. A rugosidade da superfície A é  $0,015 \mu\text{m}$ , a de B é  $0,12 \mu\text{m}$  e a de C é  $1,0 \mu\text{m r.m.s}$ . Portanto pode-se concluir que o aumento da rugosidade das superfícies implica em menor carga normal para que ocorra a transição do regime de lubrificação. Esta curva (Figura 2.8) permite a adequação do diagrama IRG (Figura 2.6) à rugosidade dos corpos utilizados.

A influência da concentração de oxigênio no limite de carga de transição entre os regimes de lubrificação é evidenciada comparando-se as Figuras 2.8 e 2.9. A Figura 2.9 [11] ilustra o levantamento das mesmas curvas mostradas na Figura 2.8 em atmosfera com baixa concentração de oxigênio (em torno de  $0,1 \%$  v/v) contra condição atmosférica na Figura 2.8.

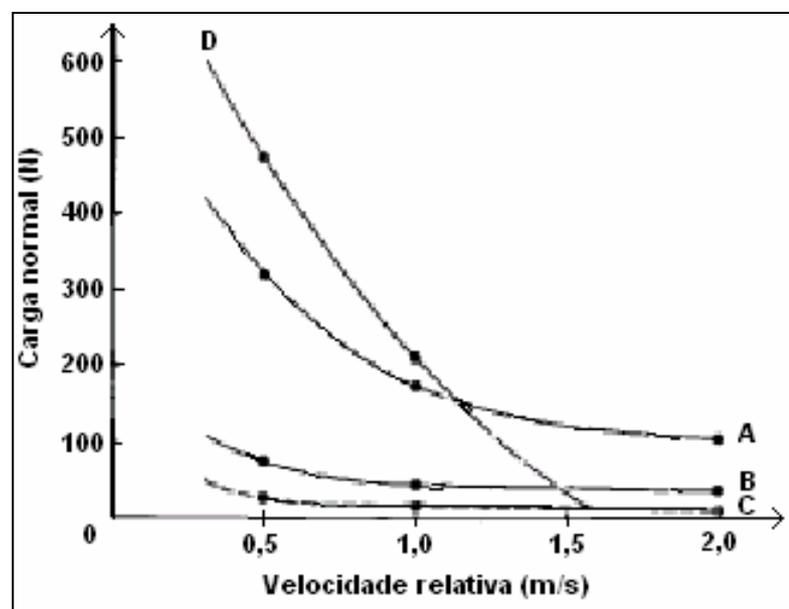


Figura 2.9: Variação da carga normal de transição com a rugosidade das superfícies em contato em ambiente com baixa concentração de oxigênio.

Das Figuras 2.8 e 2.9 percebe-se que a maior concentração ambiente de oxigênio aumenta a carga normal entre as superfícies em contato para a transição de regime de lubrificação. É razoável admitir que uma maior concentração de oxigênio no ambiente de teste resulte em maior quantidade de oxigênio dissolvido no fluido lubrificante na interface. Estas curvas (Figura 2.8 e Figura 2.9) permitem a adequação do diagrama IRG (Figura 2.6) à concentração de oxigênio do lubrificante utilizado.

#### **2.4. Lubricidade**

A lubricidade é definida como a capacidade do lubrificante de reduzir o desgaste entre as superfícies em contato, quando em regime de lubrificação limite. Em regime de lubrificação limite o atrito de cisalhamento do fluido não tem influência significativa no atrito entre os corpos em contato visto que não há comportamento hidrodinâmico do fluido lubrificante dada sua espessura reduzida. Há que se considerar ainda que, dadas as elevadas pressões de contato, quando em regime de lubrificação limite o fluido lubrificante sofre plastificação o que o afasta bastante de um fluido Newtoniano. Portanto, o aumento significativo de viscosidade na interface, influenciado pelo fluido na interface, faz com que a lubricidade seja determinada de maneira experimental [12].

A lubricidade dos combustíveis é determinada empregando-se o ensaio HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) definido por norma ASTM [13].

O ensaio se caracteriza pelo movimento alternativo de uma esfera metálica sobre um disco plano (contra-corpo), também metálico, em meio lubrificado pelo combustível, sob uma determinada carga (Figura 2.10 [14]).

Este ensaio é largamente utilizado em análises da influência do combustível no desgaste de componentes de bombas injetoras de combustível em motores de ciclo Diesel. A condição de lubrificação limite encontrada nos componentes internos das bombas injetoras de óleo diesel é simulada entre o corpo e o

contra-corpo utilizados neste ensaio HFRR, neste caso a esfera e o disco plano [15].

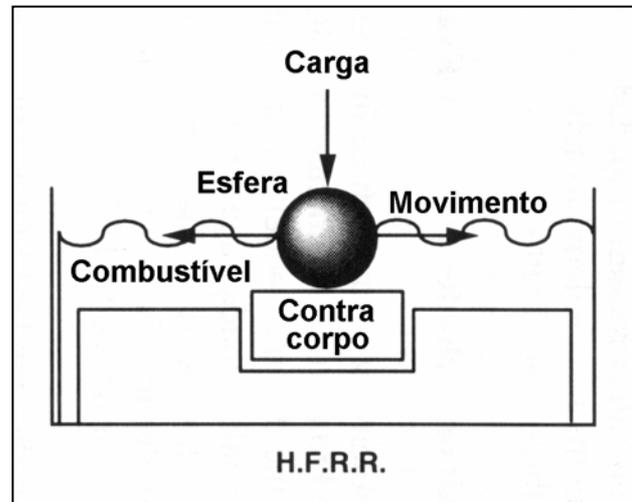


Figura 2.10: Esquema de execução de ensaio H.F.R.R.

Ao longo do ensaio se forma uma calota de desgaste na superfície da esfera. O resultado do ensaio é dado pela dimensão desta calota de desgaste da esfera após o teste. O valor MWSD ("Mean Wear Scar Diameter") representa o diâmetro médio da calota de desgaste formada na esfera, visto que a real calota gerada no teste tem forma elíptica e não circular como era de se esperar. A determinação da lubricidade é feita de forma comparativa, quanto menor a lubricidade do combustível maior o diâmetro da calota de desgaste. Ou seja, quanto maior a lubricidade do lubrificante menor será o desgaste entre um par tribológico submetido à condição de lubrificação limite.

Um resumo das condições e características do ensaio HFRR é apresentado na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Características do ensaio H.F.R.R.

<b>Características do teste HFRR</b>	
Amplitude do movimento	1000 ± 20 μm
Frequência	50 ± 1 Hz
Carga aplicada	200 ± 1 g
Duração do teste	75 ± 0,1 min

As características principais dos corpos de prova estão descritas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Características dos corpos de prova para o ensaio H.F.R.R.

<b>Corpos de prova do teste HFRR</b>	
Diâmetro da esfera	6,0 mm
Dureza da esfera	58 a 66 HRC
Rugosidade da esfera	< 0,05 μm Ra
Diâmetro do disco	10,0 mm
Dureza do disco	30 HV
Rugosidade do disco	< 0,02 μm Ra

Como a gasolina é mais volátil que o óleo diesel, o dispositivo de teste para gasolina, descrito por Spikes [16], utiliza maior quantidade de combustível que o dispositivo convencional utilizado com óleo diesel, sendo que os corpos de prova, tanto a esfera quanto o disco, devem ficar totalmente submersos. Para evitar evaporação das frações mais leves do combustível, no caso da utilização da gasolina, o reservatório de combustível é vedado. O esquema do dispositivo de teste utilizado para diesel é mostrado na Figura 2.11 [16], enquanto que o modificado para gasolina é mostrado na Figura 2.12 [16].

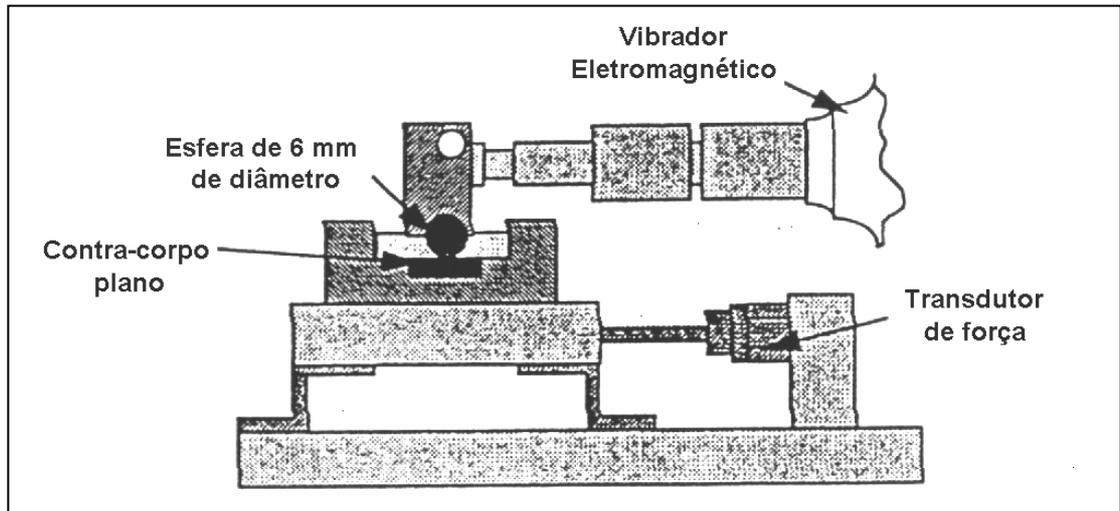


Figura 2.11: Esquema de teste H.F.R.R. para diesel.

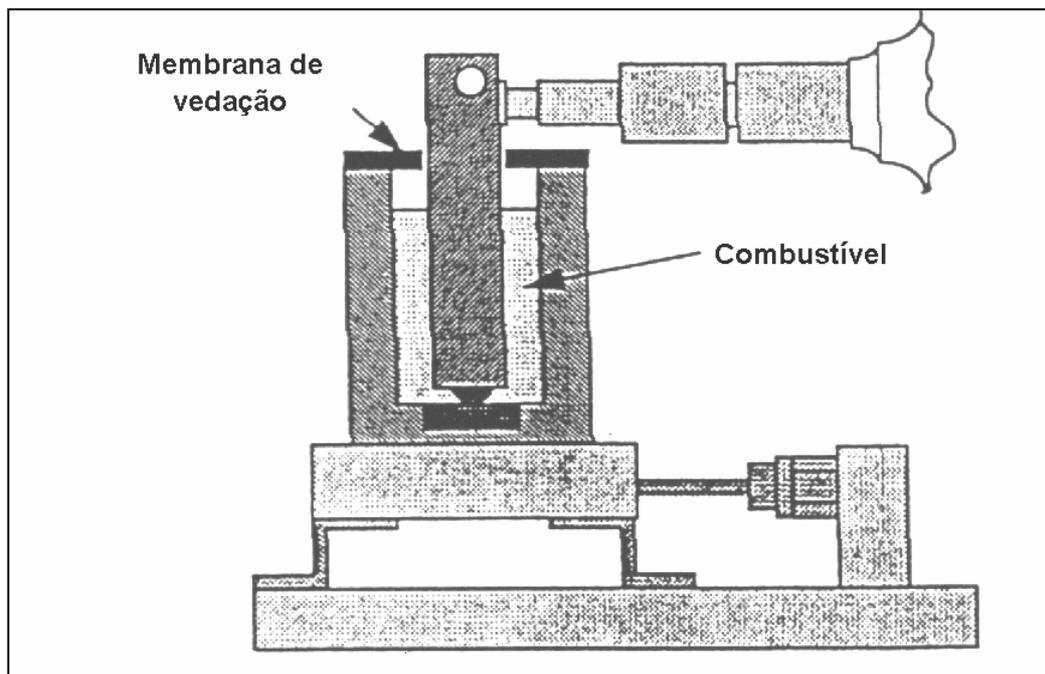


Figura 2.12: Esquema de teste H.F.R.R. para combustíveis voláteis.

## 2.5. Rugosidade

Os parâmetros de rugosidade utilizados para análise e caracterização das superfícies estão definidos a seguir.

### 2.5.1. Linha média

A linha média do perfil de rugosidade possui a mesma forma do perfil geométrico da superfície medida e é disposta paralelamente à direção geral deste perfil, dentro do percurso de medição ( $l_m$ ). A soma das áreas superiores formadas entre o perfil de rugosidade e a linha média (equação 2.1) é igual à soma das áreas inferiores formadas entre o perfil de rugosidade e a linha média (equação 2.2), conforme ilustrado na Figura 2.13 [17].

$$\text{Área superior} = \sum_{i=1}^n y_s \quad (\text{equação 2.1})$$

$$\text{Área inferior} = \sum_{i=1}^n y_i \quad (\text{equação 2.2})$$

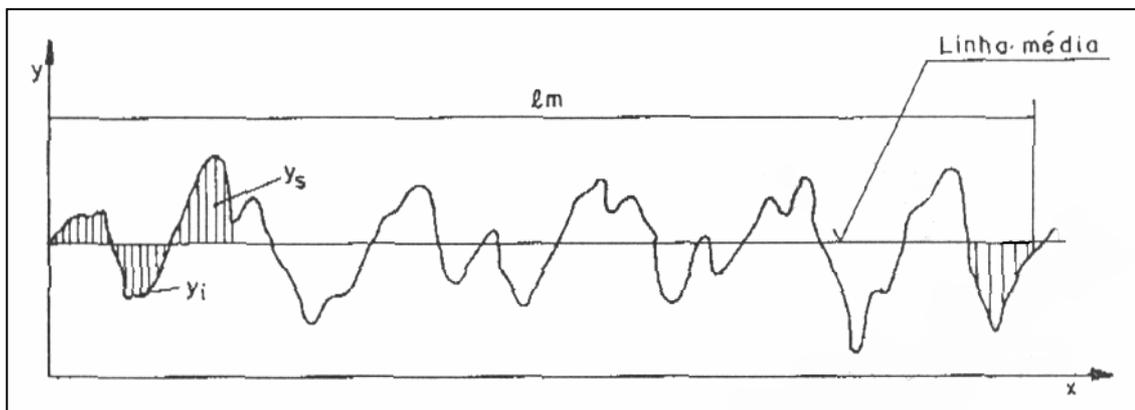


Figura 2.13: Linha média do perfil de rugosidade.

### 2.5.2. Rugosidade Ra

A rugosidade  $R_a$  é definida como a média dos valores absolutos das ordenadas de afastamento ( $y_i$ ) dos pontos do perfil de rugosidade em relação à linha média (equação 2.3), dentro do percurso de medição ( $l_m$ ). Vide Figura 2.14 [17].

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (\text{equação 2.3})$$

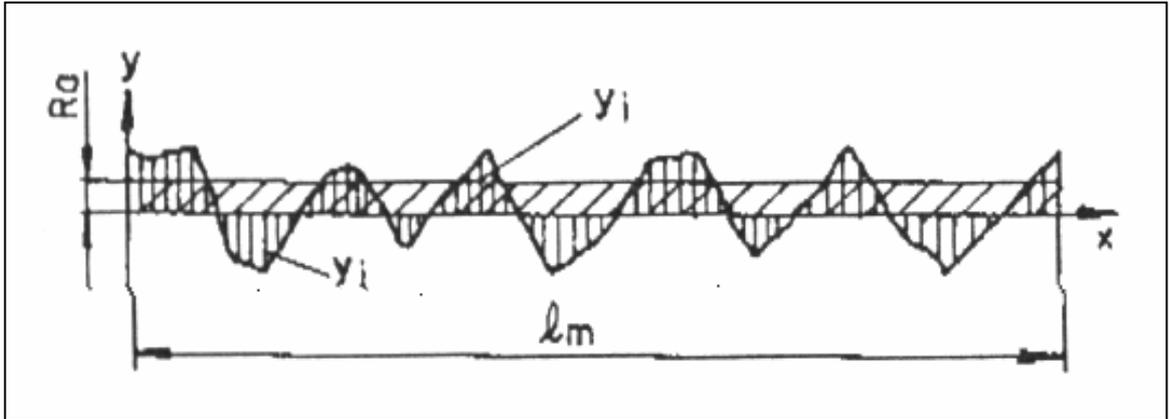


Figura 2.14: Rugosidade Ra.

Conforme ilustrado na Figura 2.14, a grandeza Ra pode também ser interpretada como a altura de um retângulo (retângulo hachurado, Figura 2.14), cuja área é igual à soma absoluta das áreas delimitadas entre o perfil de rugosidade e a linha média.

### 2.5.3. Rugosidade Rz

A rugosidade Rz é definida pela média aritmética dos cinco valores de rugosidade parcial conforme calculado pela equação 2.4 e mostrado na Figura 2.15 [17].

$$R_z = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 Z_i \quad (\text{equação 2.4})$$

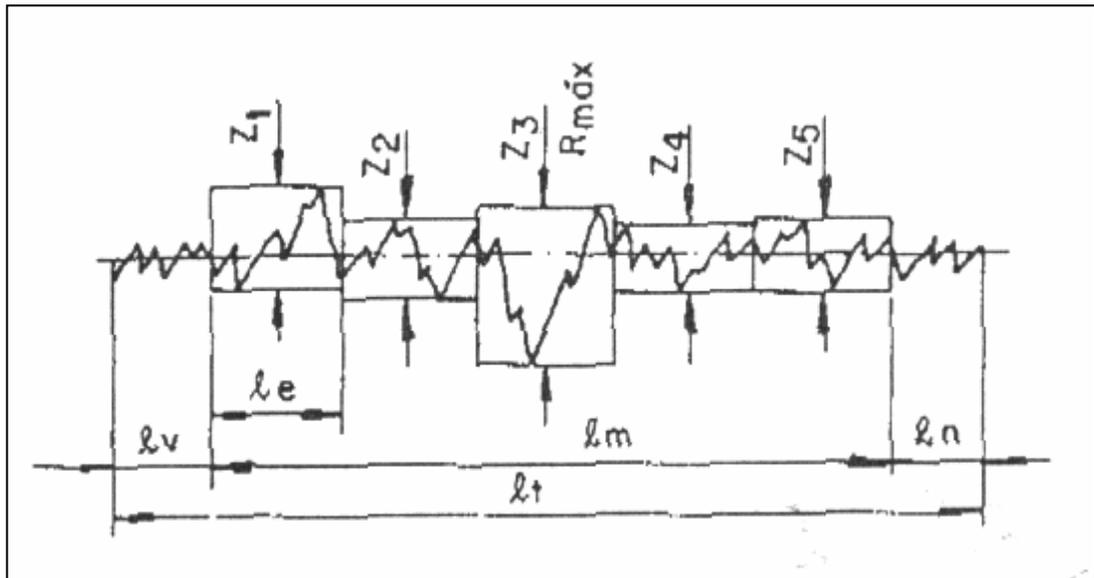


Figura 2.15: Rugosidades  $R_z$  e  $R_{máx}$ .

A rugosidade parcial  $Z_i$  é definida pela altura entre os pontos máximo e mínimo do perfil em relação à linha média, dentro do comprimento de amostragem ( $l_e$ ).

#### 2.5.4. Rugosidade máxima $R_{máx}$

A rugosidade máxima é o maior valor das rugosidades parciais ( $Z_i$ ) que se apresenta no percurso de medição ( $l_m$ ), Figura 2.15.

#### 2.5.5. Rugosidade padrão $R_k$

A medição de rugosidade pelos parâmetros  $R_k$  é definida pela curva de Abbott-Firestone [18] mostrada na Figura 2.16.

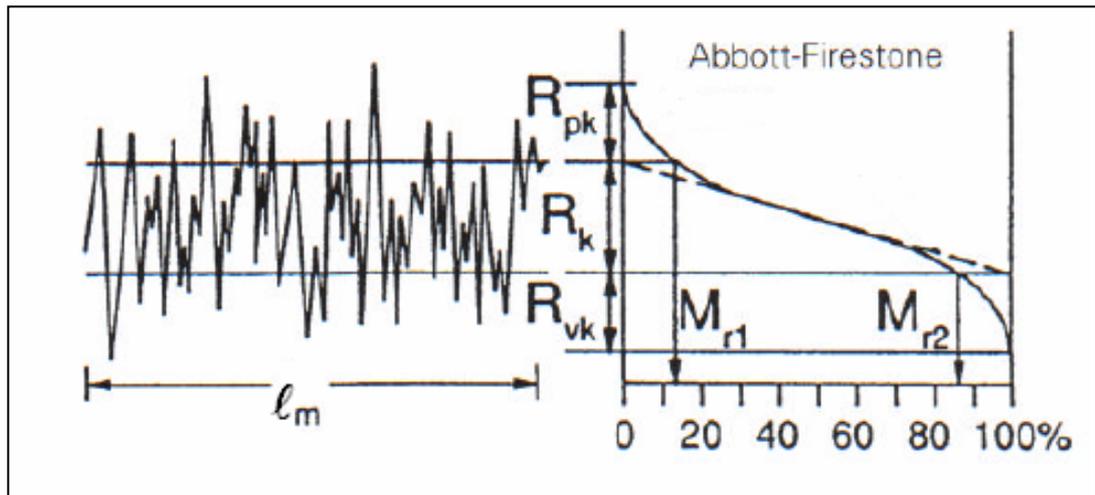


Figura 2.16: Rugosidade padrão  $R_k$ .

Deve-se imaginar uma superfície totalmente plana em contato com a superfície de perfil rugoso. Quando o plano toca o pico mais alto de rugosidade define-se o zero de área de contato entre as duas superfícies. Ao aproximar o plano cada vez mais do perfil rugoso percebe-se que a área de contato aumenta gradativamente. O aumento da área de contato em relação à distância entre as duas superfícies em contato é definido pela curva de Abbott-Firestone.

A curva de Abbott-Firestone não é linear, sendo que os dois pontos de inflexão definem a parcela de picos ( $M_{r1}$ ) e a parcela de vales ( $M_{r2}$ ) do perfil de rugosidade. A altura correspondente aos picos de rugosidade é definida pelo parâmetro  $R_{pk}$ . A altura correspondente aos vales de rugosidade é definida pelo parâmetro  $R_{vk}$ . O parâmetro  $R_k$  define a região linear da curva de Abbott-Firestone.

De maneira geral pode-se definir que os picos definidos pelo parâmetro  $R_{pk}$  serão removidos no amaciamento das peças em contato. O parâmetro  $R_k$  define a rugosidade ao longo da vida útil do componente e o parâmetro  $R_{vk}$  define o volume de reservatório de lubrificante no contato entre duas superfícies.

## 2.6. Tipos e mecanismos de desgaste

A seguir estão definidos os tipos e mecanismos de desgaste pertinentes a este trabalho conforme [19].

### 2.6.1. Desgaste abrasivo

Este tipo de desgaste é causado por partículas ou protuberâncias duras que se movem forçadas contra uma superfície. O desgaste é então definido como o dano causado à superfície e geralmente envolve perda progressiva de material devida ao movimento relativo entre a superfície e as partículas ou protuberâncias duras.

Quando duas superfícies estão em contato o desgaste ocorre em ambas as superfícies, mas não necessariamente com a mesma intensidade em cada superfície. A taxa de desgaste de cada superfície depende das características de cada superfície, da presença de abrasivos entre as superfícies, da velocidade relativa entre as superfícies em contato e de outras condições de contorno.

Abrasão é tipicamente categorizada de acordo com os tipos de contato, assim como as condições ambientais ao redor da região do contato. Os tipos de contato consideram desgaste a dois e a três corpos. O desgaste a dois corpos ocorre quando um abrasivo desliza sobre apenas uma das superfícies e o desgaste a três corpos ocorre quando o abrasivo é contido ou armadilhado entre as duas superfícies em contato, com velocidade relativa às duas superfícies.

Diversos mecanismos têm sido propostos para explicar como o material é removido pela abrasão. Estes mecanismos incluem trincamento, fadiga e corte. Os mecanismos causam danos numa escala de dimensão compatível com o tamanho do abrasivo e dos microconstituintes, sendo referidos como microtrincamento, microfadiga e microcorte. Dada a complexidade da abrasão, mais de um mecanismo é responsável por toda a remoção de material.

O desgaste abrasivo é influenciado por condições corrosivas, particularmente em pH baixo, ou seja, meio ácido. Pode ocorrer uma sinergia entre desgaste abrasivo e corrosão. A abrasão cria superfícies novas que corroem rapidamente e, a camada corroída, normalmente protetora, é removida pela abrasão.

### 2.6.2. Desgaste por rolamento

Este tipo de desgaste resulta do carregamento mecânico repetitivo de um corpo rolando sobre outro. O desgaste pode ocorrer tanto no corpo que rola como na pista. O desgaste por contato de rolamento é a maior causa de falha em rolamentos, em dentes de engrenagem, em guias deslizantes, e etc. É uma forma de desgaste de difícil detecção nos estágios iniciais. Os defeitos precursores podem não ser detectados por surgir abaixo da superfície de contato. Com a continuidade do fenômeno os defeitos crescem o suficiente para emergir à superfície e então gerar partículas de desgaste. Estas partículas podem se tornar lascas, resultando em comprometimento do funcionamento do componente. O contato de rolamento é freqüentemente acompanhado por deslizamento. A Figura 2.17 [19] mostra o perfil esquemático do contato em engrenagens.

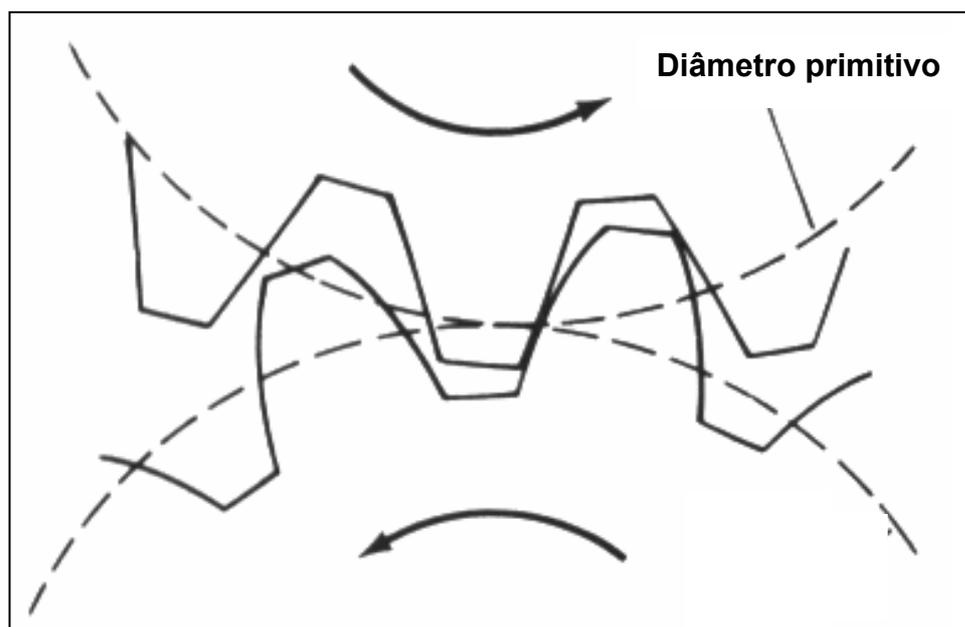


Figura 2.17: Mecanismo de contato em engrenagens.

No início do contato entre os dentes do engrenamento ocorre um misto de deslizamento e rolamento. Quando a linha de contato atinge o diâmetro primitivo ocorre rolamento puro. Passado este ponto o deslizamento volta a ocorrer, atingindo o máximo no momento de separação dos dentes das engrenagens. O deslizamento pode deflagrar todos os mecanismos de perda de massa inerentes a esta forma de movimentação relativa entre corpo e contra-corpo, superpondo-se estes à formação e propagação de trincas características do desgaste por rolamento, caso a lubrificação seja inadequada. Portanto, lubrificação adequada e tratamento superficial são fatores importantes à minimização dos efeitos do deslizamento em diversos arranjos que envolvem contato de rolamento.

#### 2.6.3. Corrosão-desgaste

Este tipo de desgaste é definido pela degradação do material em que tanto mecanismos de desgaste como mecanismos de corrosão estão envolvidos. O efeito combinado do desgaste e da corrosão pode totalizar uma quantidade de material removido muito maior do que as quantidades de material removido por cada um dos dois mecanismos isoladamente, o que indica certa sinergia entre estes dois mecanismos.

A corrosão acompanha o desgaste em praticamente todos os ambientes, exceto em vácuo e em atmosferas inertes.

Ocorre em instalações hidráulicas como, por exemplo, bombas, conexões, válvulas, e etc.

#### 2.6.4. Desgaste oxidativo

Desgaste oxidativo é o mecanismo de desgaste que ocorre em condições de deslizamento não lubrificado. Normalmente, mas não sempre, a oxidação é benéfica, formando filme de óxido nas superfícies das áreas de contato real em que se têm pontos quentes. Estes pontos quentes também se verificam em superfícies deslizantes e favorecem a formação dos óxidos.

Em muitos casos, esta oxidação tribológica pode reduzir a taxa de desgaste em duas ordens de grandeza, comparada com a taxa de desgaste do mesmo sistema em atmosfera inerte. Entretanto, esta melhora só é percebida quando a camada de óxido é formada na interface de contato. É difícil produzir superfícies com baixo desgaste preoxidando-se as superfícies em fornos com regime permanente.

O desgaste oxidativo pode também ocorrer em condições de deslizamento lubrificado quando a espessura do filme de óleo é menor que a rugosidade combinada das superfícies, por exemplo, em condições de lubrificação por camada limite. O desgaste oxidativo é a última defesa do material, em regime lubrificado, contra o scuffing.

#### 2.6.5. Desgaste por deslizamento

O desgaste por deslizamento se refere ao tipo de desgaste gerado pelo deslizamento entre duas superfícies sólidas.

O desgaste por deslizamento descreve a cinemática do movimento entre corpos supondo que não exista meio interfacial de origem externa, ou seja, abrasão. Neste tipo de desgaste, a energia liberada na interface pode potencializar os mecanismos de oxidação e de corrosão-desgaste, dependendo do meio externo. A adesão é um fenômeno tratado como mecanismo característico da ausência de meio interfacial, seja ele abrasivo ou lubrificante, entre corpo e contra corpo. Ela se caracteriza nos metais pela transferência de espécies químicas de forma semelhante ao processo de soldagem, embora sem necessariamente requerer a fusão dos corpos para ocorrer.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1. Teste em bancada

Os testes de durabilidade com diferentes combustíveis foram realizados em bancada. A bancada de testes simula condições de funcionamento da bomba de combustível muito similares à instalação em veículo. A bancada de ensaio está ilustrada na Figura 3.1. A bancada é composta pela unidade de controle e pela unidade hidráulica.

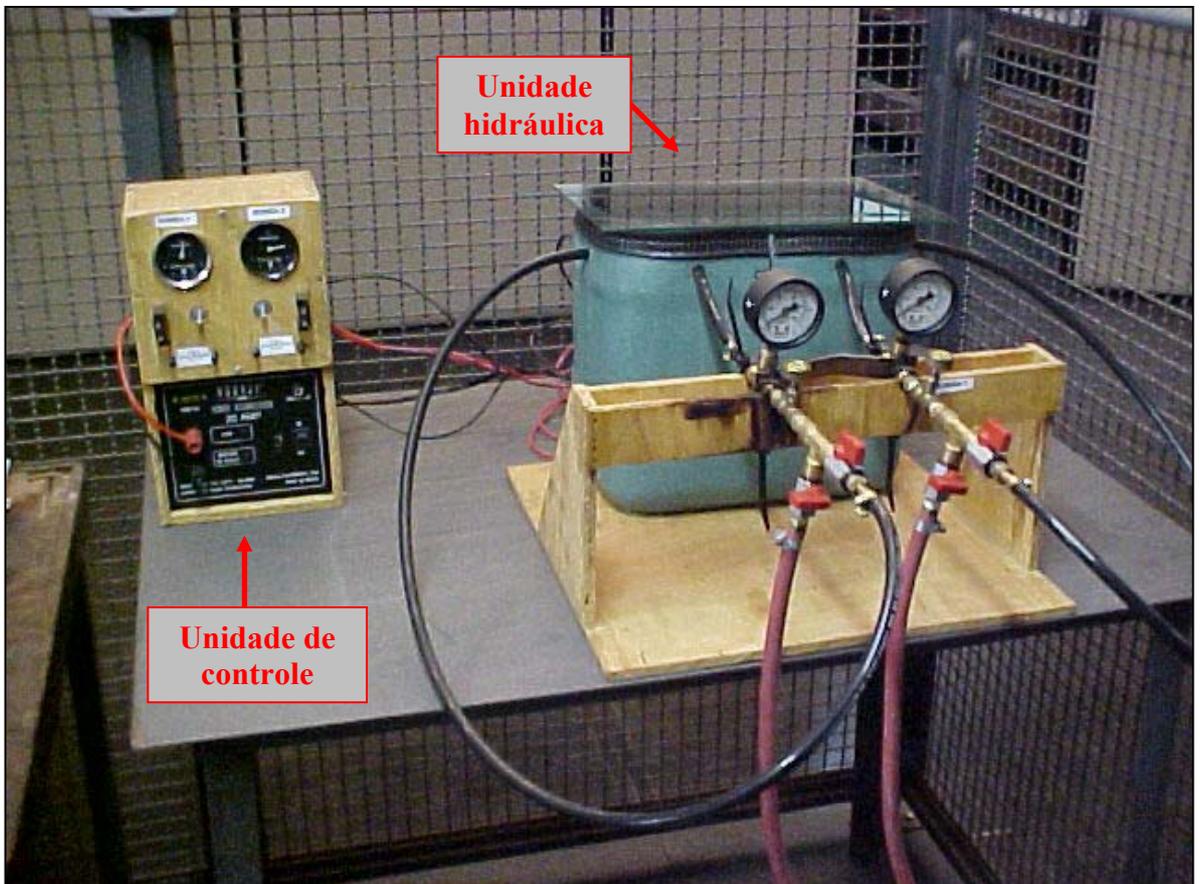


Figura 3.1: Bancada de ensaio de bomba elétrica de combustível.

A unidade de controle é composta por uma fonte de tensão regulada em 12,8 V com corrente contínua e capacidade de até 20 A. O tempo de funcionamento de cada bomba é medido independentemente por horímetro instalado na unidade de controle.

A unidade hidráulica consiste de uma cuba plástica em que são instaladas as bombas de combustível, totalmente submersas em combustível. As bombas são montadas com o pré-filtro original do fabricante. Esta cuba é fechada por uma tampa de vidro vedada por borracha, com sistema de respiro para a atmosfera feito por mangueira plástica, o que evita pressão excessiva no interior da cuba por evaporação das frações mais leves do combustível. A cuba comporta até duas bombas de combustível, sendo os sistemas hidráulico e elétrico independentes para cada bomba.

A válvula reguladora instalada na saída da bomba de combustível permite ajustar a pressão à jusante da bomba entre 2.0 bar e a pressão máxima de recalque da bomba. A pressão à jusante da bomba é indicada pelo manômetro correspondente, instalado imediatamente antes da válvula reguladora de pressão.

O combustível bombeado é recirculado para a cuba plástica durante o maior período de funcionamento da bomba. Para a medição de vazão, que é feita pelo cálculo do volume de combustível bombeado em um determinado período de tempo, o volume de combustível é medido em uma proveta e o tempo medido por um cronômetro acionado manualmente. Válvulas direcionais foram utilizadas para desviar o combustível da recirculação para a cuba plástica para o interior da proveta durante a medição de vazão.

Além da medição de pressão à jusante e da medição de vazão de combustível, a bancada permite ainda a medição da temperatura do fluido, do tempo de funcionamento, da tensão de alimentação e da corrente elétrica consumida por cada bomba, sendo a medição de temperatura feita por um termopar tipo K (1,5 mm de diâmetro) e as medições de tensão e corrente elétrica feitas com um multímetro digital.

### 3.2. Bomba de combustível

O esquema dos componentes internos da bomba de combustível é mostrado na Figura 3.2 [5].

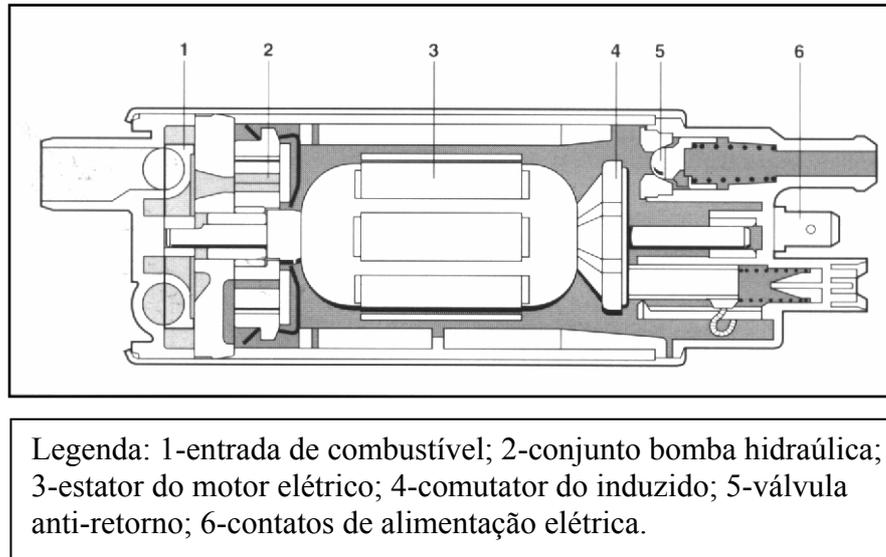


Figura 3.2: Componentes internos da bomba elétrica de combustível.

A bomba de combustível testada é produzida pelo fabricante MARWAL DO BRASIL. Esta bomba de combustível utiliza uma bomba de engrenagens denominada pelo fabricante de “gerotor”. Este modelo de bomba foi escolhido pelo fato de ser aplicado a um número considerável de veículos atualmente em produção no Brasil.

A bomba de engrenagens é acionada através da engrenagem interna pelo induzido de um motor elétrico de ímã permanente. O motor elétrico é alimentado pela tensão nominal de 13,8 V que é a tensão regulada nos sistemas de geração de energia dos automóveis.

O filtro de combustível confeccionado em tela de material polimérico permite a passagem de partículas com até 100 micrometros de diâmetro, limitado pelas dimensões dos poros do filtro mostrado na Figura 3.3 (foto feita em lupa).

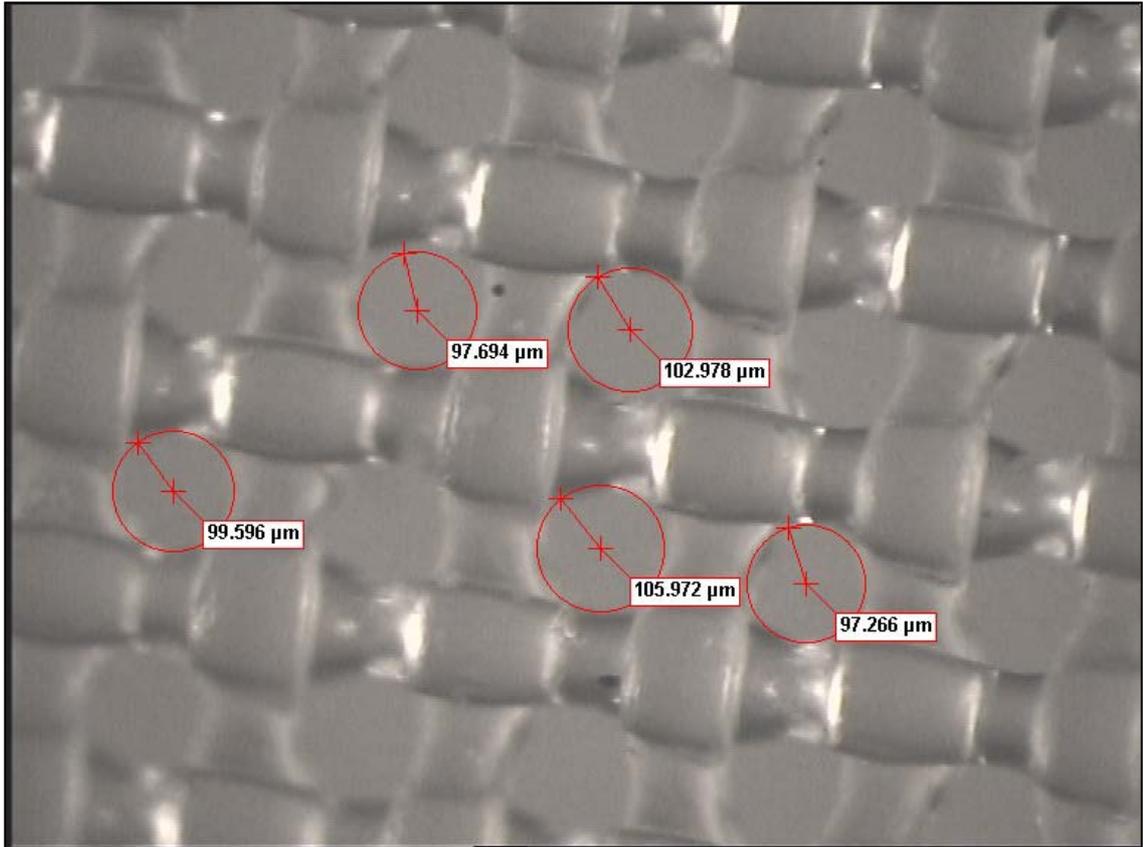


Figura 3.3: Dimensionamento dos poros do filtro de combustível.

Este dimensionamento dos poros de passagem do filtro foi realizado em lupa com o auxílio de software para tratamento de imagem descrito posteriormente. Os círculos mostrados em vermelho na Figura 3.3 são traçados visualmente com o auxílio do software de medição, sendo o diâmetro de cada círculo mostrado nas caixas em fundo branco na Figura 3.3.

As engrenagens da bomba de combustível, avaliadas neste trabalho, estão mostradas na Figura 3.4.

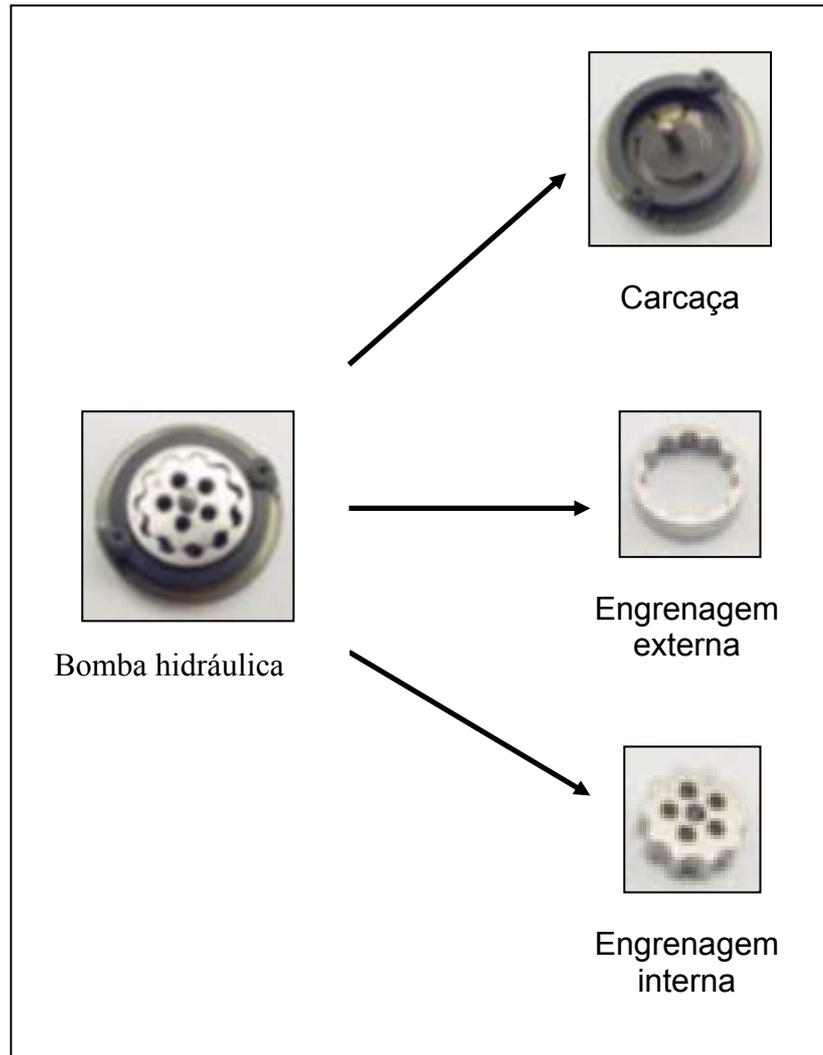


Figura 3.4: Componentes da bomba hidráulica.

As engrenagens são de aço, fabricadas pelo processo de sinterização. A análise química das engrenagens feita em MEV por fluorescência de raios-X, qualitativa, revelou a composição básica com cerca de 80% de Ferro e 20 % de Cromo. O espectro da análise está mostrado na Figura 3.5.

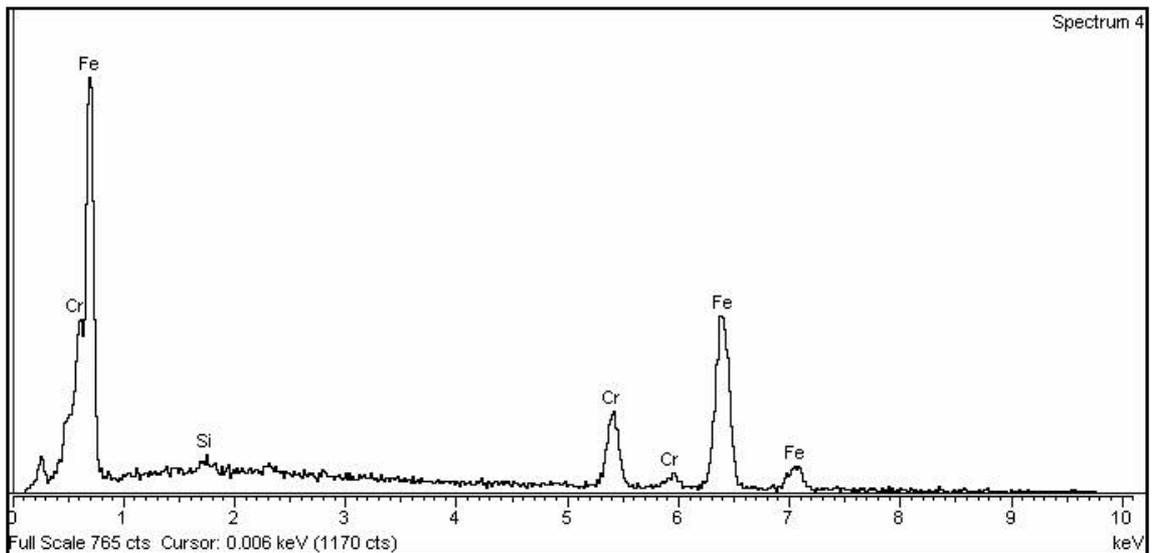


Figura 3.5: Análise química das engrenagens da bomba.

A Figura 3.6 [5] ilustra o princípio de funcionamento da bomba de engrenagens, em que o fluido é admitido pelas câmaras em expansão, indicadas na figura pela seta A. O fluido é então comprimido e expelido da bomba pela diminuição do volume interno das câmaras, indicado na figura pela seta B.

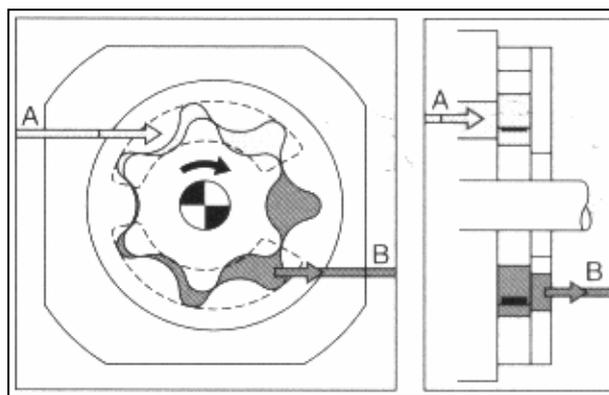


Figura 3.6: Funcionamento da bomba de engrenagens.

A carcaça externa da bomba de combustível, mostrada na Figura 3.7, foi avaliada quanto à corrosão neste trabalho.



Figura 3.7: Carcaça externa da bomba de combustível.

A Figura 3.7 mostra um corte na região posterior da carcaça, necessário à desmontagem da bomba de combustível.

A carcaça externa da bomba de combustível é feita de aço carbono recoberto por zinco, ou seja, submetido ao processo de galvanização.

A bomba de combustível é fechada pela estampagem da carcaça externa mostrada na Figura 3.7 e uma vez desmontada não pode ser reaproveitada para o prosseguimento do teste. Esta característica obrigou a utilização de uma única bomba não submetida a teste, desmontada quando nova, para referência dos componentes internos da bomba quando novos. Esta prática tem a desvantagem de considerar erros provenientes da variabilidade de produção dos componentes internos da bomba.

### 3.3. Combustíveis utilizados

Nos testes em bancada foram utilizadas três diferentes misturas de combustível:

E22: gasohol, gasolina tipo C com aproximadamente 22% de álcool anidro em volume [2];

E60: 50% do volume total de combustível composto por E22 e o restante por álcool etílico hidratado combustível, E100. Portanto esta mistura contém

parte do álcool anidro proveniente do E22 misturado ao álcool hidratado (E100);

E100: álcool etílico hidratado combustível [1].

A Tabela 3.1 ilustra os teores de gasolina, álcool etílico e água para cada um dos três combustíveis ensaiados, conforme [1] e [2].

Tabela 3.1: Componentes principais dos combustíveis ensaiados.

[% v/v]	<b>E22</b>	<b>E60</b>	<b>E100</b>
<b>gasolina</b>	78.0	39.0	0.0
<b>álcool etílico</b>	21.6	56.8	92.0
<b>água</b>	0.4	4.2	8.0

Da Tabela 3.1 pode-se verificar o aumento significativo do teor de água com o aumento do teor de álcool hidratado na mistura.

Excepcionalmente para a determinação da lubricidade das misturas de álcool e gasohol foi utilizada uma quarta mistura de combustível:

E40: 58,5 % v/v de gasolina, 38,4 % v/v de álcool etílico e 3,1 % v/v de água, ou seja, aproximadamente 40 % em volume de álcool etílico + água.

Os combustíveis foram comprados em um posto de abastecimento indicado pela distribuidora Shell do Brasil, sendo portanto considerado idôneo. Todo o volume de combustível utilizado nos ensaios foi adquirido de uma só vez e armazenado em recipiente apropriado em local seco, fresco e coberto. A composição das misturas foi calculada considerando os teores nominais visto que se admitiu qualidade assegurada dos combustíveis.

### 3.4. Procedimento de teste

O tempo de teste foi definido em 300 h. Considerando um usuário de automóvel que utiliza o carro em torno de 1 h por dia, pode-se considerar que 300 h represente o tempo de utilização do automóvel no período próximo ao período de 1 ano. Sabendo-se que a bomba de combustível permanece ligada durante todo o tempo de funcionamento do veículo independente do regime de operação e da distância percorrida, este teste de bancada representa, em média, a utilização de 1 ano em veículo somente para a avaliação de desgaste das engrenagens da bomba.

Como a maior parcela de desgaste ocorre no período inicial de funcionamento, sendo este período mais severo devido ao amaciamento, definiu-se estudar o desgaste dos componentes da bomba de combustível para diferentes combustíveis neste período inicial.

A avaliação de corrosão representa um período médio de 3 meses sendo que as bombas ficaram durante todo o teste submersas em combustível. Este teste portanto simula usuários que adotam a prática de circular com o tanque de combustível veicular sempre cheio.

Para cada combustível foram ensaiadas duas bombas idênticas, de mesmo modelo e fabricante, ambas novas, simultaneamente. Não se pode assegurar que as bombas testadas assim como a bomba adotada como referência sejam produzidas no mesmo lote. O que se pode garantir é que todas as bombas foram compradas no mesmo distribuidor de autopeças.

A pressão à jusante da bomba foi ajustada em 3,0 bar na bancada para ambas as bombas. Os sistemas de injeção eletrônica multiponto, maioria do mercado atual, mantém, em média, 3.0 bar de pressão de alimentação no sistema de combustível, com pequenas oscilações de acordo com a pressão no interior do coletor de admissão.

O monitoramento da pressão de saída de combustível, da vazão em volume, da tensão e corrente de alimentação, da temperatura do combustível e da temperatura ambiente foi feito no início do ensaio e a cada 50 h de ensaio até completar as 300 h.

### **3.5. Lubricidade dos combustíveis ensaiados**

A determinação da lubricidade dos combustíveis foi feita pelo ensaio HFRR (High Frequency Reciprocating Rig) definido pela norma ASTM [13] de acordo com o recomendado para combustíveis mais voláteis que o diesel, conforme colocado anteriormente no item 2.4.

A lubricidade das misturas de combustível foi feita com apenas um teste por motivos de custo.

### **3.6. Caracterização dos componentes**

Após as 300 h de teste as bombas foram desmontadas sendo as engrenagens submetidas às análises dimensionais e as carcaças externas submetidas às análises de corrosão.

As diversas análises dimensionais bem como os procedimentos de análise de corrosão estão descritos detalhadamente no capítulo 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO.

Equipamentos utilizados:

#### **3.6.1. Microscópio eletrônico de varredura**

Nome: Quanta.

Fabricante: Phillips.

Descrição: MEV com aumento básico de 8 a 1 milhão de vezes. Possui analisador de comprimento de onda e dispersor de energia através dos sistemas INCA Plus e WDX. Câmara de baixo vácuo e ambiental, isto é, trabalha com condições da câmara de quase ausência total de matéria a

condições ambiente. Deslocamento x,y de 150 mm e altura de 75 mm.  
Inclinação máxima da amostra: 85 graus.

### 3.6.2. Perfilômetro

Nome: Concept.

Fabricante: Mahr.

Ponta de perfil: 12 graus com raio de 12 micrometros.

Velocidade: de 0,2 a 1,0 mm/s.

Curso máximo: 200 mm.

### 3.6.3. Máquina de medição 3D

Nome: Quick Vision QV Pro 202.

Fabricante: Mitutoyo.

Curso em x e y (plano horizontal): 200 mm.

Curso em z (altura): 150 mm.

Resolução: 0,1 micrometro.

Incerteza no plano horizontal:  $2,2 + 3L/1000$  micrometro.

Incerteza na altura:  $4,0 + 5L/1000$  micrometro.

### 3.6.4. Lupa

Fabricante: Nikon

Aumento máximo: 50 vezes

Iluminação anular e angular por fibra óptica.

### 3.6.5 Equipamento H.F.R.R.

Fabricante: PCS Instruments

Modelo: HFR2

### 3.6.6 Software de medição

Software: Soft Imaging System

Fabricante: SIS

Versão: 3.12

## **4. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

### **4.1. Vazão e eficiência das bombas**

Esta avaliação das características de desempenho das bombas de combustível, vazão em volume e eficiência global, ao longo de todo o teste em bancada tem como objetivo avaliar se o teste causou algum prejuízo funcional às bombas.

A Tabela 4.1 mostra as variáveis medidas durante o ensaio bem como os resultados calculados a partir dos dados coletados na bancada de teste. Os valores mostrados representam a média dos valores obtidos para as duas bombas testadas em cada combustível.

Os valores discriminados dos dados apresentados na Tabela 4.1 estão dispostos no Anexo I.

Tabela 4.1: Resultados de desempenho das bombas.

<b>COMBUSTÍVEL E22</b>									
MEDIDO	Tempo de ensaio [h]	0	50	100	150	200	250	300	<b>MÉDIA</b>
	Tensão elétrica [V]	12.6	12.7	12.8	12.7	12.8	12.8	12.8	<b>12.7</b>
	Corrente elétrica [A]	4.4	3.9	3.7	3.6	3.4	3.3	3.2	<b>3.6</b>
	Pressão $\Delta_p$ [bar]	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	<b>3.0</b>
	Volume [dm <sup>3</sup> ]	0.90	0.90	0.90	0.90	0.93	0.90	0.90	<b>0.9</b>
	Tempo [s]	37.07	29.71	29.88	29.19	30.22	29.24	30.66	<b>30.9</b>
	Temperatura combustível [°C]	18	46	43	40	39	39	36	<b>37.3</b>
	Temperatura ambiente [°C]	19	22	22	20	19	20	19	<b>20.1</b>
CALCULADO	Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	1.5	1.8	1.8	1.8	1.8	1.9	1.8	<b>1.8</b>
	Potência hidráulica [W]	7	9	9	9	9	9	9	<b>8.9</b>
	Potência elétrica [W]	56	50	47	46	43	42	41	<b>46.4</b>
	Eficiência [%]	13	18	19	20	21	22	22	<b>19.4</b>
<b>COMBUSTÍVEL E60</b>									
MEDIDO	Tempo de ensaio [h]	0	50	100	150	200	250	300	<b>MÉDIA</b>
	Tensão elétrica [V]	12.7	12.8	12.8	12.7	12.7	12.8	12.8	<b>12.8</b>
	Corrente elétrica [A]	4.4	3.9	3.6	4.2	4.2	4.0	3.7	<b>4.0</b>
	Pressão $\Delta_p$ [bar]	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	<b>3.0</b>
	Volume [dm <sup>3</sup> ]	0.91	0.92	0.91	0.94	0.91	0.89	0.90	<b>0.9</b>
	Tempo [s]	32.50	28.67	31.08	30.27	29.98	29.93	31.17	<b>30.5</b>
	Temperatura combustível [°C]	18	43	42	43	45	44	45	<b>40.0</b>
	Temperatura ambiente [°C]	21	22	23	23	23	23	25	<b>22.9</b>
CALCULADO	Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	1.7	1.9	1.8	1.9	1.8	1.8	1.7	<b>1.8</b>
	Potência hidráulica [W]	8	10	9	9	9	9	9	<b>9.0</b>
	Potência elétrica [W]	56	50	47	53	54	50	48	<b>51.0</b>
	Eficiência [%]	15	19	19	18	17	18	18	<b>17.7</b>
<b>COMBUSTÍVEL E100</b>									
MEDIDO	Tempo de ensaio [h]	0	50	100	150	200	250	300	<b>MÉDIA</b>
	Tensão elétrica [V]	12.7	12.9	12.9	12.8	12.8	12.8	12.8	<b>12.8</b>
	Corrente elétrica [A]	4.2	3.7	3.7	3.7	3.8	3.9	4.3	<b>3.9</b>
	Pressão $\Delta_p$ [bar]	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0	<b>3.0</b>
	Volume [dm <sup>3</sup> ]	0.87	0.94	0.92	0.90	0.92	0.90	0.91	<b>0.9</b>
	Tempo [s]	31.97	32.03	30.46	29.97	32.21	31.67	32.57	<b>31.6</b>
	Temperatura combustível [°C]	23	45	44	44	46	43	47	<b>41.7</b>
	Temperatura ambiente [°C]	24	25	25	22	26	20	24	<b>23.7</b>
CALCULADO	Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	1.6	1.8	1.8	1.8	1.7	1.7	1.7	<b>1.7</b>
	Potência hidráulica [W]	8	9	9	9	9	9	8	<b>8.6</b>
	Potência elétrica [W]	54	48	47	47	49	50	55	<b>50.0</b>
	Eficiência [%]	15	18	19	19	17	17	15	<b>17.4</b>

A vazão em volume das bombas é calculada pelo quociente entre o volume bombeado na base de tempo, ambos medidos durante o ensaio. Observando-se a Figura 4.1 verifica-se que a vazão das bombas, independente do combustível utilizado, permaneceu entre 1.7 e 1.8 dm<sup>3</sup>/min, o que não indica qualquer problema de vazamento interno nas bombas dentro das 300 h testadas.

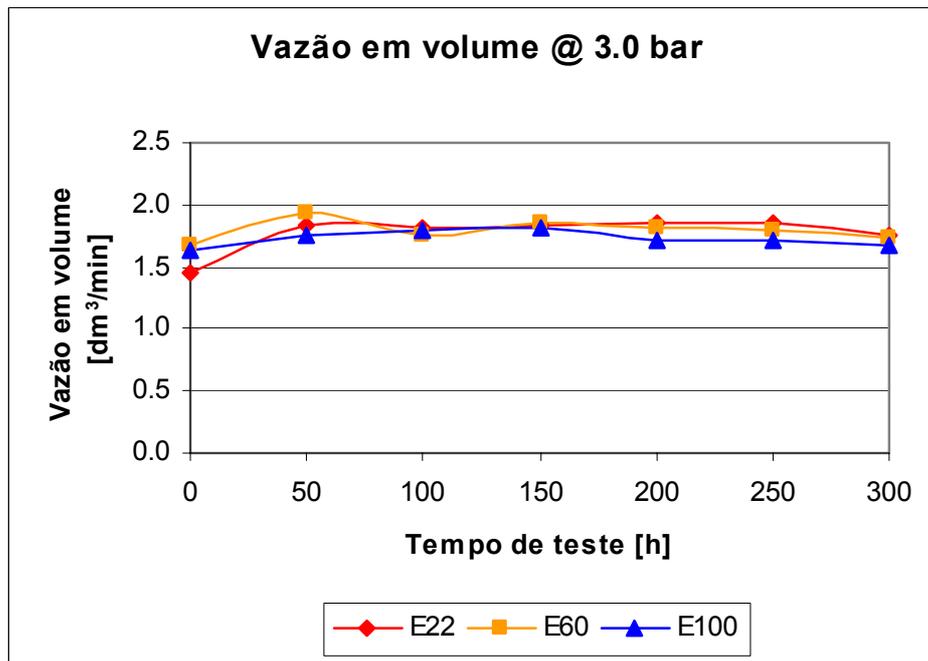


Figura 4.1: Desempenho das bombas – vazão em volume.

A eficiência global da bomba de combustível é definida pelo quociente entre a potência fornecida pela bomba (potência hidráulica) e a potência consumida pela bomba (potência elétrica), dada pela equação 4.1 [20].

$$\eta = \frac{P_{\text{hidráulica}}}{P_{\text{elétrica}}} \quad (\text{equação 4.1})$$

Sendo:

- $\eta$  – eficiência global da bomba de combustível [%];
- $P_{\text{hidráulica}}$  – potência hidráulica fornecida pela bomba [W];
- $P_{\text{elétrica}}$  – potência elétrica consumida pela bomba [W].

A potência hidráulica para bombas de deslocamento positivo é definida pela equação 4.2 [20].

$$P_{hidraulica} = \forall \cdot \Delta p \quad (\text{equação 4.2})$$

Sendo:  $P_{hidraulica}$  – potência hidráulica fornecida pela bomba [W];

$\forall$  – vazão em volume [m<sup>3</sup>/s];

$\Delta p$  – aumento de pressão provocado pela bomba [Pa].

A potência elétrica fornecida para as bombas é calculada pela equação 4.3 [21].

$$P_{eletrica} = U \cdot i \quad (\text{equação 4.3})$$

Sendo:  $P_{eletrica}$  – potência elétrica consumida pela bomba [W];

$U$  – tensão de alimentação [V];

$i$  – corrente elétrica [A].

A Figura 4.2 mostra que a eficiência das bombas permaneceu entre 15 e 25 %, para todos os combustíveis testados, ao longo das 300 horas de teste.

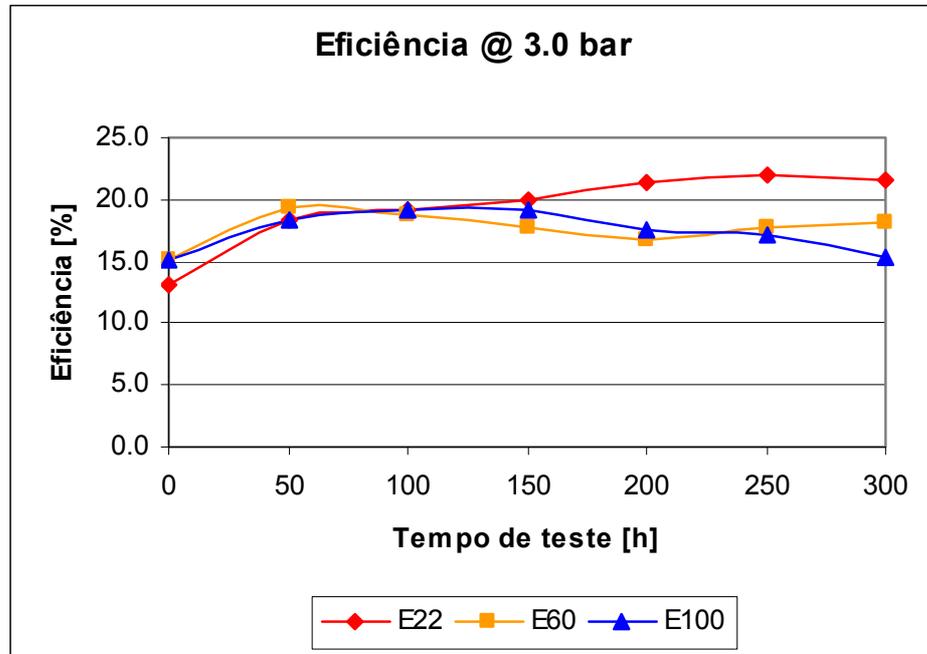


Figura 4.2: Desempenho das bombas – eficiência global.

Um resultado imediato da curva apresentada na Figura 4.2 é que todas as bombas apresentaram ao longo de todo o teste eficiência igual ou maior que a eficiência apresentada pelas bombas quando novas, ou seja, no início do teste. No entanto, os resultados permitem especular sobre a possibilidade de ocorrer uma diferença significativa entre eficiência das bombas para tempos maiores, uma vez que a eficiência das bombas que bombearam E100 apresentou tendência constante de queda para todos os ensaios a partir de 150h, enquanto que o valor de eficiência com E22 aumentou a partir das 150 h de teste. Uma vez que tanto a diminuição da eficiência no teste com E100 como o aumento da eficiência no teste com E22 não são fenômenos meramente aleatórios mas sim repetitivos, a investigação da eficiência das bombas a partir das 300 h de teste se faz necessária para se confirmar a durabilidade do componente.

Analisando-se a Tabela 4.1 conclui-se que a potência hidráulica fornecida pelas bombas foi similar para todas, independentemente do combustível utilizado, ao longo das 300 h de teste. Como a eficiência global é o quociente entre a potência hidráulica e a potência elétrica, não havendo variação significativa da potência hidráulica a variação de eficiência global fica evidenciada pela variação da potência elétrica consumida.

A potência elétrica para o teste com E60 se manteve em torno da média durante todo o ensaio. Já com a utilização de E100 observou-se ligeiro aumento da potência elétrica consumida pelas bombas a partir de 150 h de teste. O ensaio com E22 mostrou diminuição da potência elétrica consumida pelas bombas a partir de 150 h de teste.

Como a potência elétrica é o produto da tensão elétrica fornecida pela corrente elétrica consumida, observando-se a Tabela 4.1 verifica-se que a tensão de alimentação permaneceu estável durante todo o teste para todos os combustíveis, em torno de 12.8 V, o que é perfeitamente explicável pelo fato de se ter utilizado uma fonte de tensão regulada ou chaveada.

A estabilidade da tensão elétrica aponta que a variação da potência elétrica se deu pela variação da corrente elétrica consumida nos testes com E22 e E100. Ao passo que se verificou aumento da corrente elétrica consumida no teste com E100 a partir de 150 h de teste observou-se também a diminuição da corrente elétrica consumida pelas bombas testadas em E22 a partir das 150 h de teste.

O aumento da corrente elétrica consumida no teste com E100 sugere maior esforço exigido do motor elétrico para manter o fornecimento da energia hidráulica. Uma hipótese para este maior esforço exigido pode ser o maior atrito entre as partes móveis da bomba quando lubrificada pelo E100. Outra hipótese para o maior consumo de corrente elétrica pode ser o ataque do verniz isolante que envolve os fios do enrolamento do induzido do motor

elétrico, o que provocaria curto-circuito no induzido aumentando-se assim o consumo de corrente elétrica.

A menor corrente elétrica consumida pelas bombas que trabalharam em E22 pode ser explicada pelo menor atrito entre as partes móveis da bomba. Este menor atrito pode ser obtido por lubrificação mais eficiente do sistema quando em E22 ou por aumento de folgas entre as peças devido ao amaciamento ou mesmo desgaste. As análises de desgaste mostradas adiante sinalizaram maior desgaste das engrenagens da bomba quando utilizada em E22. Deve-se salientar que as engrenagens não constituem a única fonte de atrito do conjunto e neste momento não se pode mensurar qual a participação de cada fonte de atrito no atrito total entre os componentes da bomba.

A manutenção da corrente elétrica quando da utilização de E60, por se tratar de uma mistura de E22 e E100, sugere o equilíbrio entre as hipóteses levantadas para o aumento do consumo de corrente elétrica em E100 e a diminuição do consumo de corrente elétrica em E22.

As hipóteses supra citadas sugerem a investigação do atrito entre as partes móveis da bomba quando lubrificadas pelos diferentes combustíveis. Outro ponto relevante é o tempo de ensaio em torno de 150 h para a mudança de consumo de corrente elétrica. Como as bombas testadas são componentes selados e, uma vez desmontadas para análise não mais podem continuar em teste, segere-se o teste de um conjunto de bombas em período inferior a 150 h e o teste de outro conjunto de bombas em período ligeiramente superior a 150 h. A resistência elétrica do induzido das bombas não foi monitorada neste ensaio e dada a variação do consumo de corrente elétrica deve-se incluir esta medição nos testes futuros.

## 4.2. Lubricidade

A determinação da lubricidade das misturas de combustível utilizadas neste ensaio das bombas de combustível tem como objetivo fornecer subsídio para análise dos resultados de desgaste nas engrenagens das bombas de combustível testadas com cada uma destas misturas.

A Tabela 4.2 mostra o valor do diâmetro médio da calota desgastada no corpo de prova (esfera) do ensaio H.F.R.R. para cada um dos quatro combustíveis, determinando assim a lubricidade. Excepcionalmente para a medição de lubricidade foi utilizada uma quarta mistura de combustível (E40) descrita anteriormente.

Tabela 4.2: Resultado de lubricidade dos combustíveis.

Lubricidade MWSD [micrometro]	Combustível			
	E22	E40	E60	E100
	221	314	416	748

A sigla MWSD significa "Mean Wear Scar Diameter" ou diâmetro médio da calota desgastada.

A Figura 4.3 indica diminuição da lubricidade com o aumento do teor de álcool nas misturas de combustível. O teor de álcool etílico foi escolhido como referência porque sua variação é muito maior que a do teor de água na mistura, o que é confirmado pela Tabela 3.1.

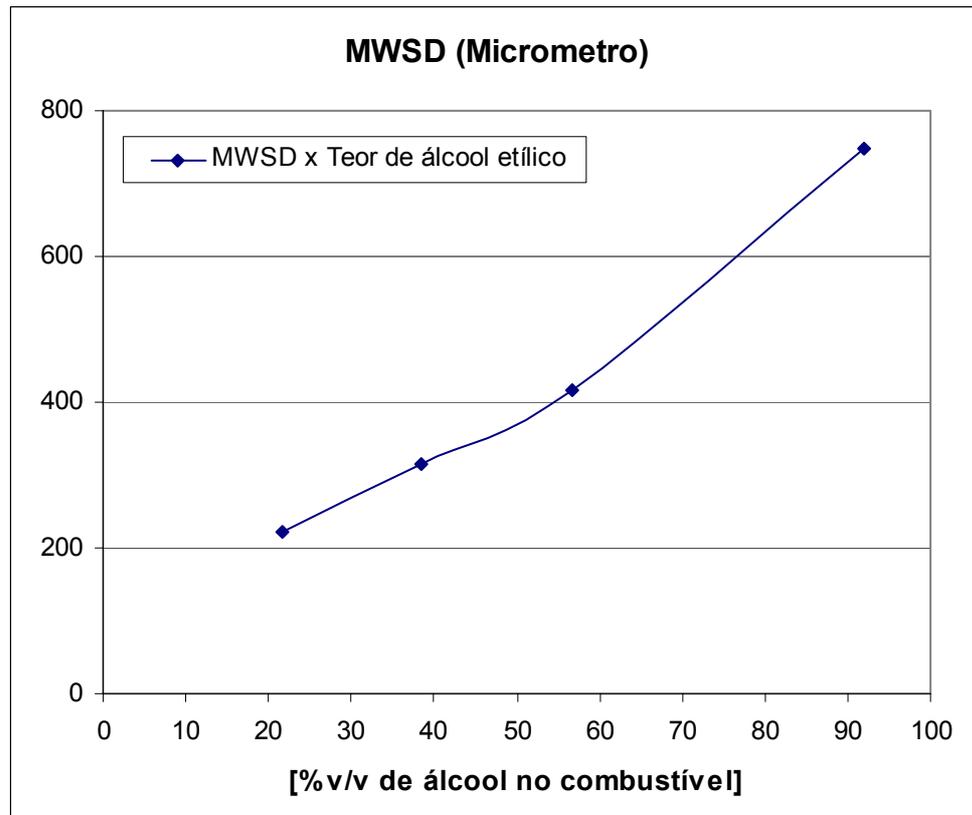


Figura 4.3: Lubricidade em função do teor de álcool da mistura.

Considerando-se a Tabela 4.2 e a Figura 4.3 verifica-se a tendência crescente do desgaste para o aumento do teor de álcool etílico na mistura. Não se deve esquecer que o ensaio HFRR simula condição de lubrificação limite entre o corpo e o contra-corpo. Portanto, se as engrenagens da bomba de combustível em questão estiverem sujeitas à condição de lubrificação limite deve-se esperar o aumento do desgaste das engrenagens com o aumento do teor de álcool etílico na mistura.

A Figura 4.3 mostra a variação de inclinação, ou do coeficiente angular, da curva lubricidade versus teor de álcool etílico na mistura. O coeficiente angular da reta considerando todos os pontos é aproximadamente 7,5. O coeficiente angular para teores menores de álcool, considerando-se E22 e E40 é de aproximadamente 5,5. O coeficiente angular para teores maiores de álcool, considerando-se E60 e E100 é de aproximadamente 9,4. Portanto esta variação de coeficiente angular para o aumento do teor de álcool na mistura

indica uma transição entre 40 e 60 % v/v de álcool etílico no combustível. Para o completo entendimento da variação da lubricidade em função do teor de álcool etílico na mistura se faz necessário um estudo dos mecanismos de desgaste atuantes antes, durante e depois da transição verificada.

Não se deve desprezar a variabilidade do ensaio H.F.R.R. e considerar que neste estudo realizou-se apenas uma medição de lubricidade para cada mistura de combustível o que sugere a repetição das medições para confirmação da não-linearidade encontrada.

### **4.3. Folgas entre as engrenagens**

As folgas internas entre as engrenagens da bomba de combustível representam aumento do vazamento interno entre as câmaras da bomba de engrenagens podendo implicar em variação da vazão em volume e da eficiência hidráulica da bomba. Tais folgas têm a tendência de aumentar pela ação do desgaste das engrenagens.

A análise das folgas internas tem o objetivo de verificar o impacto das folgas internas na vazão em volume e na eficiência global da bomba. Como se verificou anteriormente que as bombas que trabalharam com E22 apresentaram ligeiro aumento de eficiência é de se esperar que as folgas das bombas que trabalharam com E22 sejam menores que as folgas das bombas que trabalharam com E100, as quais apresentaram queda de eficiência global ao longo do ensaio.

As folgas internas são subdivididas em duas classes:

1. Folga entre dentes;
2. Folga lateral.

#### 4.3.1. Folga entre dentes (IC)

A folga entre dentes (IC) é definida como a distância entre os picos das engrenagens interna e externa da bomba na posição indicada na Figura 4.4.

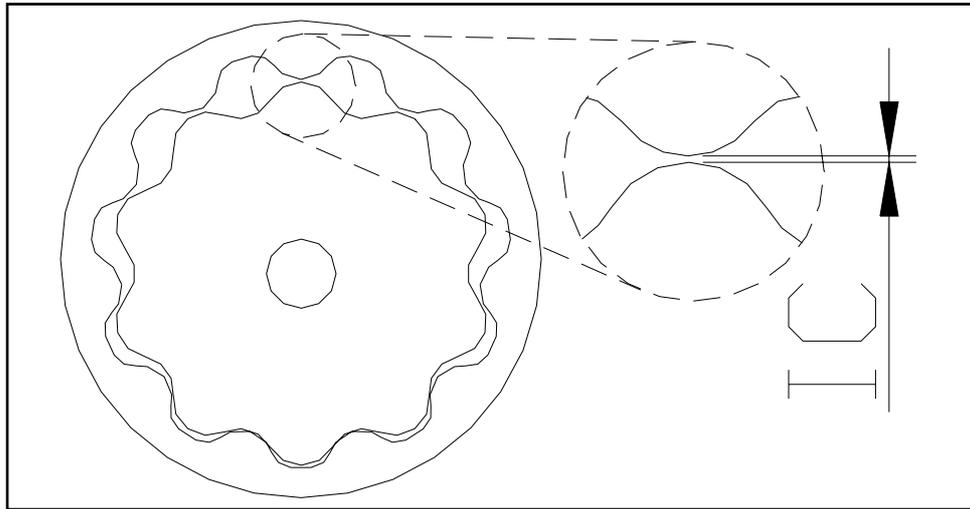


Figura 4.4: Folga entre dentes (IC).

O dimensionamento das engrenagens após teste contempla as dimensões mostradas na Figura 4.5. O dimensionamento foi feito em equipamento de medição tridimensional cujas características estão descritas no item 3.6.3. O resultado discriminado do dimensionamento está mostrado no Anexo II.

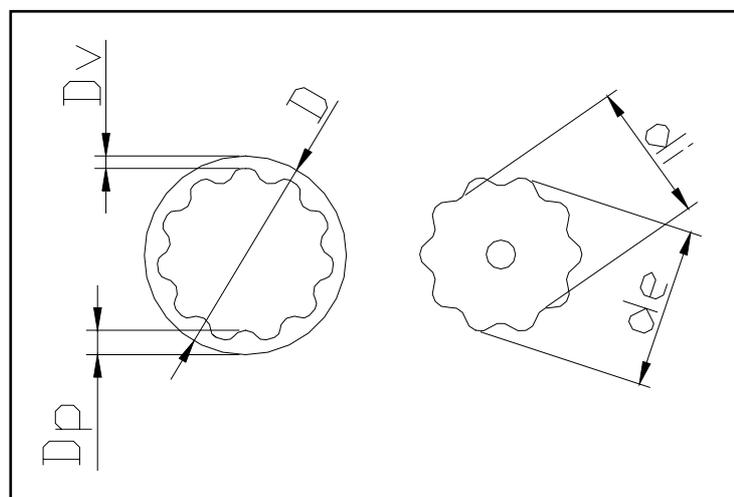


Figura 4.5: Dimensões macroscópicas das engrenagens.

O cálculo da folga entre dentes é dado pela equação 4.4 [24].

$$IC = \left\{ \left[ \frac{D}{2} - D_p + \left( \frac{D - 3 \cdot D_v - D_p}{2} \right) \cdot \cos\left(\frac{90}{11}\right) \right] - \left[ \frac{d_e}{2} + \left( \frac{d_i + d_e}{4} \right) \cdot \cos\left(\frac{90}{10}\right) \right] \right\}$$

(equação 4.4)

As folgas entre dentes calculadas estão mostradas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Resultado da folga entre dentes (IC).

	E22		E60		E100	
	Bomba 1	Bomba 2	Bomba 3	Bomba 4	Bomba 5	Bomba 6
Folga entre dentes [mm]	0.092	0.093	0.089	0.090	0.094	0.093
MÉDIA [mm]	<b>0.093</b>		<b>0.090</b>		<b>0.094</b>	

Analisando-se a Tabela 4.3 conclui-se que as folgas entre dentes não apresentaram variação significativa para cada uma das misturas de combustível testada. Sendo assim não se pode atribuir a variação de eficiência global verificada anteriormente à variação da folga entre dentes.

#### 4.3.2. Folga lateral (SC)

A folga lateral (SC) é calculada pela diferença de espessura das engrenagens interna e externa de cada bomba, equação 4.5 [24]. Como a vedação lateral das câmaras é feita por duas placas de mica, a diferença acentuada de espessura das engrenagens dificulta a vedação lateral das câmaras da bomba pela mica, o que provoca vazamento interno da bomba e conseqüente perda de eficiência. Neste caso não importa qual das engrenagens é mais espessa ou menos espessa. A deficiência de vedação lateral pelas placas de mica se dá

pela diferença de espessura das engrenagens e não pela espessura absoluta de cada uma das engrenagens.

$$SC = w_i - W_e \quad (\text{equação 4.5})$$

Sendo:  $w_i$  – espessura da engrenagem interna [mm];

$W_e$  – espessura da engrenagem externa [mm].

Os valores negativos significam que a espessura da engrenagem externa é maior que a espessura da engrenagem interna mas, conforme comentado anteriormente, deve-se atentar para o valor da folga lateral em módulo.

As folgas laterais calculadas estão mostradas na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Resultado da folga lateral (SC).

	E22		E60		E100	
	Bomba 1	Bomba 2	Bomba 3	Bomba 4	Bomba 5	Bomba 6
Folga lateral [mm]	0.009	-0.002	0.005	0.002	-0.001	0.004

Apenas a bomba 1 ensaiada em E22 apresentou folga lateral pouco maior que a média das outras bombas. No entanto, comparando-se as eficiências individuais das bombas 1 e 2 apresentadas no Anexo I, verifica-se que a bomba 1 com maior folga lateral obteve eficiência ligeiramente superior à bomba 2.

Outra comparação válida diz respeito à eficiência individual das bombas que trabalharam com E60. Da Tabela 4.4 verifica-se que as bombas que trabalharam com E60 apresentaram a menor variação de folga lateral, no entanto, observando-se a variabilidade de eficiência das bombas no Anexo I verifica-se que as bombas que trabalharam com E60 apresentaram a maior variação de eficiência global entre si.

Portanto, conclui-se que a variação de eficiência das bombas não é afetada pela variação de folga lateral medida. Assim sendo, não se pode atribuir à folga lateral a variação de eficiência verificada após 150 h de teste nas bombas que trabalharam com E22 e com E100.

#### 4.4. Variação do perfil da face de contato

Outro método de avaliação do desgaste das engrenagens é a medição da variação linear do perfil externo dos dentes das engrenagens na região de contato. Para esta medição foi utilizado o perfilômetro descrito no item 3.6.2.

A medição da variação do perfil da face de contato é realizada através da comparação entre o perfil externo dos dentes das engrenagens após o teste (curva em azul) sobreposto ao perfil da engrenagem quando nova (curva em preto) conforme mostrado na Figura 4.6. O perfil dos dentes da engrenagem interna é ligeiramente diferente do perfil dos dentes da engrenagem externa. A Figura 4.6 ilustra a sobreposição do perfil de um dente da engrenagem interna.

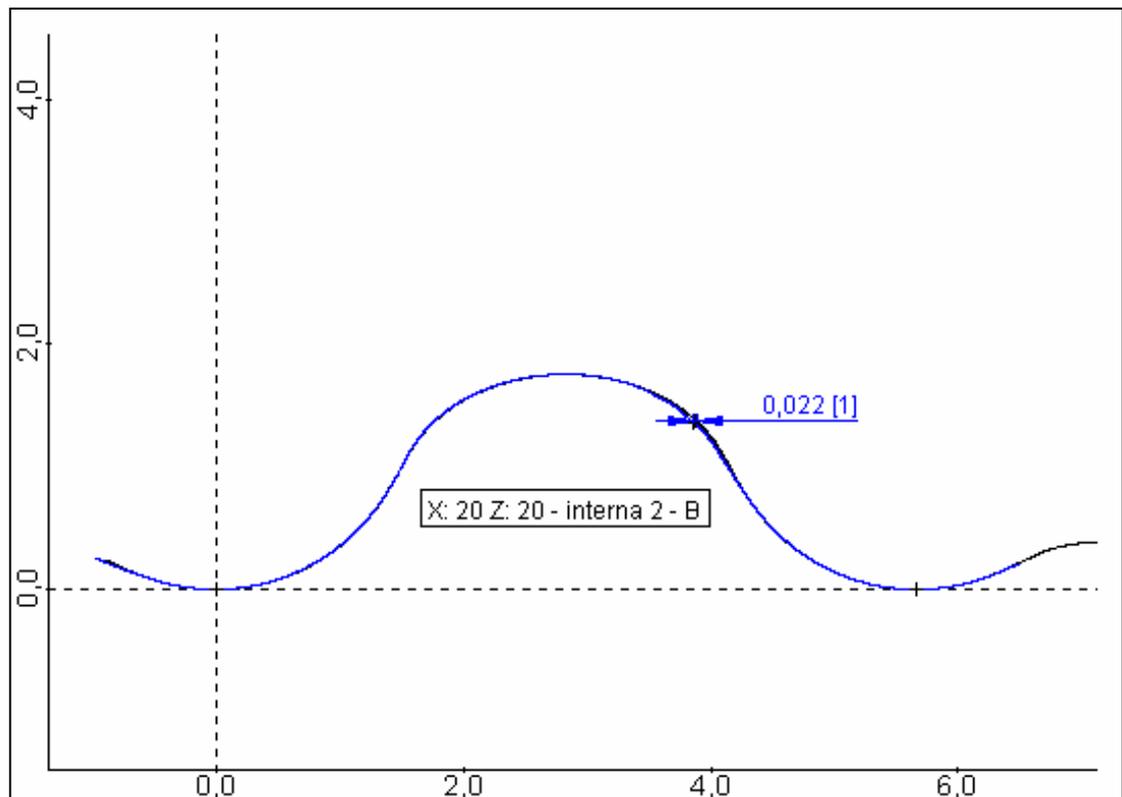


Figura 4.6: Representação da medição do perfil da face de contato.

Como as bombas de combustível são componentes selados é inviável a comparação do perfil da engrenagem após teste com o perfil da mesma engrenagem quando nova. Esta bomba de combustível uma vez desmontada não pode mais ser remontada para a continuação do teste. Neste caso adotou-se uma engrenagem nova como referência e todas as sobreposições de perfil das engrenagens após teste foram realizadas sobre o mesmo perfil de engrenagem nova. As engrenagens novas, interna e externa, foram extraídas de uma bomba não submetida a teste.

Para cada uma das seis bombas ensaiadas foram medidos dois dentes de cada uma das engrenagens, interna e externa, e os resultados estão mostrados na Tabela 4.5. Uma análise visual prévia apontou similaridade entre todos os dentes das engrenagens o que possibilitou a medição de um número reduzido de dentes.

Tabela 4.5: Resultado da variação do perfil da face de contato.

<b>Varição do perfil da face de contato das engrenagens [micrometro]</b>				
		Dente	Engrenagem Interna	Engrenagem Externa
E22	Bomba 1	A	17	10
		B	19	19
	Bomba 2	A	19	30
		B	22	31
E60	Bomba 3	A	0	3
		B	0	5
	Bomba 4	A	0	5
		B	0	5
E100	Bomba 5	A	0	9
		B	0	4
	Bomba 6	A	0	6
		B	0	3

Os resultados da Tabela 4.5 mostram que apenas as engrenagens que bombearam E22 apresentaram variação significativa do perfil da face de contato no teste em bancada.

Nesta medição além da incerteza do instrumento de medição deve-se somar a incerteza de sobreposição dos perfis, uma vez que, conforme se viu

anteriormente, o perfil admitido como novo não é exatamente o perfil da engrenagem testada.

#### 4.5. Largura da faixa de contato

Outra maneira de avaliar o desgaste das engrenagens na região de contato dos dentes é a medição da largura da faixa de contato.

Os dentes das engrenagens são curvos quando novos e depois de submetidos ao teste a região de contato dos dentes das engrenagens sofre desgaste que se evidencia por marcas na superfície. Quanto maior o desgaste, mais larga a faixa de contato.

A largura da faixa de contato dos dentes das engrenagens foi medida utilizando-se uma lupa e um software de análise de imagem, descritos nos itens 3.6.4 e 3.6.6. A largura da faixa de contato é delimitada por duas retas paralelas traçadas nas fronteiras da marca de desgaste e o software mede a distância linear entre estas duas retas paralelas, conforme ilustrado na Figura 4.7.

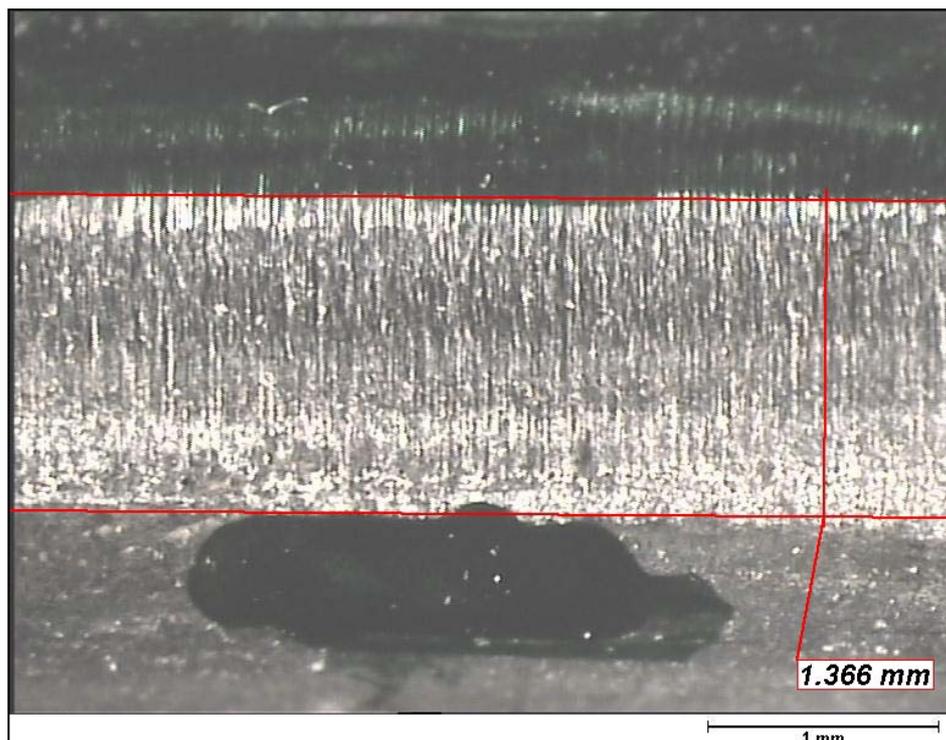


Figura 4.7: Medição da largura da faixa de contato após teste.

As manchas escuras mostradas na Figura 4.7 decorrem da marcação com caneta durante a análise visual com a finalidade de facilitar a medição na lupa.

No exemplo mostrado na Figura 4.7 a medição da largura da faixa de contato resultou em 1,366 mm.

Como a análise visual apontou similaridade entre os dentes das engrenagens a medição da largura da faixa de contato foi feita em apenas dois dentes de cada engrenagem e os resultados estão mostrados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Resultado da largura da faixa de contato.

<b>Largura da faixa de contato das engrenagens [mm]</b>				
		Dente	Engrenagem Interna	Engrenagem Externa
E22	Bomba 1	A	0.991	1.366
		B	0.966	1.819
	Bomba 2	A	1.252	1.354
		B	1.128	1.665
	Média			<b>1.084</b>
E60	Bomba 3	A	0.560	0.474
		B	0.685	0.484
	Bomba 4	A	0.804	0.622
		B	0.528	0.675
	Média			<b>0.644</b>
E100	Bomba 5	A	0.327	0.931
		B	0.518	0.502
	Bomba 6	A	0.441	0.734
		B	0.701	0.622
	Média			<b>0.497</b>

Dos resultados da Tabela 4.6 nota-se que a largura da faixa de contato é expressivamente maior para as bombas que propulsionaram o E22.

As bombas que trabalharam com E60 e E100 apresentaram aproximadamente metade da largura da faixa de contato apresentada pelas bombas que trabalharam com E22.

#### 4.6. Análise de rugosidade

A análise de rugosidade consiste da comparação entre a rugosidade das engrenagens após o teste com a rugosidade das engrenagens de referência que não foram submetidas a teste.

A rugosidade foi medida na direção transversal e próximo ao centro da faixa de contato dos dentes das engrenagens tanto interna quanto externa. Para esta medição foi utilizado o perfilômetro cujas características estão descritas no item 3.6.2.

A Tabela 4.7 mostra o resultado das medições de seis dentes da engrenagem interna nova adotada como referência.

Tabela 4.7: Rugosidade da engrenagem interna nova.

Engrenagem Interna						
Bomba Nova						
	1	2	3	4	5	6
	B1_P1_AT	B1_P1_CT	B1_P2_AT	B1_P2_CT	B1_P3_AT	B1_P3_CT
Rpk	0,18	0,58	0,11	0,14	0,1	-
Rk	0,58	0,59	0,37	0,45	0,33	-
Rvk	1,27	2,44	0,84	1,39	1,52	-
Mr1	7,92	10,76	8,69	9,94	8,83	-
Mr2	79,89	74,95	82,01	79,32	82,17	-
Ra	0,32	0,56	0,19	0,31	0,3	0,33
Rz	3,37	4,4	2,7	3,77	3,69	3,3
Rmax	6,8	6,99	3,59	5,05	5,58	5,07

A representação gráfica dos parâmetros Rk de rugosidade para a engrenagem interna nova está mostrada na Figura 4.8. Os parâmetros Rk não foram determinados para o dente de número 6 da engrenagem interna nova, conforme apontado na Tabela 4.7.

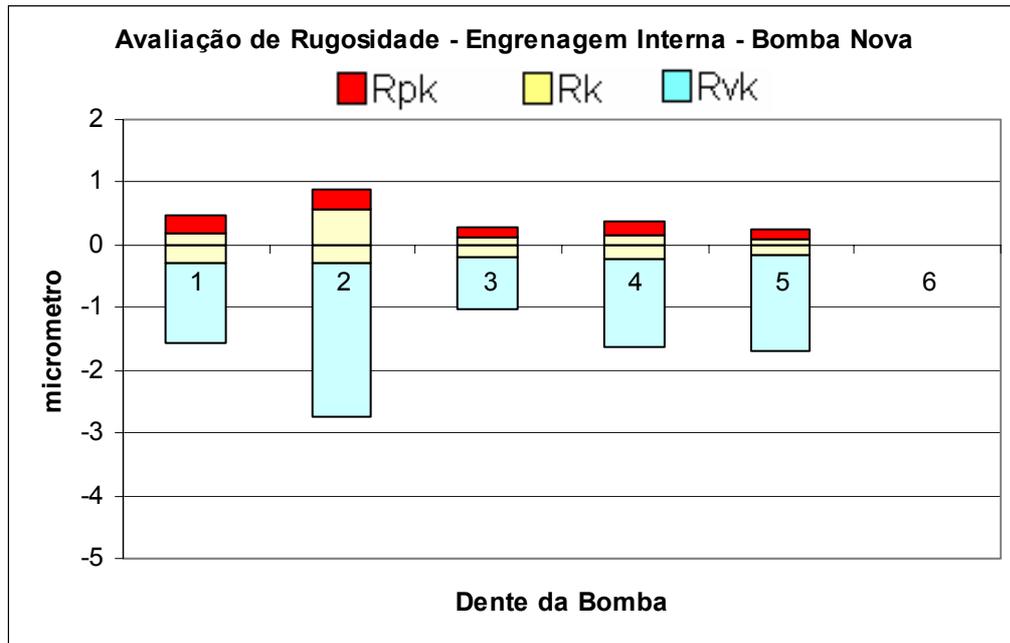


Figura 4.8: Rugosidade Rk da engrenagem interna nova.

A Tabela 4.8 mostra o resultado das medições de seis dentes da engrenagem externa nova adotada como referência.

Tabela 4.8: Rugosidade da engrenagem externa nova.

	<b>Engrenagem Externa</b>					
	Bomba Nova					
	1	2	3	4	5	6
	B1EP1_AT	B1EP1_CT	B1EP2_AT	B1EP2_CT	B1EP3_AT	B1EP3_CT
Rpk	0.4	0.36	0.66	0.44	0.45	0.67
Rk	1.06	0.97	0.83	0.82	0.86	0.94
Rvk	3.01	3.84	3.03	2.33	2.8	3.32
Mr1	10.05	7.39	10.32	9.71	9.44	5.51
Mr2	81.13	76.71	75.1	80.48	79.25	80.82
Ra	0.66	0.89	0.78	0.54	0.64	0.68
Rz	7.47	7.8	8.98	7.98	7.31	9.58
Rmax	9.55	12.39	13.23	11.67	12.25	15.82

A representação gráfica dos parâmetros Rk de rugosidade para a engrenagem externa nova está mostrada na Figura 4.9.

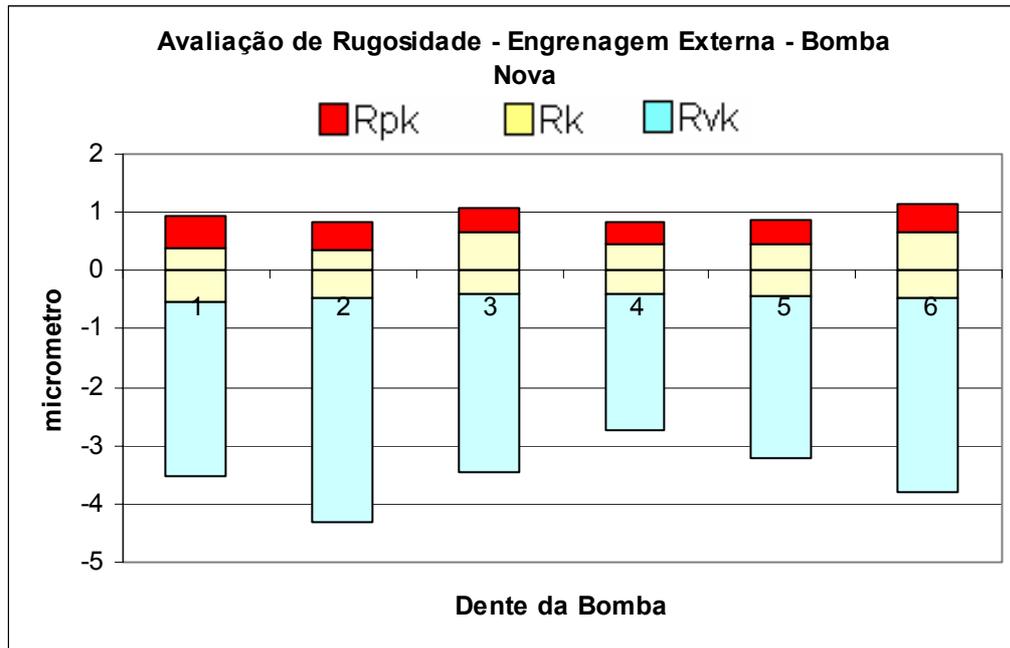


Figura 4.9: Rugosidade Rk da engrenagem externa nova.

A variação encontrada de dente para dente das engrenagens se justifica pelo processo de fabricação. As engrenagens são sinterizadas e a superfície externa quando nova é bastante porosa.

As medições de rugosidade para as engrenagens testadas foram feitas em dois dentes de cada engrenagem. A Tabela 4.9 mostra os valores de rugosidade para as engrenagens internas após teste.

Tabela 4.9: Rugosidade das engrenagens internas após teste.

	Engrenagem Interna											
	E22				E60				E100			
	Bomba 1		Bomba 2		Bomba 3		Bomba 4		Bomba 5		Bomba 6	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
Rpk	1,64	1,27	2,19	1,68	0,74	1,23	0,64	0,44	0,33	0,23	0,21	0,31
Rk	3,76	3,55	6,59	4,63	0,54	0,59	0,49	0,68	0,79	0,59	0,53	0,71
Rvk	1,74	1,46	2,57	1,82	0,78	1,17	0,96	1,43	0,99	0,97	1,29	1,12
Mr1	7,29	9,61	11,75	12,24	10,36	7,94	7,64	9,34	11,16	9,6	6,86	8,07
Mr2	90,37	90,48	89,72	89,95	90,59	76,98	85,81	77,47	85,52	86,62	82,76	83,57
Ra	1,15	1,1	2,07	1,48	0,21	0,36	0,25	0,4	0,31	0,25	0,29	0,3
Rz	7,87	7,22	13,74	8,72	4,22	4,49	3,67	3,86	2,67	2,7	3,67	3,63
Rmax	8,41	8,22	15,9	9,46	8,78	7,87	6,57	5,2	5,44	6,51	5,69	5,65

A representação gráfica dos parâmetros Rk de rugosidade para as engrenagens internas após teste está mostrada na Figura 4.10.

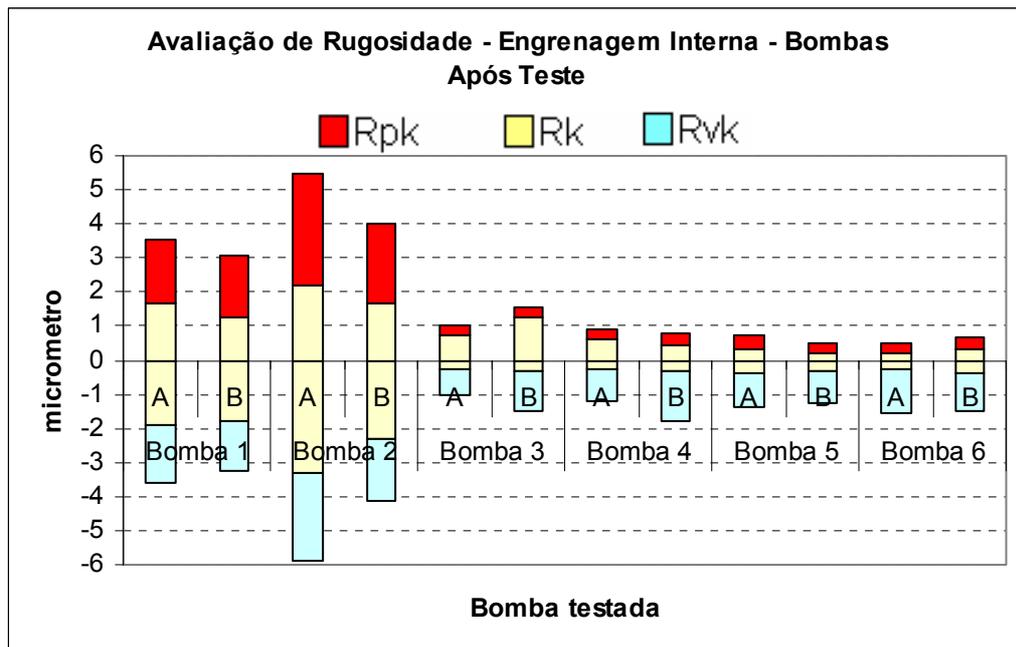


Figura 4.10: Rugosidade Rk para as engrenagens internas após teste.

Observando-se a Tabela 4.9 fica evidente os maiores valores da rugosidade apresentada pelas engrenagens que trabalharam com E22. Para as engrenagens ensaiadas com esta mistura os índices Rpk e Rk são maiores que os da engrenagem nova.

As engrenagens que trabalharam com as misturas E60 e E100 apresentaram medidas de rugosidade bastante próximas ou inferiores às medidas das peças quando novas. O desgaste nestes dois casos é muito menor do que nas engrenagens ensaiadas na mistura E22.

As Figuras 4.11, 4.12 e 4.13 mostram as superfícies de contato das engrenagens após o teste com 200 vezes de aumento. Estas imagens foram feitas em microscópio eletrônico de varredura descrito no item 3.6.1.

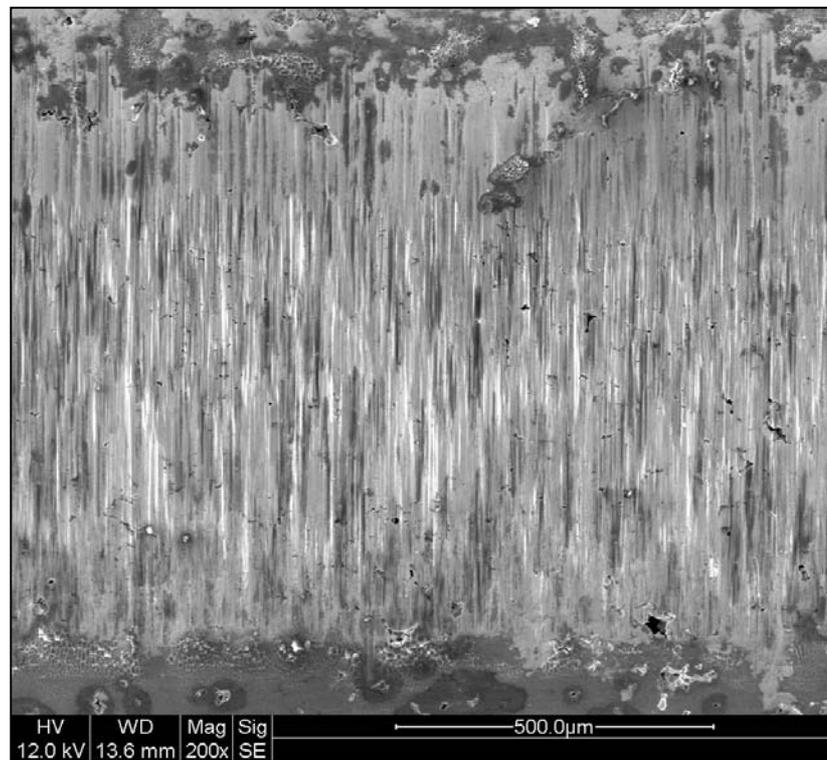


Figura 4.11: Engrenagem interna – E22.

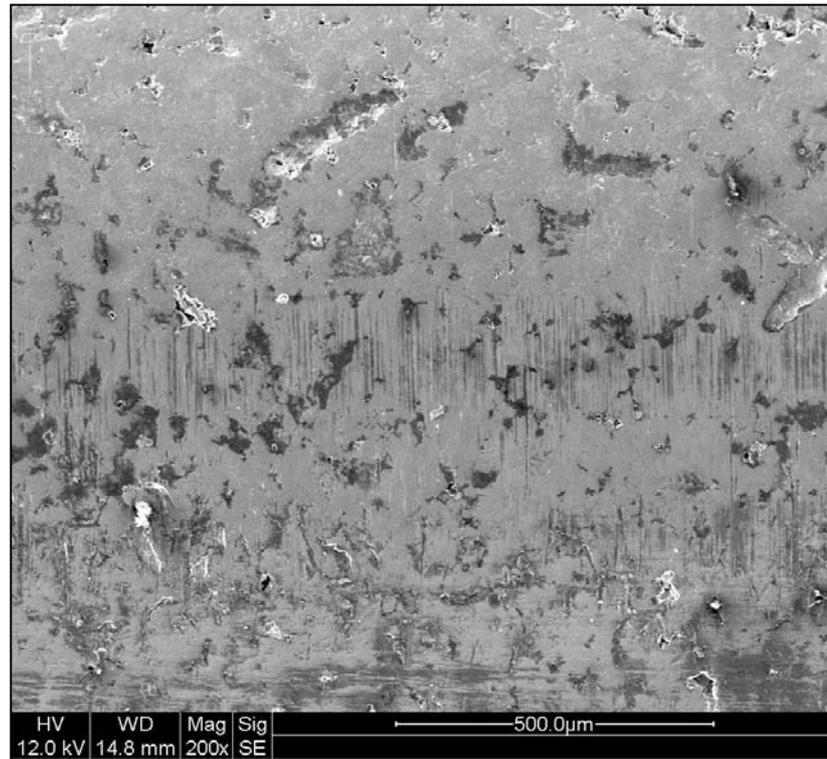


Figura 4.12: Engrenagem interna – E60.

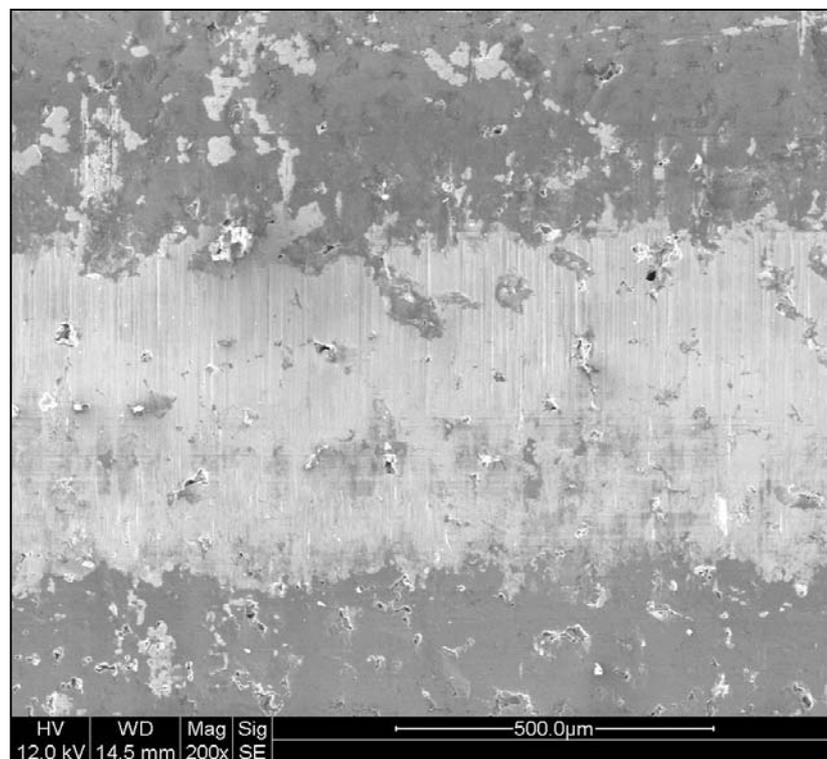


Figura 4.13: Engrenagem interna – E100.

Das Figuras 4.11, 4.12 e 4.13 nota-se que os sulcos são mais profundos e mais largos na superfície que trabalhou com a mistura E22 do que nas demais. As superfícies das engrenagens que bombearam E60 e E100 apresentaram sulcos menores e menos profundos. Em todas as engrenagens o tipo de desgaste predominante foi o desgaste abrasivo e o mecanismo de remoção de material foi o microcorte.

Tabela 4.10: Rugosidade das engrenagens externas após teste.

	Engrenagem Externa											
	E22				E60				E100			
	Bomba 1		Bomba 2		Bomba 3		Bomba 4		Bomba 5		Bomba 6	
	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
Rpk	1,15	0,69	1,11	1,06	1,12	0,2	0,46	0,35	0,29	0,17	0,4	0,53
Rk	3,15	2,59	3,57	4,55	0,84	0,85	0,76	0,9	0,73	0,73	1,14	1,41
Rvk	1,05	1,08	1,22	1,71	1,62	2,07	1,98	1,49	2,77	0,99	2	2,24
Mr1	12,72	8,34	7,9	10,18	11,72	7,1	12,13	10,32	7,1	8,23	6,89	7,73
Mr2	90,12	85,46	89,58	87,86	79,89	79,16	81,43	80,94	81,19	86,29	84,09	86,75
Ra	1	0,83	1,05	1,4	0,47	0,52	0,47	0,44	0,57	0,29	0,53	0,59
Rz	6,36	5,07	6,8	8	5,76	5,78	5,88	4,35	7,68	2,97	5,66	6,37
Rmax	6,86	5,63	7,58	9,44	8,8	6,89	10,83	6,88	12,4	5,87	7,46	9,46

A representação gráfica dos parâmetros Rk de rugosidade para as engrenagens externas após teste está mostrada na Figura 4.14.

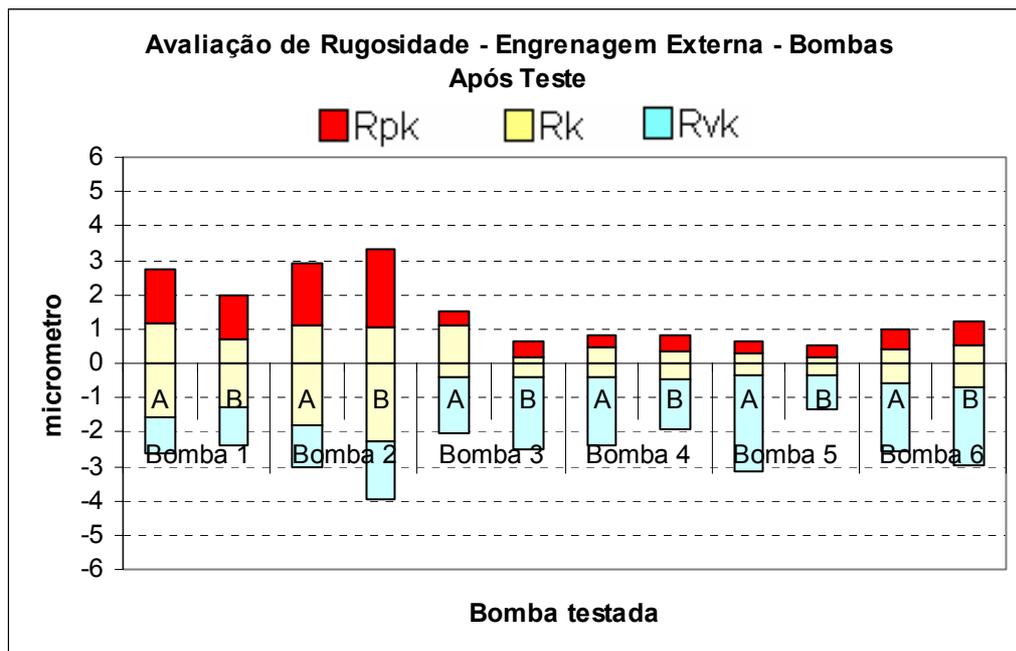


Figura 4.14: Rugosidade Rk das engrenagens externas após teste.

Nas engrenagens externas também se nota o mesmo comportamento já observado nas engrenagens internas.

O aumento do parâmetro  $Rvk$  e a observação das superfícies de desgaste indicam ação de abrasivo. A origem do abrasivo não foi detectada neste trabalho. Uma possibilidade é a passagem de pequenas partículas pelo filtro. Outra é a formação de partículas na região de desgaste devido à ação mecânica associada à ação da corrosão. Estas partículas seriam então responsáveis pelo desgaste observado nas Figuras 4.11 a 4.13.

As análises de desgaste apontaram desgaste mais pronunciado dos pares de engrenagem que trabalharam em E22. Esta verificação vai de encontro ao esperado após a determinação da lubricidade dos combustíveis testados. A medição de lubricidade mostrou maior desgaste para combustível com maior teor de álcool etílico.

Uma hipótese para explicar esta contradição é verificar se os regimes de lubrificação no ensaio com engrenagens e no ensaio de lubricidade são os mesmos.

#### 4.7. Regime de lubrificação

O contato entre os dentes das engrenagens da bomba de combustível, como ilustrado na Figura 4.15 [22] é não-conforme, o que permite que se presuma, segundo a literatura [22], que o regime de lubrificação é o regime de lubrificação mista.

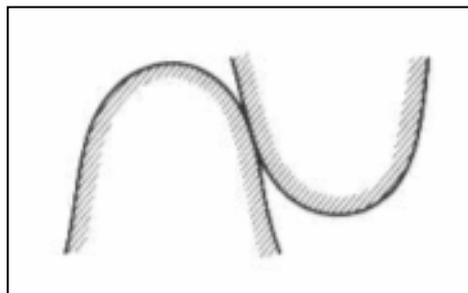


Figura 4.15: Contato não-conforme.

A determinação do regime de lubrificação pela curva de Stribeck envolve o cálculo da espessura do filme de óleo, o que geralmente é feito a partir de modelos matemáticos encontrados em literatura. Estes modelos são desenvolvidos para óleos lubrificantes e não para combustíveis.

Outra ferramenta que permite a determinação do regime de lubrificação é o diagrama IRG. Por ser de aplicação mais simples e pelo fato dos dados coletados permitirem a utilização deste modelo, neste trabalho optou-se pela utilização do diagrama IRG aplicando-se as correções pertinentes à viscosidade e concentração de oxigênio na interface. Para tal, se faz necessário o cálculo da velocidade relativa entre as superfícies e da carga normal aplicada na superfície de contato para a determinação do regime de lubrificação.

#### 4.7.1. Cálculo da velocidade relativa

A velocidade relativa entre as faces de contato das engrenagens é definida como a diferença entre as velocidades das engrenagens interna e externa na linha de contato.

Para a determinação do campo de velocidade relativa entre as linhas de contato dos dentes das engrenagens estudou-se o engrenamento em duas posições distintas (posição A e posição B), calculando-se a velocidade relativa de cada contato (numerados de 1 a 11 para cada posição de engrenamento estudada), como ilustra a Figura 4.16.

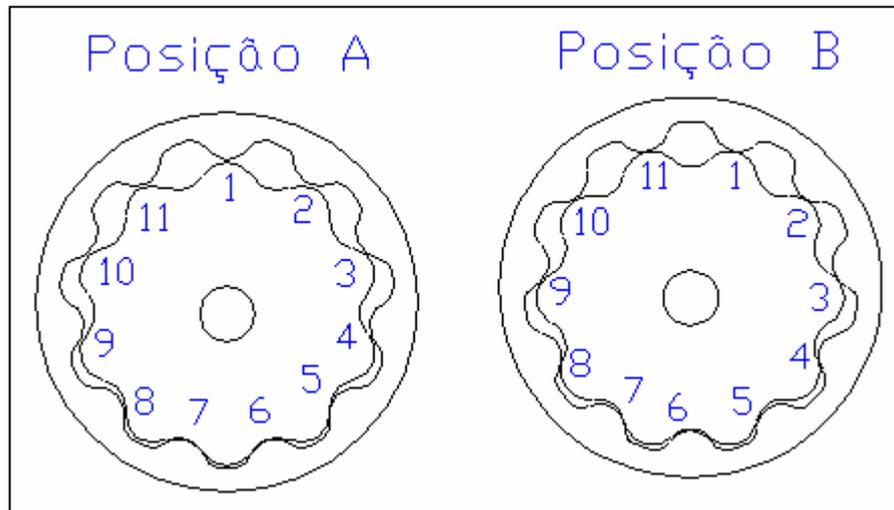


Figura 4.16: Contatos considerados no cálculo de velocidade relativa.

A velocidade de cada ponto da engrenagem é definida pela equação 4.6 [23].

$$v = \omega \cdot r \quad (\text{equação 4.6})$$

Sendo:  $v$  – velocidade de um determinado ponto da engrenagem [m/s];  
 $\omega$  - velocidade angular da engrenagem [rad/s];  
 $r$  – raio de um determinado ponto da engrenagem [m].

Tomando-se como exemplo o contato de número 7 da posição B, ilustrado na Figura 4.16, a velocidade periférica ( $v$ ) de cada engrenagem na região de contato está inclinada de um ângulo ( $\Theta$ ) em relação à velocidade na direção da linha de contato ( $v_c$ ), sendo este ângulo diferente para as engrenagens interna e externa. Portanto, tem-se  $\Theta_i$  para a engrenagem interna e  $\Theta_e$  para a engrenagem externa (Figura 4.17).

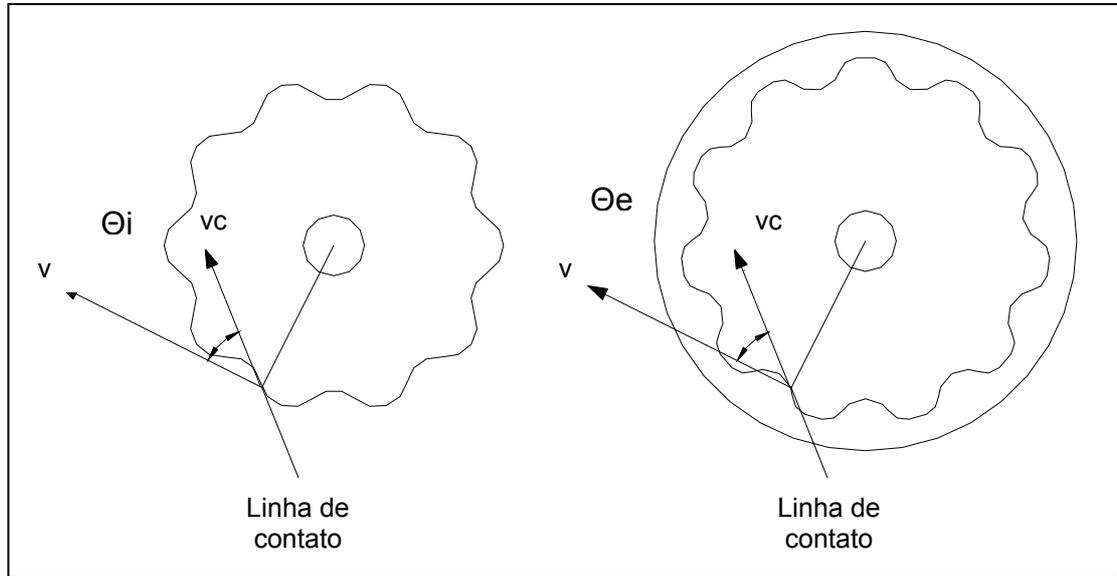


Figura 4.17: Representação da velocidade na direção da linha de contato ( $v_c$ ).

Como a velocidade relativa é a diferença das velocidades na mesma direção da linha de contato, os ângulos  $\Theta$  para cada contato foram determinados utilizando-se o software de desenho gráfico (AUTOCAD2000). Com este mesmo software mediu-se os raios de cada linha de contato para ambas as engrenagens. A Tabela 4.11 mostra os raios, ângulos e cosseno dos ângulos para a posição A (Figura 4.16) e a Tabela 4.12 para a posição B (Figura 4.16).

Tabela 4.11: Raio e ângulo para posição A.

Posição A						
Contato	mm $r_e$	mm $r_i$	grau $\Theta_e$	cos $\Theta_e$	grau $\Theta_i$	cos $\Theta_i$
1	8.3236	8.8808	0.0	1.0000	0.0	1.0000
2	8.3686	8.8040	23.9	0.9143	21.3	0.9317
3	8.5040	8.6303	32.8	0.8406	28.6	0.8780
4	8.6445	8.4010	36.9	0.7997	32.6	0.8425
5	8.6878	8.1455	44.5	0.7133	41.3	0.7513
6	8.3399	7.6620	8.9	0.9880	10.1	0.9845
7	8.4076	7.7220	19.2	0.9444	18.0	0.9511
8	8.7607	8.1601	46.7	0.6858	43.4	0.7266
9	8.6926	8.4443	40.0	0.7660	35.6	0.8131
10	8.4685	8.6005	28.8	0.8763	24.7	0.9085
11	8.3696	8.8123	18.1	0.9505	15.7	0.9627

Tabela 4.12: Raio e ângulo para posição B.

Posição B						
Contato	mm re	mm ri	grau $\Theta_e$	cos $\Theta_e$	grau $\Theta_i$	cos $\Theta_i$
1	8.3570	8.8761	12.8	0.9751	11.5	0.9799
2	8.4309	8.7503	26.8	0.8926	23.7	0.9157
3	8.5808	8.5607	40.9	0.7559	36.9	0.7997
4	8.6097	8.3164	43.3	0.7278	40.2	0.7638
5	8.6646	8.0479	48.4	0.6639	46.5	0.6884
6	8.3235	7.6395	0.0	1.0000	0.0	1.0000
7	8.6668	8.0504	41.3	0.7513	39.4	0.7727
8	8.7071	8.3498	44.8	0.7096	41.2	0.7524
9	8.6445	8.5893	37.3	0.7955	33.2	0.8368
10	8.4197	8.7399	28.4	0.8796	25.2	0.9048
11	8.3302	8.8587	11.4	0.9803	10.3	0.9839

A velocidade do ponto de contato da engrenagem na direção da linha de contato é calculada conforme equação 4.7.

$$v_c = \frac{v}{\cos \Theta} \quad (\text{equação 4.7})$$

Sendo:  $v_c$  – velocidade na direção da linha de contato [m/s];  
 $v$  – velocidade tangencial do ponto de contato [m/s];  
 $\Theta$  – ângulo formado pelas direções de  $v_c$  e  $v$  [grau].

Pelo princípio construtivo das bombas de engrenagem compostas de uma engrenagem interna e outra externa, caso estudado, a engrenagem interna tem um dente a menos que a externa. Com isso a velocidade angular da engrenagem interna será maior que a da engrenagem externa, sendo válida a equação 4.8.

$$\frac{\omega_i}{\omega_e} = \frac{n_e}{n_i} \quad (\text{equação 4.8})$$

Sendo:  $\omega_i$  – velocidade angular da engrenagem interna [rad/s];  
 $\omega_e$  – velocidade angular da engrenagem externa [rad/s];  
 $n_i$  – número de dentes da engrenagem interna;  
 $n_e$  – número de dentes da engrenagem externa.

No caso das bombas de combustível estudadas, a engrenagem interna tem 10 dentes e a externa tem 11 dentes. Portanto, a equação 4.8 pode ser rescrita como a equação 4.9.

$$\omega_e = \frac{10}{11} \cdot \omega_i \quad (\text{equação 4.9})$$

A rotação é determinada a partir da velocidade angular das engrenagens de acordo com a equação 4.10.

$$f = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \quad (\text{equação 4.10})$$

Sendo:        f – rotação da engrenagem [1/s];  
                    $\omega$  – velocidade angular da engrenagem [rad/s].

Como é, na prática, difícil de se medir a rotação das engrenagens da bomba de combustível pelo fato da bomba ser um componente blindado, uma solução é o cálculo da rotação das engrenagens através da vazão de combustível. A bomba de engrenagens é uma bomba volumétrica, portanto, pode-se admitir que o volume bombeado é o volume total deslocado subtraído do vazamento interno da bomba. O vazamento interno da bomba foi admitido como nulo por dificuldade de cálculo, porém com esta simplificação obtém-se as maiores velocidades relativas conduzindo as aproximações para uma condição mais segura. No diagrama IRG o aumento da velocidade desloca o funcionamento do sistema para um regime de lubrificação mais severo. Portanto, o regime de lubrificação calculado será o mais severo possível para o sistema em estudo.

O volume deslocado por uma única câmara foi calculado utilizando-se modelamento em AUTOCAD2000 e é ilustrado na Figura 4.18.

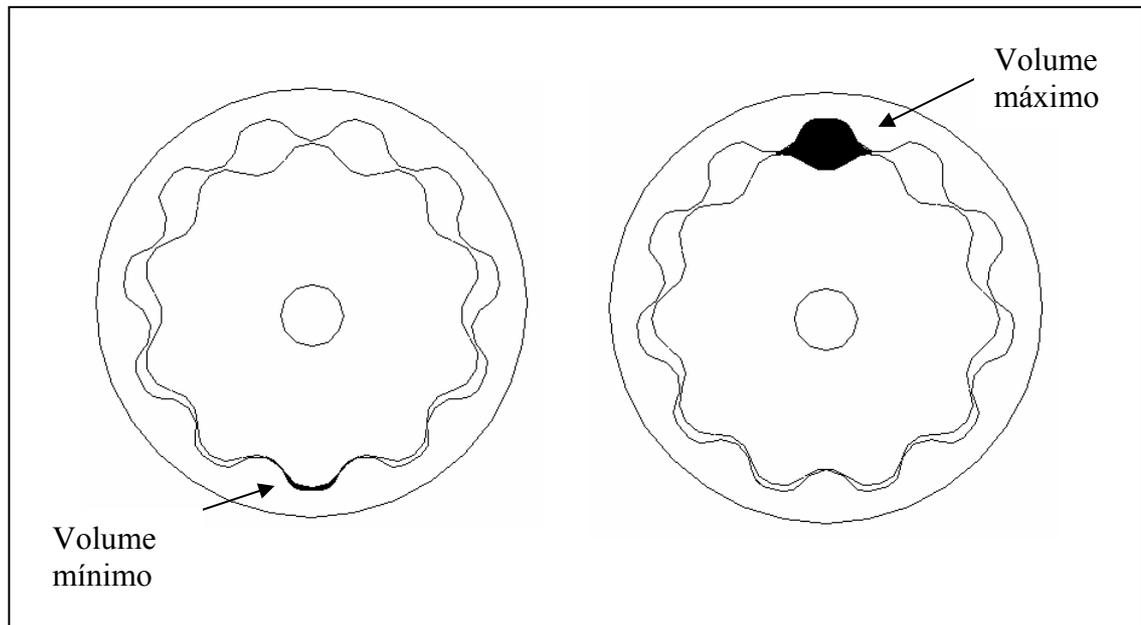


Figura 4.18: Volume deslocado por cada câmara da bomba.

O volume deslocado por cada câmara é a diferença entre o volume máximo e o mínimo, indicados na Figura 4.18. Para as engrenagens da bomba de combustível estudada o volume deslocado por cada câmara é  $45.867 \pm 0.007 \text{ mm}^3$ , o que resulta em  $458.67 \pm 0.07 \text{ mm}^3$  deslocado pela bomba a cada volta completa, pois a bomba tem 10 câmaras para cada volta da engrenagem interna.

Conforme mostrado na Tabela 4.1, a vazão volumétrica das bombas durante o teste foi  $1.76 \pm 0.03 \text{ dm}^3/\text{min}$  @ 3.0 bar. A Tabela 4.13 mostra o campo de rotações e o campo de velocidades para as incertezas de cálculo de volume de câmara e vazão volumétrica.

Tabela 4.13: Campo de velocidades das engrenagens.

	MÍNIMA	NOMINAL	MÁXIMA
Volume da câmara ( $V_{\text{camara}}$ ) [ $\text{mm}^3$ ]	45.86	45.867	45.874
Volume deslocado ( $V_{\text{deslocado}}$ ) [ $\text{mm}^3$ ]	458.60	458.67	458.74
Vazão em volume ( $\dot{V}$ ) [ $\text{dm}^3/\text{min}$ ]	1.73	1.76	1.79
Rotação da engrenagem interna ( $f_i$ ) [rpm]	3771	3837	3903
Velocidade angular engrenagem interna ( $\omega_i$ ) [rad/s]	395	402	409
Velocidade angular engrenagem externa ( $\omega_e$ ) [rad/s]	359	365	372

Considerando-se a Tabela 4.13 e calculando-se as velocidades relativas para cada posição e contato da Figura 4.16, obtém-se o campo de velocidades relativas na direção da linha de contato da Tabela 4.14.

Tabela 4.14: Velocidade relativa das engrenagens.

	MÍNIMA	MÁXIMA
Velocidade relativa (v <sub>rel</sub> ) [m/s]	-0.31	0.64

Como a velocidade relativa entre os dentes em contato é zero na linha do diâmetro primitivo das engrenagens e o valor negativo da Tabela 4.14 indica apenas mudança no sentido da velocidade relativa, para o diagrama IRG o sentido da velocidade é irrelevante portanto pode-se considerar o campo de velocidade relativa na região de contato dos dentes das engrenagens de 0,00 a 0,64 m/s.

#### 4.7.2. Cálculo da carga normal

A carga normal aplicada na linha de contato dos dentes das engrenagens pode ser calculada a partir do torque do motor elétrico pela equação 4.11, conforme ilustra a Figura 4.19.

$$F_n = \frac{T \cdot \text{sen} \theta_i}{r_i} \quad (\text{equação 4.11})$$

Sendo:  $F_n$  – carga normal aplicada na linha de contato [N];  
 $T$  – torque aplicado na engrenagem interna [Nm];  
 $r_i$  – raio da linha de contato da engrenagem interna [m];  
 $\theta_i$  – ângulo formado pelas direções de  $v_c$  e  $v$  da engrenagem interna [grau].

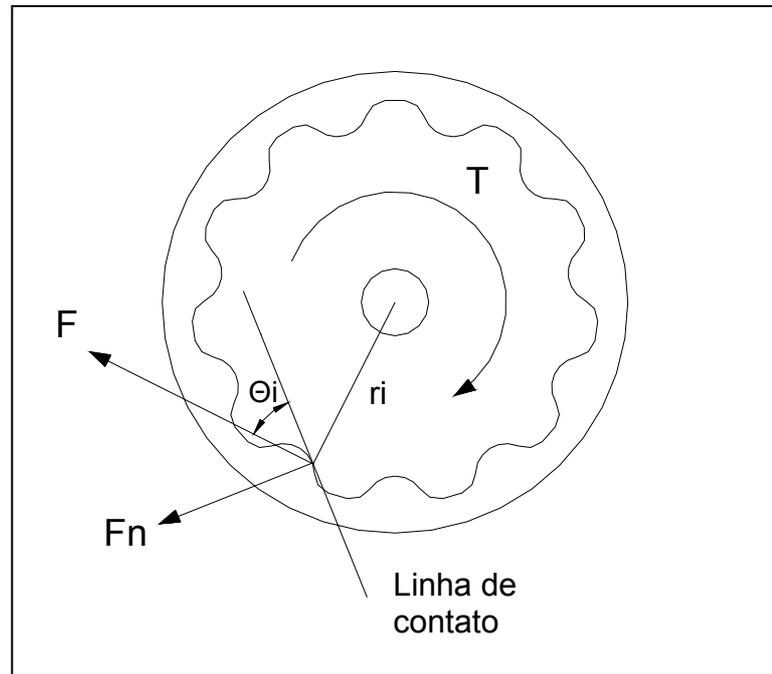


Figura 4.19: Representação gráfica da carga normal ( $F_n$ ).

O torque do motor elétrico pode ser calculado admitindo-se eficiência de 100% para o motor elétrico. A potência elétrica fornecida ao motor elétrico foi definida anteriormente pela equação 4.3.

Os valores de tensão e corrente elétrica foram medidos ao longo do ensaio, conforme mostrado no Anexo I.

A potência mecânica é calculada pela equação 4.12 [23].

$$P_{mecânica} = T \cdot \omega_i \quad (\text{equação 4.12})$$

Sendo:  $P_{mecânica}$  – potência fornecida à bomba pelo motor elétrico [W];  
 $T$  – torque aplicado à engrenagem interna da bomba [Nm];  
 $\omega_i$  – velocidade angular da engrenagem interna [rad/s].

A equação 4.13 pode ser considerada equação de potência global para a bomba em estudo.

$$P_{elétrica} = P_{mecânica} + P_{hidráulica} \quad (\text{equação 4.13})$$

A potência hidráulica fornecida ao fluido foi definida anteriormente pela equação 4.2.

Esta metodologia de cálculo considera 100 % de eficiência do motor elétrico desconsiderando, portanto, as perdas de potência por atrito ou qualquer outra forma de dissipação. Esta aproximação resulta na superestimação da força de contato entre os dentes das engrenagens deslocando para a condição mais severa de regime de lubrificação a análise do problema no diagrama IRG, o que contribui para uma análise segura.

Portanto, a carga normal aplicada à linha de contato da engrenagem é definida pela equação 4.14.

$$F_n = \frac{(U \cdot i - \Delta p \cdot \nabla) \cdot \text{sen} \theta_i}{\omega_i \cdot r} \quad (\text{equação 4.14})$$

Sendo:

- $F_n$  – carga normal aplicada na linha de contato [N];
- $U$  – tensão de alimentação [V];
- $i$  – corrente elétrica [A];
- $\Delta p$  – aumento de pressão provocado pela bomba [Pa];
- $\nabla$  – vazão em volume [m<sup>3</sup>/s];
- $\theta_i$  – ângulo formado pelas direções de  $v_c$  e  $v$  da engrenagem interna [grau];
- $\omega_i$  – velocidade angular da engrenagem interna [rad/s];
- $r_i$  – raio da linha de contato da engrenagem interna [m].

Considerando que toda a potência mecânica é aplicada em uma única linha de contato, a Tabela 4.15 mostra o campo de carga normal aplicada no engrenamento da bomba em estudo para as incertezas consideradas.

Tabela 4.15: Carga normal aplicada no engrenamento ( $F_n$ )

	MÍNIMA	MÉDIA	MÁXIMA
Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	1,7	1,8	1,8
Potência elétrica [W]	46,4	49,1	51,0
Potência hidráulica [W]	8,6	8,8	9,0
Velocidade angular engrenagem interna ( $\omega_i$ ) [rad/s]	394,9	401,8	408,7
Raio da engrenagem interna ( $r_i$ ) [m]	0,0	0,0	0,0
seno ( $\theta_i$ )	0,0	0,4	0,7
<b>Força Normal [N]</b>	<b>0,0</b>	<b>5,2</b>	<b>10,1</b>

#### 4.7.3. Determinação do regime de lubrificação

Considerando-se velocidade relativa entre 0 e 0,6 m/s e carga normal entre 0 e 10 N para a linha de contato dos dentes das engrenagens, obtém-se, num primeiro momento, regime de lubrificação misto, conforme representado pelo retângulo azul na Figura 4.20 (O retângulo azul está fora de escala e tem ordenada 10N). Para isto considerou-se o diagrama IRG convencional, mostrado na Figura 2.6.

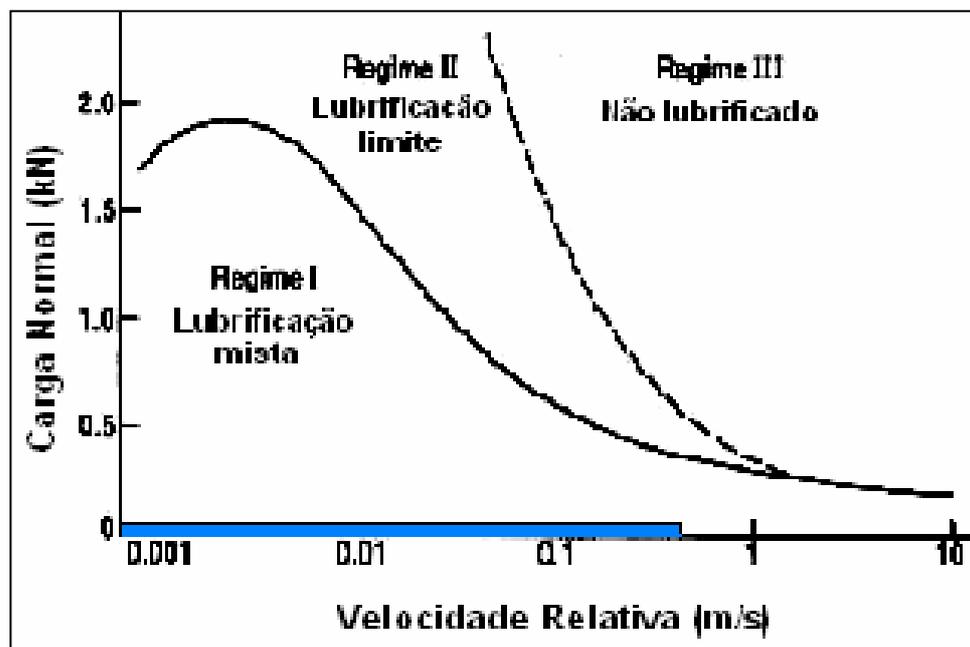


Figura 4.20: Determinação preliminar do regime de lubrificação.

Sabendo-se que os valores de carga normal que definem a linha de transição entre os regimes de lubrificação I e II e I e III no diagrama IRG variam linearmente com a viscosidade do fluido e, sabendo-se que o diagrama IRG mostrado na Figura 2.6 considera como lubrificante óleo SAE 10W, para este trabalho deve-se corrigir o diagrama IRG pela diferente viscosidade do E22 comparada com o óleo SAE 10W. Admitindo que o óleo SAE 10W tem viscosidade em torno de 30 cSt a 40°C [11] e que o E22 tem viscosidade em torno de 0,50 cSt a 40°C [14], ou seja, a viscosidade do E22 é 60 vezes menor que a viscosidade do óleo SAE 10W. Como a carga normal (eixo das ordenadas) que define a transição vertical entre os regimes de lubrificação varia linearmente com a viscosidade do fluido lubrificante, isto equivale a dizer que a linha de transição entre os regimes de lubrificação I e II e I e III do diagrama IRG convencional da Figura 2.6 apresentaria valores das ordenadas 60 vezes menores considerando-se o efeito da viscosidade do fluido lubrificante. Neste caso, o diagrama IRG corrigido pela viscosidade do combustível é mostrado na Figura 4.21.

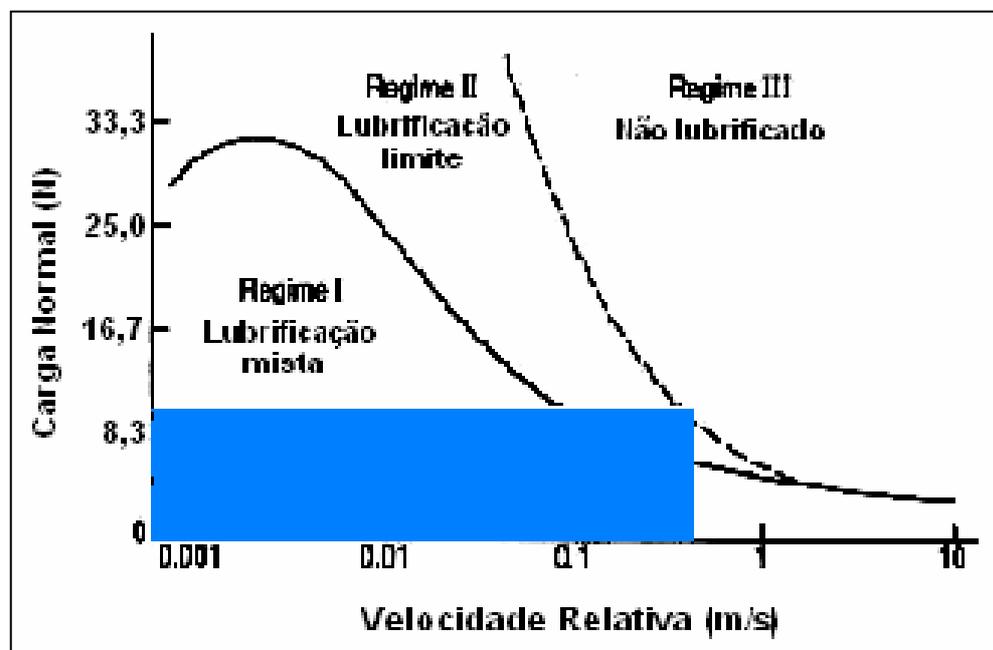


Figura 4.21: Diagrama IRG corrigido pela viscosidade do E22.

Percebe-se que, com esta correção, para o E22, o regime de lubrificação é mais próximo do regime limite, sendo, portanto, mais severo do que o calculado preliminarmente (Figura 4.20) sem considerar a influência da viscosidade na correção do diagrama IRG.

Para o álcool, pode-se considerar sem grandes erros a mesma viscosidade considerada para a gasolina [14]. Porém, uma particularidade do álcool é a quantidade de oxigênio dissolvido no combustível. Quanto maior a quantidade de oxigênio no lubrificante maior a carga necessária para a transição vertical entre os regimes de lubrificação I e II e I e III no diagrama IRG (Figuras 2.8 e 2.9).

As Figuras 2.8 (concentração de oxigênio ambiente, em torno de 16 % v/v) e 2.9 (baixa concentração de oxigênio, 0,1 % v/v) permitem estimar as correções na força normal do diagrama IRG em função do oxigênio dissolvido nas misturas combustíveis. Considerando que a concentração de oxigênio no lubrificante é a mesma concentração de oxigênio no ambiente pode-se estimar que o aumento de 16%, aproximadamente, na concentração de oxigênio no lubrificante eleva a carga normal de transição vertical no diagrama IRG, em média, 3 vezes em relação a carga verificada para a quase ausência de oxigênio dissolvido no lubrificante (0,1 % v/v). Admitindo que o E100 tem cerca de 38% de oxigênio dissolvido considerando o oxigênio presente em sua fórmula [4], a escala de forças poderia ser corrigida por um fator de 7 no diagrama IRG, o que está mostrado nos valores das ordenadas da Figura 4.22.

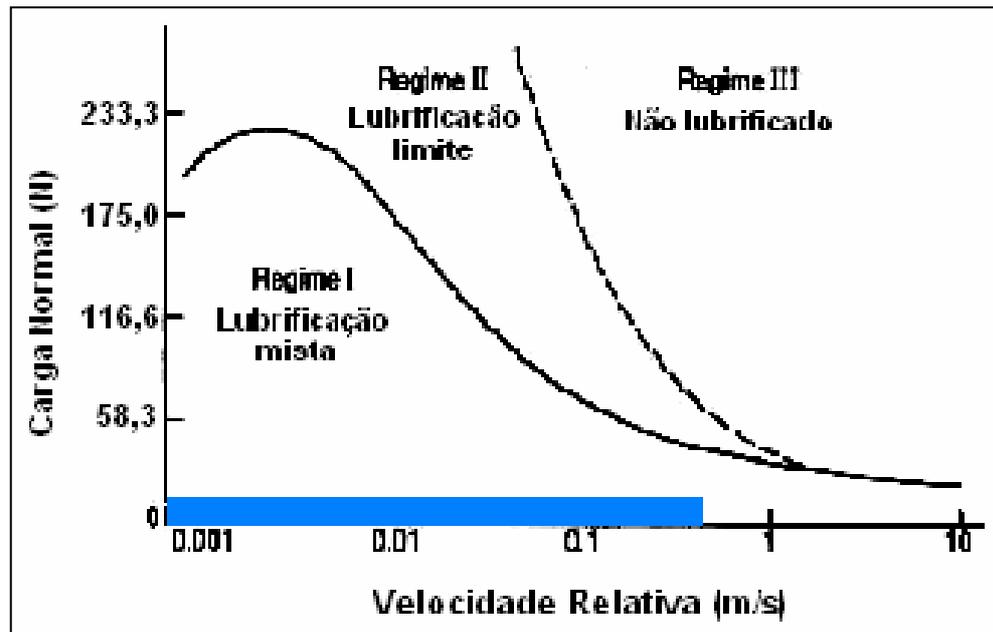


Figura 4.22: Diagrama IRG corrigido pela viscosidade e pela concentração de oxigênio no E100.

A aproximação de que o teor de oxigênio dissolvido em E100 é simplesmente a quantidade de oxigênio presente na fórmula orgânica do álcool etílico tem suas limitações visto que o álcool absorve oxigênio da atmosfera o que aumentaria a concentração de oxigênio na interface. Esta simplificação, no entanto, mais uma vez, é a favor da segurança uma vez que orienta a análise para regimes mais severos de lubrificação no diagrama IRG quando da utilização do E100.

Para o E100 percebe-se, pelo diagrama IRG da Figura 4.22, corrigido pela viscosidade e pela concentração de oxigênio, que o regime de lubrificação é o regime misto, muito menos severo que o regime de lubrificação enfrentado pela bomba quando da utilização do E22, como na Figura 4.21.

Em outras palavras a comparação das Figuras 4.21 e 4.22 sugere que o regime de lubrificação para as bombas ensaiadas com mistura E22 seria, ou estaria mais próximo do regime de lubrificação limite. Por sua vez o regime de lubrificação das engrenagens ensaiadas em E100 seria o regime misto. Como o ensaio de lubricidade fornece resultados para regimes de lubrificação limite,

para todas as misturas ensaiadas os ensaios de lubricidade não devem, em princípio, se correlacionar com os ensaios nas bombas.

#### **4.8. Análise da corrosão em E22**

A análise de corrosão consiste da avaliação da carcaça externa das bombas de combustível testadas, tanto em lupa (descrita no item 3.6.4) como em microscópio eletrônico de varredura (descrito no item 3.6.1).

A Figura 4.23 mostra corrosão generalizada nas carcaças testadas em E22.



Figura 4.23: Carcaça testada em E22.

A análise das carcaças em microscópio eletrônico mostrou regiões claras e escuras ao longo da superfície externa, conforme mostrado na Figura 4.24.

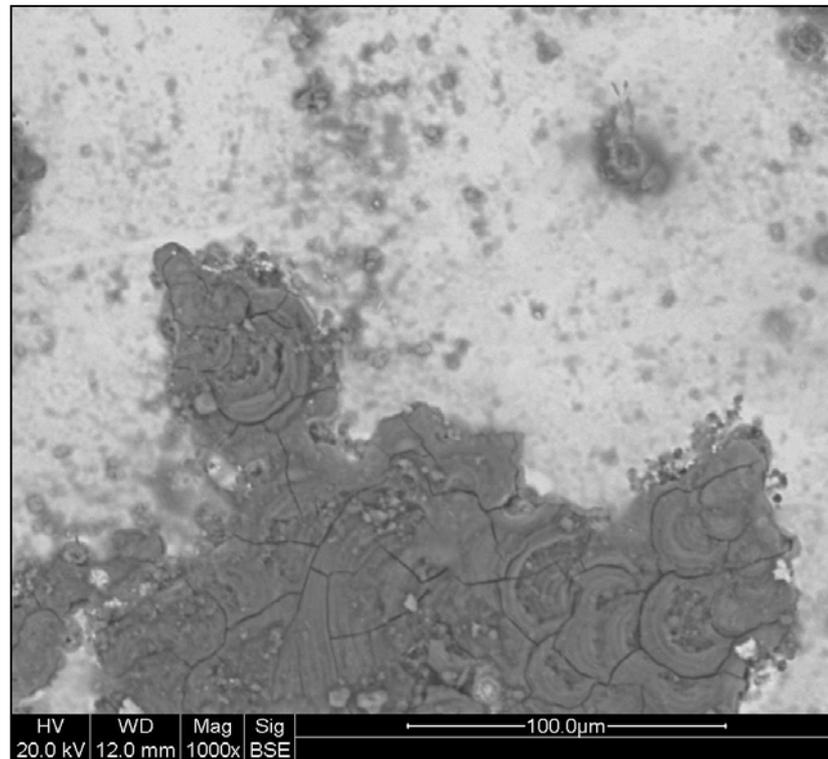


Figura 4.24: Detalhe da carcaça testada em E22.

A análise química feita com raio-X, conforme mostra a Figura 4.25, revelou a presença de ferro, zinco e oxigênio na região clara da carcaça.

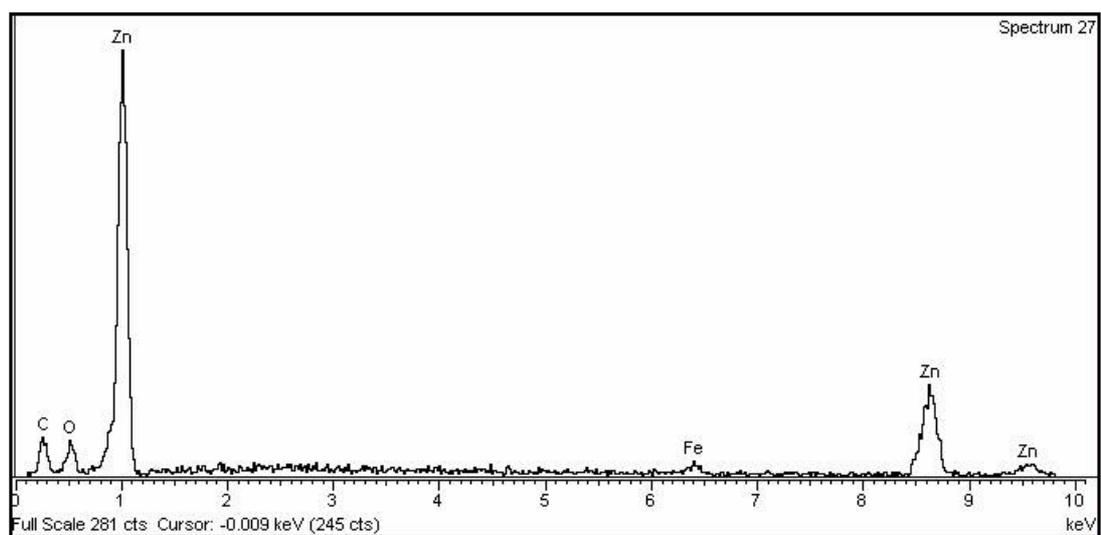


Figura 4.25: Análise química da região clara da carcaça em E22.

A análise química revelou para a região escura, conforme mostrado na Figura 4.26, os mesmos metais encontrados na região clara (Figura 4.25) acrescidos de enxofre e de maior teor de oxigênio.

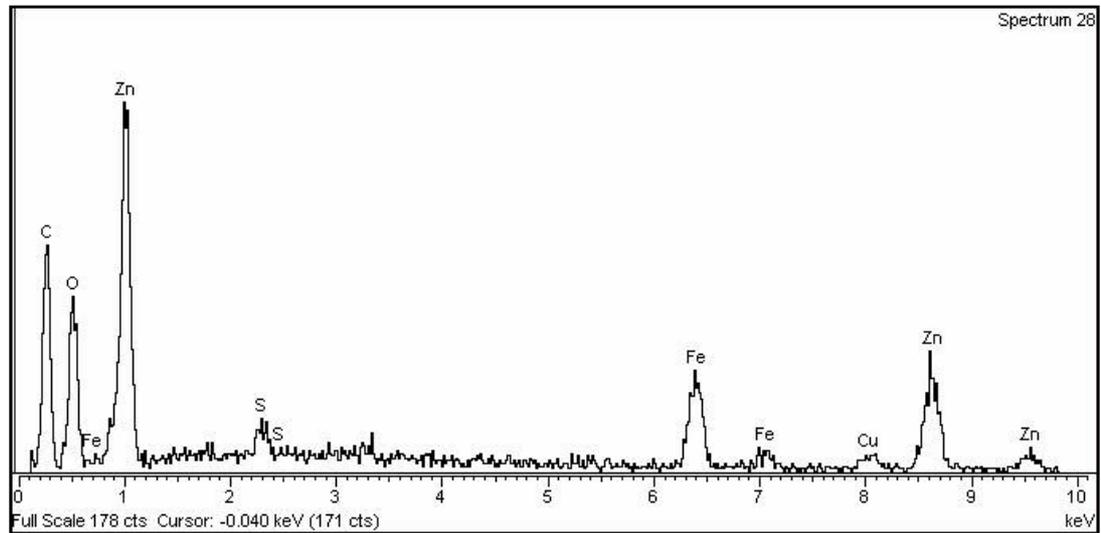


Figura 4.26: Análise química da região escura da carcaça em E22.

A análise da secção transversal mostrou corrosão da camada superficial de zinco, Figura 4.27.

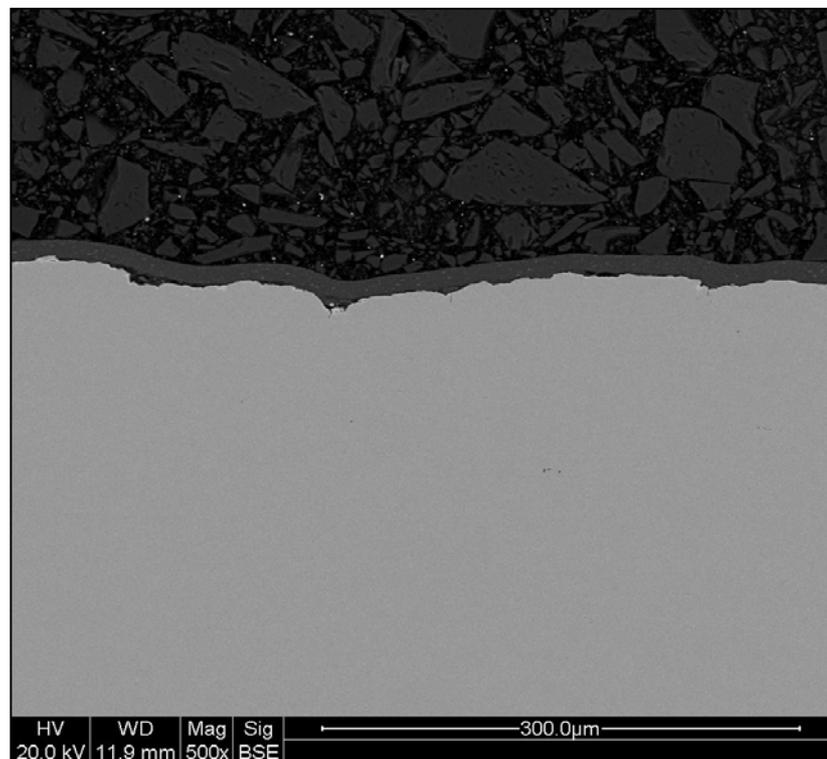


Figura 4.27: Secção transversal da carcaça testada em E22.

Todos os embutimentos foram feitos com uma folha de alumínio laminado (papel alumínio comercial) sobre a superfície externa da carcaça para evitar o destacamento do filme de óxido durante o polimento das amostras. A seção transversal da folha de papel alumínio é nitidamente visualizada nas imagens de seção transversal apresentadas.

#### 4.9. Análise da corrosão em E60

A Figura 4.28 mostra a ocorrência de pontos localizados de corrosão nas carcaças das bombas testadas com E60. Os pontos escuros de corrosão estão distribuídos aleatoriamente sobre a superfície brilhante.

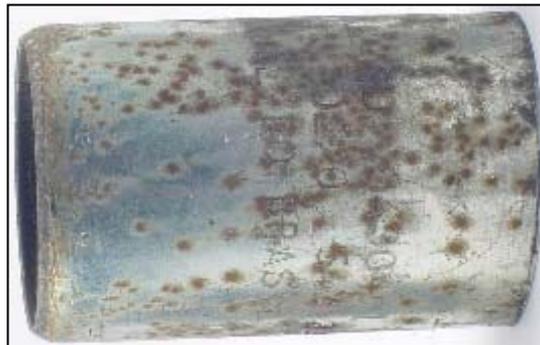


Figura 4.28: Carcaça testada em E60.

A análise superficial em microscópio de varredura, com maior aumento, está mostrada na Figura 4.29.

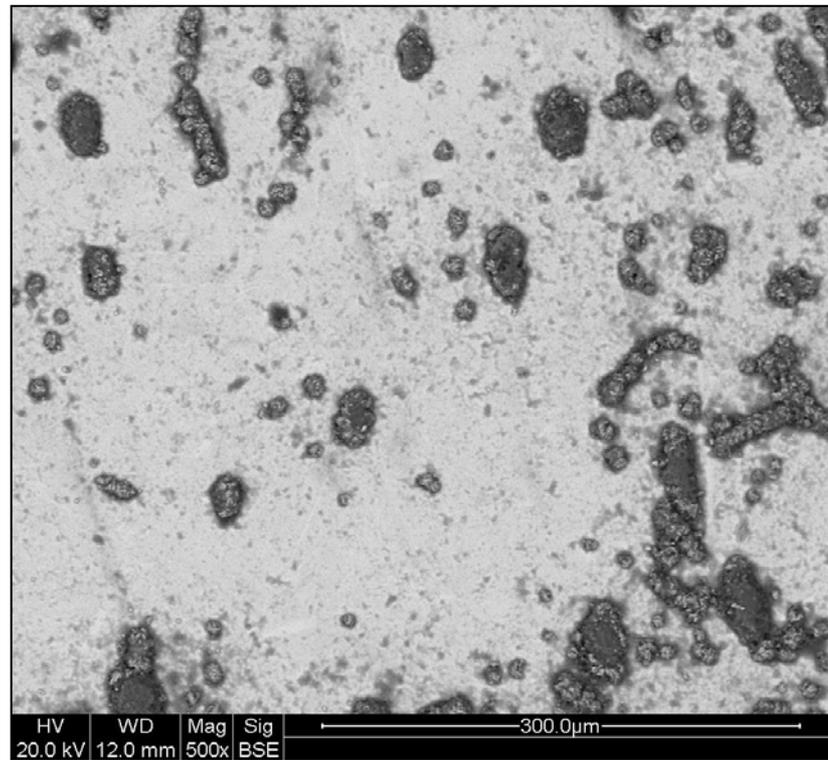


Figura 4.29: Detalhe da carcaça testada em E60.

A análise química da borda do ponto de corrosão revelou a presença de ferro, zinco e grande quantidade de oxigênio, mostrados na Figura 4.30.

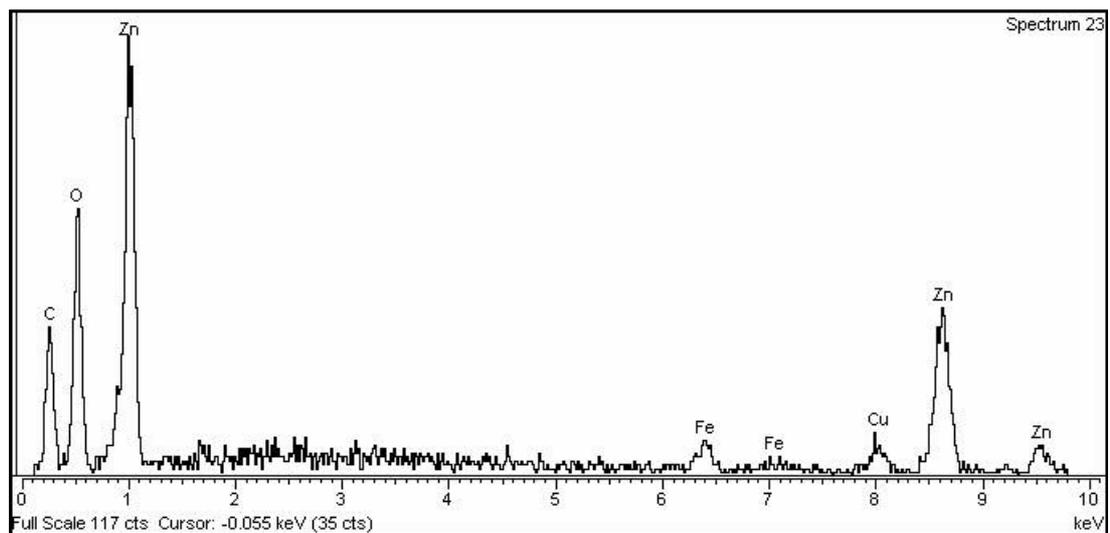


Figura 4.30: Análise química da borda do ponto de corrosão da carcaça em E60.

A análise química no centro das manchas mostrada na Figura 4.31 revela os mesmos elementos da borda das manchas mas com maior teor de ferro.

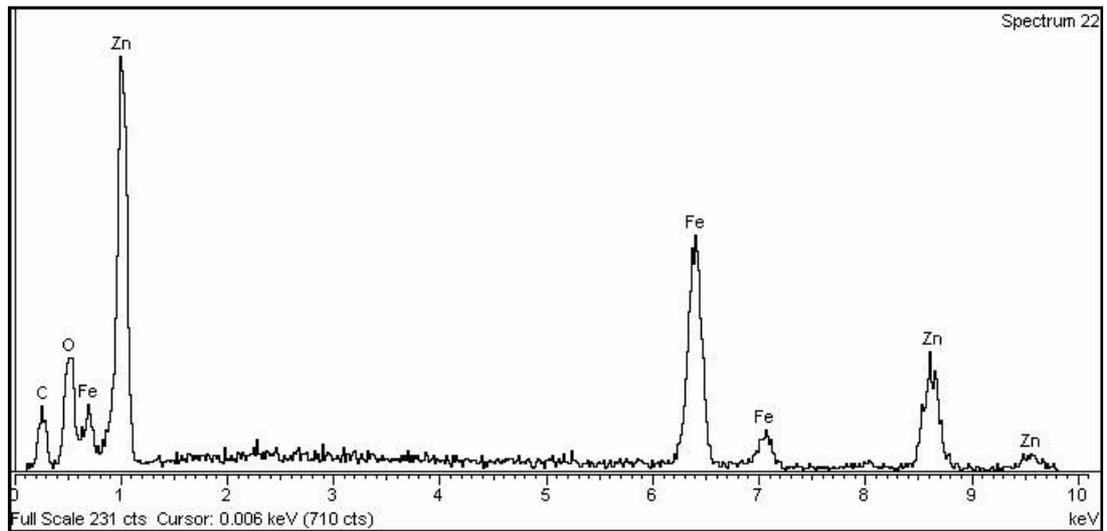


Figura 4.31: Análise química do centro das manchas da carcaça em E60.

A Figura 4.32 ilustra análise da secção transversal de um dos pontos escuros da carcaça.

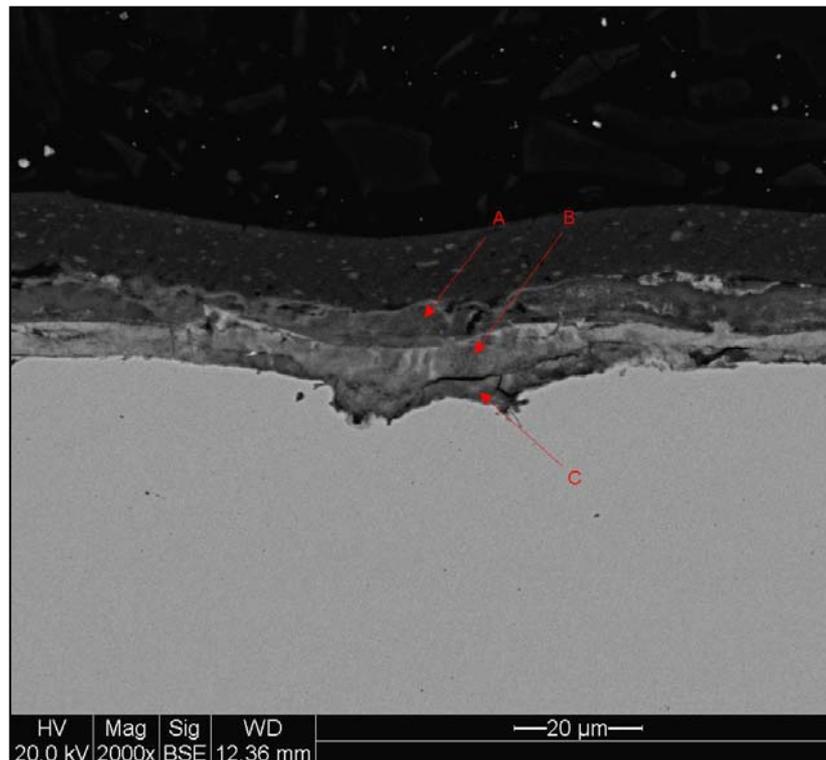


Figura 4.32: Secção transversal da carcaça testada em E60.

As análises químicas das regiões "A", "B" e "C" estão mostradas nas Figuras 4.33, 4.34 e 4.35, respectivamente.

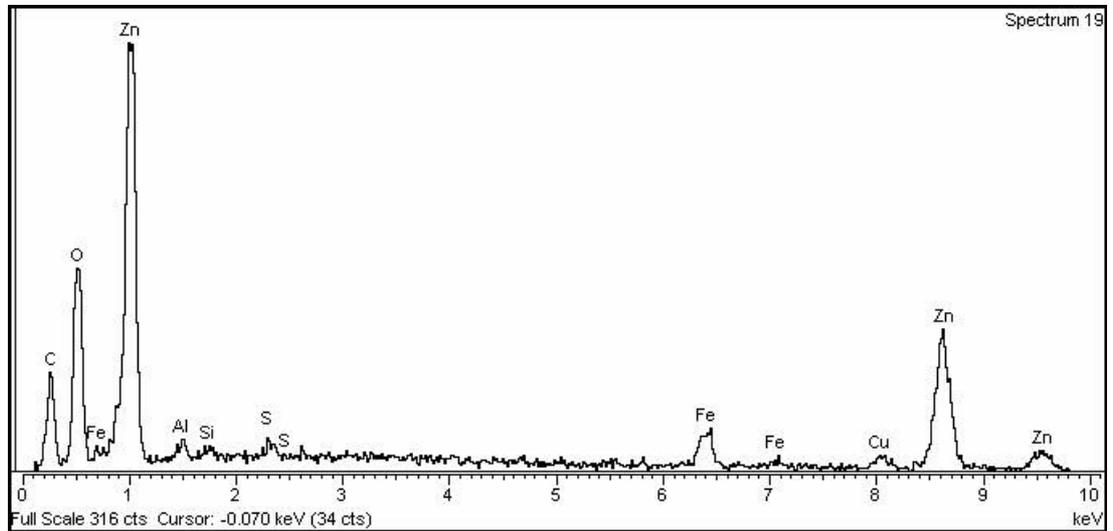


Figura 4.33: Análise química da região "A" da Figura 4.32.

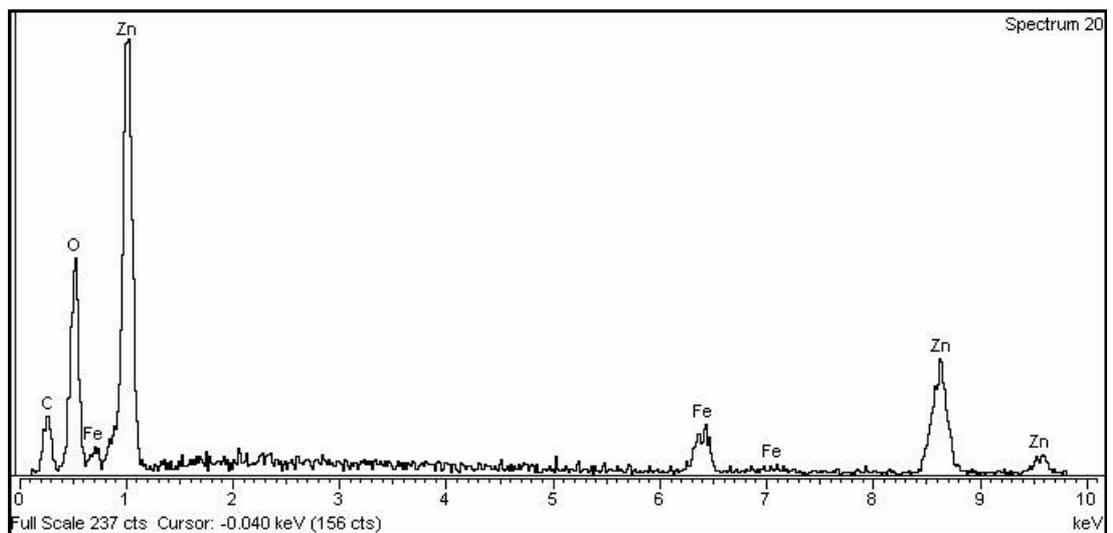


Figura 4.34: Análise química da região "B" da Figura 4.32.

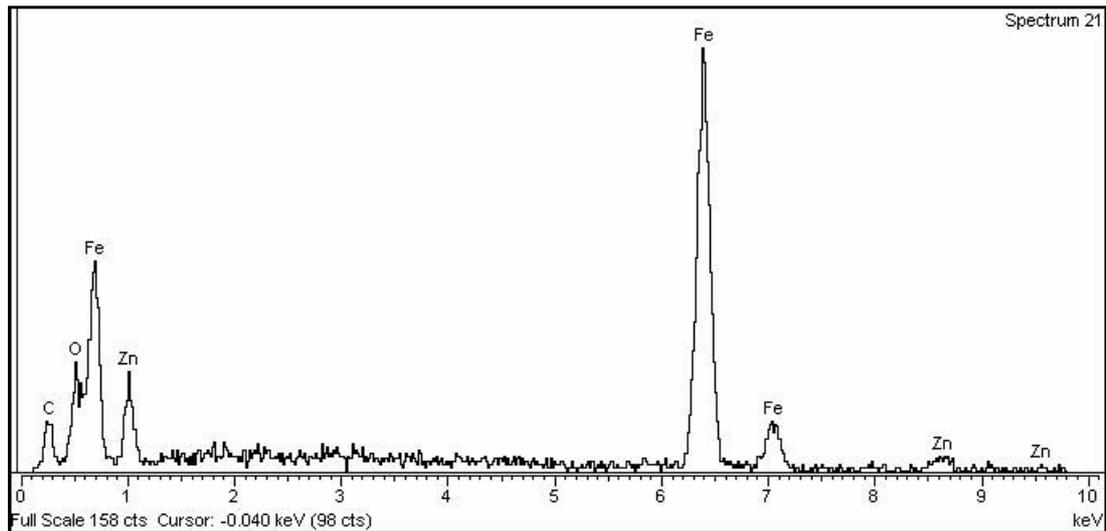


Figura 4.35: Análise química da região "C" da Figura 4.32.

Ferro, zinco e oxigênio foram encontrados nas três regiões. Na região mais externa "A", também foram encontrados enxofre, alumínio, silício e cobre, provavelmente oriundos da contaminação pelo combustível.

#### 4.10. Análise da corrosão em E100

A Figura 4.36 mostra a superfície externa da carcaça testada em E100. A superfície apresenta manchas coloridas e aspecto fosco.



Figura 4.36: Carcaça testada em E100.

A Figura 4.37 mostra o detalhe da carcaça com pontos brilhantes circulares de cor marrom.

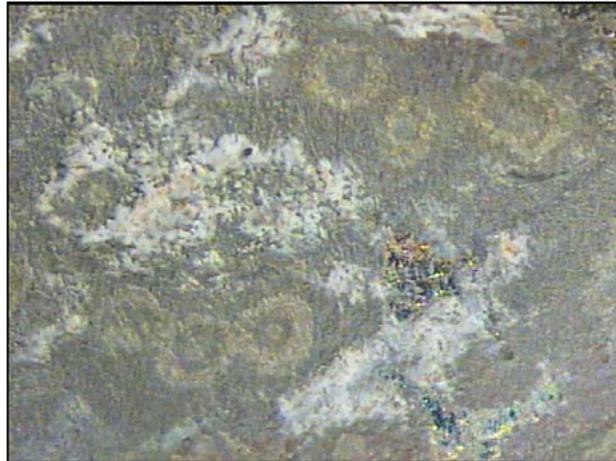


Figura 4.37: Carcaça testada em E100 com 10 X de aumento.

O aumento de 1000 vezes em microscópio eletrônico de um dos pontos circulares da Figura 4.37 está mostrado na Figura 4.38.

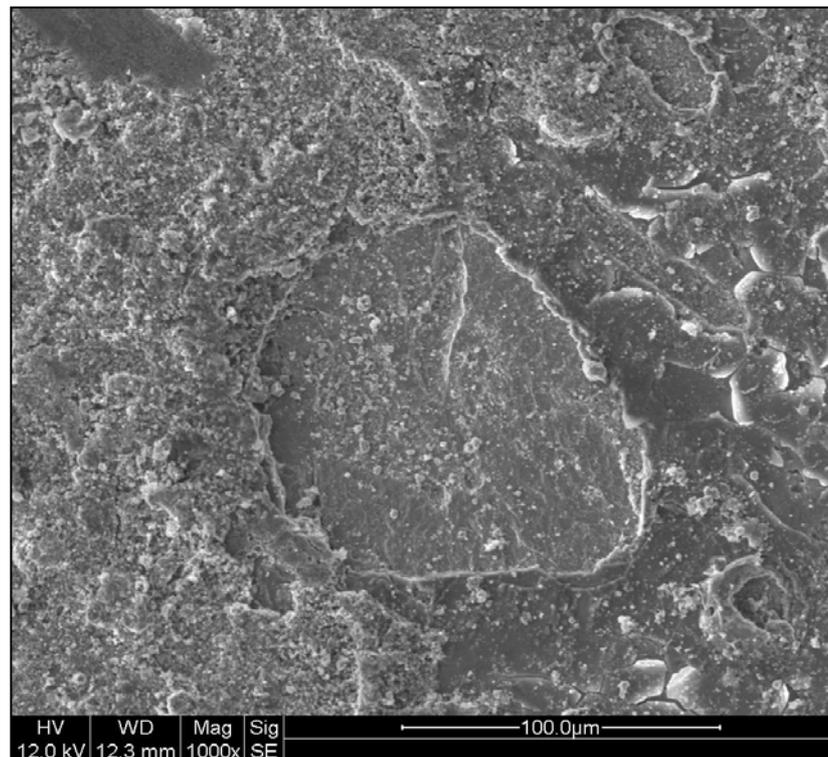


Figura 4.38: Detalhe da carcaça testada em E100.

A análise química por raio-X da superfície da Figura 4.38 revela a presença do zinco na Figura 4.39 e do ferro na Figura 4.40.

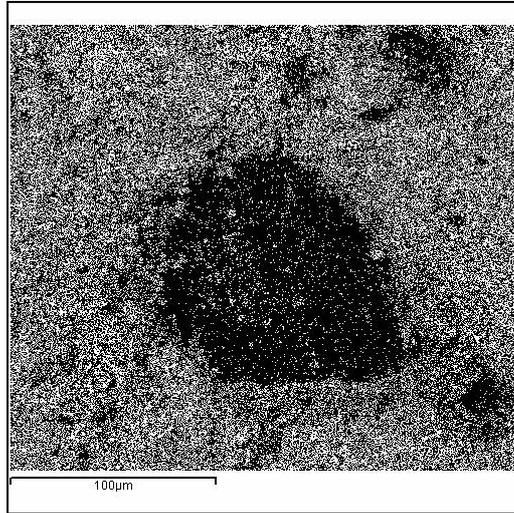


Figura 4.39: Presença de zinco na Figura 4.38.

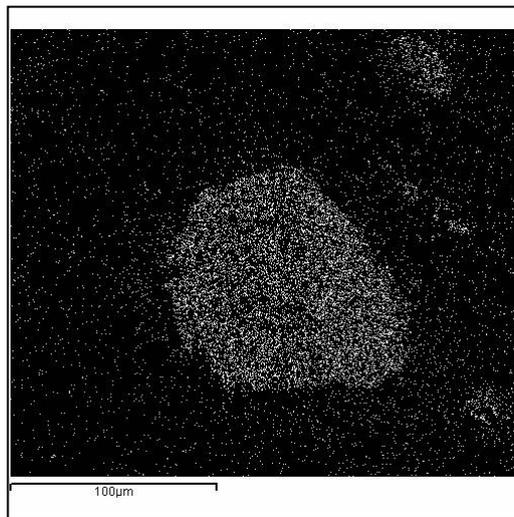


Figura 4.40: Presença de ferro na Figura 4.38.

A Figura 4.41 mostra a secção transversal da carcaça testada com E100.

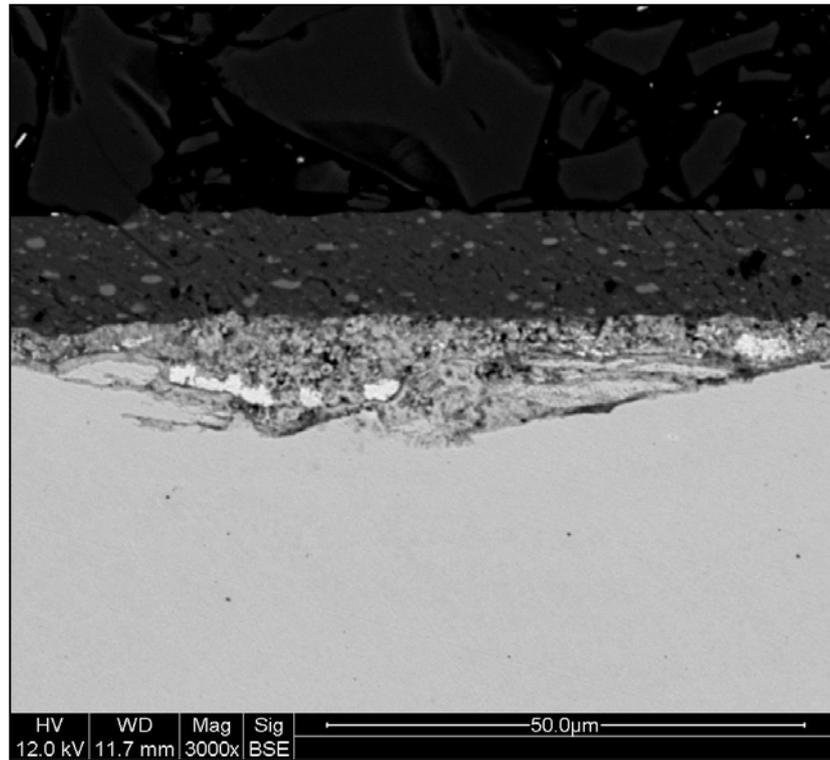


Figura 4.41: Secção transversal da carcaça testada em E100.

A análise química da Figura 4.41 foi feita por raio-X. A Figura 4.42 mostra a presença de ferro. A Figura 4.43 mostra a presença de zinco. A Figura 4.44 mostra a presença de cobre.

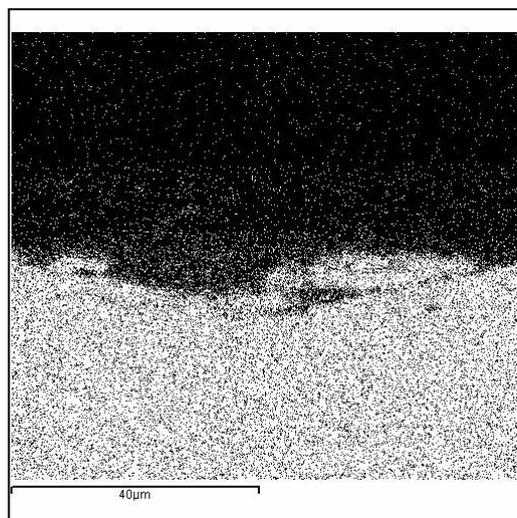


Figura 4.42: Presença de ferro na Figura 4.41.

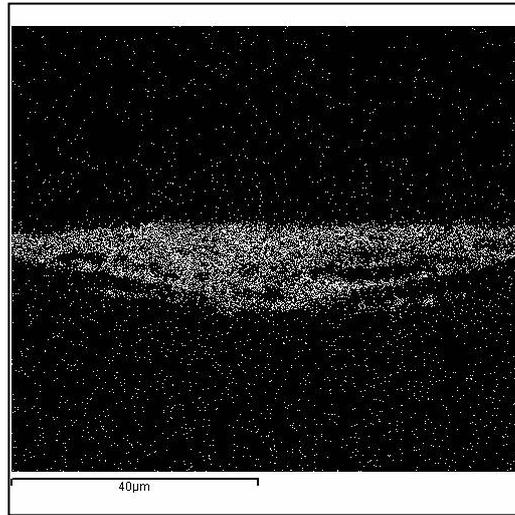


Figura 4.43: Presença de zinco na Figura 4.41.

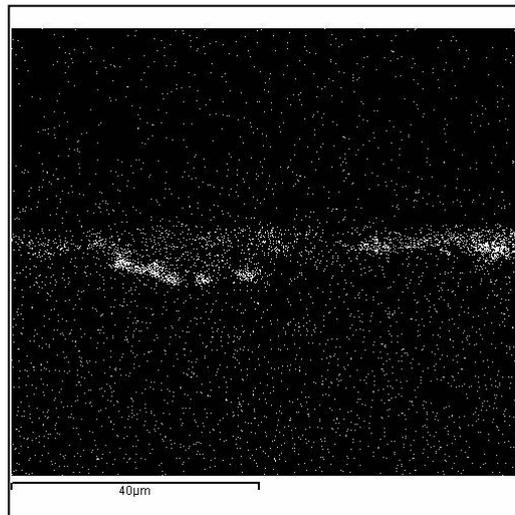


Figura 4.44: Presença de cobre na Figura 4.41.

A análise química mostra produtos de corrosão compostos na maioria por óxido de zinco e aço.

Deve-se notar que as regiões mais claras abaixo da camada mais externa são ricas em cobre, são ilhas de cobre. A Figura 4.45 mostra a análise química destas ilhas.

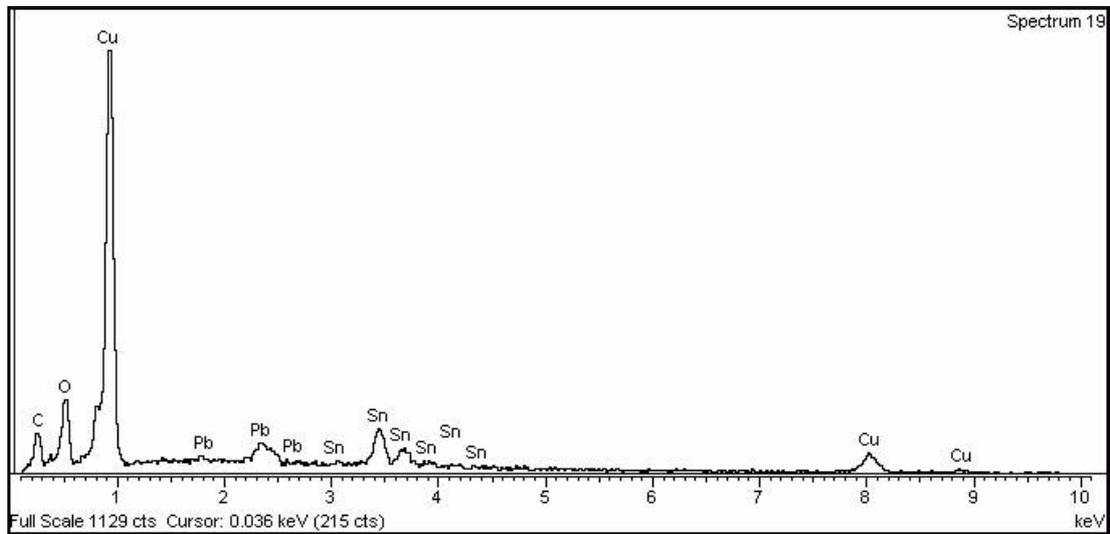


Figura 4.45: Análise química das ilhas de cobre.

Este cobre provavelmente é proveniente da contaminação do combustível por cobre oriundo da corrosão dos contatos elétricos da bomba, que se depositou abaixo da cobertura.

A Figura 4.46 [24] mostra o desgaste dos contatos elétricos do induzido da bomba elétrica, que são feitos em cobre.



Figura 4.46: Desgaste nos contatos de cobre.

A Figura 4.47 ilustra uma partícula de cobre retida no filtro de combustível instalado na entrada da bomba.

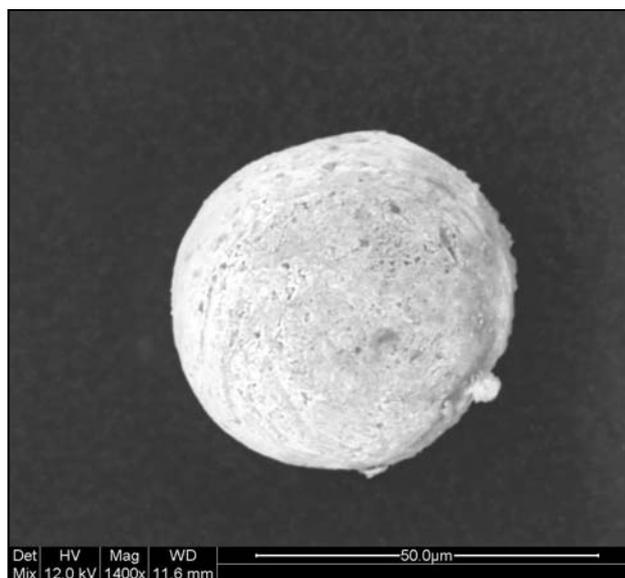


Figura 4.47: Partícula de cobre retida no filtro.

## 5. CONCLUSÕES

Nenhuma das seis bombas testadas apresentou qualquer tipo de falha durante ou após as 300 h de teste. Qualquer uma das bombas testadas poderia ser aplicada em veículo após o teste de bancada sem qualquer prejuízo funcional imediato ao sistema de combustível.

A medição de lubricidade das misturas de combustível utilizadas confirmou a hipótese de que a lubricidade das misturas de álcool etílico hidratado e gasolina diminuiu com o aumento do teor de álcool na mistura.

A análise das folgas internas das engrenagens não apontou diferenças significativas de desgaste das engrenagens para a mistura de combustível utilizada.

Tanto a análise de variação do perfil da face de contato como a análise da largura da faixa de contato nos dentes das engrenagens revelou que as engrenagens que trabalharam com E22 apresentaram desgaste maior que o apresentado pelas engrenagens que trabalharam com E60 e E100, as quais apresentaram desgaste similar.

A análise de desgaste pela medição da rugosidade da face de contato dos dentes das engrenagens confirmou o maior desgaste observado quando da utilização do E22, pois a rugosidade das peças que trabalharam em gasolina apresentou-se maior que a medida nas peças novas. Além disso, as engrenagens que trabalharam em gasolina apresentaram forte riscamento na face de contato. O mesmo não se verificou para as peças que trabalharam com as outras misturas de combustível que, ao final do teste, apresentaram rugosidade menor ou igual que a inicial e também superfície de contato sem riscamento significativo, o que pode ser explicado pelo amaciamento das peças.

Não se verificou uma relação nítida entre a lubricidade dos combustíveis e o desgaste das engrenagens. Isto se explica pelo fato de que o ensaio de lubricidade simula condições de regime de lubrificação limite. De acordo com o determinado, somente o E22 promoveu regime de lubrificação próximo ao regime limite. Para as outras misturas de combustível ensaiadas determinou-se regime de lubrificação misto, ou seja, menos severo.

As duas carcaças expostas ao E100 apresentaram corrosão com formação de produto de corrosão na cor branca. Em algumas regiões o substrato de aço foi atingido. Foram observados depósitos de cobre sob a camada superficial de óxido, provavelmente produzidos por redução catódica de contaminação de cobre no combustível. A contaminação do combustível por cobre é oriunda do desgaste dos contatos elétricos da bomba.

## 6. TRABALHOS FUTUROS

Monitoramento da eficiência das bombas em ensaios de longa duração, ou seja, maiores que 300 h.

Ensaio ligeiramente inferiores a 150 h e ligeiramente superiores a 150 h para investigar mudança de consumo de corrente elétrica verificada a partir de 150 h de teste.

Confirmação dos resultados obtidos na determinação da lubricidade das misturas de combustível e investigação da provável mudança da relação entre lubricidade e teor de álcool etílico na mistura de combustível.

Avaliação da correlação entre os modelos para determinação do regime de lubrificação: Stribeck e IRG. Investigação do aumento da severidade do regime de lubrificação para o aumento da velocidade relativa entre as partes segundo o diagrama IRG.

Estudo da contaminação do combustível pelos produtos de corrosão formados quando da utilização de cada uma das diferentes misturas de combustível e sua influência no desgaste das engrenagens.

Estudo da deposição de cobre nas camadas subsuperficiais da carcaça zincada exposta ao E100.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Agência Nacional do Petróleo – ANP, Regulamento técnico ANP número 01/2002.

[2] Agência Nacional do Petróleo – ANP, Regulamento técnico ANP número 05/2001.

[3] Jornal do Carro, edição de 14 de agosto de 2004.

[4] FERRARESE, A.; ROVAI, F. F.; SINATORA, A.; **“Utilização de Combustíveis com Maior Quantidade de Etanol como Alternativa para Veículos de Passeio”**. SAE 2002-01-3473; CONGRESSO SAE BRASIL, 2002.

[5] BOSCH; **“Gasoline-engine management”**. 1<sup>st</sup> edition; SAE - Society of Automotive Engineers, Setembro, 1999.

[6] TANAKA, Deniol K.; **“Corrosão do Aço Carbono pelo Etanol”**. Tese de doutorado apresentada à EPUSP – 1984.

[7] KAJIMOTO, Zehbour P., WOLYNEC, Stephan. **“Estudo da resistência à corrosão de revestimentos metálicos em álcool carburante”**. In: ENCONTRO dos Centros de Apoio Tecnológico – CAT, 10., Brasília, 26-30 Julho, 1982. MIC/STI. p. 231-54.

[8] CASTRO, Cecília M. A., ARAÚJO, Odair e ADAM, Ana M. M. M., **“Comportamento do aço zincado e cromatizado em álcool de bomba”**. In: SEMINÁRIO Nacional de Corrosão, 9., Rio de Janeiro, ABRACO, 1982, p. 66-76.

[9] VIANNA, Ruth O. e REHIN, Hosan A. A. A. **“Compatibilidade do álcool etílico hidratado carburante com diferentes metais”**. In: SEMINÁRIO Nacional de Corrosão, 10., Rio de Janeiro, ABRACO, 1983. p. 86-98.

- [10] TOMANIK, Antonio. E. M. **“Cálculo de Situações Críticas de Lubrificação em Superfícies Deslizantes”**. 1º Workshop “Desafios, Expectativas e Experiências na Produção e Utilização de Lubrificantes: Uma Abordagem Cooperativa, EPUSP, São Paulo, 2000.
- [11] GEER, A. W. J. de; BEGELINGER, A.; SALOMON, G. “Failure Mechanisms in Sliding Lubricated Concentrated Contacts”. In: DOWSON, D.; TAYLOR, C. M.; GODET, M.; BERTHE, D. “Mixed Lubrication and Lubricated Wear”. 11<sup>th</sup> Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Butterworths, 1985, p. 105-116.
- [12] PERSSON, Bo N. J. **“Sliding Friction: Physical Principles and Applications”**. Berlin, 1998. ISBN 3-540-63296-4.
- [13] ASTM D 6079-99
- [14] OWEN, Keith; COLEY, Trevor; **“Automotive Fuels Reference Book”**. SAE – 2a edição, EUA, 1995. ISBN 1-56091-589-7.
- [15] SPIKES, H. A. et al.; **“Development of a Laboratory Test to Predict Lubricity Properties of Diesel Fuels and Its Application to the Development of Highly Refined Diesel Fuels”**. Technische Akademie Esslingen – 9<sup>th</sup> International Colloquium – 1994.
- [16] SPIKES, H. A. et al.; **“The Lubricity of Gasoline”**. Tribology Transactions, vol. 42, 1999.
- [17] NBR 6405 – Rugosidade das Superfícies. ABNT, 1988.
- [18] DIN EN ISO 13565-2
- [19] ASM International. **“Friction, Lubrication and Wear Technology”** - ASM Handbook - Volume 18. EUA, 1992. ISBN 0-87170-380-7.

[20] FOX, Robert W.; MC DONALD, Alan T.; **“Introduction to Fluid Mechanics”**. John Wiley & Sons, Inc., EUA 1992.

[21] ORSINI, Luiz de Q.; **“Curso de Circuitos Elétricos” – volume 1**, 2ª edição, Edgard Blucher, 2002. ISBN 852120308X.

[22] HUTCHINGS, Ian. M. **“Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials”**. British Library Cataloguing in Publication Data, London, 1992. ISBN 0-340-56184-X.

[23] GIACAGLIA, Giorgio. E. O. **“Mecânica Geral”**. 10ª ed. rev., Rio de Janeiro: Campus, 1982. ISBN 85-7001-088-5.

[24] ROVAI, Fernando. F.; FERRARESE, André; SINATORA, Amilton; **“Electrical Automotive Fuel Pump Resistance Against E60 Gasoline-Ethanol Blend”**. SAE 2004-01-3277; In: CONGRESSO SAE BRASIL, 2004.

## 8. ANEXO I – Acompanhamento de Ensaio em Bancada

### Combustível E22

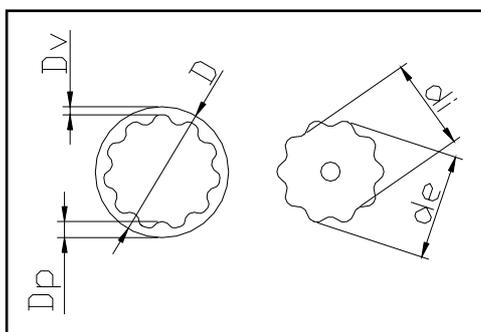
	ANTES DO TESTE				DURANTE O TESTE				APÓS O TESTE				
<b>BOMBA 1</b>													
Tempo de ensaio [h]:	0				50	100	150	200	250	300			
Tensão elétrica [V]:	12.65				12.72	12.79	12.74	12.78	12.82	12.81			
Corrente elétrica [A]:	4.25				3.92	3.59	3.61	3.28	3.25	3.15			
Pressão [bar]:	2	3	4		3	3	3	3	3	2	3	4	
Volume [dm <sup>3</sup> ]:	0.94	0.92	0.9		0.89	0.9	0.9	0.935	0.905	0.9	0.9	0.91	
Tempo [s]:	27.19	37.5	54.04		29.94	29.6	29.25	29.28	29.35	25.53	31.09	40.97	
Temperatura combustível [°C]	18	18	18		46	43	40	39	39	36	36	36	
Temperatura ambiente [°C]	19	19	19		22	22	20	19	20	19	19	19	
Potência elétrica [W]	53.8				49.9	45.9	46.0	41.9	41.7	40.4			
Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	2.1	1.5	1.0		1.8	1.8	1.8	1.9	1.9	2.1	1.7	1.3	
Potência hidráulica [W]	6.9	7.4	6.7		8.9	9.1	9.2	9.6	9.3	7.1	8.7	8.9	
Eficiência [%]	13.7				17.9	19.9	20.1	22.9	22.2	21.5			
<b>BOMBA 2</b>													
Tempo de ensaio [h]:	0				50	100	150	200	250	300			
Tensão elétrica [V]:	12.60				12.69	12.76	12.72	12.73	12.79	12.78			
Corrente elétrica [A]:	4.56				3.95	3.8	3.62	3.54	3.32	3.22			
Pressão [bar]:	2	3	4		3	3	3	3	3	2	3	4	
Volume [dm <sup>3</sup> ]:	0.94	0.885	0.9		0.919	0.905	0.89	0.925	0.9	0.9	0.895	0.91	
Tempo [s]:	28.81	36.64	58.19		29.48	30.15	29.13	31.15	29.13	27.12	30.22	36.87	
Temperatura combustível [°C]	18	18	18		46	43	40	39	39	36	36	36	
Temperatura ambiente [°C]	19	19	19		22	22	20	19	20	19	19	19	
Potência elétrica [W]	57.5				50.1	48.5	46.0	45.1	42.5	41.2			
Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	2.0	1.4	0.9		1.9	1.8	1.8	1.8	1.9	2.0	1.8	1.5	
Potência hidráulica [W]	6.5	7.2	6.2		9.4	9.0	9.2	8.9	9.3	6.6	8.9	9.9	
Eficiência [%]	12.6				18.7	18.6	19.9	19.8	21.8	21.6			

**Combustível E60**

	ANTES DO TESTE				DURANTE O TESTE				APÓS O TESTE				
<b>BOMBA 3</b>													
Tempo de ensaio [h]:	0				50	100	150	200	250	300			
Tensão elétrica [V]:	12.68				12.78	12.83	12.76	12.76	12.78	12.81			
Corrente elétrica [A]:	4.3				3.78	3.32	3.8	4.1	3.75	3.76			
Pressão [bar]:	2	3	4		3	3	3	3	3	3	2	3	4
VOLUME [dm <sup>3</sup> ]:	0.93	0.915	0.89		0.92	0.92	0.95	0.9	0.89	0.92	0.92	0.9	0.89
Tempo [s]:	26.66	34.68	45.65		29.25	32.68	30.87	29.78	30.75	30.53	30.53	31.37	40.16
Temperatura combustível [°C]	18	18	18		43	42	43	45	44	45	45	45	45
Temperatura ambiente [°C]	21	21	21		22	23	23	23	23	25	25	25	25
Potência elétrica [W]	54.5				48.3	42.6	48.5	52.3	47.9	48.2			
Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	2.1	1.6	1.2		1.9	1.7	1.8	1.8	1.7	1.8	1.8	1.7	1.3
Potência hidráulica [W]	7.0	7.9	7.8		9.4	8.4	9.2	9.1	8.7	8.6	6.0	8.6	8.9
Eficiência [%]	14.5				19.5	19.8	19.0	17.3	18.1	17.9			
<b>BOMBA 4</b>													
Tempo de ensaio [h]:	0				50	100	150	200	250	300			
Tensão elétrica [V]:	12.64				12.75	12.8	12.7	12.73	12.74	12.78			
Corrente elétrica [A]:	4.48				4.06	3.96	4.51	4.36	4.16	3.71			
Pressão [bar]:	2	3	4		3	3	3	3	3	3	2	3	4
VOLUME [dm <sup>3</sup> ]:	0.845	0.895	0.925		0.92	0.89	0.93	0.91	0.895	0.9	0.9	0.885	0.885
Tempo [s]:	26.06	30.32	43.37		28.09	29.47	29.66	30.18	29.1	26	26	30.97	57.53
Temperatura combustível [°C]	18	18	18		43	42	43	45	44	45	45	45	45
Temperatura ambiente [°C]	21	21	21		22	23	23	23	23	25	25	25	25
Potência elétrica [W]	56.6				51.8	50.7	57.3	55.5	53.0	47.4			
Vazão volume [dm <sup>3</sup> /min]	1.9	1.8	1.3		2.0	1.8	1.9	1.8	1.8	2.1	2.1	1.7	0.9
Potência hidráulica [W]	6.5	8.9	8.5		9.8	9.1	9.4	9.0	9.2	6.9	6.9	8.7	6.2
Eficiência [%]	15.6				19.0	17.9	16.4	16.3	17.4	18.4			



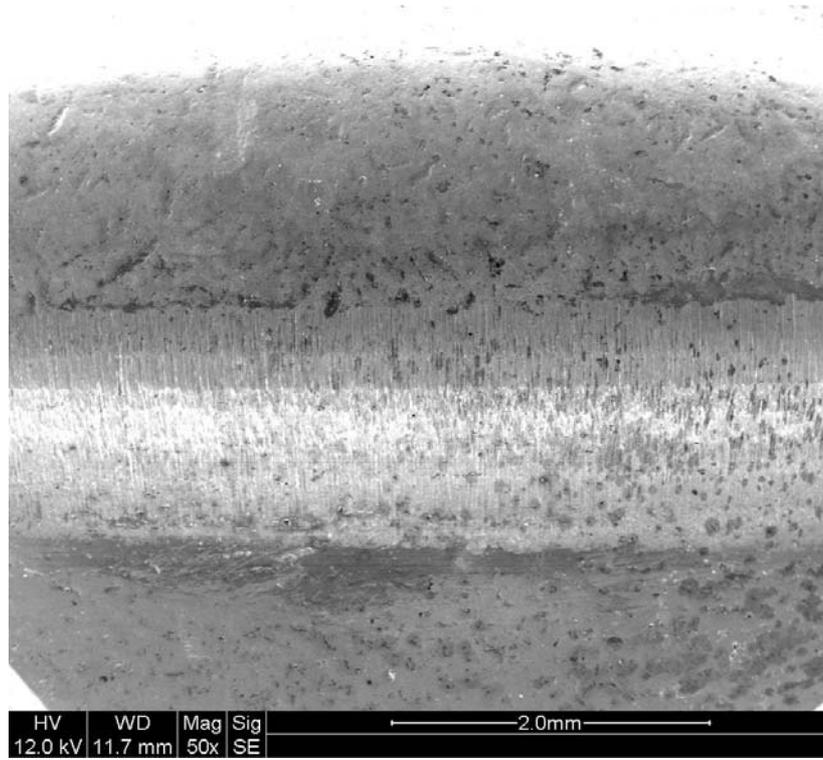
## 9. ANEXO II – Folgas internas



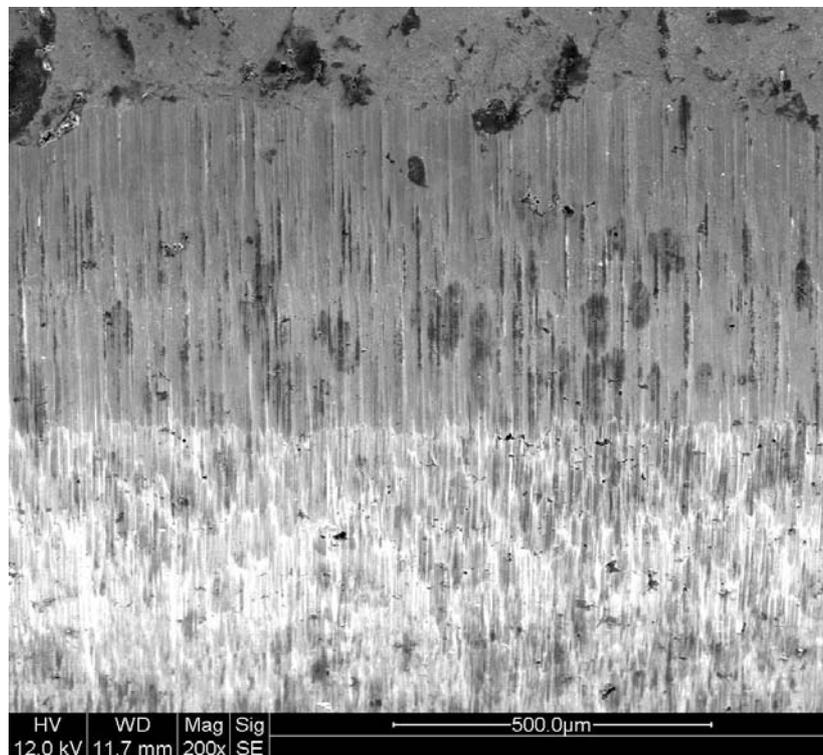
Legenda: wi: espessura da engrenagem interna;  
We: espessura da engrenagem externa.

Dimensionamento das engrenagens [mm]							
Bomba		E22		E60		E100	
		1	2	3	4	5	6
<b>D</b>	1	22,112	22,108	22,113	22,115	22,109	22,107
	2	22,115	22,11	22,115	22,115	22,113	22,108
	3	22,112	22,109	22,113	22,117	22,109	22,108
<b>Dp</b>	1	2,793	2,79	2,798	2,799	2,793	2,797
	2	2,802	2,795	2,798	2,795	2,798	2,792
	3	2,795	2,795	2,794	2,793	2,794	2,787
<b>Dv</b>	1	1,447	1,451	1,451	1,455	1,449	1,45
	2	1,45	1,452	1,455	1,455	1,448	1,448
	3	1,451	1,453	1,457	1,46	1,451	1,451
<b>di</b>	1	15,152	15,144	15,147	15,152	15,152	15,149
	2	15,151	15,146	15,148	15,15	15,149	15,15
	3	15,152	15,147	15,151	15,15	15,15	15,151
<b>de</b>	1	17,767	17,766	17,766	17,769	17,763	17,766
	2	17,763	17,765	17,767	17,769	17,761	17,768
	3	17,766	17,763	17,768	17,769	17,762	17,764
<b>wi</b>	1	6,962	6,956	6,966	6,962	6,959	6,96
	2	6,963	6,958	6,965	6,96	6,959	6,962
	3	6,959	6,955	6,967	6,961	6,961	6,96
<b>We</b>	1	6,952	6,96	6,961	6,959	6,962	6,957
	2	6,952	6,957	6,959	6,959	6,959	6,957
	3	6,952	6,958	6,962	6,959	6,962	6,955

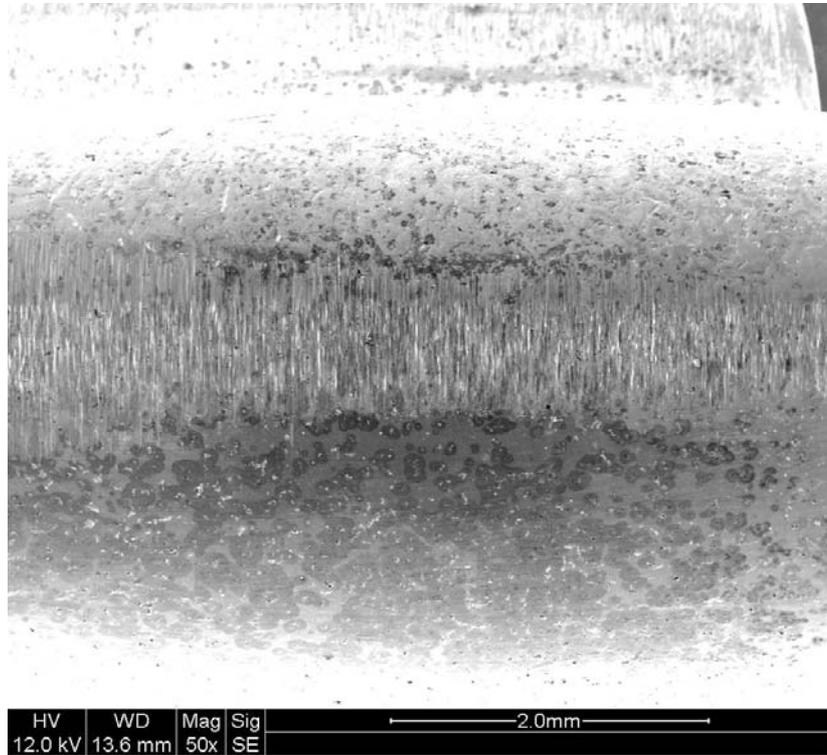
## 10. ANEXO III – Face de Contato no MEV



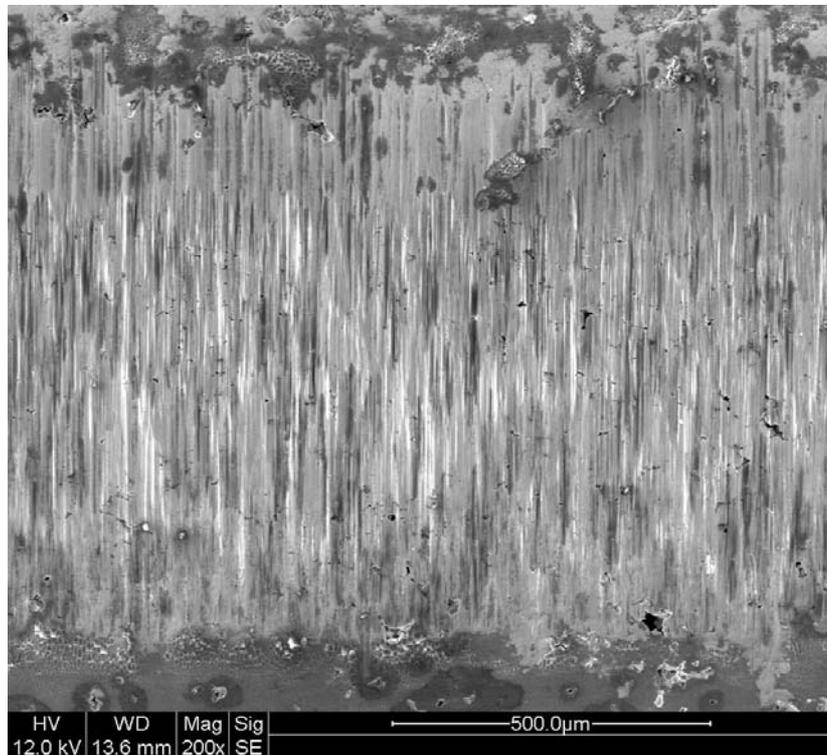
**Engrenagem Interna - Bomba 1 - E22 – 50X**



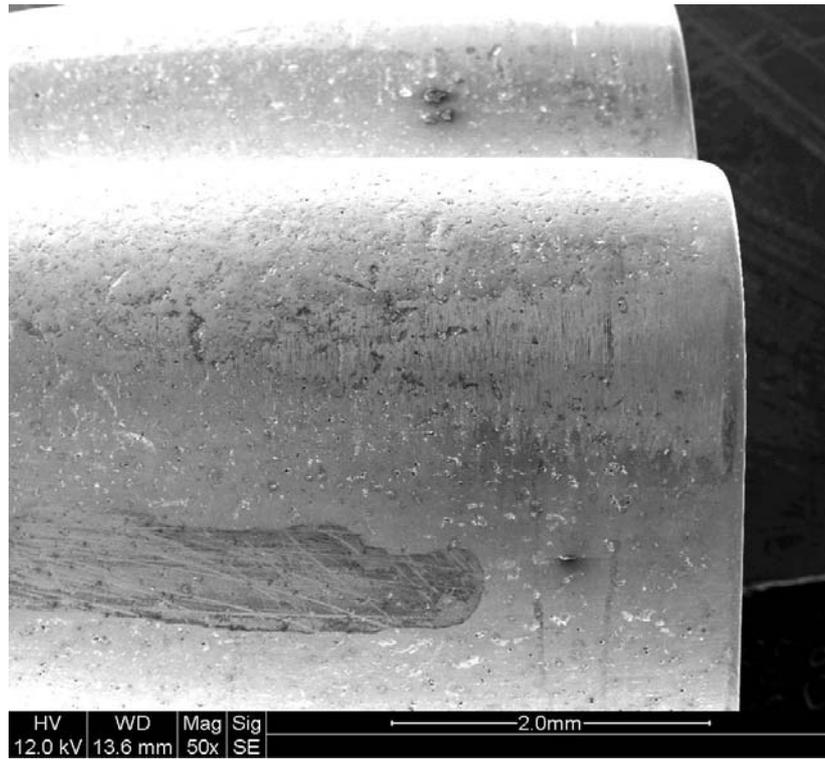
**Engrenagem Interna - Bomba 1 - E22 – 200X**



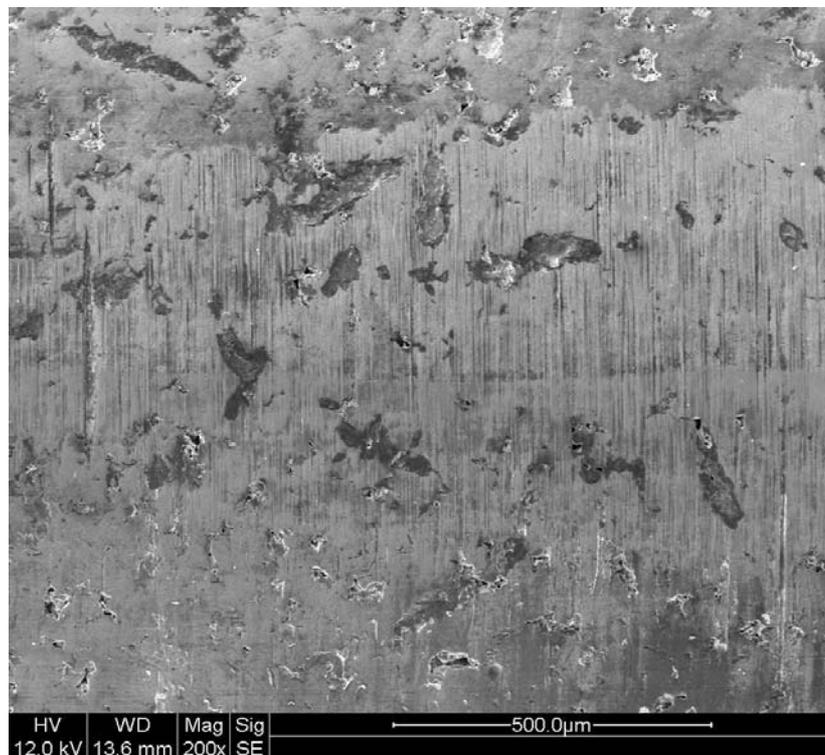
**Engrenagem Interna - Bomba 2 - E22 - 50X**



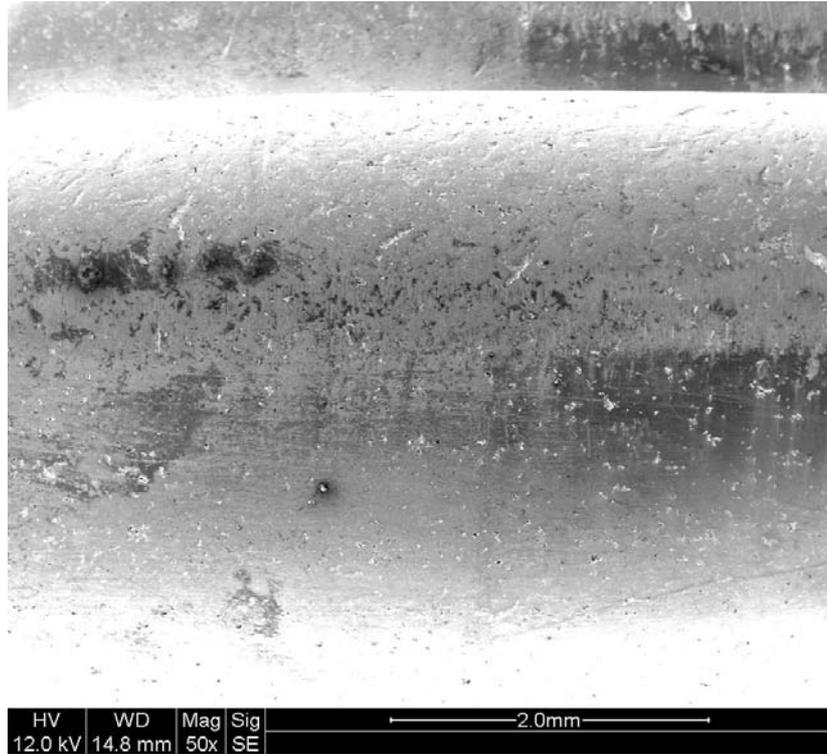
**Engrenagem Interna - Bomba 2 - E22 - 200X**



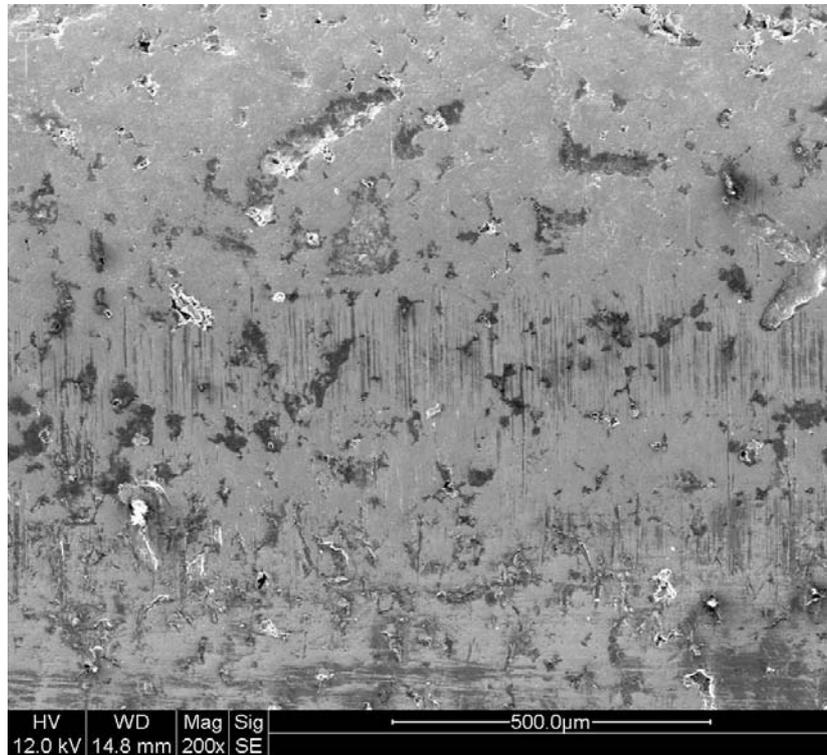
**Engrenagem Interna - Bomba 3 - E60 - 50X**



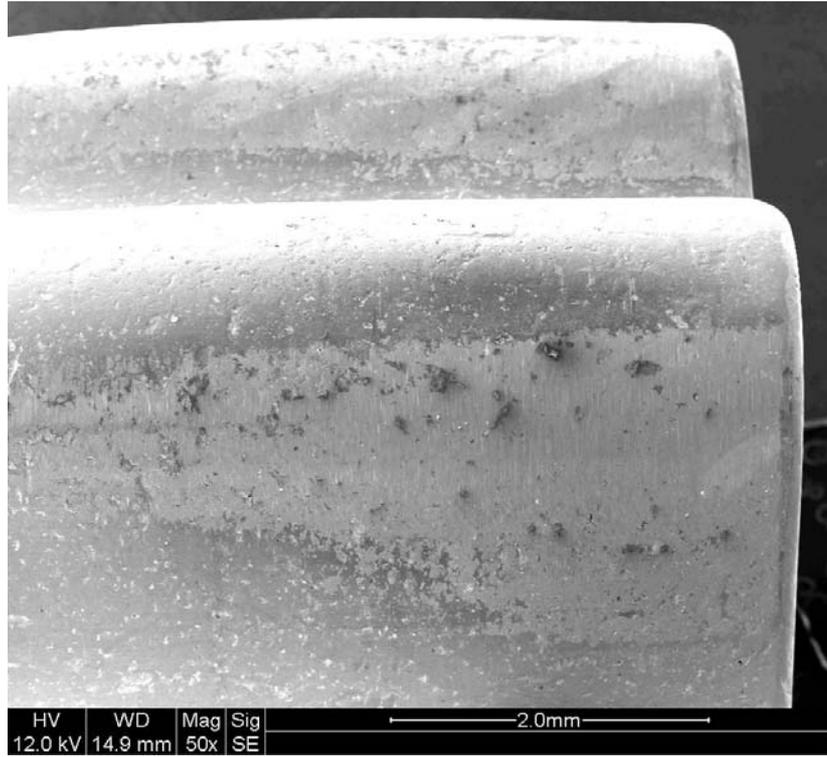
**Engrenagem Interna - Bomba 3 - E60 - 200X**



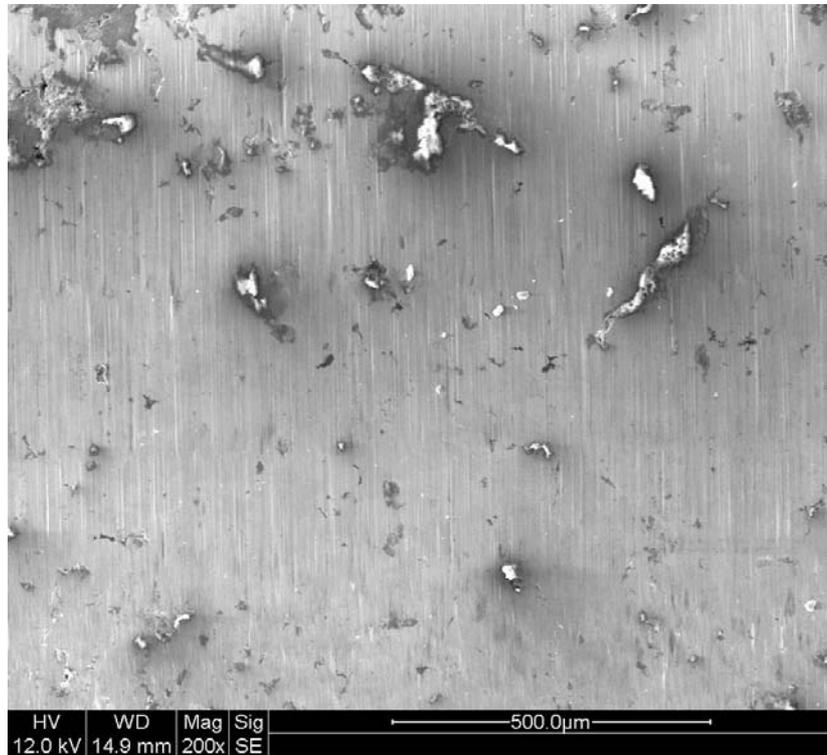
**Engrenagem Interna - Bomba 4 - E60 - 50X**



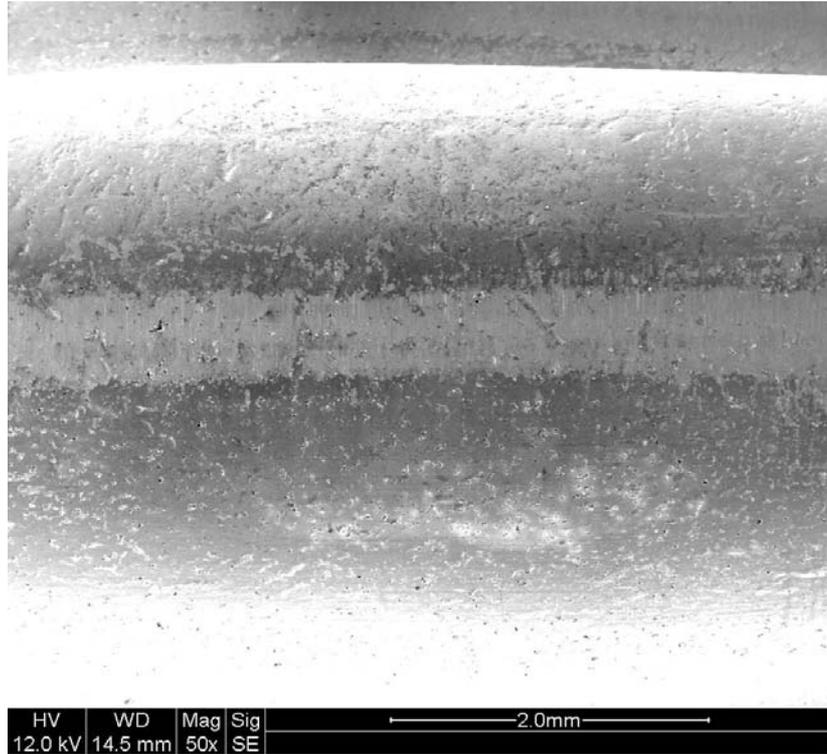
**Engrenagem Interna - Bomba 4 - E60 - 200X**



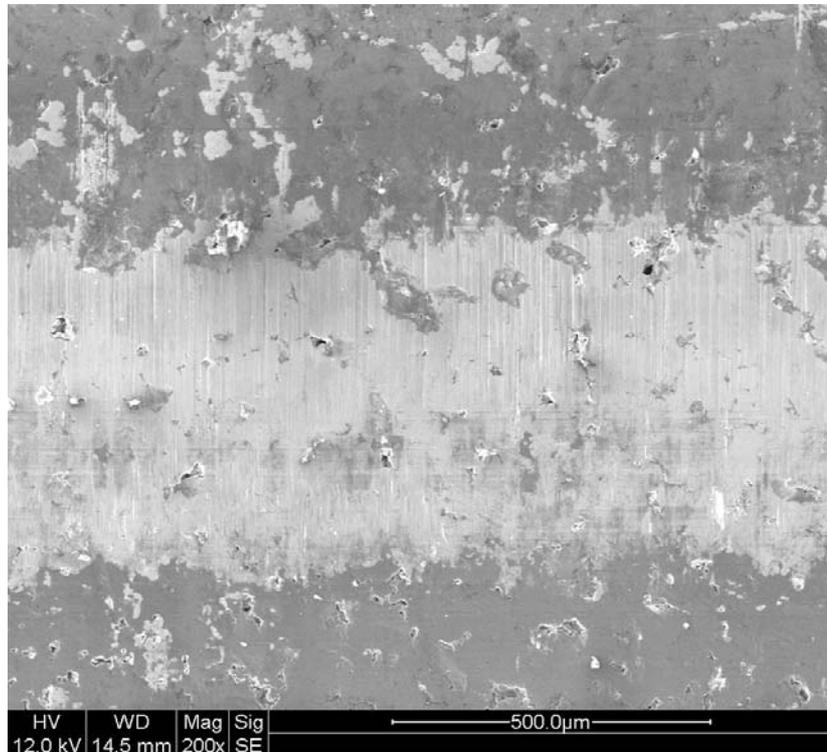
**Engrenagem Interna - Bomba 5 - E100 - 50X**



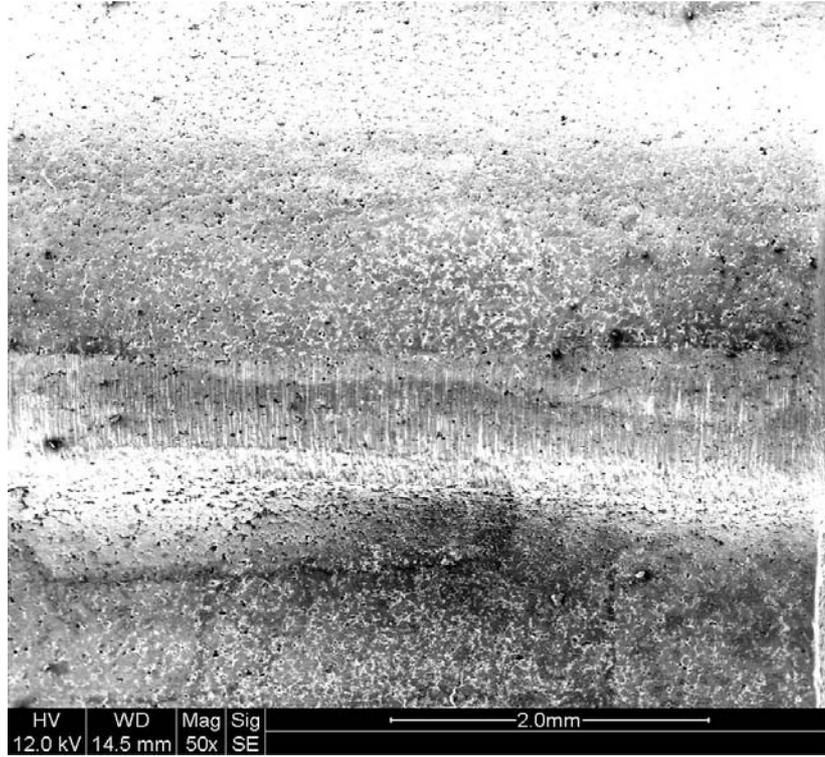
**Engrenagem Interna - Bomba 5 - E100 - 200X**



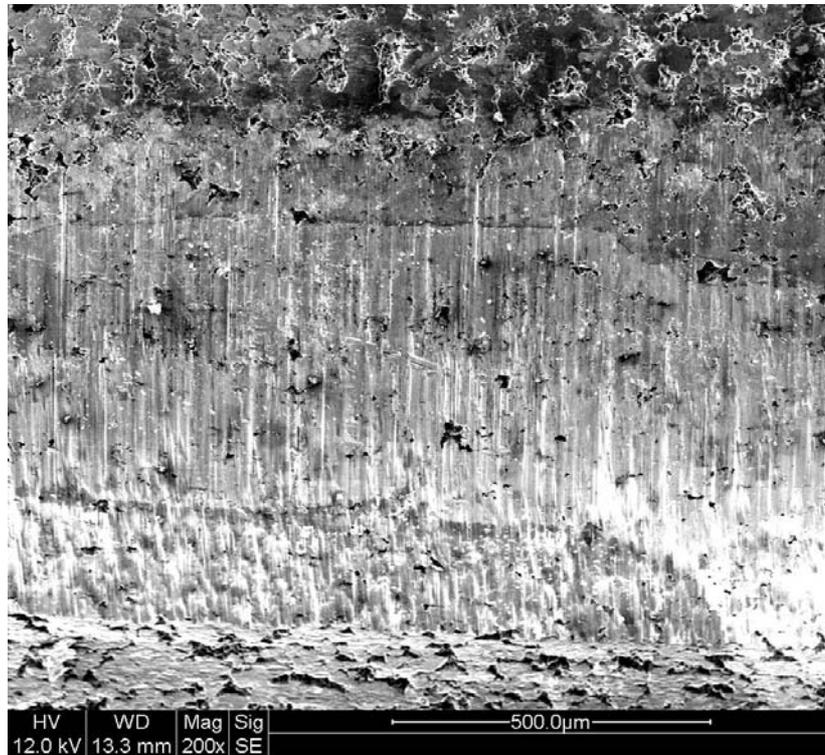
**Engrenagem Interna - Bomba 6 – E100 – 50X**



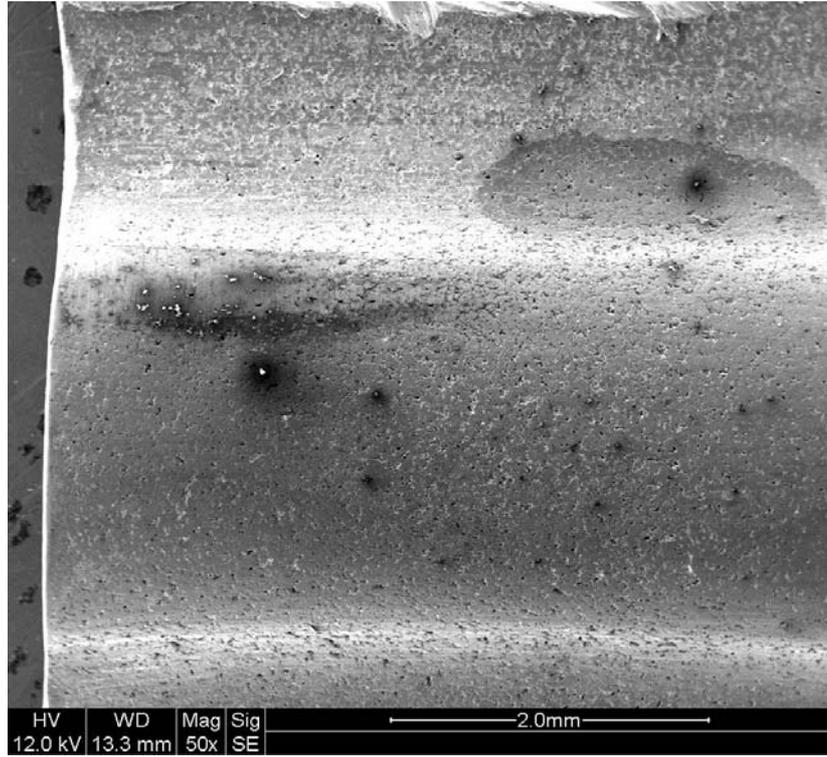
**Engrenagem Interna - Bomba 6 – E100 – 200X**



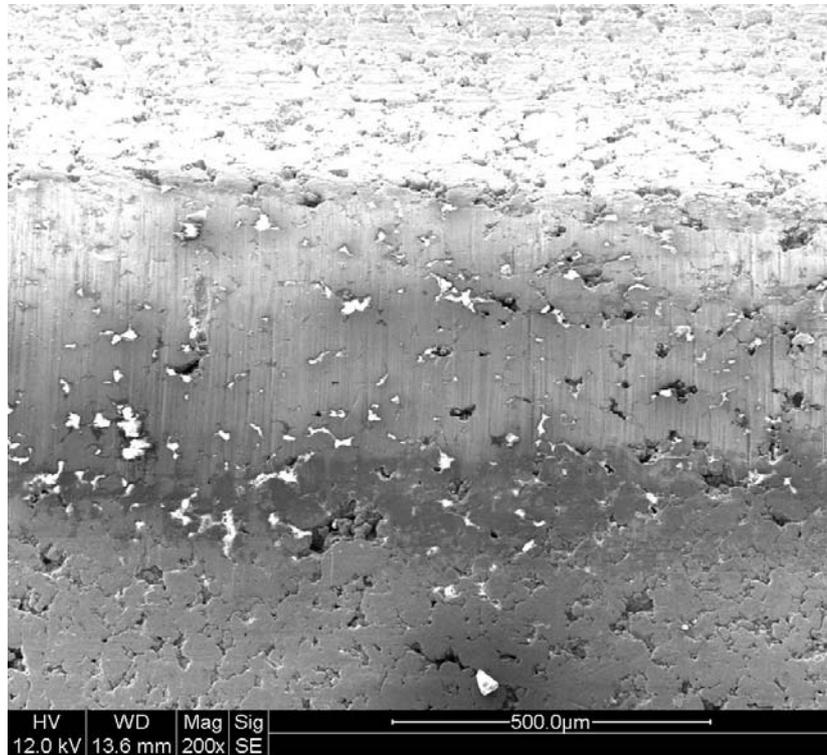
**Engrenagem Externa - Bomba 1 - E22 - 50X**



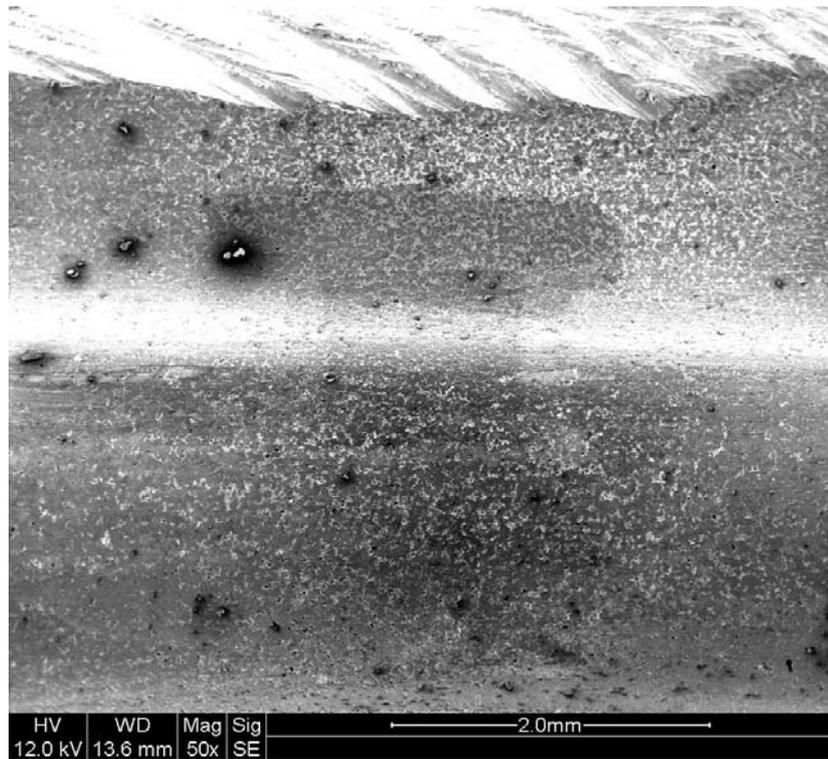
**Engrenagem Externa - Bomba 1 - E22 - 200X**



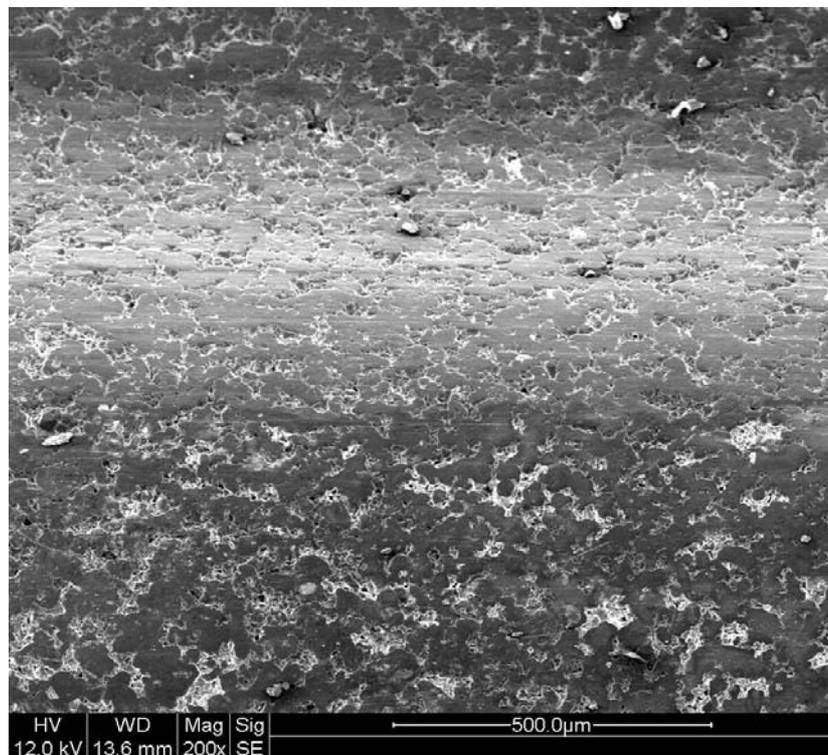
**Engrenagem Externa - Bomba 3 - E60 - 50X**



**Engrenagem Externa - Bomba 3 - E60 - 200X**



**Engrenagem Externa - Bomba 5 - E100 - 50X**



**Engrenagem Externa - Bomba 5 - E100 - 200X**