

MARCELO GOUVEIA SÁBIA

EFEITO DA GRANULOMETRIA DO ABRASIVO NO  
DESGASTE DE BOMBAS CENTRÍFUGAS  
SUBMERSÍVEIS



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2015

MARCELO GOUVEIA SÁBIA

**EFEITO DA GRANULOMETRIA DO ABRASIVO NO DESGASTE DE  
BOMBAS CENTRÍFUGAS SUBMERSÍVEIS**

**Dissertação** apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Materiais e Processos de Fabricação.

Orientador: Prof. Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco

**UBERLÂNDIA – MG**

**2015**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)  
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

S116e Sábia, Marcelo Gouveia, 1986-  
2015 Efeito da granulometria do abrasivo no desgaste de bombas  
centrífugas submersíveis / Marcelo Gouveia Sábia. - 2015.  
146 f. : il.

Orientador: Sinésio Domingues Franco.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.  
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Bombas centrífugas - Teses. 3. Desgaste mecânico - Teses. 4. Materiais granulados - Teses. I. Franco, Sinésio Domingues, 1962- II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

## **Dedicatória**

A meus pais Ronaldo e Vânia

À minha namorada Paula Carolina

## **Agradecimentos**

Ao meu orientador, Prof. Dr.-Ing. Sinésio Domingues Franco, pela oportunidade de realizar esse trabalho e pelos ensinamentos;

Aos engenheiros do LTAD Fernando Buiatti Rodrigues, Juliano Oséias de Morais e Dênis Soares de Freitas, pelo auxílio em todas as fases do trabalho;

Aos estagiários do laboratório João Luiz Leite, Mateus Lemes, Mateus P. Franco e Thalles A. Borges que me ajudaram na execução dos ensaios;

Aos técnicos do LTAD Flávio Alves dos Santos e Afrânio Vieira dos Santos Filho pelas suas contribuições durante todas as etapas do trabalho;

À Universidade Federal de Uberlândia e à Faculdade de Engenharia Mecânica pela oportunidade de realizar esse curso;

À FAPEMIG pelo apoio financeiro;

À CAPES pelo apoio financeiro;

À PETROBRAS pelo apoio financeiro e pela disponibilização dos recursos para execução do projeto.

SÁBIA, M. G. **Efeito da Granulometria do Abrasivo no Desgaste de Bombas Centrífugas Submersíveis.** 2015. 146 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG.

## Resumo

O bombeio centrífugo submerso (BCS) é um dos métodos de elevação artificial de petróleo, empregados em poços que não apresentam energia suficiente para elevá-lo naturalmente até à superfície. As bombas utilizadas nessa técnica trabalham em condições severas, pois nos poços há presença de água, areia e gases, que provocam prejuízos em sua operação, como perda de eficiência e danos críticos nos componentes internos. Neste trabalho foram avaliados os efeitos da granulometria do abrasivo (areia) sobre o desgaste das bombas centrífugas. Para tanto, foram testadas bombas operando com areia nº 100 (diâmetro médio de 225  $\mu\text{m}$ ) e areia extrafina (diâmetro médio de 70  $\mu\text{m}$ ). Durante os ensaios foi realizado o monitoramento das curvas de desempenho e das vibrações. Adicionalmente, foi realizada uma comparação de folgas dos mancais e massas dos rotores e difusores nas condições iniciais e após o encerramento dos ensaios. Os resultados obtidos demonstraram que a pior condição de operação ocorre com a areia de menor granulometria, por desgastar os mancais e provocar instabilidade radial de forma mais rápida. Foi observado ainda um desgaste erosivo intenso na operação com abrasivos maiores (areia nº 100), principalmente nos difusores. A região do difusor em que ocorreu desgaste mais intenso foi a que possuía menor espessura.

---

*Palavras Chave: Bombas centrífugas submersíveis, desgaste erosivo, granulometria do abrasivo.*

SÁBIA, M. G. **Effect of Abrasive Particle Size on the Wear Behavior of Electrical Submersible Pumps.** 2015. 146 p. M.Sc. Dissertation, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia-MG.

## Abstract

Electrical submersible pumping (ESP) is one of the artificial oil lifting methods employed in wells that do not have enough energy to raise the oil naturally to the surface. These pumps work in harsh conditions when pumping water mixed with gases and sand particles. Sand production causes losses in this operation, such as loss of efficiency and critical damage to internal parts. In this study, the effects of the abrasive particle size of sand on the wear of electrical submersible pumps were evaluated. Two pumps were tested, one using sand with an average diameter of 225  $\mu\text{m}$  and another using extra-fine sand with an average diameter of 70  $\mu\text{m}$ . During the tests, the pump performance curve and its vibration were monitored. Additionally, the bearing clearances and masses of the rotors and diffusers were measured before the beginning and after the end of the tests. The results showed that the worst operating conditions occur when sand of smaller grain sizes was used, since it enhances the bearing wear that leads to a faster radial instability. It was also observed that using abrasive particles of greater sizes leads to high erosive wear, especially in diffusers. In the diffuser region with the thinner cross section the most pronounced erosive wear was noticed.

---

*Keywords:* *Electrical submersible pumps, erosive wear, abrasive particle size.*

## Lista de Símbolos

A	Área da partícula	
A0	Acelerômetro 0, instalado verticalmente, próximo ao primeiro mancal	
A1	Acelerômetro 1, instalado verticalmente, próximo ao segundo mancal	
A2	Acelerômetro 2, instalado horizontalmente, próximo ao primeiro mancal	
A3	Acelerômetro 3, instalado horizontalmente, próximo ao segundo mancal	
BCS	Bombeio Centrífugo Submerso	
c	Concentração mássica de abrasivo no fluido	%
Circ	Circularidade	
d	Diâmetro do tampo	
D1	Difusor do primeiro estágio	
D2	Difusor do segundo estágio	
D3	Difusor do terceiro estágio	
D4	Difusor de saída	
do	Diâmetro do cilindro inferior do modelo geométrico do filtro coletor	mm
E	Coeficiente de eficiência de solda	
e <sub>a</sub>	Espessura de parede adotada	mm
e <sub>c</sub>	Espessura de parede para o cilindro	mm
e <sub>tc</sub>	Espessura de parede para o tronco de cone	mm
e <sub>tp</sub>	Espessura de parede para o tampo plano	mm
g	Aceleração da gravidade	m/s <sup>2</sup>
H	<i>Head</i> ou altura de elevação	m
Ho	Hipótese nula	
m <sub>areia</sub>	Massa de areia	kg
$\dot{m}_{areia}$	Vazão mássica de areia	kg/h
N	Fator adimensional que depende do tipo de tampo e do sistema de fixação	
p	Perímetro da partícula	
P	Pressão interna do vaso de pressão	kPa
P <sub>e</sub>	Potência no eixo	kW

$P_h$	Potência hidráulica	kW
$PMTA_c$	Pressão máxima de trabalho no cilindro	MPa
$PMTA_{tc}$	Pressão máxima de trabalho no tronco de cone	MPa
$Q$	Vazão volumétrica	$m^3/d$
$R$	Raio do cilindro do filtro coletor	
$R1$	Rotor do primeiro estágio	
$R2$	Rotor do segundo estágio	
$R3$	Rotor do terceiro estágio	
$RA$	Razão de Aspecto	
$S$	Limite de Escoamento	MPa
$T$	Torque	N.m
$T_e$	Variável do teste estatístico	
$T_{\alpha/2}$	Limite do intervalo de confiança para a distribuição t de Student	
$V$	Volume interno do vaso de pressão	$m^3$
$V_{areia}$	Volume de areia	L
$\alpha$	Ângulo de inclinação do tronco de cone do modelo geométrico do filtro coletor	°
$\Delta P$	Diferença de pressão entre a sucção e a descarga da bomba	Pa
$\eta$	Eficiência	%
$\rho$	Massa específica	$kg/m^3$
$\rho_{água}$	Densidade da água	$kg/m^3$
$\rho_{am}$	Densidade da areia molhada	$kg/m^3$
$\omega$	Velocidade angular	rad/s
$\Omega$	Frequência de rotação da bomba	Hz

## Siglas e abreviaturas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
API	<i>American Petroleum Institute</i>
EDS	<i>Energy Dispersive X-Ray Spectroscopy</i>
LTAD	Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste
MEV	Microscópio Eletrônico de Varredura
MO	Microscópio Óptico
NPSH	<i>Net Positive Suction Head</i>
NR13	Norma Regulamentadora 13

## Sumário

<b>CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO II – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>4</b>
2.1. Elevação do Petróleo.....	4
2.1.1. <i>Elevação Artificial.....</i>	5
2.2. Bombeio Centrífugo Submerso.....	6
2.3. Desgaste por Ação de Partículas Abrasivas.....	16
2.3.1. <i>Desgaste abrasivo.....</i>	17
2.3.2. <i>Desgaste erosivo.....</i>	18
2.4. Desgaste em bombas centrífugas submersíveis.....	24
2.5. Determinação de tamanho e forma de partículas.....	33
<b>CAPÍTULO III – ADEQUAÇÃO DO CIRCUITO DE TESTE LOOP 2.....</b>	<b>38</b>
3.1. Norma Regulamentadora 13.....	38
3.2. Código ASME – Seção VIII.....	40
3.3. Projeto do Filtro Coletor de Areia.....	41
3.3.1. <i>Dimensionamento do filtro coletor de areia.....</i>	41
3.3.2. <i>Adequação à norma NR 13 e ao código ASME – Seção VIII.....</i>	44
3.3.3. <i>Filtragem de Areia.....</i>	47
3.4. Projeto do reservatório do dosador de areia.....	50
3.5. Nova estrutura do <i>Loop 2.....</i>	52
<b>CAPÍTULO IV – PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....</b>	<b>55</b>
4.1. Caracterização das partículas abrasivas.....	56
4.1.1. <i>Areia normal brasileira.....</i>	56
4.1.2. <i>Metodologia adotada na caracterização geométrica das areias....</i>	57

4.2. Bombas centrífugas testadas.....	61
4.3. Procedimentos de verificação de desempenho das bombas.....	62
4.4. Ensaio de operação com abrasivo.....	66
4.5. Monitoramento das vibrações.....	68
4.6. Medições de folga nos mancais e massa dos componentes das bombas...	70
4.7. Procedimentos adotados na preparação de amostras para MEV e EDS....	72
<b>CAPÍTULO V – RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>75</b>
5.1. Caracterização das partículas abrasivas.....	75
5.2. Caracterização das bombas testadas.....	85
5.2.1. <i>Microestrutura dos materiais dos difusores, rotores e mancais.....</i>	87
5.2.2. <i>Medições de folgas radiais dos mancais e massas iniciais dos rotores e difusores.....</i>	91
5.2.3. <i>Curvas características.....</i>	93
5.3. Efeito da granulometria do abrasivo no desgaste de Bombas Centrífugas Submersíveis.....	94
5.3.1. <i>Curvas de desempenho.....</i>	97
5.3.2. <i>Folgas nos mancais e massa dos componentes após os ensaios.....</i>	104
5.3.3. <i>Análise das vibrações.....</i>	107
5.3.4. <i>Mecanismos de desgaste.....</i>	114
5.3.5. <i>Considerações finais relevantes para indústria.....</i>	129
<b>CAPÍTULO VI – CONCLUSÕES.....</b>	<b>131</b>
<b>CAPÍTULO VII – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>133</b>
<b>CAPÍTULO VIII – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>135</b>
<b>Anexos.....</b>	<b>141</b>

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

Diante de um cenário de concorrência acirrada e custos operacionais altíssimos, as empresas exploradoras de petróleo têm, como fator de sobrevivência no mercado, a necessidade de investir em pesquisas e inovações tecnológicas constantemente.

Nesse sentido, o conhecimento da influência dos principais parâmetros envolvidos no desgaste dos equipamentos pode representar redução de custo com manutenção, aumento de produtividade e maior segurança a danos ambientais.

Nesse contexto, a Petrobras apresentou no Plano Estratégico 2030, publicado em Fevereiro de 2014, o desafio de dobrar a produção de petróleo até 2020, passando a produzir quatro milhões de barris de óleo por dia. Para alcançar esse desafio, essa empresa precisará, além de desenvolver novos poços de petróleo, melhorar sua eficiência de produção atual, reduzindo as paradas de equipamentos.

Um método de elevação artificial muito utilizado na exploração de petróleo é o Bombeio Centrífugo Submerso (BCS). Esse consiste basicamente em aumentar a pressão disponível no reservatório por meio de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios.

A aplicação do método BCS está se expandido devido à grande flexibilidade dos equipamentos disponíveis e por produzir economicamente em poços com altas vazões e temperaturas. Vandevier (2010) estimou que na época de publicação desse trabalho já existiam 100 000 BCSs instalados no mundo.

Porém, uma restrição a esse método é a quantidade de areia bombeada juntamente com o petróleo, que pode trazer sérios danos à bomba centrífuga. Segundo Moore (*apud* WILSON, 1990) mais que 80% da crosta terrestre é composta por materiais abrasivos ou

potencialmente abrasivos. A presença desses materiais é causa recorrente de falhas na produção de petróleo, pois não é necessária grande remoção de material para acontecer uma falha, apenas uma pequena alteração em uma dimensão crítica de um componente pode resultar em uma falha catastrófica.

Existem diversas técnicas para controle da produção de areia, como tubos ranhurados, telas expansíveis (sistema *stand-alone screen*), *gravel pack*, *frac pack*, dentre outros. O método mais utilizado é o *gravel pack*, que consiste no preenchimento dos canhoneados e anular do tubo com areia (ou cerâmica) de granulometria bem selecionada formando um pacote compacto. O princípio deste método é que o *gravel* atuará como um filtro altamente permeável, impossibilitando a movimentação de grãos da formação (BARRETO *et al.*, 2007). Embora essas técnicas sejam eficientes, elas são evitadas, sempre que possível, devido ao alto custo e a consequente redução na produção.

Nas bombas centrífugas há a combinação de diferentes tipos de desgaste: abrasão, erosão e corrosão, sendo que em algumas regiões das bombas, esses ocorrem simultaneamente. A severidade do desgaste depende de uma série de fatores: temperatura, pressão, velocidade do fluido e das partículas, dureza do material atacado, dureza da partícula abrasiva, tamanho, formato, tenacidade e distribuição de tamanho das partículas abrasivas (ZUM GAHR, 1987).

Com relação à granulometria do abrasivo, verifica-se nos trabalhos de Lobanoff e Ross (1992) e Takacs (2009) que para o desgaste erosivo em bombas centrífugas, a taxa em que esse ocorre é proporcional ao tamanho do abrasivo, corroborando com a literatura relacionada a desgaste erosivo (FINNIE, 1995). O primeiro autor mencionado chega a estabelecer que em uma bomba trabalhando com fluido contendo partículas de sílica, a taxa de desgaste é proporcional ao tamanho médio das partículas elevado à potência de 2,4. Em se tratando do desgaste por abrasão, Takacs (2009) e Wilson (1990) mencionam que a severidade será maior quando o tamanho das partículas for da mesma ordem das folgas existentes nas bombas, entre 50  $\mu\text{m}$  e 250  $\mu\text{m}$ . Todavia, não há na literatura técnica uma avaliação dos efeitos da granulometria do abrasivo no desempenho de bombas centrífugas.

Assim, o presente trabalho tem por meta avaliar os efeitos do tamanho da granulometria das partículas abrasivas no desgaste de bombas centrífugas submersíveis. Para atingir essa meta, foram propostos os seguintes objetivos:

- a) Realizar as alterações necessárias para aumentar a autonomia do circuito de teste de corrosão-erosão de bombas centrífugas, com o intuito de facilitar a condução dos ensaios;
- b) Caracterizar partículas abrasivas que poderiam representar em boa parte as que estão presentes em campos de petróleo, bem como areias de menor granulometria, caracterizando dois níveis de areia a serem testados;
- c) Caracterizar as bombas a serem testadas (condição inicial), mediante o levantamento de suas curvas características, metalurgia dos seus componentes, folgas e massas, permitindo um acompanhamento dessas variáveis durante o teste;
- d) Realizar ensaios de desgaste erosivo com duas granulometrias de areia, de tal forma a se poder avaliar o efeito desse parâmetro no desempenho da bomba;
- e) Monitorar os sinais de vibração da bomba durante os ensaios, de tal forma que se possam estabelecer parâmetros que identifiquem o iminente fim de vida da mesma;
- f) Avaliar as alterações de folga dos mancais e de massa dos rotores e dos difusores, identificando os desgastes críticos, bem como seus mecanismos nas bombas centrífugas;
- g) Estimar taxas de desgaste para os mancais, rotores e difusores.

Este trabalho conta com sete capítulos. No segundo capítulo é feita uma revisão da literatura, contendo noções de elevação de petróleo, bombas centrífugas submersíveis, desgaste por ação de partículas duras, determinação de tamanho e forma das partículas e desgaste em bombas centrífugas submersíveis. O terceiro capítulo apresenta as adequações realizadas no circuito de teste com o intuito de aumentar a autonomia dos ensaios de erosão. O quarto capítulo apresenta os procedimentos experimentais e como o trabalho foi conduzido. Em seguida, no quinto capítulo, são apresentados os resultados obtidos e as respectivas discussões. O sexto capítulo traz as conclusões resultantes desse trabalho. E por fim, no sétimo capítulo são apresentadas as sugestões para trabalhos futuros.

# CAPÍTULO II

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. Elevação do Petróleo

A definição de petróleo vem do latim: *petra* (pedra) e *oleum* (óleo), ou seja, óleo da pedra. O petróleo de forma simplificada pode ser definido como uma substância oleosa, inflamável, menos densa que a água, com cheiro característico e coloração variando entre o negro e o castanho–claro. É constituído da mistura de compostos químicos orgânicos formados por grande porcentagem de carbono e hidrogênio (hidrocarbonetos). Outros constituintes aparecem em menor porcentagem, sendo os mais comuns o enxofre, o oxigênio e o nitrogênio (THOMAS, 2004).

Segundo Oliveira (2004), a produção de petróleo consiste em uma série de atividades que têm como objetivos principais: extração a partir da rocha porosa, tratamento, condicionamento em plantas de processamento e transporte até seus pontos de coleta. O escoamento do petróleo desde a rocha porosa até o terminal de recebimento conta com as etapas de recuperação, elevação, coleta e exportação, os quais estão ilustrados na Fig. 2.1. Esse autor ainda descreve que a etapa de recuperação corresponde ao escoamento do fluido no meio poroso dentro da rocha reservatório. Na etapa de elevação, ocorre o escoamento do fluido na tubulação que se encontra dentro do poço de petróleo. Muito importante nesse escoamento é a energia necessária para elevar o fluido contra a gravidade. Em poços que há elevação natural do petróleo, essa energia provém diretamente do reservatório e se manifesta na forma de pressão, de forma que quanto maior a pressão, mais energia há para elevar os fluidos. A coleta corresponde ao estágio em que o fluido é escoado nas linhas que interligam o poço com a planta de processo. E por fim, tem-se a etapa de exportação que é subsequente ao tratamento dos fluidos, ao bombeamento dos líquidos e à compressão do gás na planta do processo.

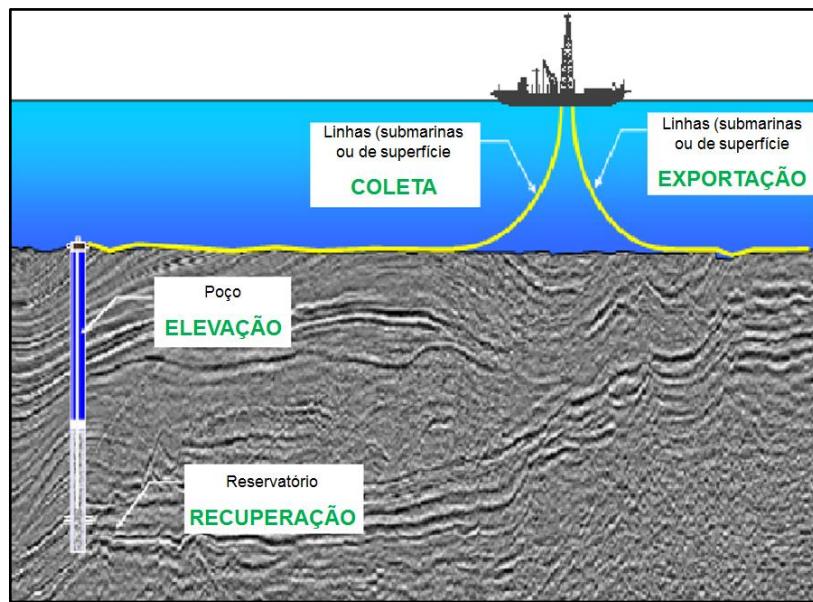


Figura 2.1 - Etapas do escoamento do petróleo (OLIVEIRA, 2004)

Segundo Thomas (2004) quando a pressão de um reservatório é elevada o suficiente, os fluidos contidos nele alcançam livremente a superfície. Nesse caso diz-se que há produção por elevação natural e os poços que produzem dessa forma são denominados poços surgentes. No entanto, quando a energia é insuficiente, é necessária a implantação de métodos artificiais para produção. Tal fato acontece no final da vida produtiva por surgência ou quando a vazão do poço está muito abaixo do que poderia produzir, sendo necessária a suplementação de energia natural através de elevação artificial.

### 2.1.1. *Elevação Artificial*

O objetivo da elevação artificial é suprir energia adicional ao reservatório ou diminuir a energia necessária para elevação dos fluidos, fazendo com que os poços possam produzir de forma economicamente viável. Os métodos de elevação artificial mais comuns na indústria do petróleo, os quais estão descritos com maiores detalhes na obra de Thomas (2004), são:

- Gás-Lift (GL);
- Bombeio Mecânico com Hastes (BMH);
- Bombeio por Cavidades Progressivas (BCP);
- Bombeio Centrífugo Submerso (BCS).

Conforme EuALF (*apud* IGARASHI; MANZELA, 2006), aproximadamente 94% dos poços de petróleo em produção no mundo utilizam algum método de elevação artificial. No Brasil, segundo Estevam (*apud* IGARASHI; MANZELA, 2006) este percentual é de 96%.

A seleção do melhor método de elevação artificial para uma determinada aplicação depende de vários fatores, dentre eles: número de poços, diâmetro do revestimento, produção de areia, razão gás-líquido, vazão, profundidade do reservatório, viscosidade dos fluidos, mecanismo de produção do reservatório, disponibilidade de energia elétrica, acesso aos poços, distância dos poços às estações ou plataformas de produção, investimento, custo operacional, segurança, etc. Cada método tem vantagens e desvantagens e pode ser escolhido como melhor aplicação de acordo com as características do poço investigado.

## 2.2. Bombeio Centrífugo Submerso

Nesse método de elevação artificial, um conjunto motor-bomba é instalado no fundo do poço. O motor elétrico transmite energia mecânica para a bomba centrífuga submersível, a qual transmite energia para o fluido na forma de pressão, elevando-o para a superfície. Esse método é ideal para poços com altas vazões e com produção de água. São limitações desse método a presença de gás livre na sucção da bomba e a produção de areia ou outros materiais abrasivos (TAKACS, 2009).

Conforme Thomas (2004), um sistema BCS se divide em equipamentos de superfície e de subsuperfície. Os principais equipamentos de superfície são: quadro de comando, transformador, cabeça de produção e caixa de ventilação. Os principais equipamentos de subsuperfície são: bomba, motor, selo ou protetor e cabo elétrico. Todos os equipamentos mencionados são apresentados na Fig. 2.2.

As bombas utilizadas nas instalações de BCSs são centrífugas de múltiplos estágios, as quais têm como função adicionar pressão ao fluido para que esse flua do fundo do poço até a superfície. A bomba realiza essa função suprindo energia cinética ao fluido por meio da força centrífuga transmitida pelo eixo e transformando-a em energia potencial na forma de pressão. Dessa forma, é proporcionado um escoamento com vazão e altura de elevação desejada. A vista em corte de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios é apresentada na Fig. 2.3. Nessa observam-se os principais componentes: carcaça, eixo, impelidor (ou rotor), difusor e admissão.

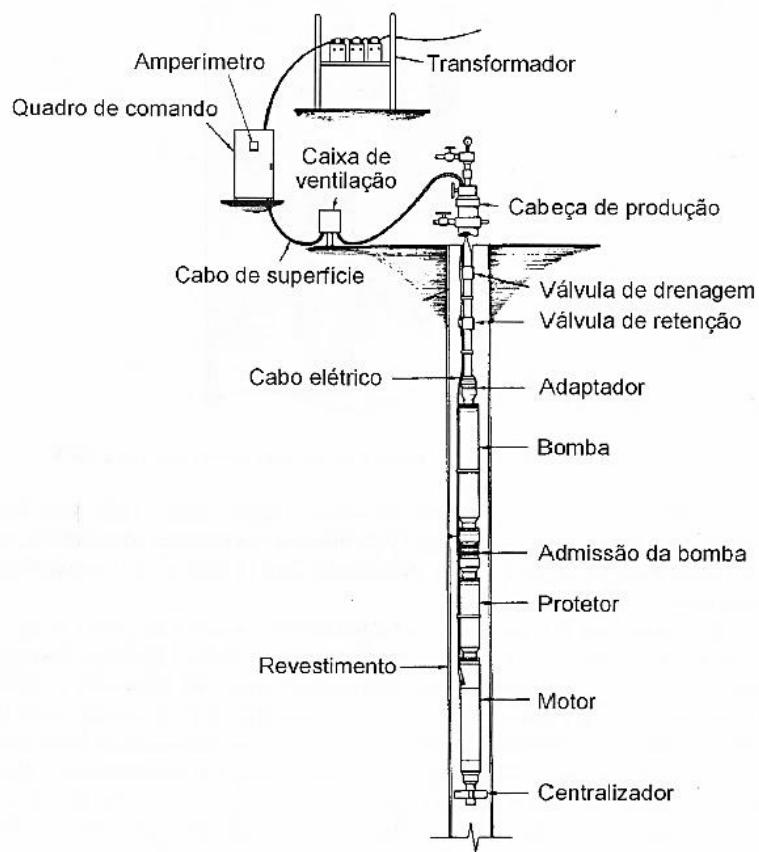


Figura 2.2 – Sistema BCS convencional (THOMAS, 2004)

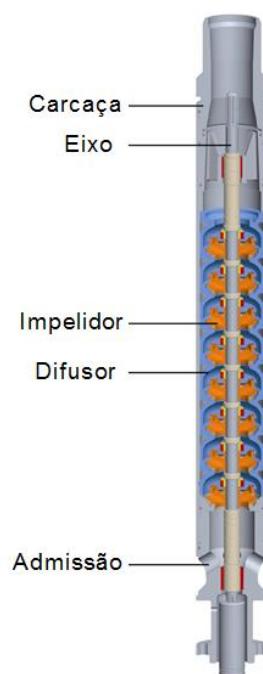


Figura 2.3 – Vista em corte de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios (BAKER HUGHES, 2008, adaptado)

A carcaça suporta e alinha todos os componentes da bomba. Essa deve ser de material resistente para suportar a pressão desenvolvida na bomba e à corrosão.

O eixo é conectado ao selo e ao motor por uma luva de acoplamento. Esse transmite o movimento de rotação do motor para os impelidores. O eixo e os impelidores são ligados por chaveta, a qual transfere o torque do eixo para o impelidor.

A admissão da bomba ou *Intake* está localizada na parte inferior da bomba e pode ser encontrada no modelo simples (Fig. 2.4) ou na forma de separador de gás.



Figura 2.4 – Admissão da bomba centrífuga submersível ou *Intake* (VIEIRA, 2006)

Conforme descrito por Lake (2006), um estágio da bomba é composto por dois componentes básicos, um impelidor rotativo e um difusor estacionário. O fluido vindo do estágio imediatamente abaixo entra no impelidor na direção axial com baixa velocidade, e recebe energia cinética do impelidor que está girando com alta velocidade. O difusor, que permanece estacionário, redireciona o fluido do impelidor localizado imediatamente abaixo, para o imediatamente acima, reduzindo sua velocidade e transformando a energia cinética em pressão. Cada estágio fornece um incremento de pressão ao fluido. Em uma bomba são colocados tantos estágios quantos forem necessários para que os fluidos cheguem ao vaso separador na superfície. As formas e tamanhos dos impelidores e difusores determinam a vazão a ser bombeada, enquanto o número de estágios determina a capacidade de elevação, bem como a potência necessária do motor. Na Fig. 2.5 está representado um estágio da bomba e o princípio de funcionamento do método.

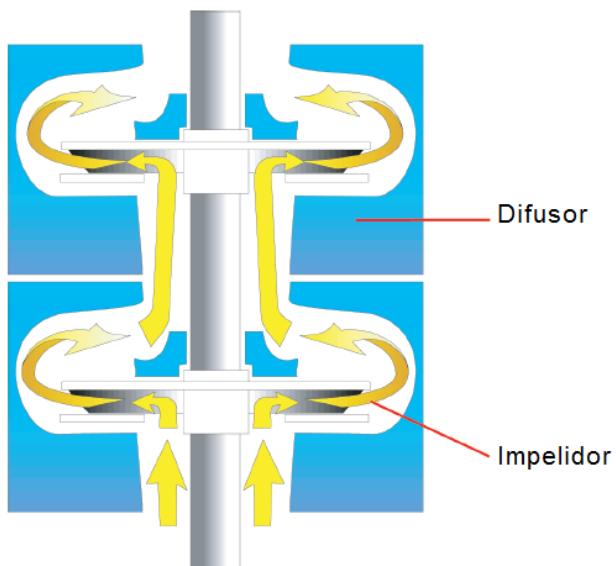


Figura 2.5 – Estágio de uma bomba centrífuga submersível (LAKE, 2006)

A estrutura de um impelidor, com a nomenclatura de suas partes, é apresentada na Fig. 2.6. De acordo com Rossi (2009), existem dois tipos de impelidores: os flutuantes e os fixos. Nas bombas com impelidores flutuantes, a força axial que move o impelidor ao longo do eixo, para cima ou para baixo, pode fazer com que as arruelas de desgaste que ficam entre os impelidores e os difusores se desgastem devido ao excesso de atrito. Por essa razão, os fabricantes recomendam a utilização destas bombas dentro de uma determinada faixa de vazão, de forma a manter o balanceamento das forças axiais. Já nas bombas com impelidores fixos (também chamadas de bombas de compressão), onde os impelidores são fixados ao eixo, a resultante dos esforços axiais é absorvida por um mancal axial instalado no protetor da bomba. Neste caso os impelidores não possuem liberdade de movimentos verticais.

As bombas centrífugas podem ser classificadas de acordo com a direção do fluxo do fluido nos impelidores como de fluxo radial, de fluxo axial ou de fluxo misto (Fig. 2.7). Em sistemas BCSs são utilizadas bombas de fluxo radial e de fluxo misto. A primeira para menores vazões e a segunda para vazões elevadas (BAKER HUGHES, 2008).



Figura 2.6 – Estrutura do impelidor (LAKE, 2006, adaptado)

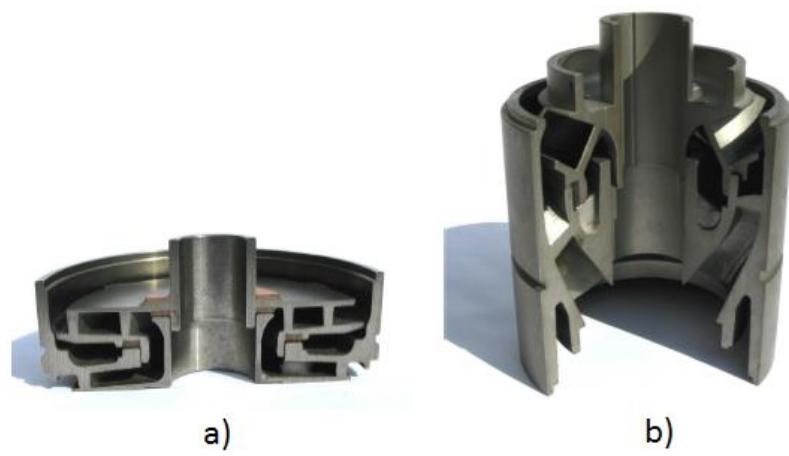


Figura 2.7 – Estágios de bomba centrífuga: a) Fluxo radial; b) Fluxo misto (BAKER HUGHES, 2008)

Os difusores são fixados na carcaça, de modo que não possuem liberdade para girar e nem movimentar axialmente. A estrutura de um difusor é ilustrada na Fig. 2.8.

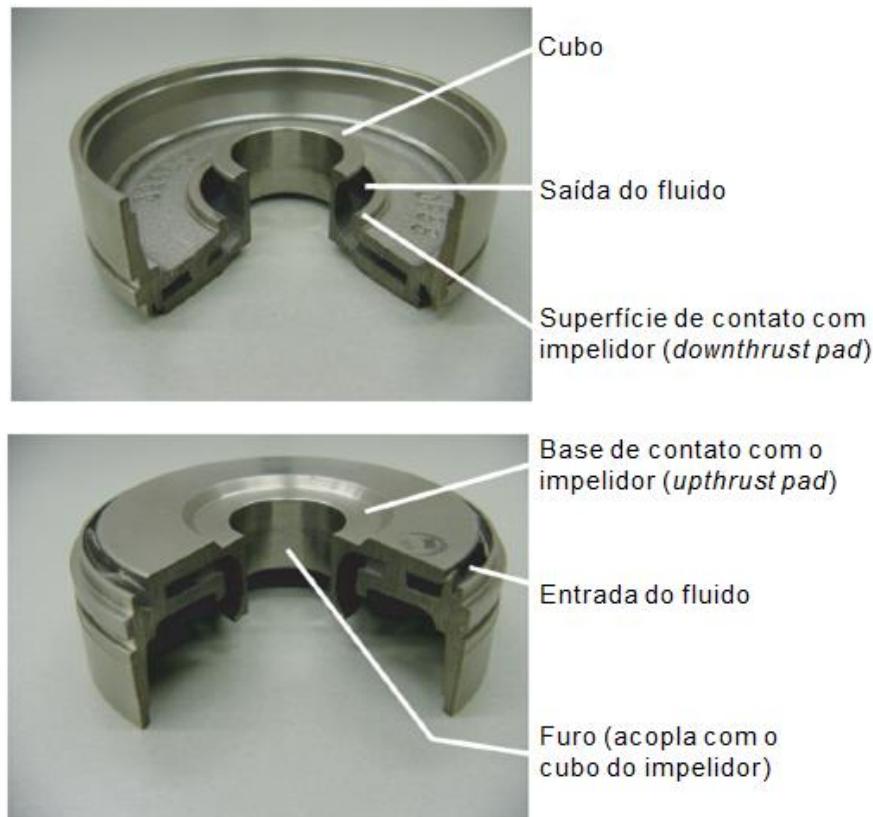


Figura 2.8 – Estrutura do difusor (LAKE, 2006, adaptado)

Em sua obra, Takacs (2009) afirma que uma vez que a energia cinética é proporcional ao termo  $\rho v^2$  (massa específica vezes velocidade ao quadrado), uma bomba centrífuga, operando com uma determinada velocidade, obtendo uma velocidade constante na saída do impelidor, transmite quantidades diferentes de energia para fluidos com diferentes massas específicas. Portanto, após converter energia cinética em pressão, o aumento na pressão, em um estágio ou na bomba, crescerá com a massa específica do fluido bombeado. Ou seja, a elevação da pressão fornecida pela bomba dividida pela massa específica do fluido, denominada de Altura de Elevação ou *Head*, é constante para uma bomba operando com uma determinada vazão. Essa é a razão pela qual, em se tratando de bombas centrífugas, é utilizada a Altura Elevação ao invés de pressão na análise de desempenho. Apesar do aumento da pressão fornecido pela bomba depender da massa específica do fluido bombeado, a Altura de Elevação fornecida é constante para qualquer fluido.

Takacs (2009) informa ainda que a Altura de Elevação real desenvolvida pela bomba é sempre inferior à teórica, pois essa diferença é consumida por perdas hidráulicas, perdas por choque e perdas volumétricas (Fig. 2.9). As perdas hidráulicas crescem com o aumento

da vazão devido ao atrito do fluido no impelidor e as perdas por difusão nos canais dos impelidores. Já as perdas por choque, que podem ser negligenciadas no ponto ótimo de operação, são significativas em vazões menores e maiores a esse ponto. Essas perdas ocorrem na entrada e saída do impelidor e são causadas pelas mudanças bruscas de direção do fluido. Por outro lado, as perdas volumétricas representam as perdas em vazão devido às folgas entre impelidores e difusores. Essas reduzem a capacidade de elevação porque a vazão atravessando um impelidor é sempre superior à vazão na saída do estágio. Porém, essas perdas diminuem com o aumento da vazão. Considerando os efeitos de todas as perdas, obtém-se a curva H-Q. Essa curva tem início no ponto de elevação máxima (vazão igual à zero) e decresce até o ponto com Altura de Elevação nula, denominado ponto de esgotamento.

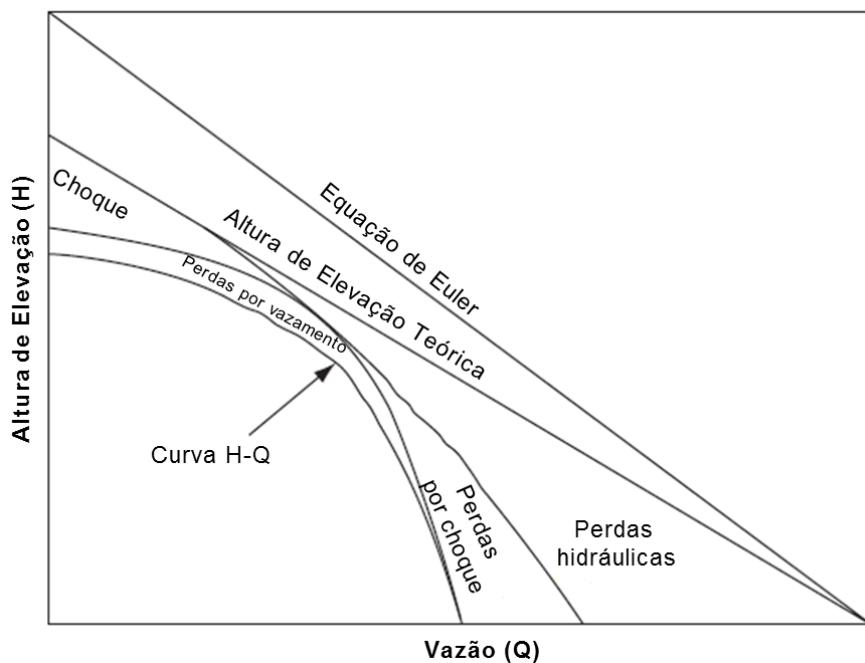


Figura 2.9 – Representação da altura de elevação real (curva H-Q) e o efeito das perdas existentes em uma bomba centrífuga (TAKACS, 2009, adaptado)

A curva de desempenho de uma bomba centrífuga, além da Altura de Elevação, deve trazer as curvas de potência fornecida no eixo do motor elétrico e a eficiência da bomba, todas em função da vazão. A relação entre a potência no eixo e a eficiência da bomba é verificada pela Eq. (2.1), em que  $\eta$  representa a eficiência,  $P_h$  a potência hidráulica,  $P_e$  a potência no eixo,  $Q$  a vazão volumétrica,  $T$  o torque,  $\omega$  a velocidade angular do eixo e  $g$  a aceleração da gravidade.

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} = \frac{\rho g Q H}{T \omega} \quad (2.1)$$

As curvas de desempenho fornecidas pelos fabricantes desses equipamentos, além das informações já apresentadas, devem fornecer a faixa de operação recomendada em que a bomba pode operar com segurança, como é visto na Fig. 2.10. Segundo Takacs (2009), a faixa de operação recomendada está estreitamente relacionada com a variação das forças axiais desenvolvidas na bomba. Pois, durante a ação de bombeamento, forças desbalanceadas surgem nos impelidores. As componentes radiais dessas forças são absorvidas pela carcaça da bomba e não afetam na operação de forma significativa. Porém as componentes axiais são prejudiciais e se não forem absorvidas por componentes (como mancais axiais) com capacidade adequada, podem gerar movimentos axiais dos impelidores e do eixo, resultando em danos severos aos estágios da bomba.

Em sua norma API RP11S2 (1997), o *American Petroleum Institute* sugere procedimentos para a geração de curvas de desempenho de bombas centrífugas submersíveis. Segundo essa norma, os testes devem utilizar água doce como fluido de trabalho, na temperatura de 60 °F (15,5 °C), com motor elétrico na rotação de 3500 rpm para 60 Hz ou 2917 rpm para 50 Hz. Embora os testes possam ser desenvolvidos com vários estágios, as curvas devem representar a operação de apenas um estágio ou um número específico de estágios da bomba.

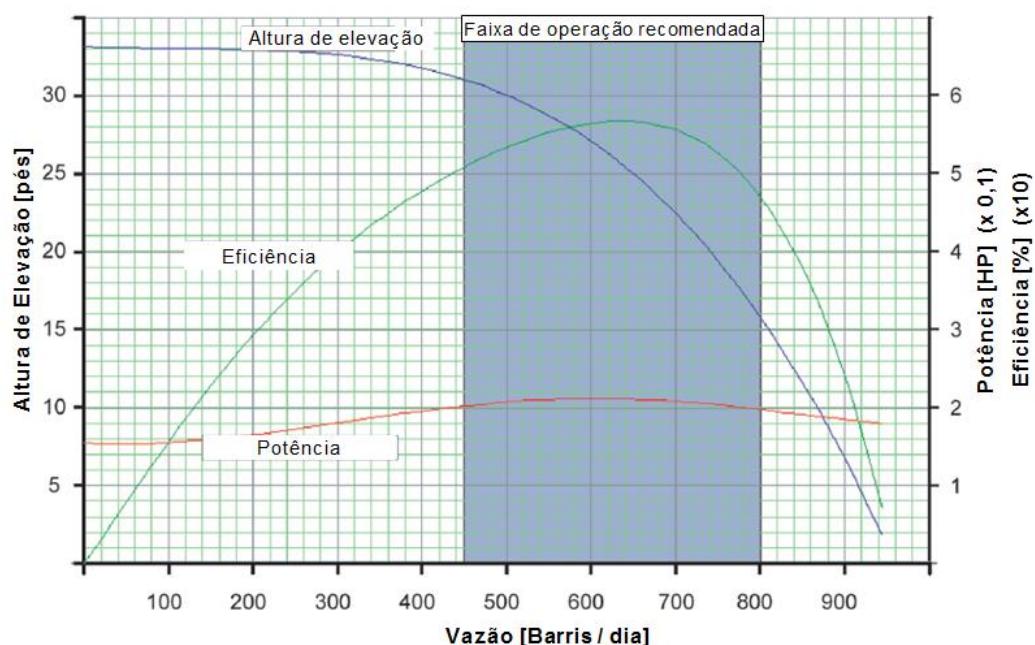


Figura 2.10 – Curva de desempenho fornecida por fabricante (LAKE, 2006, adaptado)

Segundo Takacs (2009) as forças axiais são classificadas em dois grupos: estáticas e dinâmicas. As forças estáticas ocorrem devido aos pesos dos impelidores e do eixo da bomba e agem na direção vertical, com sentido para baixo. As forças dinâmicas resultam da ação de bombeamento e estão relacionadas com a vazão do fluido passando pelos estágios e possuem as formas descritas a seguir e ilustradas na Fig. 2.11:

- Forças resultantes das pressões de sucção e descarga impostas nas superfícies inferior e superior do impelidor. A combinação dessas forças sempre age para baixo;
- Força inercial resultante das mudanças de direção do fluido no interior do estágio. Uma vez que a velocidade do fluido no interior do impelidor é bem maior na descarga do que na sucção, essa força sempre agirá para cima;
- Carga axial devido à pressão de descarga imposta na seção transversal do eixo, agindo para baixo.

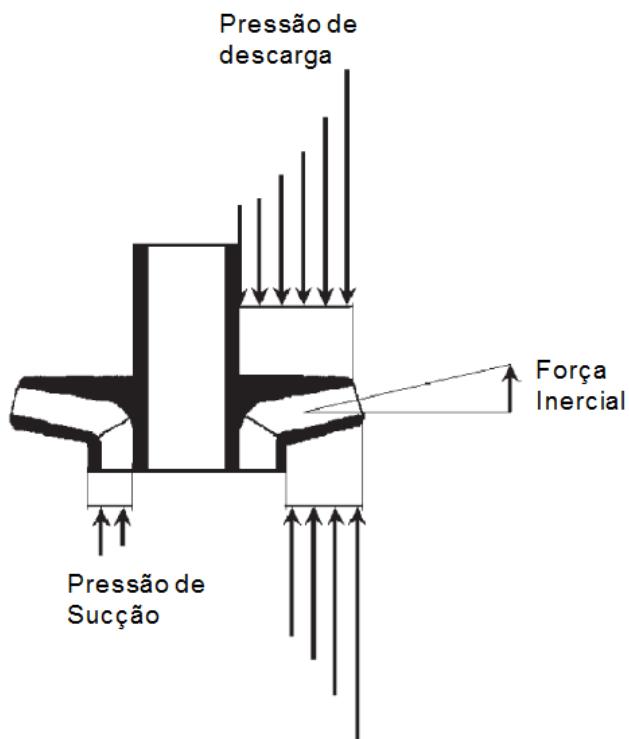


Figura 2.11 – Origem das forças axiais dinâmicas (TAKACS, 2009, adaptado)

A somatória dessas forças cria a componente dinâmica da força axial, que dependendo do modelo do impelidor e da vazão pode ser nula, pode gerar esforço ascendente (*upthrust*) ou pode criar esforço descendente (*downthrust*). A Fig. 2.12 apresenta a relação entre as forças axiais e a faixa de operação recomendada.

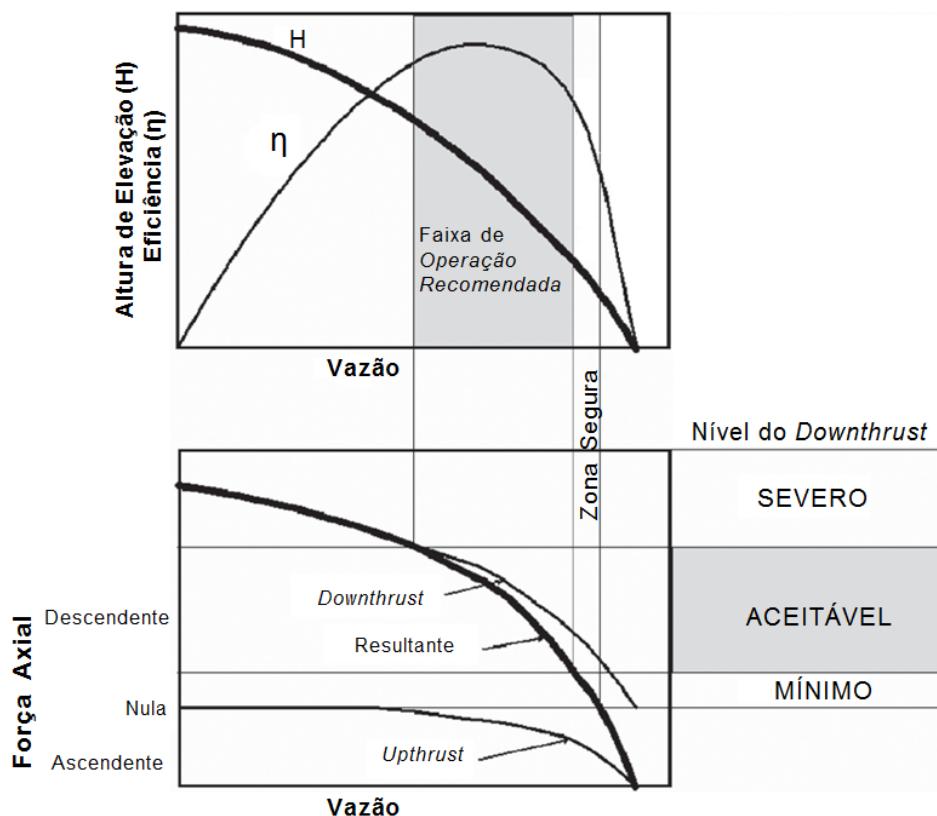


Figura 2.12 – Relação entre forças axiais e faixa de operação (TAKACS, 2009, adaptado)

O gráfico inferior da Fig. 2.12 apresenta a variação da força axial em um estágio da bomba em função da vazão. O esforço descendente (*downthrust*) é determinado basicamente pela altura de elevação já que esse resulta da pressão de descarga que age nas superfícies superior e inferior do impelidor. Nota-se que a curva *downthrust* segue o comportamento da curva de  $H$ , obtendo valor máximo quando a vazão é igual a zero e decresce até inexistir quando a vazão é máxima e a Altura de Elevação é nula. Por outro lado, o esforço ascendente (*upthrust*) que surge como resultado da variação das forças inerciais é proporcional à energia cinética do fluido bombeado. Dessa forma, sua variação em relação à vazão segue uma curva de segunda ordem (TAKACS, 2009).

Para evitar maiores danos nos componentes das bombas, devem ser tomadas medidas para compensar os efeitos dos esforços axiais. O método adotado depende do tipo do impelidor utilizado. Nas bombas com impelidores fixos todos os esforços axiais são transmitidos para o eixo e devem ser absorvidos por um mancal axial com alta capacidade de absorção de carga (Fig. 2.13). Por outro lado, nas bombas com impelidores flutuantes, grande parte dos esforços axiais é compensada por forças de atrito geradas, entre impelidores e difusores, nas arruelas de desgaste instaladas com esse propósito, possibilitando a utilização de mancais axiais com menores capacidades.



Figura 2.13 - Mancal axial (LAKE, 2006)

Ao comparar impelidores flutuantes e fixos, Takacs (2009) descreve vantagens e limitações em se utilizar os primeiros. Como vantagens:

- Eliminação do trabalho de fixar os impelidores no eixo, trabalho que consome muito tempo e exige alta precisão;
- Possibilidade de construir bombas com maior número de estágios;
- Podem ser utilizados mancais axiais de menor capacidade;
- Menor custo.

Como limitações, é citado:

- Essas bombas são, usualmente, fabricadas com diâmetros menores, até seis polegadas (152,4 mm);
- A faixa de operação recomendada é mais estreita que a faixa para uma mesma bomba com impelidores fixos.

### **2.3. Desgaste por Ação de Partículas Abrasivas**

De forma geral, o desgaste pode ser definido como uma mudança cumulativa e indesejável em dimensões motivada pela remoção gradual de partículas discretas de superfícies em contato e com movimento relativo, devido, predominantemente, a ações mecânicas.

Na literatura técnica de tribologia são encontradas diversas classificações para os diferentes tipos de desgaste. De acordo com Zum Gahr (1987), os processos de desgaste

podem ser classificados, baseados em seus respectivos mecanismos, como: desgaste abrasivo, desgaste erosivo, desgaste por deslizamento, desgaste por fadiga de contato e desgaste por reação triboquímica. Devido ao contexto em que se encontra este trabalho, serão apresentados aqui apenas os mecanismos resultantes da ação de partículas abrasivas, que são desgaste abrasivo e desgaste erosivo.

### 2.3.1. Desgaste abrasivo

Segundo Zum Gahr (1987), desgaste abrasivo resulta do deslocamento de material causado pela presença de partículas duras entre duas superfícies que possuem movimento relativo. Essas partículas podem estar livres entre as superfícies ou incrustadas em uma delas. O desgaste abrasivo pode ainda ser ocasionado pela presença de protuberâncias duras em uma ou nas duas superfícies móveis. A ideia principal é que o desgaste abrasivo ocorre entre superfícies que se movem estando em contato e sob a atuação de uma carga. A presença de protuberâncias duras em um ou ambos os corpos ou de partículas duras entre as duas superfícies promove iterações físicas que deformam a superfície. O contato físico entre as superfícies pode levar à remoção de material em uma ou em ambas as superfícies.

O desgaste abrasivo pode ser classificado como desgaste abrasivo por rolamento de partículas e desgaste abrasivo por deslizamento de partículas (Fig. 2.14). No desgaste abrasivo por deslizamento, partículas duras movem-se sobre a superfície de um material como se a partícula estivesse fixada em uma das superfícies e deslizando sobre a outra, provocando profundos sulcos sob a superfície riscada. No desgaste abrasivo por rolamento, as partículas abrasivas atuam como elementos interfaciais entre as superfícies do corpo e do contra-corpo.

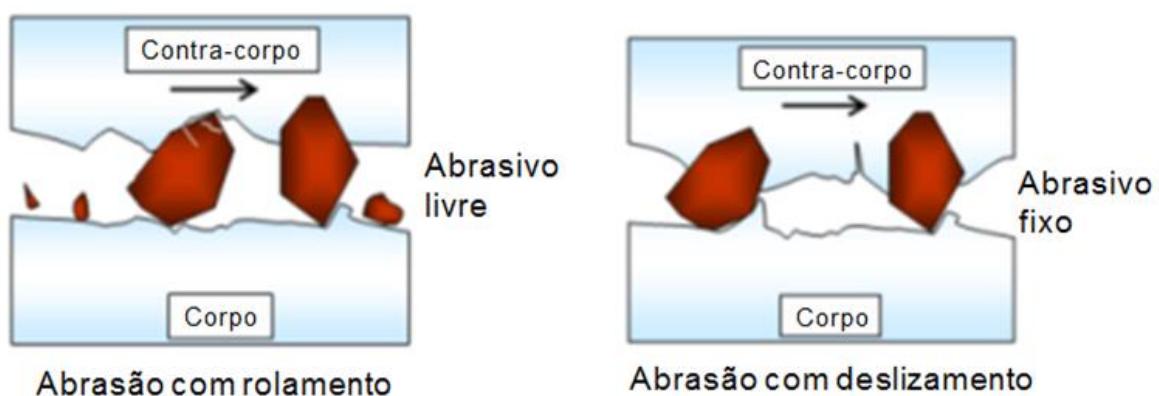


Figura 2.14 - Desgaste abrasivo por rolamento de partículas e desgaste abrasivo por deslizamento de partículas (FRANCO, 1989)

### 2.3.2. Desgaste erosivo

O desgaste erosivo (Fig. 2.15) é definido como um processo de desgaste causado pelo impacto de sólidos, líquidos ou gases ou pela combinação destes (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005).

Zum Gahr (1987) divide desgaste erosivo entre diferentes modos: erosão por jato abrasivo, por fluxo erosivo, chuva erosiva, erosão cavitacional, erosão/corrosão e erosão térmica (Fig. 2.16). Cada um desses processos ocorre segundo determinadas características do tribossistema. Esse autor ainda coloca que a maior parte do conhecimento sobre o processo de desgaste erosivo está relacionada ao desgaste promovido por uma única partícula impingindo sobre uma superfície. Para várias partículas, o estudo envolve um fenômeno bastante complexo criado por características como, uma grande quantidade de ângulos de incidência simultâneos, interação entre partículas, partículas incrustadas na superfície, etc.

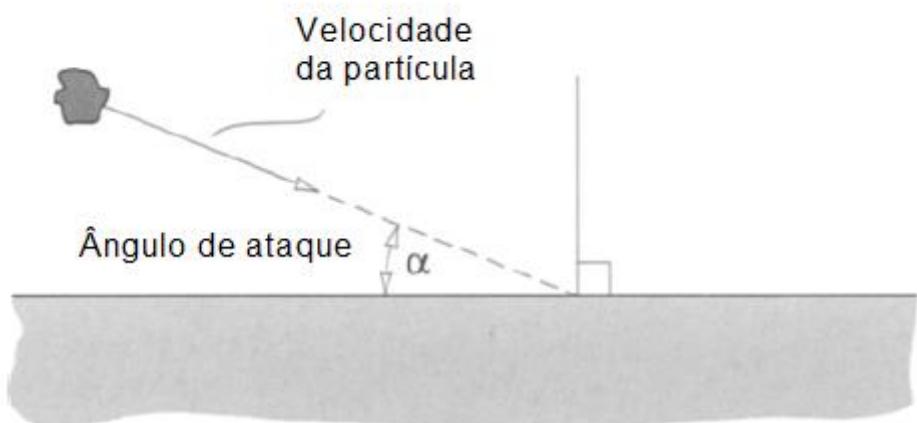


Figura 2.15 – Impingimento de uma partícula causando desgaste erosivo (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005)

Bitter (1963a) analisa a erosão como um processo combinado e repetitivo de deformação e corte de material. O processo de corte foi atribuído a partículas que colidem com a superfície sólida a ângulos agudos e riscam a superfície arrancando material. Tilly (1973) em seu trabalho aponta para a formação de bordas nas quinas das crateras de impacto e para remoção destas bordas por outras partículas que atingem esta região.

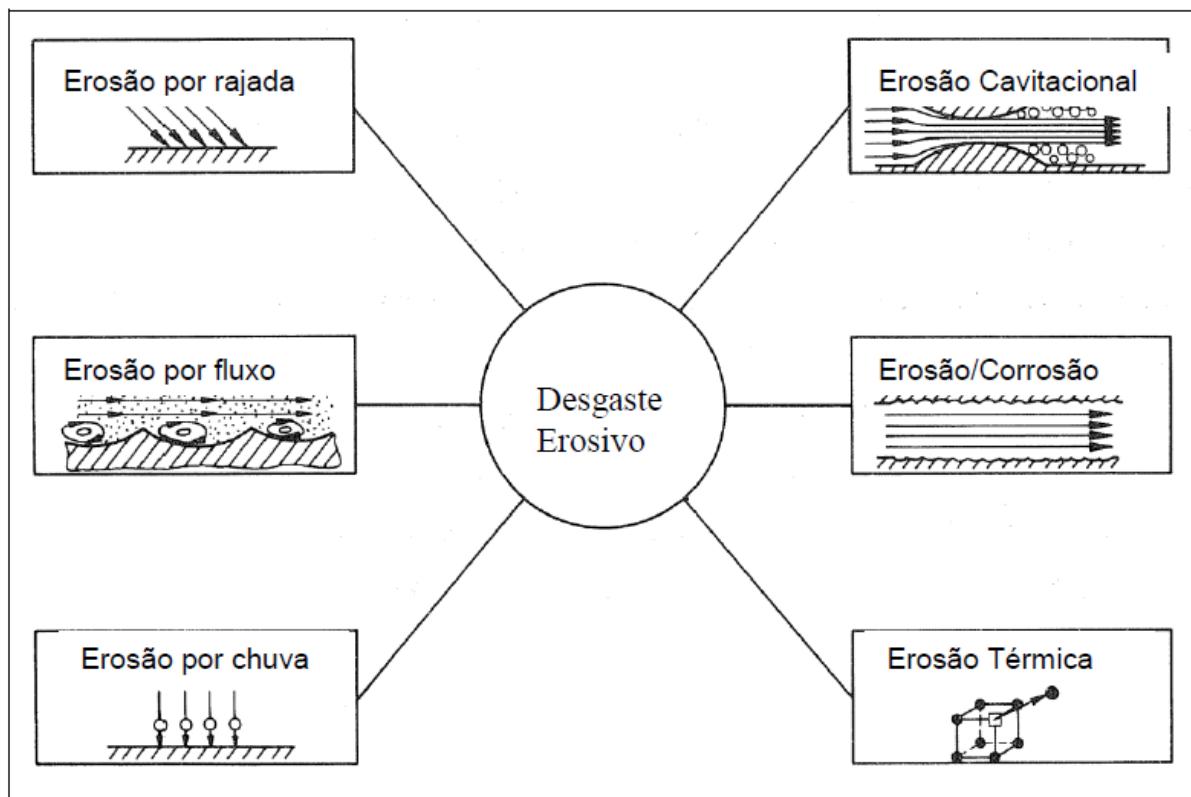


Figura 2.16 – Classificação dos tipos de erosão (ZUM GAHR, 1987)

Hutchings (1996), Stachowiak e Batchelor (2005), Uetz (1986), Finnie (1995) e Zum Gahr (1987) mostram que a taxa de desgaste erosivo depende basicamente de: ângulo de ataque do abrasivo, dureza do abrasivo em relação à dureza do material erodido, concentração de abrasivo no fluido, tamanho das partículas do material abrasivo, velocidade de impacto e comportamento dúctil ou frágil do material atingido.

#### Efeito do ângulo de ataque

Pelos gráficos da Fig. 2.17, pode-se verificar que para materiais dúcteis as maiores taxas de desgaste ocorrem com ângulos de ataque próximos de  $30^\circ$  e diminuem com o aumento do ângulo, enquanto que para materiais frágeis, as taxas são maiores para ângulos próximos de  $90^\circ$ . Nos materiais dúcteis ocorre microcorte ou deformação plástica, seguido de corte, enquanto nos materiais frágeis a remoção acontece por propagação de trincas que surgem devido à fadiga proporcionada pela incidência contínua de abrasivos.

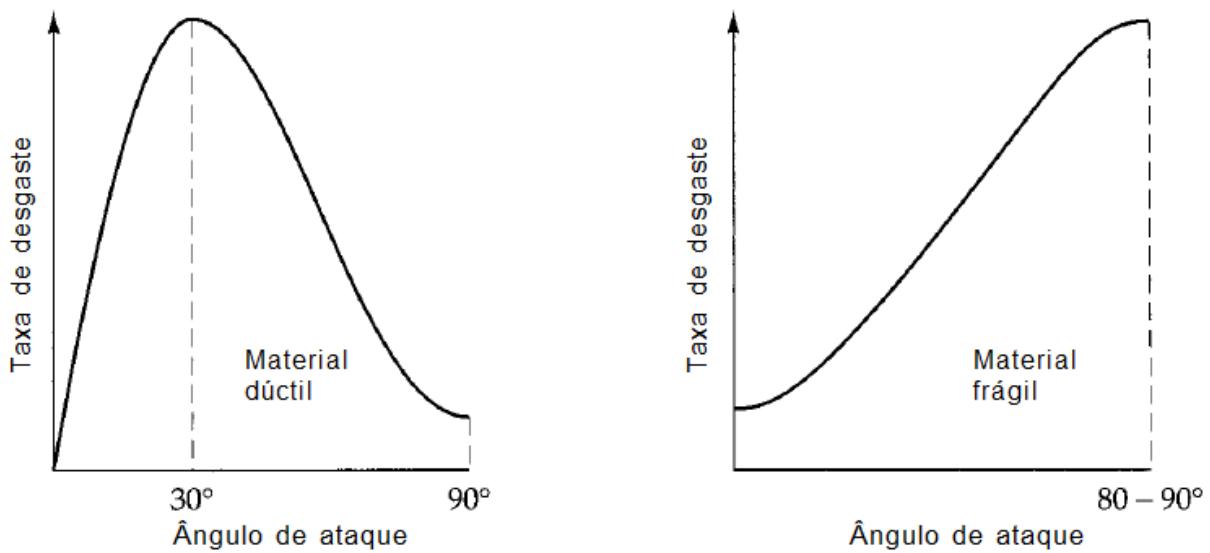


Figura 2.17 – Efeito do ângulo de ataque no desgaste erosivo (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2005)

#### Efeito da dureza do abrasivo em relação à do material erodido

Para analisar o efeito da dureza das partículas na erosão, é preciso relacioná-la com a dureza do material da superfície erodida. Partículas com dureza inferior à dureza do material erodido resultam em menores taxas de desgaste do que as partículas com dureza superior à da superfície. Pelas Figs. 2.18 e 2.19 verifica-se que existe uma transição de desgaste severo para moderado quando o valor da dureza do material da superfície aproxima-se do valor da dureza das partículas abrasivas. A razão, para esse comportamento, pode ser entendida pela análise da interação entre uma partícula discreta e o plano da superfície (Fig. 2.20). Se a partícula suportar a tensão no contato sem deformar plasticamente e sem se fragmentar, a deformação plástica ocorrerá na superfície plana, sendo essa desgastada de modo severo. Caso contrário, a deformação ocorrerá na partícula e o desgaste da superfície será insignificante.

Hutchings (1996) afirma que a taxa de desgaste erosivo será intensa (desgaste severo) quando as partículas tiverem dureza superior a 1,2 vezes a dureza da superfície. Além disso, esse autor menciona que com o aumento da dureza da partícula para valores ainda maiores, não haverá alteração de comportamento significativo na evolução da taxa de desgaste.

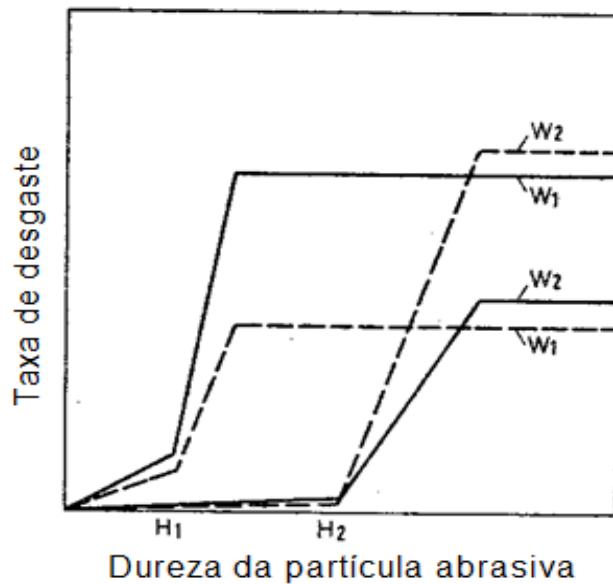


Figura 2.18 – Transição de desgaste moderado para desgaste severo na erosão (W1 – material dúctil e W2 – material frágil), (—) baixos ângulos e (---) elevados ângulos de incidência  $\alpha$  (UETZ, 1986)

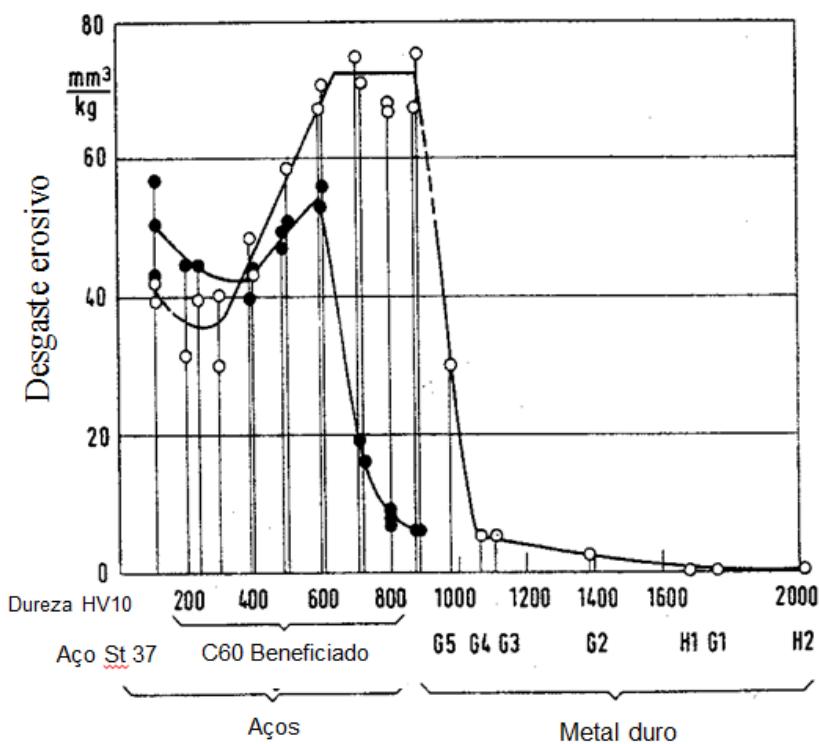


Figura 2.19 – Desgaste erosivo em função da dureza do material testado (superfície) para diferentes aços e metais duros; ângulo de ataque de  $90^\circ$ ; o - areia com diâmetro entre 0,2 e 1,5 mm, velocidade de impacto de  $\approx 70$  m/s; • - esferas de ligas ferrosas, com diâmetro de 1,5 mm, velocidade de impacto de  $\approx 40$  m/s (UETZ, 1986)



Figura 2.20 – Contato entre uma partícula discreta e uma superfície plana (HUTCHINGS, 1996)

Efeito do tamanho da partícula

Segundo Zum Gahr (1987), no impingimento com ângulo de 90°, a taxa de erosão acentua-se conforme se aumenta o tamanho das partículas, efeito que pode ser observado na Fig. 2.21. Finnie (1995) observou que o desgaste erosivo diminui com a redução do tamanho da partícula, conforme ilustrado na Fig. 2.22. Para materiais dúcteis, partículas duras com aproximadamente 10  $\mu\text{m}$  possuem um quarto da eficiência das partículas com 100  $\mu\text{m}$ . Esse fenômeno é conhecido com efeito de escala ou *size effect*.

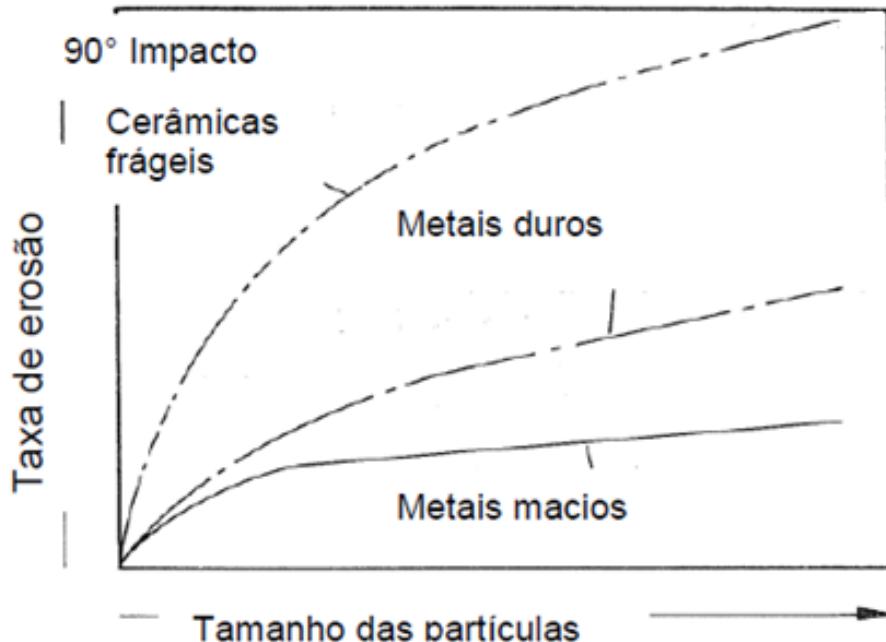


Figura 2.21 - Taxa de erosão em relação ao tamanho das partículas (ZUM GAHR, 1987)

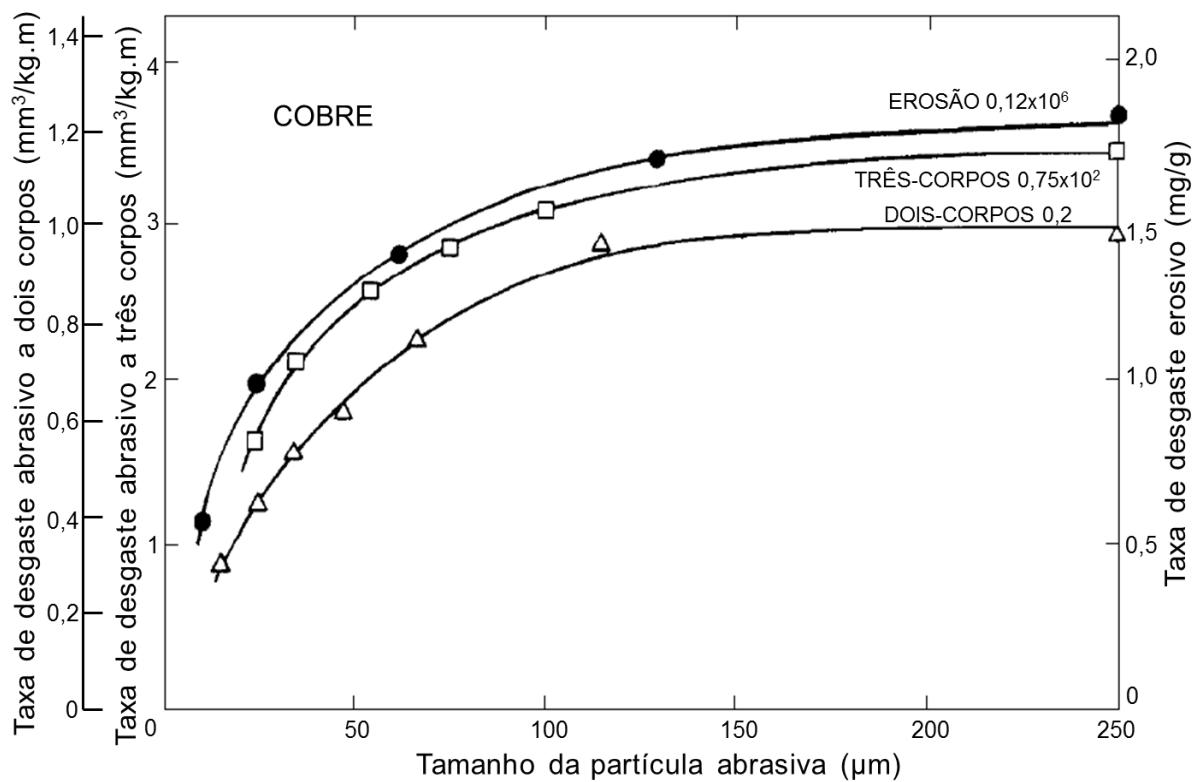


Figura 2.22 - Taxa de desgaste em relação ao tamanho da partícula de SiC para erosão em cobre (perda de massa/massa de abrasivo) e abrasão a dois e a três corpos (volume removido/(carga x distância percorrida)) (FINNIE,1995)

Segundo Wilson (1990), as menores partículas são menos danosas, pois conforme o tamanho da partícula é reduzido, as forças de arrasto do fluido tornam-se suficientes para prevenir que as partículas incidam sobre a superfície com força suficiente para remover material. Todavia, Finnie e Misra (1981) levantaram pelo menos onze explicações para o efeito de escala (*size effect*) e concluíram que nenhuma fornecia uma explicação razoável. Eles sugerem, porém, que pequenas regiões deformadas plasticamente apresentam maior tensão de escoamento, em comparação com regiões de maiores dimensões. Isso poderia explicar em parte o fenômeno de *size effect*. Os autores concluem afirmando que são necessárias mais investigações para explicar esse fenômeno.

#### Efeito da velocidade da partícula

Segundo Finnie (1995), os primeiros trabalhos mostravam que o volume removido de material é proporcional à velocidade de impacto ao quadrado. Porém, em trabalhos posteriores desenvolvidos por esse autor, utilizando melhores técnicas de medição de velocidade, foi concluído, que para pequenos ângulos de incidência, o expoente é maior que

dois, geralmente, entre 2,3 e 2,4. O comportamento da taxa de erosão em função da velocidade de impacto é demonstrado na Fig. 2.23.

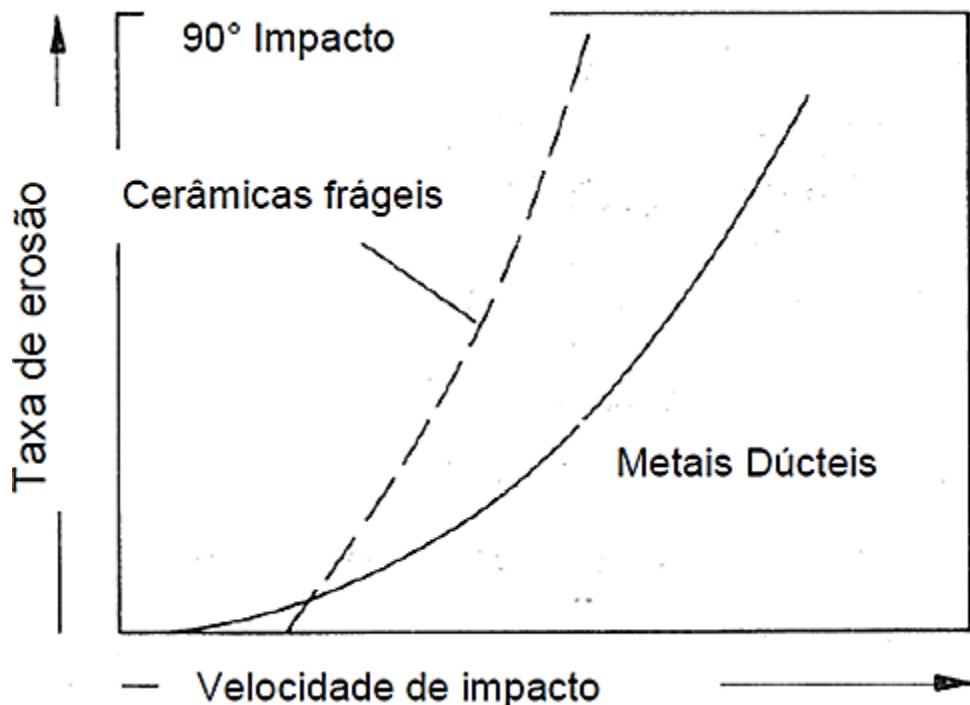


Figura 2.23 – Taxa de erosão em relação à velocidade (ZUM GAHR, 1987)

## 2.4. Desgaste em bombas centrífugas submersíveis

Em um estudo realizado por Torres (2001)<sup>1</sup> sobre as características da areia produzida no campo de Moréia, determinou-se que a quantidade de areia produzida por metro cúbico de óleo foi de 40 gramas. Essa concentração é equivalente a 15 ppm, considerando a densidade da areia igual a do Quartzo ( $2,65 \text{ g/cm}^3$ ). A Tab. 2.1 apresenta a distribuição granulométrica da areia no campo de Moréia. Cerca de 87% das partículas avaliadas tinham tamanho entre 150 e 425  $\mu\text{m}$ .

<sup>1</sup> Informações gentilmente cedidas pela Petrobras

Tabela 2.1 - Distribuição granulométrica da areia produzida na plataforma P-22, campo de Moréia (TORRES, 2001)

Granulometria (mm)	Frequência (%)	Frequência acumulada (%)
0,425	9,17	9,17
0,297	17,08	26,25
0,250	14,90	41,15
0,210	8,73	49,88
0,177	22,77	72,65
0,149	14,16	86,81
0,125	6,63	93,44
0,088	4,05	97,49
0,075	0,71	98,20
0,062	0,22	98,42
> 0,062	1,58	100,0

Takacs (2009) descreve que os sólidos abrasivos, ao passarem pela bomba são acelerados pela ação da força centrífuga, ganhando energia cinética, que faz com que esses materiais exerçam ação abrasiva ou erosiva em diversas partes da bomba, apresentando efeitos diferentes de acordo com as características fluidodinâmicas e tribológicas de cada região. Os principais danos causados pela ação de abrasivos são:

- Erosão no interior do estágio da bomba;
- Abrasão em mancais radiais;
- Abrasão em arruelas de desgaste e mancais axiais.

Conforme descrito por Morais (2011), em um trabalho desenvolvido junto a Universidade Potiguar (UnP), o desgaste erosivo nos estágios da bomba é provocado pelas partículas abrasivas que danificam a superfície do metal em forma de jatos, sendo que o desgaste é mais intenso quando gerado por grandes, largas e duras partículas do que quando gerado por grãos pequenos. Esse autor relata que o desgaste por abrasão em mancais radiais ocorre devido à possibilidade das partículas abrasivas penetrarem nas folgas existentes entre os mancais e as luvas dos mancais. Quando inseridas nesses

espaços, as partículas promovem desgaste abrasivo, removendo, de modo contínuo e progressivo material das superfícies das luvas e dos mancais. O principal efeito provocado pela ação de abrasivos em uma bomba centrífuga se dá pelo crescimento da folga entre os mancais e as luvas dos mancais, resultando na perda da estabilidade radial do eixo. Assim, os rotores passam a girar excentricamente, gerando sobrecarga para os mancais, de forma a contribuir para o aumento da taxa de desgaste. Devido ao fato do eixo da bomba ser relativamente fino, a alta carga axial sobre ele, pode provocar torção e flexão, tendo como consequência excessiva vibração, que pode levar os mancais e estágios a destruição, em curto espaço de tempo.

Em seu trabalho, Wilson (1990) realizou uma série de testes para avaliar desgaste em bombas centrífugas submersíveis na presença de areia. Ele verificou que os canais interiores do impelidor e o local em que há folga entre o cubo do impelidor e a região de sucção do difusor são as áreas com maior ocorrência de desgaste erosivo, levando a uma maior perda de eficiência nas bombas (Fig. 2.24).

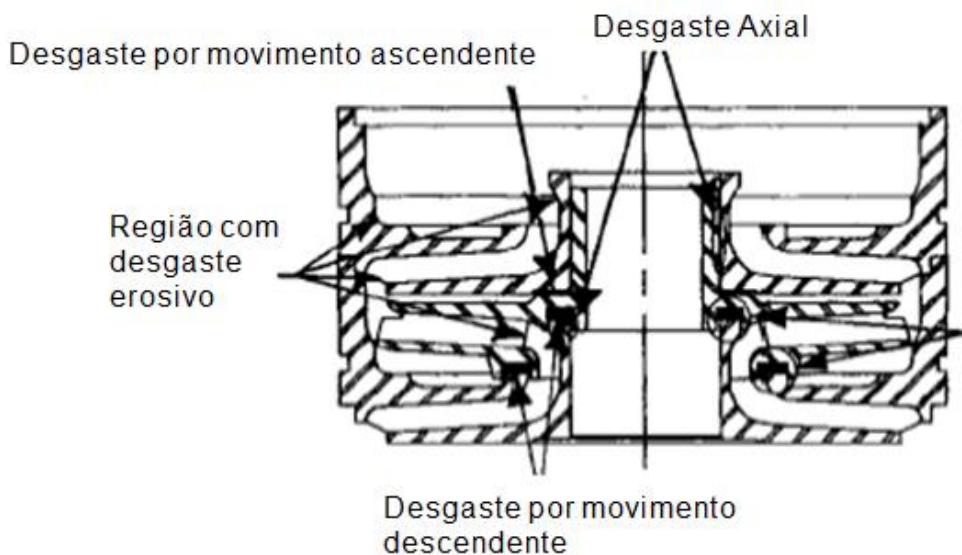


Figura 2.24 – Principais regiões de desgaste em um estágio de uma bomba centrífuga submersível (WILSON, 1990)

Os principais tipos de degradação presentes no interior de bombas centrífugas submersíveis são consequências de desgastes por erosão e abrasão. Nos trabalhos de Wilson (1990), Lea and Powers (*apud* DIVINE *et al.*, 1993) e King *et al.* (1983), são encontradas classificações para os diferentes tipos de desgaste que acontecem nas bombas centrífugas, a saber:

Desgaste radial: ocorre principalmente nos mancais radiais e na região em que há uma folga entre o cubo do rotor e o furo do difusor (ver Figs. 2.6 e 2.8). O desgaste dos mancais radiais gera um aumento das folgas entre os mancais e as luvas fazendo com que o eixo passe a girar excentricamente e em consequência, as cargas impostas nesses mancais são drasticamente elevadas, acelerando o desgaste (WILSON, 1990). Nos estágios da bomba, o desgaste radial promove aumento da folga entre o cubo do impelidor e o furo do difusor. Em consequência, as perdas volumétricas são elevadas. Divine *et al.* (1993) demonstraram que o efeito do desgaste radial nos estágios (não sendo considerado o desgaste dos mancais) tem como efeito rebaixamento da curva H-Q e em muitos casos, um aumento de BHP não está associado. Porém, há uma redução da eficiência em consequência da redução do Head.

Na Fig. 2.25 é apresentada uma comparação de uma curva característica catalogada pelo fabricante com a curva característica de uma bomba que sofreu desgaste radial nos estágios. Vale ressaltar que é comum existir um desvio entre a curva característica da bomba nova e a curva característica catalogada pelo fabricante. Esse desvio justifica o fato de que o BHP apresentado pela bomba desgastada é inferior ao BHP catalogado, enquanto que era esperado um aumento do BHP.

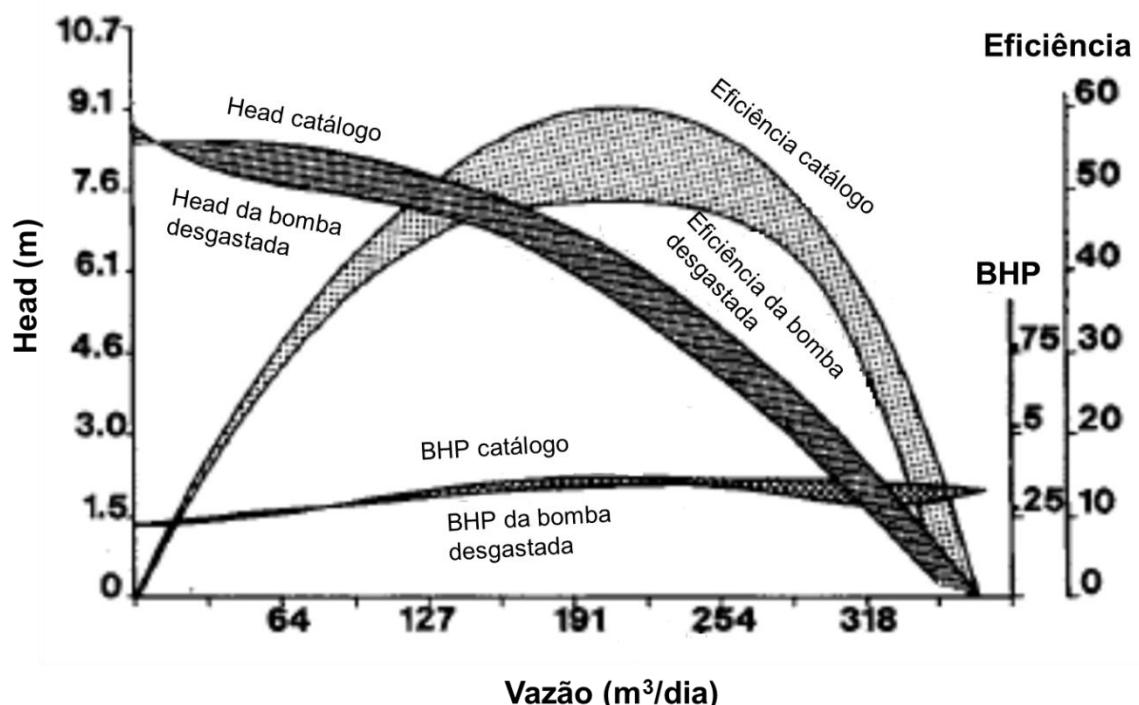


Figura 2.25 – Curva característica de uma bomba centrífuga que sofreu desgaste radial. Após 636 dias de operação, o Head foi reduzido em 15% em relação ao valor catalogado pelo fabricante (DIVINE *et al.*, 1993, adaptado)

Com relação ao desgaste radial nos mancais, embora não tenham apresentado de forma gráfica, os autores comentam que esse promove um rebaixamento da curva H-Q e um aumento de BHP, de forma que a eficiência é reduzida de maneira acentuada.

Desgaste axial: ocorre nas arruelas de desgaste e nas superfícies antagônicas dos rotores e difusores. Essas arruelas são responsáveis por absorver as forças axiais em cada estágio evitando *upthrust* e *downthrust* na bomba. Divine *et al.* (1993) realizaram testes para entender os efeitos dos desgastes em *upthrust* e em *downthrust*. Os autores não conseguiram quantificar o efeito do primeiro devido à dificuldade encontrada em detectar esse tipo de desgaste isoladamente, uma vez que em uma bomba centrífuga operando em *upthrust*, outros tipos de desgaste estão presentes. Com relação ao desgaste axial em *downthrust*, os autores informam que o desequilíbrio das pressões nos impelidores faz com que haja um esforço nesses no sentido contrário ao fluxo, pressionando o impelidor contra a arruela de desgaste do difusor anterior. Como resultado, há o desgaste das superfícies das peças envolvidas, tendo como consequência um aumento no BHP. O efeito desse tipo de desgaste é apresentado na Fig. 2.26.

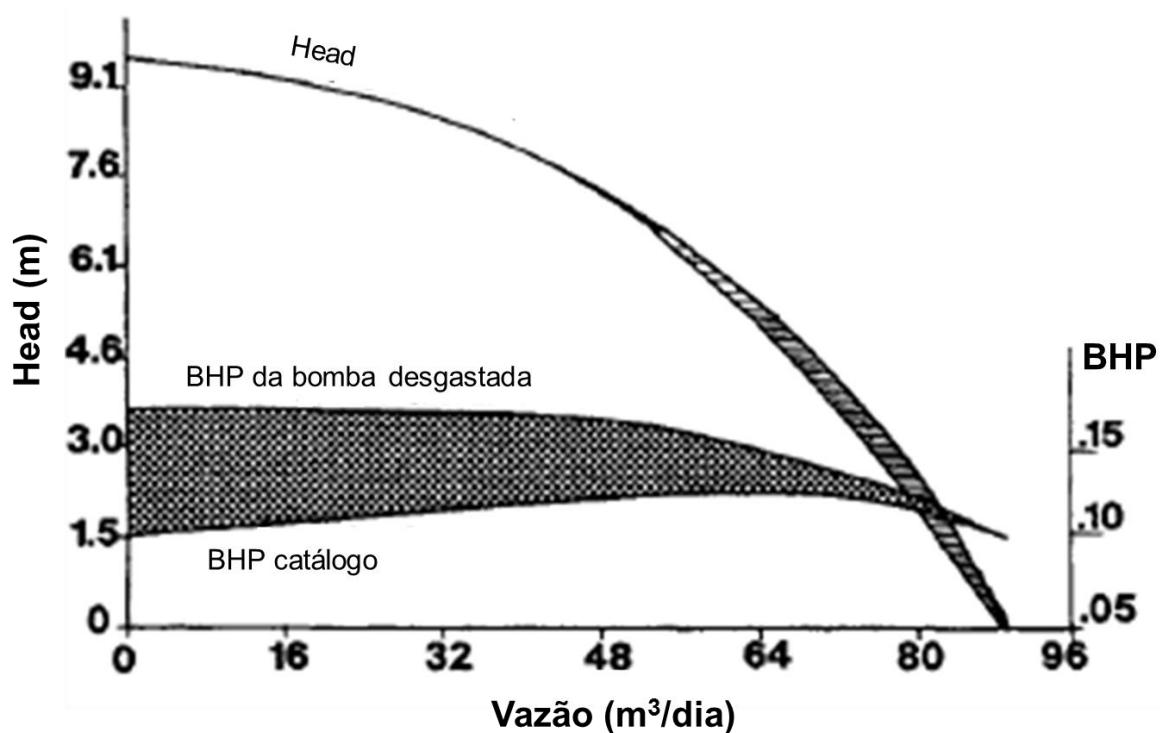


Figura 2.26 – Curva característica de uma bomba centrífuga demonstrando o efeito do desgaste axial em *downthrust*. O BHP na eficiência máxima é 32% superior ao valor catalogado pelo fabricante (DIVINE *et al.*, 1993, adaptado)

Desgaste erosivo: ocorre em regiões onde o fluido muda de direção, como nas entradas do rotor e do difusor em cada estágio. Geralmente não é causa direta de falha. King *et al.* (1983) mencionam que o desgaste erosivo é um problema sério apenas com a presença de corrosão. Esses autores mostram ainda que quando uma bomba centrífuga está operando em campo, na condição de eficiência máxima (BEP), o desgaste radial causará a falha da bomba antes que o desgaste em *downthrust* a cause. Os autores ainda observaram que o desgaste radial promove uma aceleração do desgaste por *downthrust*. Por fim, foi concluído que em termos de limitação da vida útil das bombas, o desgaste radial é o mais importante. O desgaste axial em *downthrust* é o segundo e o desgaste erosivo é o terceiro na sequência de importância.

Ribeiro (2007)<sup>2</sup>, em seu trabalho, consolida informações de relatórios técnicos emitidos sobre um teste realizado no último trimestre de 1988, de um conjunto de BCS operando com areia, na empresa Jaraguá-SP, com o objetivo de verificar se era possível ou não bombear, com esses equipamentos, óleo contendo areia, no Polo Nordeste da Bacia de Campos.

O resultado do estudo de viabilidade técnica e econômica apontou o método de bombeio centrífugo submerso como mais adequado para bombear óleo naqueles campos. Esperava-se na época, uma quantidade menor do que 0,001% em volume de areia no óleo e se desejava evitar a instalação de *gravel pack* para reduzir custos com completação dos poços daquele polo.

O teste realizado na empresa Jaraguá envolveu uma operação de um conjunto de BCS bombeando óleo contendo cerca de 0,06% de areia em volume, durante 1000 horas, com paradas para verificações depois de 200, 400, 520 e 800 horas de operação. A bomba utilizada foi a de modelo 8-SOF, com 90 estágios, fabricada pela Jaraguá, sendo que seis estágios da bomba foram selecionados para acompanhamento do desgaste ao longo do teste.

A vazão e a altura manométrica definidas para o teste foram 127,20 m<sup>3</sup>/dia e 7,31 m, respectivamente. Além disso, ao longo das 1000 horas de operação, foram monitoradas as variações dos valores de altura e de diâmetro interno dos difusores e de diâmetros interno e externo dos impelidores.

Os resultados indicaram a ocorrência de um desgaste maior no diâmetro interno dos difusores e no diâmetro externo dos impelidores, cujas superfícies foram mais expostas à passagem de fluido com areia. Quanto às variações de altura dos difusores e de diâmetro interno dos impelidores, não se pôde atribuir as mesmas a um desgaste por abrasão ou a

---

<sup>2</sup> Informações gentilmente cedidas pela Petrobras

um desgaste por operação normal. Na Tab. 2.2 são apresentados os valores médios desses parâmetros medidos em seis estágios de controle.

Tabela 2.2 – Variação dos valores de altura e diâmetro interno do difusor, diâmetros externo e interno do impelidor (RIBEIRO, 2007)

Horas de Operação	Difusor		Impelidor	
	Diâmetro Interno (mm)	Altura (mm)	Diâmetro Externo (mm)	Diâmetro Interno (mm)
0	22,403	8,328	22,250	17,602
1000	22,507	8,357	22,103	17,617
Diferença	+ 0,104	+ 0,029	-0,147	+ 0,015

As massas dos rotores e difusores dos estágios monitorados foram medidas antes do início dos testes, para obtenção dos valores iniciais. Na sequência, foram realizadas medições durante as paradas programadas do teste para calcular as variações que ocorreram devido ao processo de desgaste da bomba. Essas variações foram utilizadas para gerar uma exponencial aproximada, da qual se pôde extrapolar o desgaste após um ano e após dois anos de operação continua. Ao se aplicar as fórmulas das exponenciais geradas, obtiveram-se os valores de desgaste, em porcentagem, mostrados na Tab. 2.3.

Tabela 2.3 – Expectativa de desgaste dos impelidores e difusores (RIBEIRO, 2007)

Anos de Operação	Difusor	Impelidor
1	8%	18%
2	17%	34%

Uma vez que um novo formato de impelidores e difusores foram gerados, pelo intenso desgaste provocado pela areia, observou-se queda na altura manométrica disponibilizada pela bomba, como mostrado na Fig. 2.27. Além disso, houve uma queda de eficiência da bomba de 23% após 1000 horas de teste, Fig. 2.28.

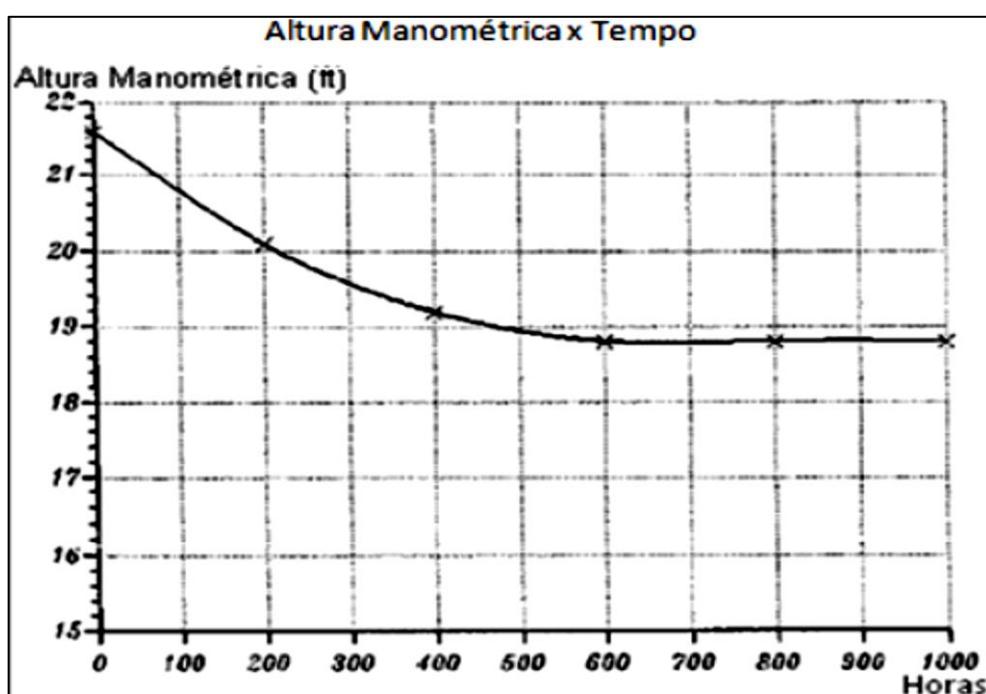


Figura 2.27 – Curva de altura manométrica x tempo (RIBEIRO, 2007)

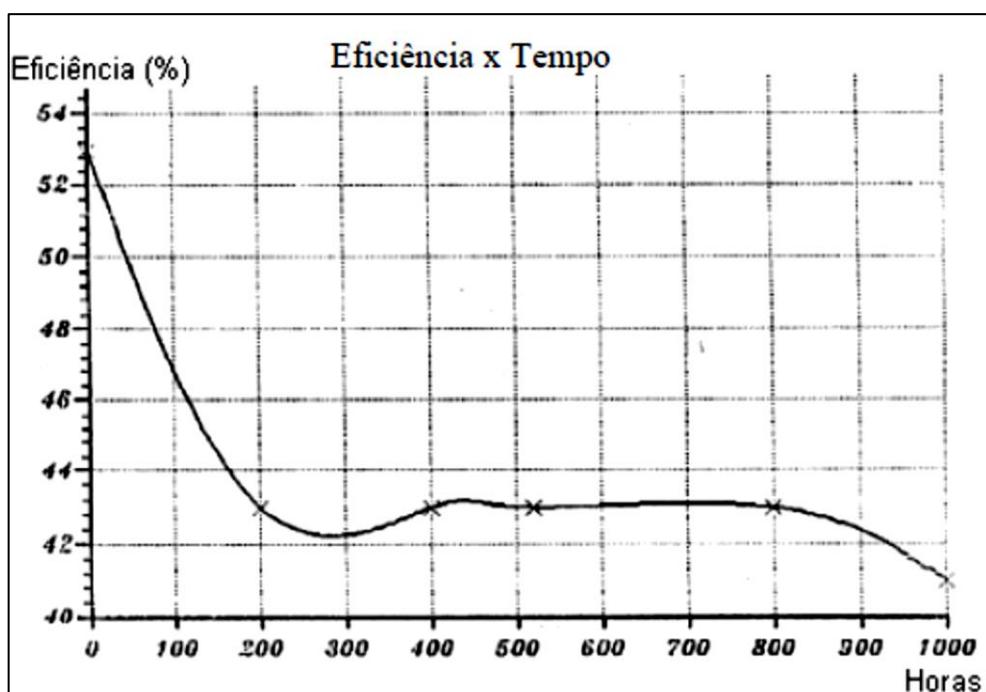


Figura 2.28 – Variação da eficiência da bomba durante os testes (RIBEIRO, 2007)

Com o intuito de simular o funcionamento de bombas centrífugas, em condições severas de operação, com elevada concentração de abrasivo e com fluido com características similares ao fluido encontrado nos poços de petróleo, foi desenvolvido no

Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste (LTAD) da Universidade Federal de Uberlândia um circuito hidráulico fechado do tipo *flow loop* (Fig. 2.29), que foi denominado *Loop 2*. Os detalhes da concepção desse equipamento são descritos no trabalho desenvolvido por Barbaresco (2011).

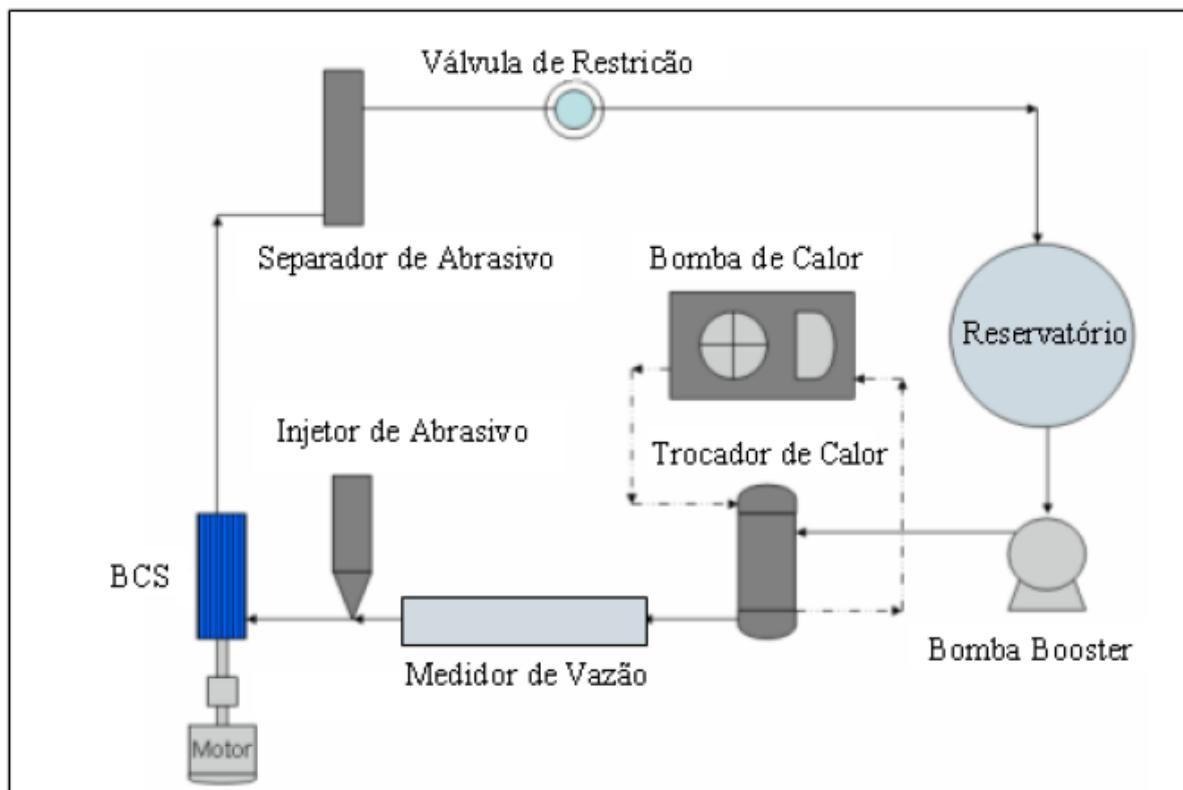


Figura 2.29 – Esquema simplificado do circuito de testes *Loop 2*

No circuito é feita a circulação do fluido escolhido com certa quantidade de areia. A temperatura do fluido e a concentração de areia na composição são parâmetros que podem ser controlados. A temperatura é controlada através de um sistema constituído por um trocador de calor e um equipamento que apresenta as funções de *chiller* e de bomba de calor. A concentração de areia é determinada através de dosadores, que injetam a quantidade de areia no circuito, que faça com que se obtenha uma porcentagem mássica de interesse, com relação ao fluido, imediatamente antes da entrada da bomba.

O funcionamento da bomba centrífuga, o controle de sua rotação e o acompanhamento e gerenciamento dos dados dos ensaios são realizados por meio de um programa supervisório. Esse programa foi desenvolvido pela equipe do LTAD, utilizando o software Labview®. Durante o ensaio, o programa permite visualizar as seguintes variáveis: vibrações na carcaça da

bomba, pressões na sucção e descarga da bomba, temperatura do fluido, torque no eixo da bomba, velocidade de rotação do eixo da bomba e vazão volumétrica do fluido de trabalho.

É importante ressaltar que a bomba centrífuga é nesse caso montada na posição horizontal (Fig. 2.30), diferentemente da posição em que é montada na prática, nos poços de petróleo. Todavia, devido à alta rotação na sucção, o fluxo desenvolvido pela bomba é semelhante ao fluxo de uma bomba operando na posição vertical e é obtida uma homogeneidade da distribuição da areia ao longo da bomba suficiente para realização dos ensaios de erosão.



Figura 2.30 – Bomba centrífuga montada na posição horizontal no *Loop 2*

## 2.5. Determinação de tamanho e forma de partículas

Entende-se partícula como sendo um fragmento muito pequeno de uma substância qualquer. Segundo Merkus (2009), 75% de todos os materiais processados na indústria estão em forma particulada, podendo estar na forma de particulados sólidos, líquidos, gotículas ou bolhas gasosas, sendo que algumas são naturais, outras são obtidas com processos industriais de produtos naturais e ainda outras por processos completamente artificiais.

Além da composição química, o comportamento dos materiais particulados é geralmente dominado pelas propriedades físicas dos constituintes das partículas. Essas podem influenciar em uma grande variedade de propriedades, como por exemplo, reações e taxas de dissolução, facilidade dos ingredientes em escoarem e se misturarem, compressibilidade e abrasividade (MALVERN INSTRUMENTS LIMITED, 2012).

No presente trabalho o intuito de caracterizar as partículas é entender a relação do tamanho e da forma das partículas com o desgaste por ação de partículas abrasivas em bombas centrífugas submersíveis.

O principal parâmetro que caracteriza um material particulado é o tamanho da partícula. Porém, a menos que todo o material seja composto por esferas de raios iguais, é necessária a determinação de outros parâmetros para caracterizá-lo. Sendo assim, são determinados parâmetros de forma e distribuição de tamanho das partículas.

Para descrever o tamanho das partículas, primeiro escolhe-se a dimensão a ser mensurada. Como as partículas, geralmente, possuem formas irregulares, pode-se simplificar o processo de medição fazendo a equivalência com uma esfera que tenha alguma característica equivalente. Na Fig. 2.31 são mostradas algumas dessas características possíveis.



Figura 2.31 – Esferas com características equivalentes (MALVERN INSTRUMENTS LIMITED, 2012)

No entanto, o diâmetro médio não pode ser apresentado como única informação referente ao tamanho do material particulado. Como já mencionado, deve-se obter informações com respeito à distribuição granulométrica (Fig. 2.32), pois materiais com diâmetros médios idênticos podem apresentar diferentes distribuições e a informação das faixas de tamanho assim como a frequência de ocorrência de cada faixa de tamanho na amostra podem ser essenciais na análise do material.

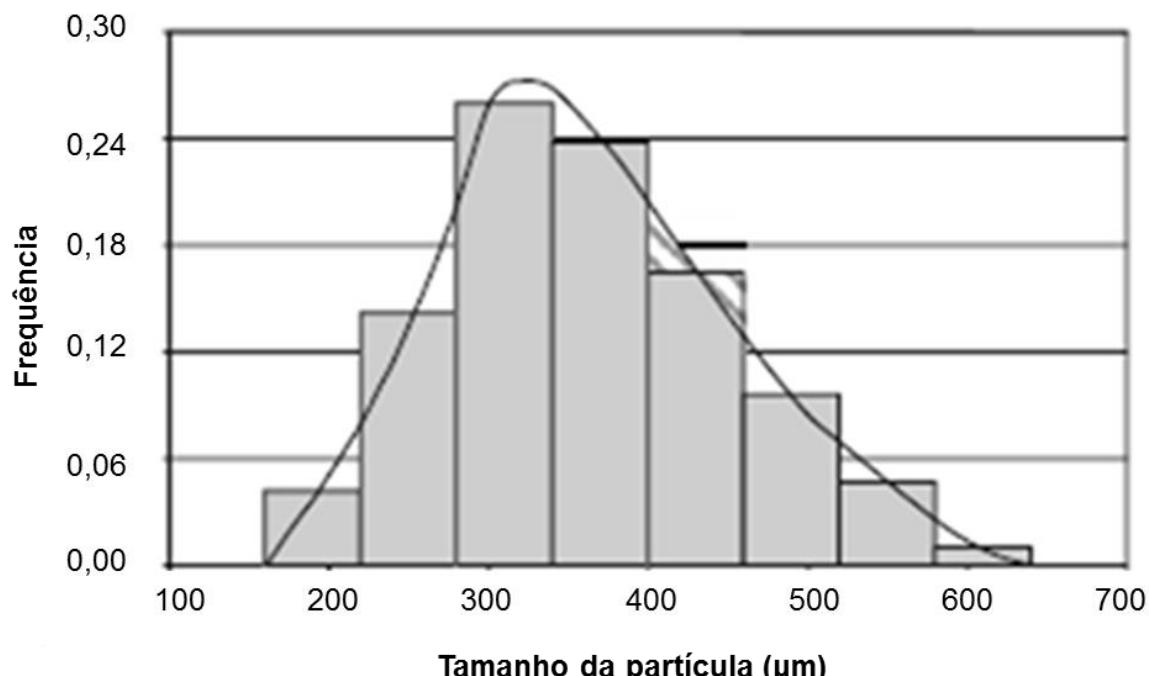


Figura 2.32 – Distribuição de tamanho de partículas (MERKUS, 2009)

As partículas podem ser encontradas em diversas formas diferentes (Fig. 2.33) e o formato pode ter efeito significativo em determinadas aplicações do material. Para caracterização da forma das partículas, existe uma extensa lista de parâmetros com diferentes finalidades, como razão de aspecto, esfericidade, circularidade, fator de alongamento, fator de compactação, entre outros descritos por Merkus (2009). Porém neste trabalho serão utilizados apenas os parâmetros razão de aspecto e circularidade.

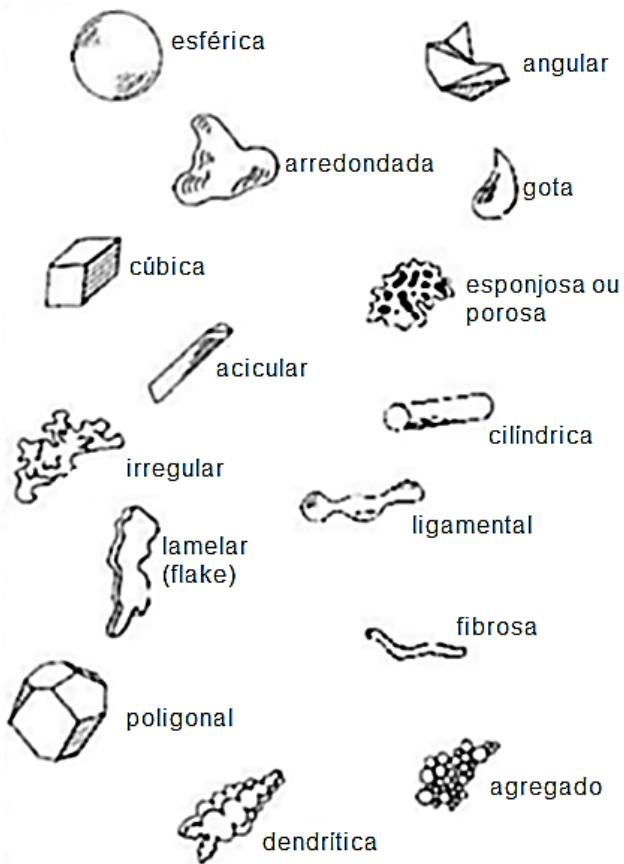


Figura 2.33 – Formatos possíveis de partículas (GERMAN, 1994)

#### Razão de Aspecto (RA)

A Razão de Aspecto caracteriza a forma anisotrópica da partícula e é definida pela razão entre os diâmetros de Feret máximo e de Feret mínimo, Eq. (2.2), os quais são as distâncias entre paralelos tangentes em lados opostos da partícula (Fig. 2.34). Esse parâmetro pode ser usado para entender se as partículas possuem simetrias regulares, como esferas e cubos, ou diferentes dimensões ao longo de um eixo, como corpos ovalizados ou com formato de agulha. O valor mínimo de RA é igual a um para a esfera perfeita.

$$RA = \frac{Feret \ Max}{Feret \ Min} \quad (2.2)$$

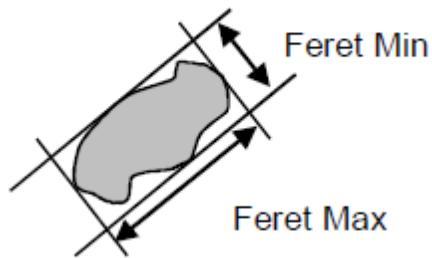


Figura 2.34 – Representação dos diâmetros de Feret (CILAS)

### Circularidade (Circ.)

A circularidade relaciona o quanto a projeção da partícula se aproxima de um círculo, é dado pela Eq. (2.3), onde  $A$  é a área e  $p$  o perímetro da partícula.

$$Circ = \frac{4\pi A}{p^2} \quad (2.3)$$

A faixa de valores possíveis para a circularidade é de zero a um, com o valor um indicando o círculo perfeito, e conforme o valor é reduzido, aumenta-se o alongamento do corpo da partícula.

# CAPÍTULO III

## ADEQUAÇÃO DO CIRCUITO DE TESTE LOOP 2

Com base em testes anteriores realizados no *Loop 2* foi observada a necessidade de aumentar os volumes do dosador e do coletor de areia com intuito de aumentar a autonomia dos ensaios. Até então, a cada uma hora, os dosadores tinham que ser reabastecidos. Essa maior autonomia otimiza o trabalho, reduzindo o número de paradas para reabastecimento do dosador e limpeza do filtro coletor, minimizando assim a duração total do teste. Além disso, essas modificações não afetam as características operacionais do sistema.

Como foi prevista a necessidade de adequar o *Loop 2* para futuros ensaios com CO<sub>2</sub> dissolvido no fluido de trabalho, a uma pressão de 10 bar, os projetos do reservatório do dosador e do filtro coletor de areia foram desenvolvidos como vasos de pressão seguindo o código ASME (2010), seção VIII divisão 1 (*Rules for Construction of Pressure Vessels*) e atendendo as exigências da Norma Regulamentadora 13, NR13 (1995), do Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil.

### 3.1. Norma Regulamentadora 13

Segundo Campos (2011), vasos de pressão são todos os reservatórios, de qualquer tipo, dimensão ou finalidade, não sujeitos a chama, fundamentais nos processos industriais, que contenham fluidos e sejam projetados para resistir com segurança a pressões internas diferentes da pressão atmosférica. São enquadrados como vasos de pressão, devendo assim, no Brasil, atender às exigências da NR13 (1995), os vasos cujo produto  $P \cdot V$  é superior a oito, onde P representa a máxima pressão de operação em kPa e V o seu volume geométrico interno em m<sup>3</sup>. Incluem-se nesta classe os trocadores de calor, evaporadores e similares; vasos de pressão ou partes sujeitas a chama direta; vasos de pressão

encamisados, autoclaves e caldeiras de fluido térmico que não o vaporizem e vasos que contenham fluido da classe A, independente da relação  $P.V$ . Conforme a NR13 (1995), os vasos de pressão são classificados em categorias segundo o tipo de fluido e potencial de risco. Os fluidos contidos nos vasos são segmentados conforme a Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Classes de vasos de pressão de acordo com o fluido de trabalho (NR13, 1995)

Classes	Fluidos
A	Fluidos inflamáveis; Combustível com temperatura superior ou igual a 200º C; Fluidos tóxicos com limite de tolerância igual ou inferior a 20 ppm; Hidrogênio; Acetileno.
B	Fluidos combustíveis com temperatura inferior a 200º C; Fluidos tóxicos com limite de tolerância superior a 20 ppm.
C	Vapor de água, gases asfixiantes simples ou ar comprimido.
D	Água ou outros fluidos não enquadrados nas classes "A", "B" ou "C", com temperatura superior a 50ºC.

O potencial de risco é dado em função do produto  $P.V$ , porém nesse caso, utiliza-se a pressão em MPa, conforme segue:

- Grupo 1 –  $P.V \geq 100$ ;
- Grupo 2 –  $P.V < 100$  e  $P.V \geq 30$ ;
- Grupo 3 –  $P.V < 30$  e  $P.V \geq 2,5$ ;
- Grupo 4 –  $P.V < 2,5$  e  $P.V \geq 1$ ;
- Grupo 5 –  $P.V < 1$ .

Dessa forma, a categorização dos vasos ocorre conforme a Tab. 3.2.

Tabela 3.2 - Categorização dos vasos de pressão com relação ao potencial de risco (NR13, 1995)

Classe dos Fluidos	Grupo Potencial de Risco				
	1	2	3	4	5
	$P.V \geq 100$	$P.V < 100$ e $P.V \geq 30$	$P.V < 30$ e $P.V \geq 2,5$	$P.V < 2,5$ e $P.V \geq 1$	$P.V < 1$
Categorias					
A	I	I	II	III	III
B	I	II	III	IV	IV
C	I	II	III	IV	V
D	II	III	IV	V	V

Os vasos de pressão exigem diversos dispositivos de segurança, registros e documentações, profissionais qualificados para operação e inspeções periódicas. As inspeções de segurança periódica, constituída por exame externo, interno e teste hidrostático, devem obedecer a prazos máximos estipulados pela NR13 (1995), variando de acordo com a categoria do vaso de pressão.

### 3.2. Código ASME – Seção VIII

Segundo Huppes (2009) todos os projetos em vasos de pressão devem seguir o código de uma instituição internacionalmente reconhecida, como o código descrito na norma inglesa BS-5500 (2004) e o código americano ASME (2010).

Antes de ser criado um código que padronizasse o projeto de vasos de pressão, acidentes com equipamentos pressurizados eram comuns e normalmente envolviam consequências de grande porte. O código ASME (2010) foi criado pela Associação Americana de Engenheiros Mecânicos e é um texto normativo que abrange além de critérios, fórmulas de cálculos e exigências de detalhe de projeto, contempla regras, detalhes e exigências relativas à fabricação, montagem e inspeção de vasos de pressão, bem como os materiais a serem empregados.

Conforme descrito por Huppes (2009), o código ASME (2010) apresenta-se dividido em seções, sendo que a seção VIII, *Pressure Vessels*, trata de vasos de pressão. Esta seção, por sua vez, divide-se em três partes. A divisão 1 contém regras para a construção dos vasos, não exigindo uma análise mais detalhada dos esforços atuantes, sua integridade

é dada através de grandes coeficientes de segurança nos cálculos. A divisão 2 exige uma melhor análise das tensões atuantes, e permite a construção de vasos com espessuras menores, visto que esta utiliza fatores de segurança bem dimensionados. A divisão 3 é utilizada para vasos com pressões muito elevadas.

As normas de projeto foram estabelecidas não só com a finalidade de padronizar e simplificar o cálculo e o projeto de vasos de pressão, mas principalmente, para assegurar as condições mínimas de segurança para operação.

### 3.3. Projeto do Filtro Coletor de Areia

Nesse item é descrito suscintamente a metodologia adotada no dimensionamento do filtro coletor de areia, a adequação do projeto com as normas técnicas e o processo de filtragem adotado.

#### 3.3.1. Dimensionamento do filtro coletor de areia

O projeto teve como objetivo desenvolver um filtro coletor com volume suficiente para armazenar a quantidade de areia necessária para oito horas de ensaio, operando a uma vazão volumétrica de  $110 \text{ m}^3/\text{dia}$  ( $4,58 \text{ m}^3/\text{h}$ ). Dessa forma, foi previsto que o filtro coletor passaria por procedimento de limpeza apenas ao final de cada dia de ensaio. Vale ressaltar que com esses valores, o novo filtro coletor tem capacidade de armazenamento oito vezes maior que o coletor de areia utilizado anteriormente, que suportava apenas uma hora de ensaio.

A Tab. 3.3 apresenta os dados utilizados para determinar o volume do filtro coletor. A seguir são apresentados os procedimentos de cálculo do volume.

Tabela 3.3 – Dados para cálculo do volume de areia suficiente para 8 horas de ensaio

Dados	Valor	Unidade	Símbolo
Vazão máxima	110	$\text{m}^3/\text{dia}$	Q
Número de horas	8	horas	h
Concentração mássica de areia	0,3	%	c
Densidade da água	1000	$\text{kg}/\text{m}^3$	$\rho_{\text{água}}$
Densidade da areia molhada	2000	$\text{kg}/\text{m}^3$	$\rho_{\text{am}}$

Para determinação da vazão máxima do fluido, foram analisados os ensaios anteriores das bombas já testadas, sendo que a máxima vazão encontrada fora de 100 m<sup>3</sup>/dia. Para efeito de segurança, foi considerada uma vazão 10% maior, ou seja, 110 m<sup>3</sup>/dia, no cálculo de determinação do volume.

A concentração mássica de areia em relação ao fluido de trabalho considerada no projeto foi de 0,3%, cerca de 300 vezes maior do que o valor encontrado em poços de petróleo que utilizam esses modelos de bombas. Foi escolhido esse valor de concentração por ser um valor limite para realização de ensaios com abrasivos. Pois valores maiores podem danificar a bomba em poucas horas, como aconteceu no trabalho de Wilson (1990), que utilizando concentração de 0,5%, teve que abortar o ensaio após duas horas de operação. E caso, em um teste, se opte por utilizar uma concentração inferior a 0,3%, como consequência, nesse teste, a autonomia do filtro coletor de areia será superior a oito horas.

Para a densidade da água foi considerado o valor 1000 kg/m<sup>3</sup>, com intuito de facilitar os cálculos, pois na temperatura de 22 °C, em que são realizados os ensaios, há uma pequena variação desse valor. Para determinar a densidade da areia molhada foi realizado um procedimento experimental em que foram medidas massas de volumes conhecidos de areia molhada em situação análoga à que ocorre no interior do filtro coletor. Os cálculos para determinação do volume de areia são apresentados na Tab. 3.4.

Tabela 3.4 – Determinação do volume de areia do filtro coletor

Item	Equação	Resultado	Unidade
Vazão mássica de areia ( $\dot{m}_{areia}$ )	$\dot{m}_{areia} = c \cdot Q \cdot \rho_{água}$	13,75	kg/h
Massa de areia ( $m_{areia}$ )	$m_{areia} = \dot{m}_{areia} \cdot (8h)$	110	kg
Volume de areia ( $V_{areia}$ )	$V_{areia} = \frac{m_{areia}}{\rho_{am}}$	55	L

Os resultados obtidos nos cálculos acima se referem ao volume mínimo do filtro coletor. Todavia, para o projeto foi adotado o valor de 75 litros, superior em mais que 30%. Pois, assim o reservatório atende com segurança a capacidade para oito horas de ensaio, e caso haja necessidade de prolongar um dia de ensaio, esse poderá operar até um limite de 10 horas.

Após a determinação do volume de areia, foram definidas a geometria e as dimensões do coletor, Tab. 3.5. Foi escolhido o formato típico de silo de armazenamento de grãos. Nesse, a dimensão  $h_f$  representa a altura acima do elemento filtrante, ou seja, da parte que separa o fluido não filtrado do fluido filtrado. Com todas as dimensões do filtro coletor definidas, foi obtido o volume interno total de 145,3 litros.

Conforme ilustrado na Fig. 3.1, o filtro coletor é composto por três partes, a saber:

- Casco superior;
- Tronco de cone;
- Casco inferior.

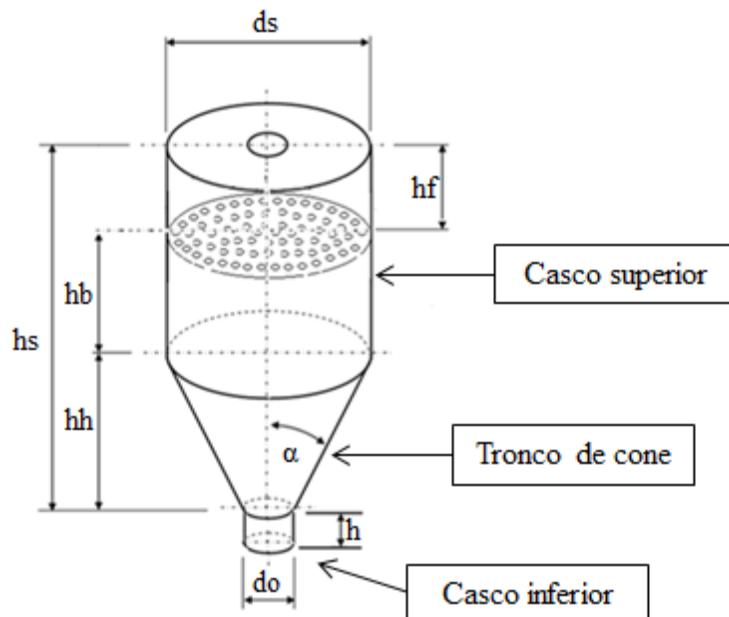


Figura 3.1 – Geometria do filtro coletor

Tabela 3.5 – Valores definidos para dimensões do filtro coletor

Item	Valor	Unidade
$ds$	450	mm
$hf$	180	mm
$hb$	610	mm
$hh$	164	mm
$h$	120	mm
$do$	220	mm
$\alpha$	35	°

### 3.3.2. Adequação à norma NR13 e ao código ASME - Seção VIII

Uma vez definida a geometria do filtro coletor, a próxima etapa foi avaliar se as exigências da NR13 (1995) devem ser aplicadas no projeto do filtro coletor.

a) Avaliação do produto Pressão (P) x Volume (V):

Conforme citado anteriormente, foi verificado o enquadramento na NR13 (1995). Para essa aplicação, a pressão máxima de trabalho é 10 bar (1000 kPa). Portanto:

$$P \cdot V = 1000 \cdot 0,1453 = 145,3$$

Como esse resultado é superior a oito, conclui-se que para o projeto desse equipamento, devem ser atendidas as exigências da NR13 (1995). Pois, de acordo com a referida norma, caso o resultado do produto  $P \cdot V$  seja superior a oito, o reservatório analisado é classificado como vaso de pressão. Em consequência, as exigências da NR13 (1995) são obrigatoriamente aplicadas a ele.

b) Classificação do vaso de pressão:

Uma vez que o filtro coletor é considerado um vaso de pressão, faz-se necessário identificar a sua categoria, seguindo a NR13 (1995), conforme anexo IV dessa norma regulamentadora. O item 1.2 da referida norma define que vasos de pressão são classificados em grupos de potencial de risco, em função do produto  $P \cdot V$ , porém, nesse caso, P é a pressão máxima de operação em MPa:

$$P \cdot V = 1 \cdot 0,1453 = 0,1453$$

Como o resultado é inferior a um, o reservatório é enquadrado no grupo 5. Ainda, segundo a NR13 (1995), o equipamento apresenta classe de fluido D. E com esses valores, de acordo com a Tab. 3.2, o vaso se enquadra na categoria V.

Segundo o código ASME (2010), seção VIII, divisão 1 (*Rules for Construction of Pressure Vessels*, parágrafo UG-27), é preciso definir se o vaso de pressão analisado enquadra-se para cálculos de pequena espessura ou grande espessura. Nas Tabs. 3.6 e 3.7 são apresentados os dados de projeto e do material utilizado. Foi selecionado como material para confecção do coletor um aço inoxidável, devido à sua razoável resistência à corrosão, propriedade necessária, uma vez que está prevista a utilização de água salgada em testes futuros.

Tabela 3.6 – Material selecionado para construção do filtro coletor

Material	Limite de Resistência a Tração, em MPa	Limite de Escoamento (S), em MPa
Aço inoxidável ASTM A316	515	205

Tabela 3.7 – Condições de Projeto para o filtro coletor de areia (Código ASME, 2010)

Pressão de Operação, em MPa	Pressão de Projeto (P), em MPa	Coeficiente de Eficiência de Solda (E)
1,00	1,20	0,85

O dimensionamento da espessura requerida dos vasos de pressão depende da eficiência de solda (E), que é um fator de redução da tensão admissível do material, aplicável ao material na junta soldada, em função do tipo e do nível do exame radiográfico que é realizado na solda. Sendo que quanto mais rígido é o exame radiográfico, maior o custo da inspeção, porém menor pode ser a espessura das paredes do vaso de pressão. Para esse projeto, foi determinada a utilização de solda de topo dupla e exame radiográfico parcial, condições que determinam um coeficiente de eficiência de solda de 0,85. Os cascos, em que a relação  $P > 0,385 \cdot S \cdot E$  são considerados de grande espessura. Onde P representa a pressão interna de projeto e S o limite de escoamento. Nesse caso, o vaso de pressão é calculado com critérios de pequena espessura.

As Eqs. (de 3.1 a 3.5) são utilizadas para determinação de espessura de parede para cilindro ( $e_c$ ), espessura de parede para tronco de cone ( $e_{tc}$ ), espessura de parede para tampo plano ( $e_{tp}$ ), pressão máxima de trabalho em cilindro ( $PMTA_c$ ) e pressão máxima de trabalho em tronco de cone ( $PMTA_{tc}$ ), respectivamente.

$$e_c = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (3.1)$$

$$e_{tc} = \frac{P \cdot R}{\cos(\alpha) \cdot S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (3.2)$$

Onde P representa a pressão de projeto e R o raio do cilindro.

$$e_{ip} = \left( d \cdot \sqrt{\frac{N \cdot P}{S}} \right) \quad (3.3)$$

Nesse caso,  $d$  representa o diâmetro e  $N$  é um fator adimensional, que depende do tipo de tampo e do sistema de fixação. Nesse projeto, como foi utilizado um flange cego com parafusos, foi utilizado o valor de 0,3 de acordo com o apêndice 2 do código ASME Seção VIII Div.1.

$$PMTA_c = \frac{S \cdot E \cdot e_a}{R + 0,6 \cdot e_a} \quad (3.4)$$

$$PMTA_{tc} = \frac{S \cdot E \cdot e_a \cdot \cos(\alpha)}{R + 0,6 \cdot e_a \cdot \cos(\alpha)} \quad (3.5)$$

Onde  $e_a$  representa a espessura de parede adotada.

Os valores de espessura de parede e pressão máxima de trabalho são detalhados na Tab. 3.8. Nota-se que os valores de espessura de parede adotados foram escolhidos de acordo com dimensões de espessuras de chapa comerciais e decidiu-se utilizar a mesma espessura para todo o corpo do vaso de pressão, ou seja, casco superior, casco inferior e tronco de cone, pois esse procedimento facilita o processo de soldagem.

Tabela 3.8 – Valores de espessura de parede e pressão máxima de trabalho

Elemento	Espessura de Parede calculada ( $e$ ), em mm	Espessura de Parede adotada ( $e_a$ ), em mm	Pressão Máxima de Trabalho (PMTA), em MPa
Casco superior	1,56	7,94 (5/16")	6,02
Tronco de cone	1,90	7,94 (5/16")	4,95
Casco inferior	0,76	7,94 (5/16")	12,06
Tampo superior	18,86	19,05 (3/4")	-
Tampo inferior	9,22	9,52 (3/8")	-

Baseado nos cálculos apresentados foi confeccionado o desenho tridimensional do filtro coletor de areia, Fig. 3.2.

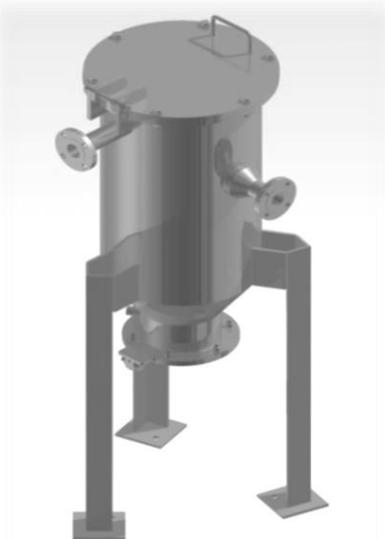


Figura 3.2 – Desenho tridimensional do filtro coletor de areia

### 3.3.3. *Filtragem de Areia*

Além do aumento da autonomia, houve a necessidade de utilizar um princípio de filtragem que fosse eficaz para diferentes fluidos de trabalho. Pois o modelo prévio, que utilizava um separador do tipo hidrociclone, era eficaz trabalhando com água, porém não apresentou bom rendimento quando foi utilizada uma mistura de água e glicerina com viscosidade de aproximadamente 80 centipoise, como fluido de trabalho (FRANCO, 2012)<sup>3</sup>. Dessa forma, foram avaliados diferentes sistemas de filtragem e decidiu-se utilizar filtragem forçada, na qual o fluido com partículas em suspensão é obrigado a passar por um elemento filtrante, nesse caso, um tecido poroso. Como ilustrado na Fig. 3.3, o filtro foi projetado com a entrada do fluido na câmara inferior e a saída na parte superior.

Foram inseridas duas válvulas para drenagem do fluido do coletor, sendo a válvula de dreno 1, localizada na posição imediatamente acima do nível de areia após oito horas de operação e a válvula de dreno 2 posicionada no cilindro inferior, para a drenagem de todo o fluido existente no filtro quando estiver cheio de fluido (ver Fig. 3.3).

---

<sup>3</sup> Informações gentilmente cedidas pela Petrobras

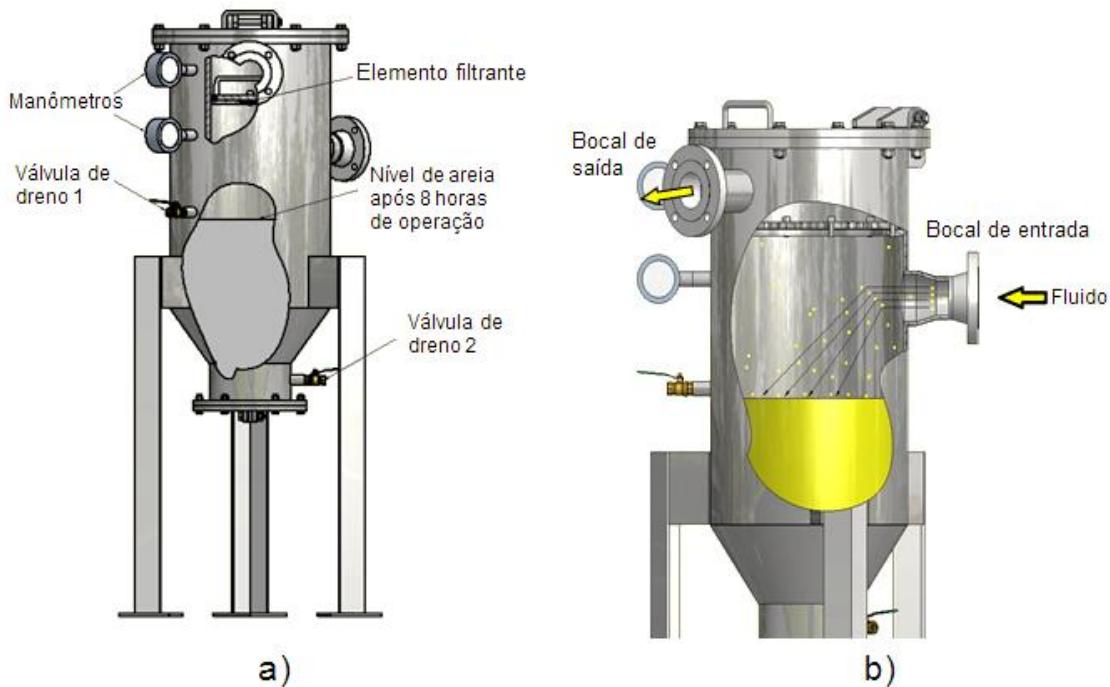


Figura 3.3 – Filtro coletor de areia desenvolvido: a) Principais componentes; b) Processo de separação de areia

Para verificação da perda de carga no filtro coletor durante o ensaio, foram instalados dois manômetros, sendo um na câmara superior do filtro coletor (saída do fluido) e o outro instalado na câmara inferior do filtro coletor (entrada do fluido). Dessa forma é possível verificar quando o elemento filtrante está saturado de areia, ou seja, quando esse está obstruindo a passagem do fluido, provocando uma maior perda de carga no sistema. Essa verificação é de fundamental importância, pois a perda de carga no filtro coletor influencia diretamente na vazão do circuito, que está correlacionada à concentração de areia dosada durante a realização do ensaio.

Nesse método de filtragem, a velocidade do fluido na entrada é fundamental para o sucesso da filtragem. Caso o fluido chegue ao coletor em velocidade baixa o suficiente, os grãos de areia podem decantar e acumular no fundo do reservatório do filtro, o que implica em um maior tempo para obstrução do elemento filtrante e menor perda de carga no filtro coletor durante o ensaio. Com o diâmetro nominal da tubulação do *Loop 2*, na região de instalação do coletor, de 3" (76,2 mm), a velocidade do fluido é de 0,37 m/s. Como solução, para reduzir a velocidade do fluido na entrada do coletor, foi utilizada uma redução concêntrica no bocal de entrada, em que a parte com maior diâmetro foi soldada ao casco do coletor, como ilustrado na Fig. 3.4. Foram estudadas várias combinações entre diâmetros para redução concêntrica e foi utilizada uma redução de 4" (101,6 mm) para 3" (76,2 mm) de

diâmetro, com o diâmetro maior do lado do coletor, reduzindo a velocidade do fluido para um valor confortável que garante a decantação da partícula. Teoricamente para uma vazão mássica do fluido de 110 kg/min (vazão nominal das bombas testadas no *Loop 2*), usando essa redução, a velocidade do fluido é de 0,22 m/s, de acordo com a equação da continuidade, considerando que o fluxo esteja em regime permanente.

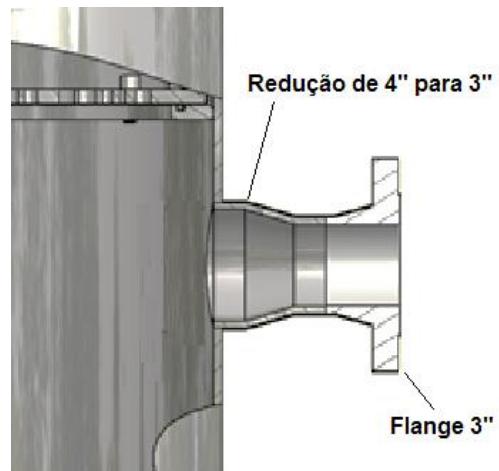


Figura 3.4 - Bocal de entrada do filtro coletor mostrando a redução utilizada

O filtro coletor foi fabricado com todas as características apresentadas acima. A Fig. 3.5 apresenta o filtro instalado no circuito hidráulico.



Figura 3.5. Filtro coletor de areia instalado no circuito de testes *Loop 2*

### 3.4. Projeto do reservatório do dosador de areia

Para a concepção do novo reservatório do dosador de areia, foi seguida a mesma metodologia adotada no projeto do filtro coletor. Porém serão apresentados apenas os dados básicos do projeto.

O projeto teve como objetivo a construção de um reservatório com volume suficiente para armazenar a quantidade de areia necessária para ter autonomia de quatro horas de ensaio, com o circuito operando com uma vazão de 110 m<sup>3</sup>/dia (Tab. 3.9). Um dos reservatórios, com menor capacidade (autonomia de uma hora), que já estava instalado foi mantido em série com o reservatório projetado para que não houvesse interrupções do ensaio durante o reabastecimento do reservatório de maior capacidade.

Tabela 3.9 – Dados utilizados no cálculo do volume de areia do reservatório do dosador

DADOS	VALOR	UNIDADE
Vazão máxima	110	m <sup>3</sup> /dia
Número de horas	4	horas
Concentração mássica	0,3	%
Densidade da água	1000	kg/m <sup>3</sup>
Densidade da areia molhada	2000	kg/m <sup>3</sup>

Na Tab. 3.10 estão descritos os principais parâmetros utilizados no projeto do reservatório: volume do reservatório, pressão e temperatura de operação e de projeto e a classificação do vaso de pressão seguindo as diretrizes da norma regulamentadora NR13 (1995).

Tabela 3.10 – Principais parâmetros utilizados no projeto do reservatório do dosador

Capacidade do reservatório		
Capacidade de areia	55	kg
Volume mínimo	28	L
Volume adotado	35	L
Condições de operação		
Pressão	10	bar
Temperatura	22	°C
Condições de projeto		
Pressão	12	bar
Temperatura	50	°C
NR-13		
Grupo de potencial de risco	5	
Classe do fluido	D	
Categoria	V	

Na configuração anterior, os reservatórios de areia estavam montados diretamente sobre uma tubulação de aço inoxidável 316L, com diâmetro interno 2" (50,8 mm), *schedule* 40, ou seja, todo o peso dos reservatórios estava sendo suportado diretamente pela tubulação. Porém, como o novo reservatório de areia possui dimensões e massa muito maiores que os reservatórios utilizados anteriormente. Deixar todo seu peso diretamente sobre a tubulação poderia prejudicar a integridade do circuito. Na Tab. 3.11 são informadas as massas do reservatório vazio, em operação com apenas fluido de trabalho (sem areia) e em operação cheio de areia.

Tabela 3.11 – Massa do reservatório do dosador de areia

Massa do Reservatório	
Vazio	57 kg
Operação sem areia	93 kg
Operação cheio de areia	112 kg

Para solucionar o problema, foram projetados dois suportes verticais no intuito de aliviar os esforços gerados sobre a tubulação, garantindo assim a integridade do circuito e também isolando possíveis movimentos laterais durante as operações de abastecimento do reservatório. A dificuldade encontrada para o projeto do suporte do reservatório de areia foi a falta de espaço físico na plataforma de teste. Assim, o suporte foi projetado em função do espaço existente e da ergonomia para o operador do equipamento na realização das diversas atividades durante a realização dos ensaios. Na Fig. 3.6 é apresentado o reservatório com o suporte.

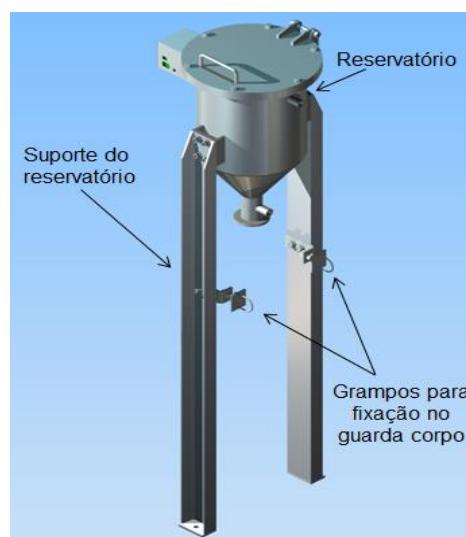


Figura 3.6 – Reservatório do dosador de areia com o respectivo suporte

O suporte projetado é composto por duas barras metálicas com perfil “U”. Uma das extremidades foi fixada nos suportes laterais do casco do reservatório, enquanto a outra extremidade foi fixada no piso da plataforma de teste. Para suportar possíveis cargas laterais, as colunas verticais foram engastadas utilizando grampos fixados no guarda corpo da estrutura da plataforma. Na Fig. 3.7 é apresentado o reservatório montado na plataforma de teste.

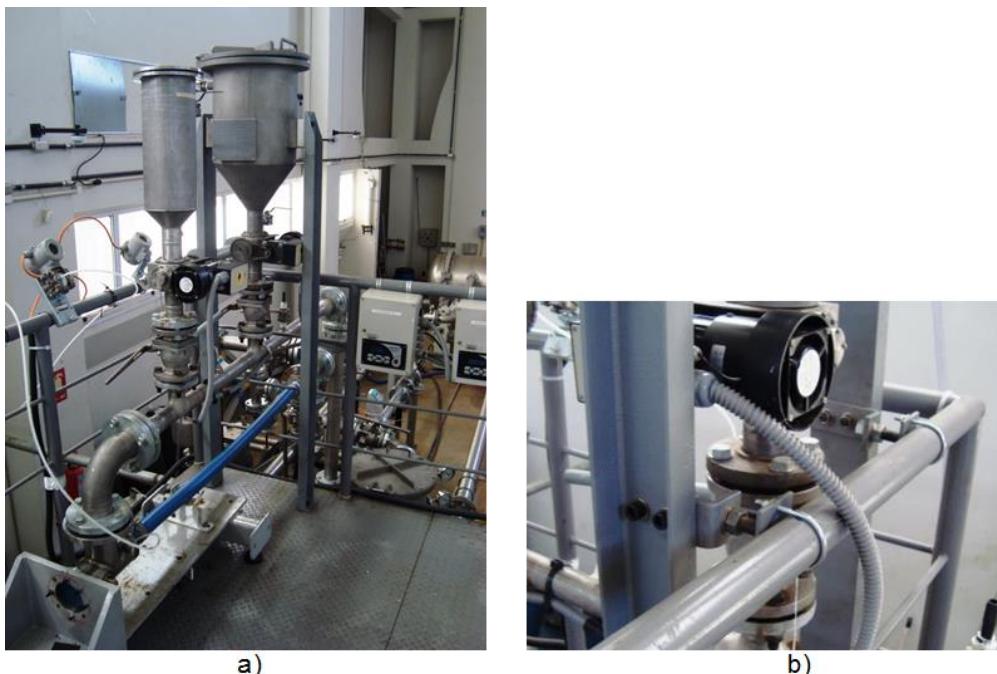


Figura 3.7 – Disposição dos equipamentos na plataforma do *Loop 2*: a) Dosadores de areia; b) Detalhe da fixação dos grampos no guarda corpo da plataforma

### 3.5. Nova estrutura do *Loop 2*

Com a finalização dos projetos do reservatório e do coletor fez-se necessário o projeto de arranjo da nova estrutura de tubulação do *Loop 2*, a fim de acoplar os novos componentes ao circuito de teste. O novo arranjo é apresentado de forma esquemática na Fig. 3.8. Uma comparação entre os circuitos antes e depois das adequações é apresentada na Fig. 3.9 e na Fig. 3.10 é apresentado o circuito atual.

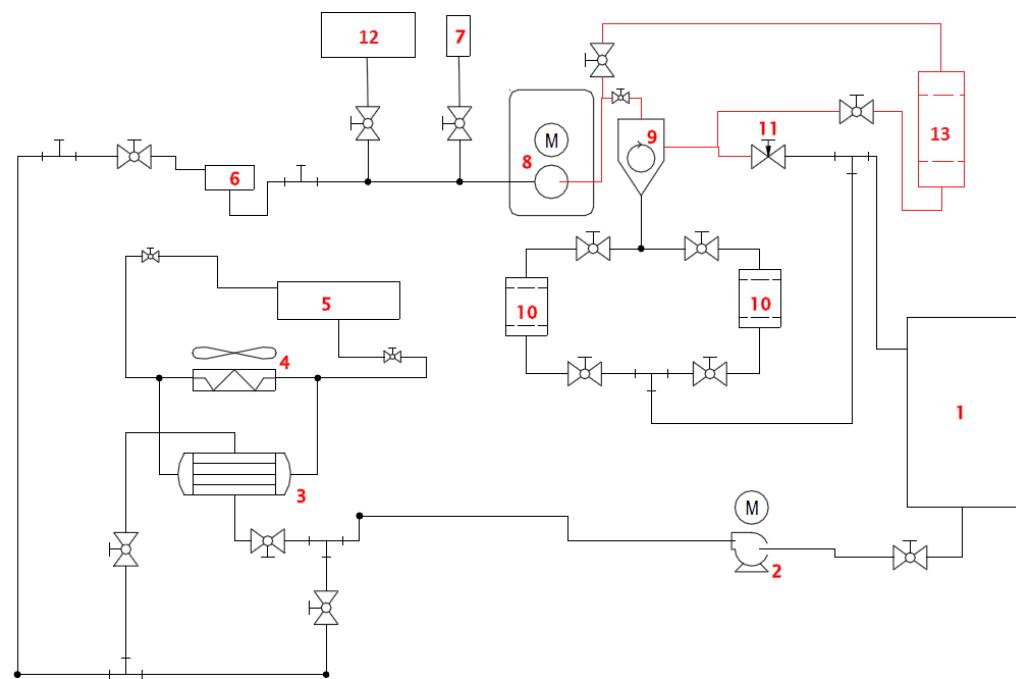


Figura 3.8 – Circuito de teste de erosão/corrosão para BCS reestruturado. 1 – tanque principal, 2 - bomba booster, 3 - trocador de calor, 4 – chiller, 5 – tanque do chiller, 6 – medidor de vazão, 7 – dosador de abrasivo, 8 – célula de teste (BCS, motor, torquímetro, encoder, sensores de pressão, temperatura e vibração), 9 – hidrociclone, 10 – coletor de abrasivo e 11 - válvula de restrição, 12 – novo reservatório do dosador de abrasivo, 13 – novo filtro coletor de areia.

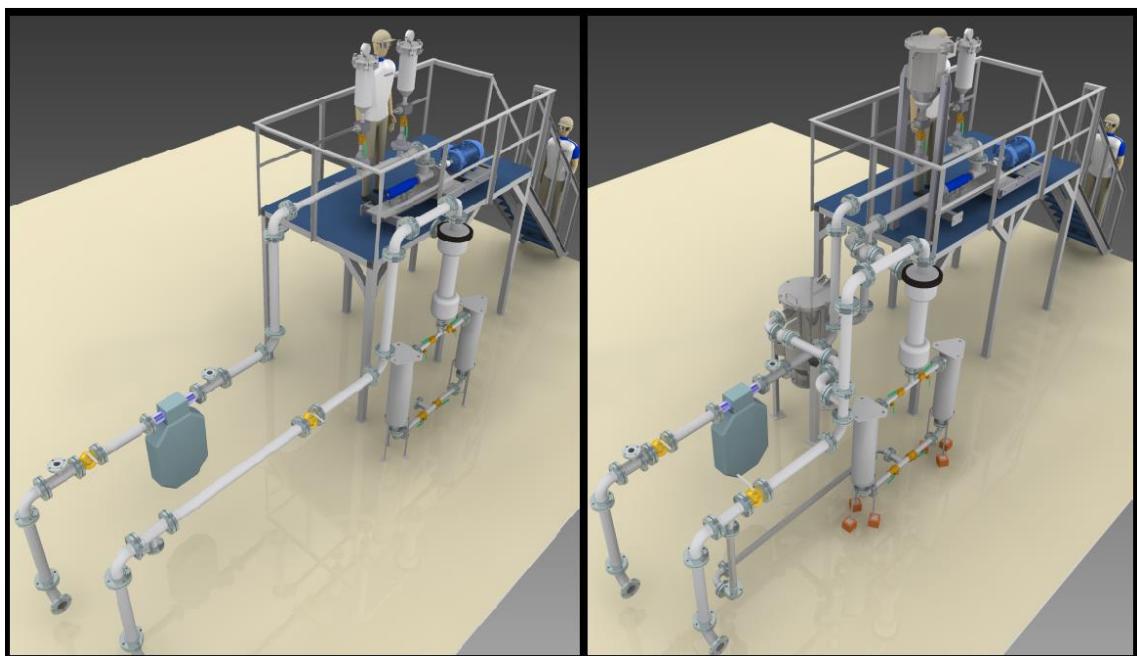


Figura 3.9 – Representação esquemática comparando os circuitos de teste antes e depois das adequações implementadas



Figura 3.10 – Estrutura atual do *Loop 2* com o filtro coletor e o novo reservatório do dosador instalados

# CAPÍTULO IV

## PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

A Fig. 4.1 apresenta um resumo das várias etapas realizadas no desenvolvimento do trabalho.

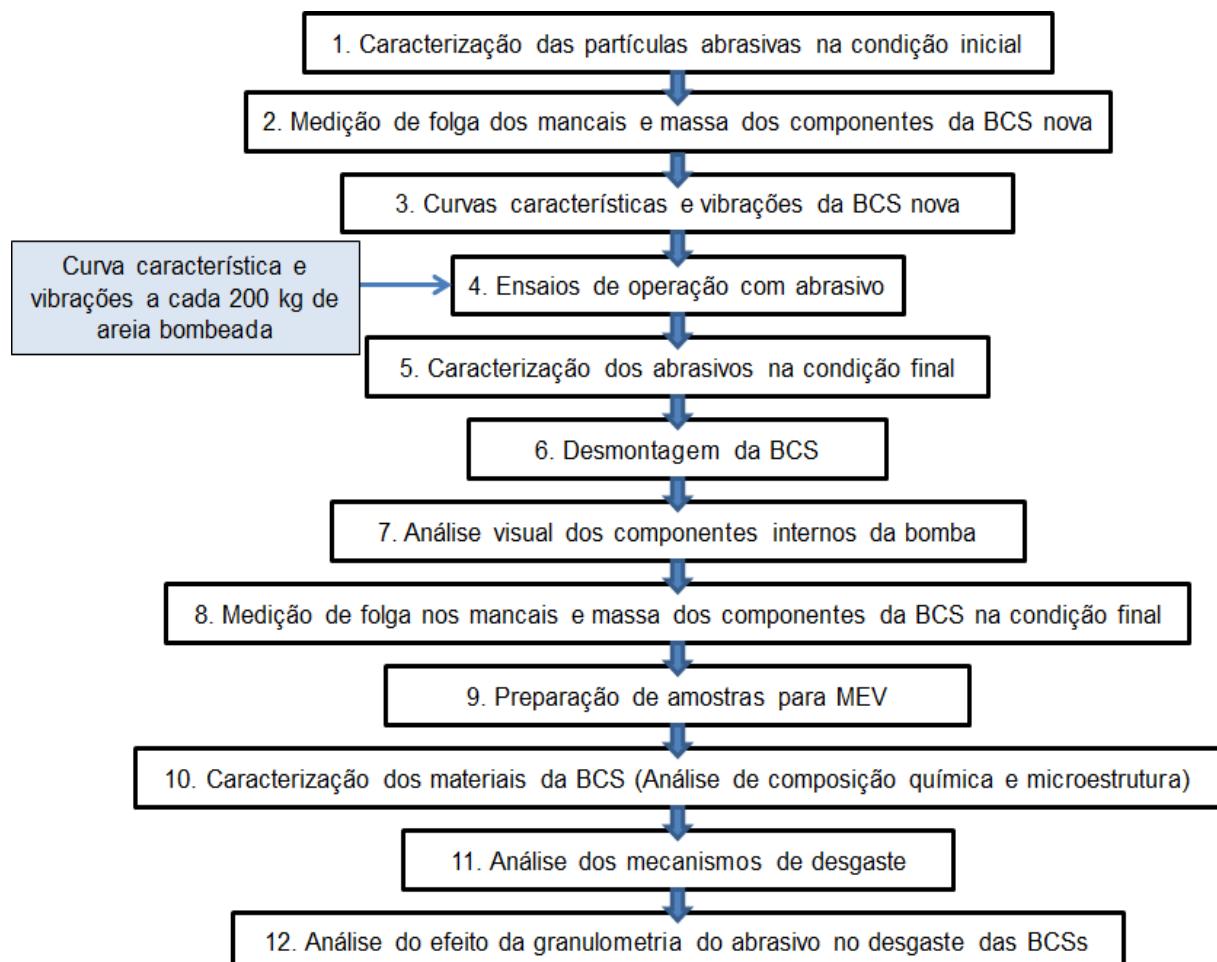


Figura 4.1 – Esquema resumindo as várias etapas realizadas no desenvolvimento do trabalho

Os procedimentos experimentais executados nesse trabalho envolveram a caracterização das partículas abrasivas, os ensaios de verificação do desempenho das bombas, os ensaios com abrasivos, o monitoramento das vibrações e as medições de folga dos mancais e de massa dos rotores e difusores. Além disso, são apresentados os procedimentos experimentais adotados na caracterização dos materiais das bombas e respectivos mecanismos de degradação.

#### **4.1. Caracterização das partículas abrasivas**

O objetivo desse procedimento foi caracterizar a dimensão e o formato dos abrasivos empregados nos ensaios de erosão, usando amostras de Areia Normal Brasileira.

##### *4.1.1. Areia normal brasileira*

A areia normal brasileira é um material de referência em ensaios de laboratório, sendo principalmente utilizado por laboratórios que realizam ensaios físico-mecânicos de cimento Portland. A utilização da areia normal brasileira como material de referência é estabelecida na norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 7215 (1996): Ensaio de cimento Portland: Método de ensaio, sendo empregada na moldagem de corpos-de-prova visando classificar o cimento de acordo com sua resistência mecânica à compressão, isto é, classe 25, 32 ou 40 MPa (IPT, 2014).

As propriedades da areia são padronizadas de acordo com a norma ABNT NBR 7214 (2012): Areia normal para ensaio de cimento. Essa norma especifica entre outras características, as frações granulométricas de cada classe da areia (Tab. 4.1). No processo de obtenção das diferentes granulometrias, a areia original passa por uma sequência de peneiras, as quais têm suas propriedades padronizadas pela norma ABNT NBR NM-ISO 3310 (2010): Peneiras de ensaio – Requisitos técnicos e verificação Parte 1: Peneiras de ensaio com tela de tecido metálico. Para poder ser utilizada no processo de separação por frações granulométricas, a areia original deve atender as condições expostas na Tab. 4.2, onde é determinada a porcentagem em peso de areia que deve ficar retida em cada peneira. Por fim, a fração granulométrica de areia é classificada de acordo com o número da peneira em que essa fica retida. Por exemplo, a areia fina é aquela fração de areia que fica retida na peneira número 100, a qual tem abertura nominal de 0,15 mm. A areia fina é denominada também de areia n° 100.

Tabela 4.1 – Classificação das frações granulométricas da areia de acordo com os valores de abertura nominal das peneiras em que ficam retidas (NBR 7214, 2012)

Material retido entre as peneiras de abertura nominal de	Denominação
2,4 mm e 1,2 mm	Grossa
1,2 mm e 0,6 mm	Média grossa
0,6 mm e 0,3 mm	Média fina
0,3 mm e 0,15 mm	Fina

Tabela 4.2 – Classificação das peneiras de acordo com a NBR NM-ISO 3310 (2010) e porcentagem de areia retida, acumulada em peso, que as amostras de areia ficam retidas em cada peneira (NBR 7214, 2012)

Peneira ABNT		Porcentagem retida, acumulada em peso
Nº	Abertura nominal em mm	
8	2,40	0
10	2,00	5 ± 5
16	1,20	25 ± 5
30	0,60	50 ± 5
50	0,30	75 ± 5
100	0,15	97 ± 3

Na execução dos ensaios com abrasivos da primeira bomba foi utilizada a areia nº 100 (fina) e nos ensaios da segunda bomba, foi aplicada a areia que não é retida na peneira da separação nº 100 (abertura de 150  $\mu\text{m}$ ). Como para essa areia não há denominação padronizada, essa será denominada aqui de areia extrafina. A areia nº 100 (150 - 300  $\mu\text{m}$ ) foi escolhida porque, de acordo com os resultados apresentados na Tab. 2.1, em um estudo de caracterização da areia recolhida no poço de petróleo do campo de Moréia, foi verificado que 78% das partículas têm dimensões dentro da faixa de 150 a 300  $\mu\text{m}$ . E a areia extrafina foi selecionada por ter partículas menores, de forma que fosse possível avaliar o efeito da granulometria das partículas no desgaste das bombas centrífugas submersíveis.

#### 4.1.2. Metodologia adotada na caracterização geométrica das areias

A Fig. 4.2 sumariza o processo de caracterização dos abrasivos, sendo este dividido em quatro etapas: 1) preparação das amostras, 2) aquisição de imagens, 3) análise das imagens e 4) tratamento estatístico.

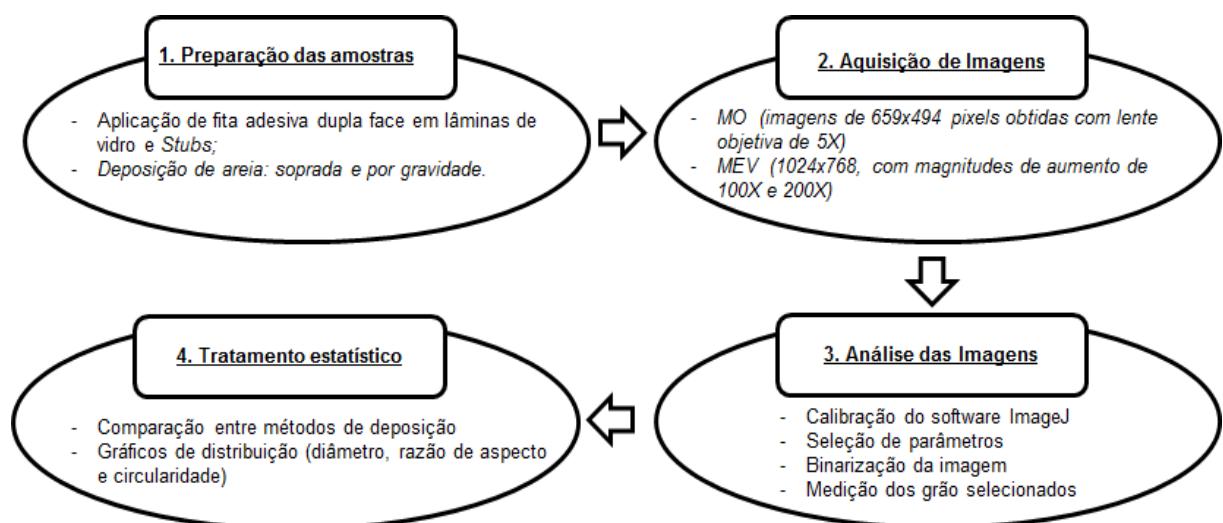


Figura 4.2 – Procedimentos adotados na caracterização das areias fina e extrafina

Conforme descrito no esquema da etapa 1, foram testadas duas formas de deposição de areia no porta amostra. Foram feitas deposições por sopro, em que através de um bico de plástico, na posição horizontal, as partículas eram sopradas contra um porta amostra que ficava 5 cm à frente da extremidade do bico; e por gravidade, em que as partículas de areia eram depositadas no porta amostra, caindo do bico, em posição inclinada, de uma distância de 5 cm. As amostras que foram preparadas para análises em Microscópio Óptico (MO) e em Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) são apresentadas na Fig. 4.3.

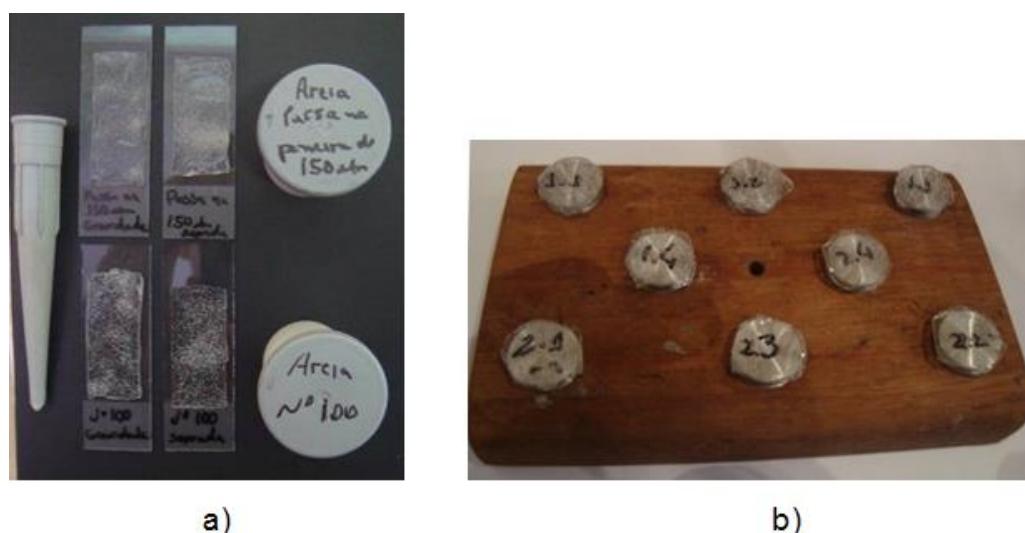


Figura 4.3 - Amostras de areia: a) Amostras analisadas no Microscópio Óptico; b) Amostras analisadas no MEV

Por apresentarem resolução e profundidade de foco melhores, foram selecionadas as imagens obtidas por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV), para realização das medições. Foram utilizadas ampliações de 100 vezes para a areia nº 100 e de 200 vezes para a areia extrafina.

As análises das imagens foram feitas com o *software* livre ImageJ. Utilizando esse *software*, foram realizadas as etapas descritas abaixo:

- a) Calibração do *software* para análises de imagens;
- b) Binarização das imagens;
- c) Seleção das partículas a serem medidas.

A calibração do *software* consiste em contabilizar o número de *pixels* contidos em uma distância conhecida. Assim, foram contabilizados os *pixels* contidos entre as extremidades das barras de comprimento de três imagens diferentes para cada tipo de areia. Nas imagens com ampliações de 100 e 200 vezes, as barras de comprimento apresentaram o valor de 100  $\mu\text{m}$ .

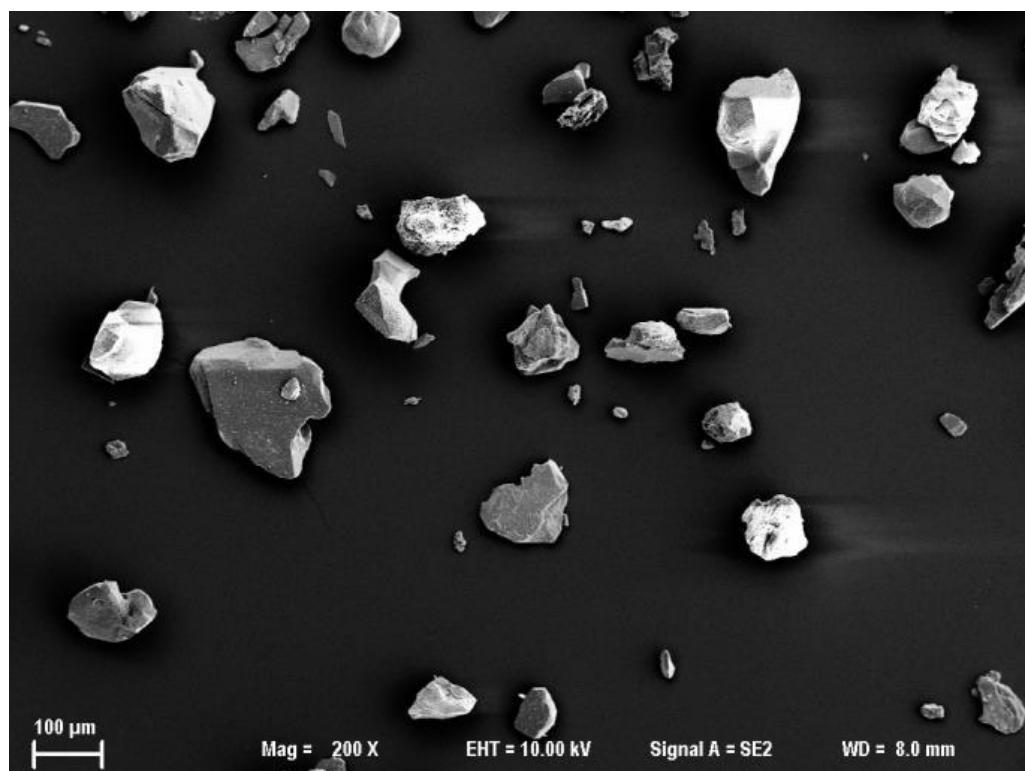
Foi realizada uma calibração para medir partículas a partir de imagens com ampliação de 100 vezes e uma para imagens com ampliação de 200 vezes. Na Tab. 4.3 estão apresentados os resultados das calibrações.

Tabela 4.3 – Calibração do *software* ImageJ para análise das imagens das amostras das areias nº 100 e extrafina obtidas por MEV

<b>Aumento 100x</b>	<b>Medição</b>	<b>nº pixels</b>	<b>Resolução (<math>\mu\text{m}</math>)</b>
<b>Areia nº 100</b>	1	34,000	2,941
	2	34,000	2,941
	3	34,000	2,941
	<b>Média</b>	<b>34,000</b>	<b>2,941</b>
	<b>Desvio Padrão</b>	<b>0,000</b>	<b>0,000</b>
<b>Aumento 200x</b>	<b>Medição</b>	<b>nº pixels</b>	<b>Resolução (<math>\mu\text{m}</math>)</b>
<b>Areia extrafina</b>	1	68,000	1,471
	2	68,000	1,471
	3	68,000	1,471
	<b>Média</b>	<b>68,000</b>	<b>1,471</b>
	<b>Desvio Padrão</b>	<b>0,000</b>	<b>0,000</b>

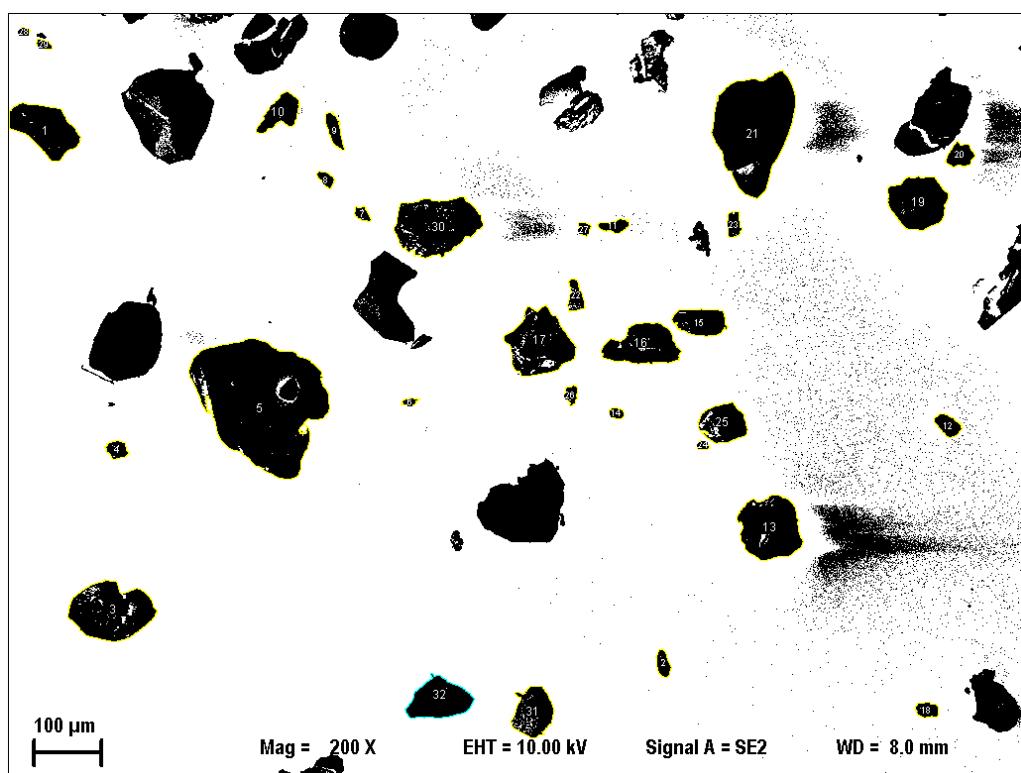
O comprimento do *pixel* define a resolução do sistema, uma vez que é a menor variação da grandeza medida no software. Portanto, para definir a resolução, foi feita a divisão do comprimento da barra pelo número de *pixels* encontrados nessa distância. Dessa forma, foram obtidas as resoluções de 2,941  $\mu\text{m}$  para as imagens com aumento de 100x e 1,471  $\mu\text{m}$  para as imagens com aumento de 200x.

Na Fig. 4.4 é apresentada uma imagem de areia extrafina obtida por MEV e em seguida a mesma imagem, após o processo de binarização, com os grãos selecionados para serem medidos. O software foi configurado para fornecer, para cada grão, os valores de Perímetro, Razão de Aspecto (RA) e Circularidade como resultados. Como o software não fornece o diâmetro médio de forma automática, esse foi obtido posteriormente, realizando a divisão do perímetro por  $\pi$  (pi).



a)

Figura 4.4 – Análise das imagens de uma amostra de areia extrafina, obtidas por MEV, com aumento de 200x, usando o software ImageJ: a) Imagem sem tratamento; b) Imagem binarizada com 32 grãos de areia selecionados



b)

Figura 4.4 – Continuação

#### 4.2. Bombas centrífugas testadas

Nesse trabalho foram realizados dois testes, utilizando bombas centrífugas do mesmo modelo, com a mesma configuração de montagem. As bombas empregadas tinham fluxo radial, diâmetro de 4" (101,6 mm), impelidores flutuantes, montadas com três estágios, um mancal radial e um mancal misto (axial e radial). Essa bomba é indicada pelo fabricante para aplicações onde se necessita de maior resistência à abrasão.

Na Fig. 4.5 é apresentada a curva característica, fornecida pelo fabricante, relativa às bombas testadas no escopo desse trabalho. Vale ressaltar que nessa curva estão determinados os valores para um estágio, sendo que para se obter os valores de Altura de Elevação e Potência no eixo é necessário fazer a multiplicação pelo número de estágios da bomba que se deseja avaliar. Como as bombas utilizadas nos ensaios aqui descritos possuem três estágios, para se identificar os valores de Altura de Elevação e Potência no eixo, esses devem ser multiplicados por três.

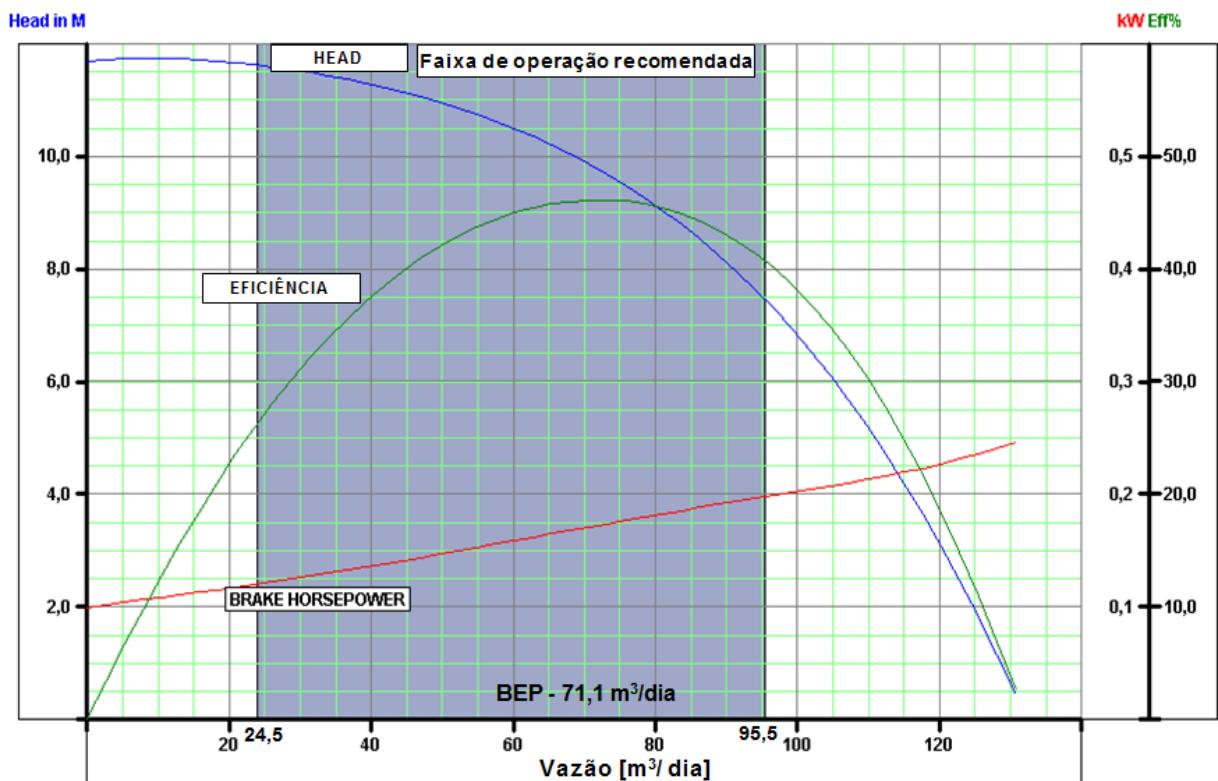


Figura 4.5 – Curvas de desempenho do modelo de bomba utilizado nos ensaios (BAKER HUGHES, adaptado)

#### 4.3. Procedimentos de verificação de desempenho das bombas

O procedimento usual de ensaio de verificação de desempenho de bombas tem como objetivo determinar o comportamento das mesmas. Esse procedimento é realizado na prática, para que o cliente possa avaliar se uma bomba adquirida, como nova, atende os requisitos da norma específica (API RP11S2, 1997), podendo de acordo com os resultados, ser aceita ou rejeitada.

No entanto os ensaios realizados nesse trabalho tiveram como objetivo avaliar as características iniciais das bombas, de tal sorte, a se poder acompanhar a sua evolução na medida em que essa vai sendo desgastada por partículas abrasivas.

Esses ensaios foram realizados em um circuito especialmente desenvolvido para a avaliação do desempenho de corrosão–erosão de bombas centrífugas submersíveis. Esse circuito foi apresentado nas Figs. 3.8 e 3.10 do capítulo anterior.

O ensaio de verificação de desempenho consiste em coletar os dados necessários para os cálculos da Altura de Elevação, da Potência no eixo e da Eficiência com a bomba

operando em diferentes vazões volumétricas. Com esses, pode-se, então, gerar a curva característica da bomba centrífuga.

A Altura de Elevação ou *Head* foi determinada pela Eq. (4.1), a qual é derivada da equação de Bernoulli, adaptada para bombas, desprezando o efeito da variação da energia cinética entre a sucção e a descarga da bomba.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (4.1)$$

Onde:  $H$  é a Altura de Elevação fornecida pela bomba em metros;

$\Delta P$ : é a diferença de pressão entre a sucção e a descarga da bomba em Pascal;

$\rho$ : é a massa específica do fluido em  $\text{kg/m}^3$ ;

$g$ : aceleração da gravidade em  $\text{m/s}^2$ .

Para o cálculo da Altura de Elevação foram obtidos dados fornecidos por dois sensores de pressão da SMAR, série LD302, modelo D4, com faixa de operação de 9 a 360 psi (62 a 2482 kPa). Um foi instalado na sucção e o outro na descarga da bomba (Fig. 4.6).

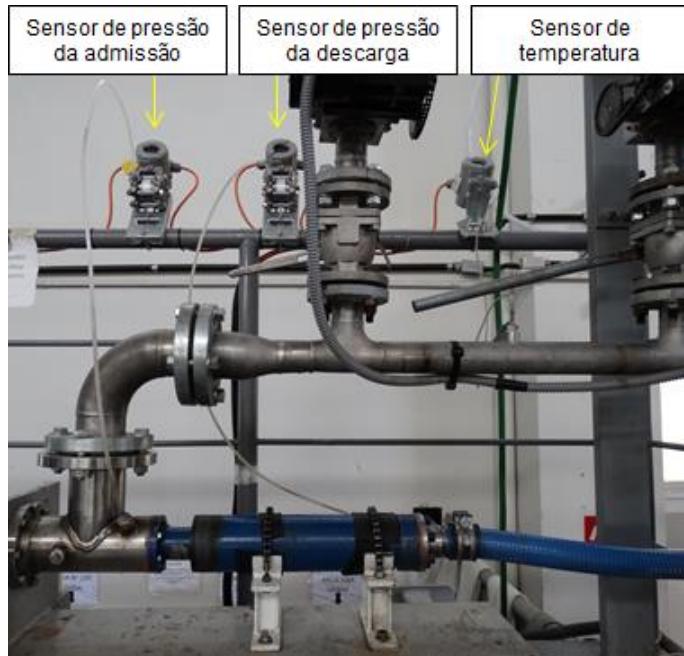


Figura 4.6 – Sensores de pressão absoluta instalados na admissão e na descarga da bomba

A Potência no eixo da bomba ( $P_e$ ), também denominada *Brake Horsepower* (BHP), foi calculada usando a Eq. (4.2), onde  $T$  representa o torque em N.m e  $\omega$  a velocidade angular do eixo em rad/s. Para o cálculo de  $P_e$ , os valores de torque foram adquiridos usando um transdutor de torque HBM, modelo T22, com faixa de 0-10 N.m. Esse foi instalado entre o motor e a bomba centrífuga, conectado por dois acoplamentos, sendo um acoplamento de disco do lado do motor e um acoplamento elástico do lado da bomba. Na montagem do transdutor de torque foi realizado o alinhamento entre os eixos do motor e da bomba de acordo com as recomendações do fabricante do sensor. A velocidade angular do eixo, por sua vez, foi determinada usando um *encoder* do modelo ROD-430 da HEIDENHAIN, instalado no motor elétrico. Ambos os sensores são indicados na Fig. 4.7.

$$P_e = T\omega \quad (4.2)$$

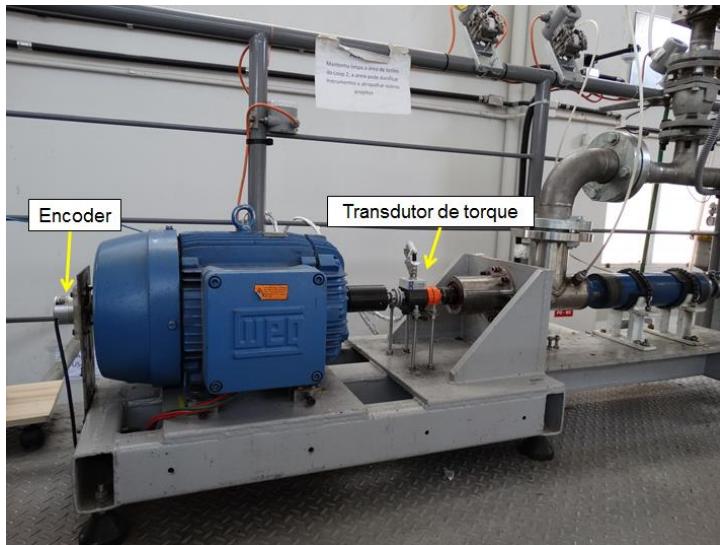


Figura 4.7 – Transdutor de torque e *encoder* instalados no circuito de testes

A vazão volumétrica ( $Q$ ) em  $\text{m}^3/\text{dia}$  foi obtida de forma direta por um sensor medidor de vazão eletromagnético da SIEMENS, modelo MAG 3100, instalado antes da sucção da bomba (ver Fig. 4.8).



Figura 4.8 – Medidor de vazão eletromagnético instalado no circuito de testes, antes da sucção da bomba

Uma vez que os valores de  $Q$ ,  $H$  e  $P_e$  são determinados, torna-se possível calcular a Eficiência, através da Eq. 2.1 que já foi descrita anteriormente.

O fluído de trabalho utilizado para realizar os testes descritos nesse trabalho foi água provinda da rede de água municipal, com pH de 7,23 e temperatura controlada para o valor de  $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , através de um sistema constituído de um trocador de calor e de um *chiller*.

O ensaio de desempenho consistiu em ajustar diferentes valores de vazão, através da válvula de controle de fluxo, do tipo gaveta, instalada em uma posição posterior à descarga da bomba, sendo que sempre que a vazão requerida estava ajustada, aguardava-se cerca de 30 segundos, tempo suficiente para a estabilização do fluxo para o regime laminar e procedia-se então com a aquisição dos dados, para a determinação das propriedades descritas acima.

Antes de o ensaio ser iniciado, era certificado que a temperatura estava estabilizada no valor estipulado, monitorando seu valor por cerca de cinco minutos. Em seguida, o ensaio era iniciado com a bomba centrífuga ligada, operando na rotação de interesse, com a válvula de controle totalmente aberta e a pressão na admissão da bomba de 0,03 bar. A pressão na admissão nessa condição é um valor mínimo suficiente para superar o NPSH (*Net Positive Suction Head*) requerido da bomba centrífuga. Essa pressão foi ajustada através do controle da rotação de uma bomba centrífuga *booster* que tinha a função de vencer as perdas de carga existentes entre o reservatório de fluido e a admissão da bomba centrífuga submersível. A condição inicial, descrita acima, é a de vazão máxima, sendo que após a coleta dos dados nessa condição, a válvula era ajustada em, pelo menos, mais nove

pontos, no sentido de fechamento da válvula, até que a válvula de controle fosse totalmente fechada. Em seguida, eram coletados, no mínimo, mais dez pontos, realizando a abertura da válvula até a mesma retornasse à condição de vazão máxima.

Dentre os pontos coletados no fechamento e na abertura da válvula de controle, devem estar presentes as cinco condições requisitadas pela norma API RP11S2 (1997), a saber:

- a) Vazão máxima;
- b) Máxima vazão recomendada pelo fabricante da bomba;
- c) Vazão de Eficiência Máxima (*Best Efficiency Point, BEP*);
- d) Mínima vazão recomendada pelo fabricante;
- e) Vazão nula (*shut off*).

Antes de iniciar a operação com abrasivo, ou seja, com a bomba na condição nova, e sempre que essa bombeava a quantidade de aproximadamente 200 kg de areia, era realizado um ensaio de verificação de desempenho. Para garantir maior confiabilidade aos dados em todas as etapas, o ensaio de verificação de desempenho foi repetido pelo menos três vezes, o que também possibilitou avaliar se a bomba estava apresentando comportamento estável naquele estágio do teste. Pois se todas as curvas geradas fossem semelhantes, a bomba estaria apresentando um comportamento estável, porém, se houvesse um desvio significante, em alguma curva, esse seria um indício de que a bomba já poderia estar apresentando instabilidade devido ao desgaste de seus componentes.

#### **4.4. Ensaio de operação com abrasivo**

O ensaio de operação com abrasivo foi a etapa do teste em que ocorreu a degradação dos componentes da bomba, pois durante esse, o fluido bombeado consistiu em uma mistura de água com areia, sendo que a quantidade de areia adicionada a água foi controlada para se obter uma determinada concentração mássica de areia em relação à água.

Para os ensaios realizados nesse trabalho foi empregada uma concentração mássica de areia em relação ao fluido de 0,17 %, a qual é cerca de 170 vezes maior do que o valor encontrado em poços de petróleo susceptíveis a instalação desses equipamentos (RIBEIRO, 2007). Esse valor de concentração foi escolhido por proporcionar desgaste

acelerado, de forma que o ensaio tivesse um tempo total hábil e por não promover alterações significantes em outras propriedades como viscosidade e pH do fluido, mantendo assim, o mesmo comportamento tribológico que acontece nas aplicações reais.

Durante a operação com abrasivo, a bomba centrífuga foi acionada com a rotação de 3.600 rpm. Na sequência, a pressão na entrada da bomba foi ajustada para o valor de 0,5 bar, e a temperatura do fluido em  $22^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ . Esse valor de pressão é necessário para o funcionamento adequado dos injetores de abrasivo, pois a calibração de dosagem dos injetores de abrasivo foi realizada nessa condição. Com relação à vazão volumétrica, quanto maior fosse o seu valor durante a realização do ensaio com abrasivo, maior seria a agilidade na execução dos testes, uma vez que poderia ser utilizada uma dosagem maior de abrasivos. Porém, a vazão é limitada pela faixa de operação recomendada pelo fabricante. Dessa forma, foi adotada a vazão de  $90 \text{ m}^3/\text{dia}$ , por estar dentro da faixa recomendada, próxima ao limite superior, que é de  $95,5 \text{ m}^3/\text{dia}$ , para esse modelo de bomba.

Antes do início dos testes foi necessária a realização da calibração dos dosadores para cada tipo de areia (areia n° 100 e extrafina), para que fosse possível controlar a dosagem de areia de acordo com a concentração mássica de 0,17 %. Durante a calibração, foi inserido um tubo polimérico flexível no lugar da bomba centrífuga, para completar o circuito hidráulico.

Para a medição da dosagem, o reservatório do dosador era abastecido com areia, e em seguida era realizada a leitura do nível de areia e após 25 minutos de operação do dosador era feita uma nova leitura de nível. Dessa forma determinava-se a vazão mássica de areia que fora misturada ao fluido de trabalho. Para cada dosador, trabalhando com cada tipo de areia, esse processo foi repetido cinco vezes para cada velocidade de rotação do mecanismo de dosagem. E para o levantamento da curva de calibração (ver Figs. 5.20 e 5.21), foram utilizadas cinco velocidades de rotação diferentes, que correspondem a 40 %, 60 %, 80 %, 100 % e 120 % da velocidade de rotação do sistema.

Para a realização dos ensaios com abrasivos, foram disponibilizados 200 kg de cada tipo de areia, sendo que para a reutilização de todo o conteúdo de areia de forma uniforme, foi seguido um procedimento desenvolvido pela equipe do LTAD. Tal procedimento consistiu em utilizar dois reservatórios (bombonas), ambos com volume de 200 litros, de forma que antes de iniciar o teste, toda areia disponibilizada foi inserida em um único reservatório. Assim, coletava-se areia desse para abastecer os dosadores, enquanto no outro reservatório era inserida a areia retida nos filtros durante os ensaios com abrasivo. E assim que o primeiro era esvaziado, o processo era invertido, ou seja, nesse era dispensada areia

dos filtros e no outro reservatório era apanhada a areia para abastecimento dos dosadores. Esse processo de reutilização da areia foi repetido até o final do teste.

#### 4.5. Monitoramento das vibrações

A norma API RP11S8 (2012) informa sobre os procedimentos para análise de vibração e os valores limites considerados aceitáveis para aquisição de uma bomba centrífuga submersível. No entanto, nesse trabalho, além de verificar a condição inicial da bomba, havia a intenção de entender o comportamento das vibrações ao longo dos testes, ou seja, como evoluem os valores dos picos de vibração com o desgaste dos mancais e estágios da bomba. Adicionalmente, esses resultados podem indicar critérios de parada do ensaio, evitando dessa forma a quebra de componentes e a consequente perda de informações.

Foram instalados nas bombas testadas, quatro acelerômetros da PIEZOTRONICS, modelo 352C67. Esses acelerômetros possuem alta sensibilidade (aproximadamente 100 mV/g), cobrindo uma faixa de 0,5 a 10 kHz. Conforme mostrado na Fig. 4.9, os acelerômetros A0 e A2 foram fixados em uma posição próxima ao primeiro mancal da bomba (entrada), defasados de 90°. E os acelerômetros A1 e A3 foram instalados do lado oposto, próximo ao segundo mancal (saída), também defasados de 90°.

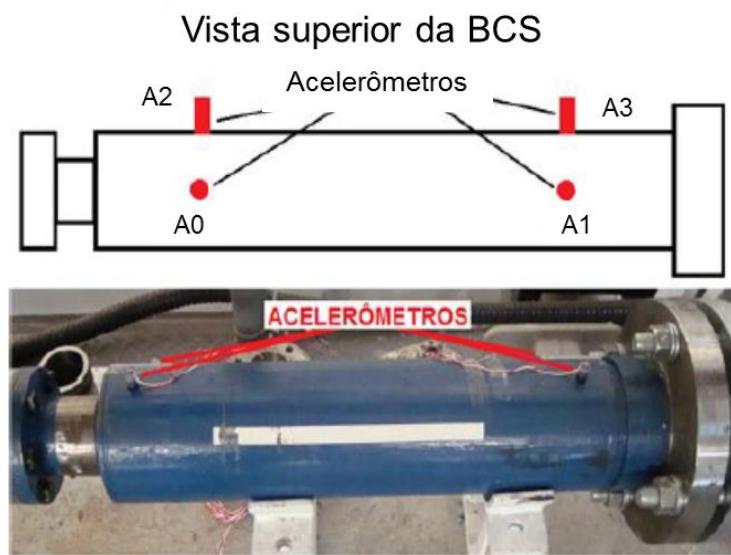


Figura 4.9 – Posicionamento dos quatro acelerômetros instalados na bomba centrífuga

Para coleta e análise dos dados de vibração, foi inserida, no programa supervisório do *Loop 2*, uma rotina que é executada de forma automática quando há um ensaio em andamento. Essa rotina faz a coleta dos dados de vibração com taxa de aquisição de 4096 Hz durante 160 segundos, obtendo dessa forma, 655 360 leituras. Após o término da aquisição dos dados, foi aplicada uma transformada de Fourier de baixa resolução para análise em frequência, conseguindo um espectro com resolução de frequência inferior a 0,01 Hz. Em seguida, foram salvos os picos de vibração em velocidade nas frequências (1; 2; 3; 4 e 5) x  $\Omega$ , onde  $\Omega$  representa a frequência de rotação da bomba. Dessa forma, a cada 160 segundos a rotina era executada, obtendo os valores desses picos de vibração em velocidade, juntamente com as respectivas frequências, em um arquivo de texto.

No programa supervisório do *Loop 2* também foi adicionada uma segunda rotina para realizar a coleta dos dados fornecidos pelos acelerômetros. Essa função é executada com o comando do operador. Quando executada, ela realiza uma amostragem do sinal dos acelerômetros, mantendo a taxa de aquisição de 4096 Hz por um intervalo de 160 segundos, obtendo o mesmo número de amostras. Nesse caso, são salvos em um arquivo de texto, os valores obtidos em aceleração no domínio do tempo, ou seja, as 655 360 leituras para cada acelerômetro. Assim, o operador pode fazer amostragens do sinal de vibração em momentos do ensaio que forem importantes e, com os dados obtidos diretamente dos acelerômetros, fazer o tratamento que julgar necessário.

Decidiu-se por utilizar os valores de picos de vibração fornecidos automaticamente pelo programa a partir da primeira rotina de aquisição e tratamento de dados para monitorar a bomba durante a operação com abrasivos. E com base nesses dados, foram geradas as curvas de evolução dos picos de vibração conforme a bomba era degradada. O procedimento para obtenção dos dados em cada estágio dos ensaios foi o seguinte:

- a) Foram selecionados os arquivos correspondentes aos reinícios do ensaio com abrasivo, após cada parada para realização de ensaio de verificação de desempenho, garantindo assim, que todos os pontos fossem condizentes com o sistema operando em uma mesma condição. Pois, sempre que se iniciava um novo ensaio com abrasivo a pressão na entrada da bomba e a vazão eram ajustadas para os valores pré-estabelecidos e os filtros eram limpos, evitando a imposição de uma restrição ao fluxo bombeado;
- b) Dos arquivos selecionados, foram utilizados 10 valores em sequência a partir do quinto. Os quatro primeiros foram excluídos, porque o tempo necessário para aquisição desses, dez minutos e quarenta segundos, foi adotado para o aguardo da

- estabilização das vibrações, podendo ser considerados apenas os dados obtidos após esse intervalo;
- c) Foram calculados as médias e os desvios padrão dos picos de velocidade de vibração para as frequências (1; 2; 3; 4 e 5) x  $\Omega$ .

Nas ocasiões em que eram realizados os ensaios para verificação de desempenho (curva característica), utilizando a segunda rotina de aquisição, eram coletados os dados dos acelerômetros, com o motor da bomba operando em 60 Hz, na condição de vazão máxima, ou seja, com a válvula de controle totalmente aberta e a pressão na entrada da bomba ajustada em 0,03 bar. Para se obter maior confiabilidade, as vibrações foram coletadas três vezes em cada oportunidade. Após aquisição dos dados, foi feita a mesma metodologia para processamento dos sinais, obtendo-se assim os espectros com resolução de frequência inferior a 0,01 Hz.

#### **4.6. Medições de folga nos mancais e massa dos componentes das bombas**

Para avaliação do desgaste de cada componente de forma isolada foram realizadas as medições das folgas nos mancais e das massas dos rotores e difusores, antes da montagem da bomba e após a finalização dos ensaios com abrasivo.

As bombas utilizadas nos ensaios possuíam um modelo de mancal misto, que tem função de absorver cargas axiais e radiais. Na montagem da bomba, é inserido um mancal a cada cinco estágios. No entanto, como as bombas utilizadas nos testes possuíam somente três estágios, foi utilizada apenas uma peça com função única de mancal (mancal 1), a qual é instalada próxima à admissão da bomba, antes do primeiro estágio. Porém, no lado oposto da bomba, há uma porca de compressão (mancal 2), que além de sua função principal, tem a função de mancal radial, evitando que o eixo fique em balanço. É importante ressaltar que o mancal 2 possui duas luvas. As peças descritas acima são apresentadas na Fig. 4.10.



Figura 4.10 – Mancais e luvas da bomba: a) Mancal 1; b) Mancal 2

As medições de folga dos mancais e de massa dos rotores e difusores foram realizadas em ambiente climatizado artificialmente, com temperatura de  $22\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$  e umidade relativa do ar de  $50\% \pm 5\%$ . Na Tab. 4.3 estão apresentados os sistemas de medição utilizados. Os respectivos certificados de calibração constam nos anexos.

Tabela 4.3 – Instrumentos de medição utilizados na avaliação dos componentes internos das bombas

Instrumento de medição	Modelo	Fabricante	Faixa de Medição	Resolução	Propriedades medidas
Micrômetro interno de três pontas	368-106	Mitutoyo	20-25 mm	0,005 mm	Diâmetro interno dos mancais
Micrômetro externo	103-137	Mitutoyo	0-25 mm	0,01 mm	Diâmetro externo das luvas dos mancais
Balança digital	Mark4100	Bel Engineering	0,20-4100 g	0,01 g	Massa dos rotores, difusores

Para a determinação das folgas nos mancais, foram realizadas cinco medições dos diâmetros externos das luvas dos mancais e cinco medições dos diâmetros internos dos mancais, sendo que a folga diametral foi determinada pela diferença entre os valores médios obtidos na medição de cada dimensão, e a folga radial, que foi o parâmetro monitorado, foi obtida pela divisão da folga diametral por dois, ou seja, é a metade da folga diametral.

As bombas A e B foram montadas inicialmente na oficina de BCSs da Petrobras, localizada em Mossoró/RN. Antes de realizar a montagem dos elementos na carcaça, foi

realizada apenas a medição de folga do mancal 1, não sendo realizadas as medições da folga do mancal 2 e das massas dos rotores e difusores. Após a finalização da etapa de montagem, as bombas foram despachadas para o LTAD, que fica localizado em Uberlândia/MG, onde foram realizados os testes. O teste da bomba A foi iniciado sem que fosse realizada qualquer intervenção na bomba, pois até esse momento, não havia no referido laboratório nenhuma pessoa capacitada para realizar a desmontagem e a montagem de uma bomba centrífuga submersível. Por isso não foram determinados os valores de folga do mancal 2 e de massas dos rotores e dos difusores. No entanto, antes do início do ensaio da bomba B, a Petrobras disponibilizou o procedimento operacional padrão utilizado pela empresa para desmontagem e montagem de bombas centrífugas submersíveis. Dessa forma, a bomba B foi desmontada antes do início de seus testes, para obtenção de todos os valores iniciais. Diante dessa situação, os valores iniciais da bomba A foram estimados de acordo com os valores médios obtidos para a bomba B.

#### **4.7. Procedimentos adotados na preparação de amostras para MEV e EDS**

Ao finalizar os testes, foram selecionados, para cada bomba, um difusor, um rotor e uma luva do mancal 1, para preparação das amostras que foram utilizadas na obtenção das micrografias.

Para ter acesso aos canais de escoamento de fluido nos rotores e nos difusores, as capas inferiores foram usinadas. Em seguida, foram obtidas amostras em tamanho adequado para MEV, realizando corte em um aparelho de corte abrasivo refrigerado. A Fig. 4.11 mostra os cortes realizados no difusor e no rotor do estágio 1 da bomba B. Finalizada essa etapa foi feita a limpeza dessas amostras, primeiro com detergente neutro e depois com álcool etílico em uma cuba de ultrassom por quatro minutos. Por fim, essas peças foram levadas ao MEV para geração das micrografias para análise de mecanismos de desgaste.



Figura 4.11 – Amostras de peças da bomba B, cortadas em dimensões compatíveis com o MEV: a) Difusor; b) Rotor

Também foram preparadas amostras para análise de composição química pela técnica EDS (*Energy Dispersive X-Ray Spectroscopy*), bem como para a análise das microestruturas dos materiais utilizados nos componentes das bombas. Para preparação dessas amostras, foram cortadas seções do rotor e do difusor em tamanhos reduzidos, que juntamente com as luvas dos mancais, foram limpas, primeiro com detergente neutro e após com álcool etílico em uma cuba de ultrassom por quatro minutos. As amostras do rotor e do difusor foram embutidas em baquelite. Em seguida, todas as amostras passaram pelo processo de lixamento com granulometrias 320, 400, 600 e 1200 *mesh*. Após o lixamento, as amostras foram polidas utilizando-se suspensões de diamante de 9, 6, 3 e 1  $\mu\text{m}$ , finalizando o processo de polimento com a suspensão de sílica coloidal 0,04  $\mu\text{m}$ , para obtenção de uma superfície livre de riscos e impurezas que dificultariam as análises. Na Fig. 4.12 são apresentadas as amostras do difusor e da luva do mancal após a preparação metalográfica. É importante ressaltar, que na luva, foi realizado apenas lixamento e polimento da superfície plana superior.

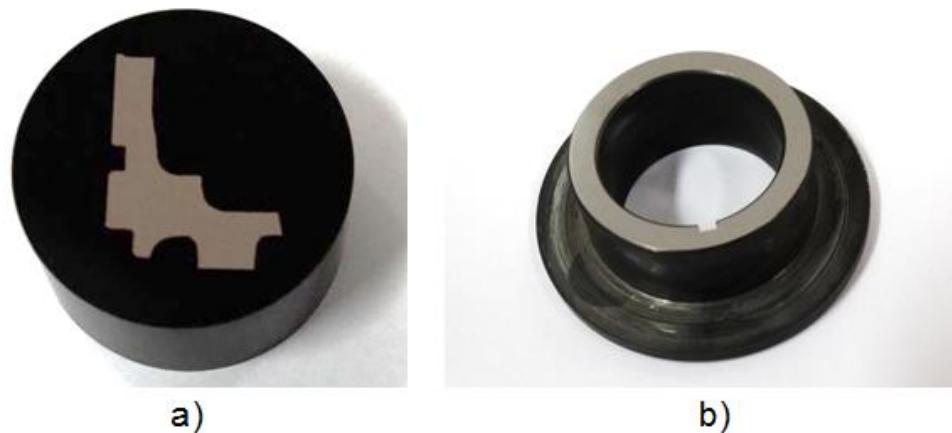


Figura 4.12 – Amostras do difusor e da luva do mancal 1 da Bomba B após o processo de preparação metalográfica: a) Seção do difusor 1 embutida em baquelite; b) Luva do mancal 1 com a superfície do topo polida.

O registro das micrografias para determinação de mecanismos de desgaste e microestruturas foi realizado em microscópio eletrônico de varredura de alta resolução, da marca Zeiss, modelo Supra 40, equipado com detectores de elétrons secundários, retroespalhados e raios-X (EDS).

# CAPÍTULO V

## RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1. Caracterização das partículas abrasivas

A Fig 5.1 apresenta uma imagem representativa da areia nº 100 e uma imagem da areia extrafina, ambas obtidas por microscopia eletrônica de varredura (MEV). Nota-se que ambas as areias apresentam formato angular (ver Fig. 2.33).

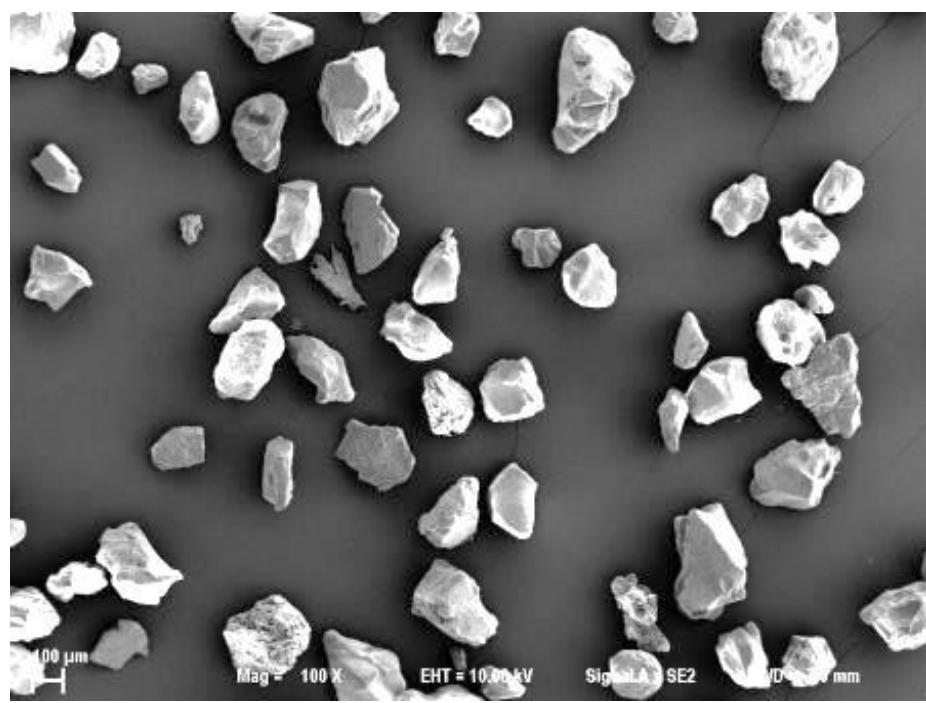
Para definir a melhor forma de deposição das partículas sobre a lâmina de vidro, foi preparada uma amostra para cada tipo de deposição (sopro e gravitacional). Para cada amostra, foram medidos os valores de diâmetro para 400 grãos.

Como se pode depreender dos resultados da Tab. 5.1 e da Fig. 5.2, a técnica de deposição soprada favorece a deposição de partículas mais leves (menores diâmetros), fazendo com que os valores de diâmetro médio sejam reduzidos. O mesmo comportamento foi observado para a areia extrafina. Por esse motivo, para todas as análises de caracterização das partículas abrasivas, foram utilizadas amostras com os grãos depositados por gravidade.

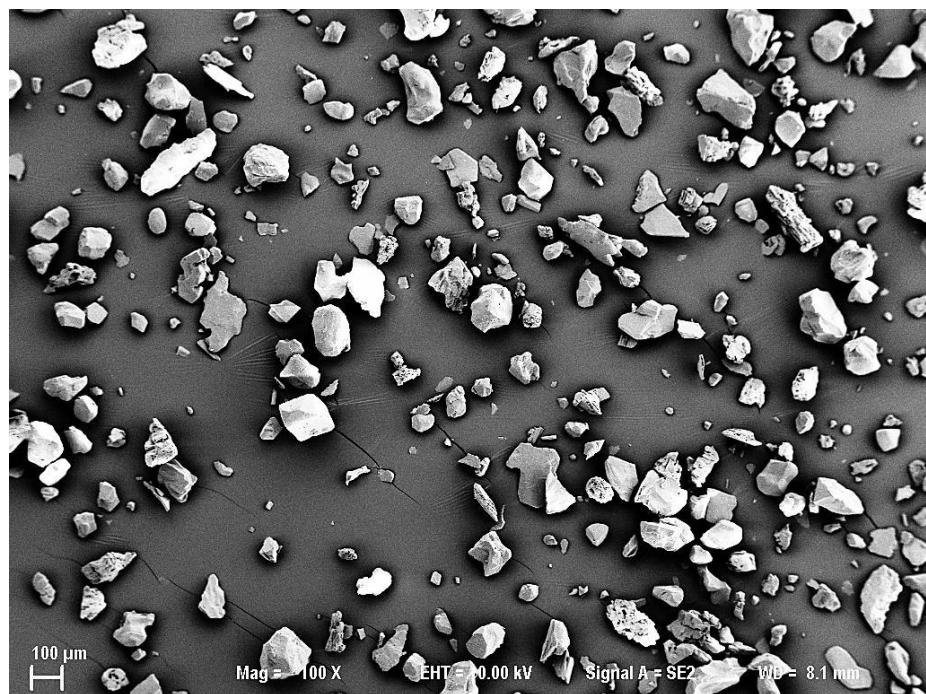
Adicionalmente, nota-se que ambas as curvas de distribuição de tamanhos apresentam maior ocorrência de abrasivos com tamanhos próximos ao diâmetro médio, 205,79  $\mu\text{m}$  para a amostra com deposição por sopro e 223,76  $\mu\text{m}$  para amostra com deposição por gravidade (ver Fig. 5.2).

Em seguida são apresentadas as análises feitas com as areias antes e depois dos ensaios de erosão. Para a primeira bomba testada, a qual será referida como Bomba A, foi utilizada areia nº 100 e na segunda, a Bomba B, foi utilizada areia extrafina, sendo que foram disponibilizados 200 kg de areia para a realização de cada ensaio. Como o primeiro teste consumiu 2676 kg de areia e o segundo teste 1033 kg, estima-se que as partículas das

areias n° 100 e extrafina tenham passado, pelo interior da bomba, 13 e 5 vezes, respectivamente.



a)



b)

Figura 5.1 – Imagens feitas com MEV, com ampliação de 100x: a) Areia n° 100; b) Areia extrafina

Tabela 5.1 – Valores de diâmetro médio da areia n° 100 medidos em amostras depositadas por sopro e por gravidade

Parâmetro medido	Soprada	Gravidade
Diâmetro médio ( $\mu\text{m}$ )	205,79	223,76

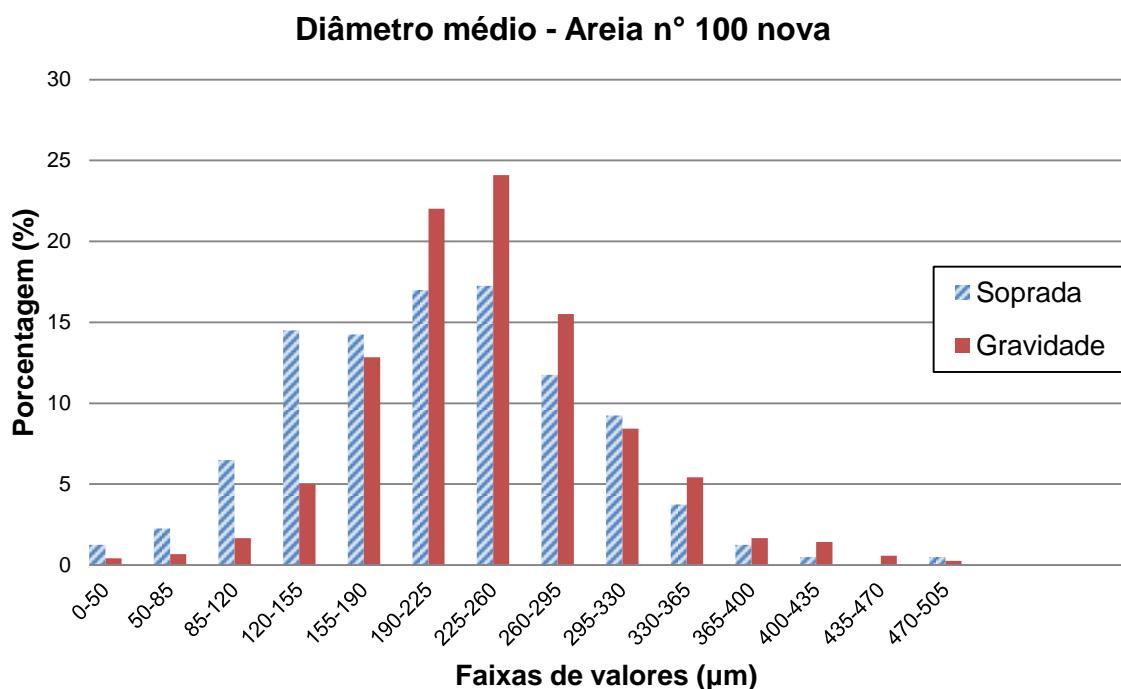


Figura 5.2 – Distribuição de tamanho de partículas para amostras depositadas por sopro e por gravidade para areia n° 100

Para cada tipo de abrasivo, foram coletadas três amostras antes da realização dos ensaios com abrasivo (areia nova) e mais três ao final dos ensaios (areia usada), sendo que em cada uma dessas amostras foram mensuradas 400 partículas. Nas Tabs. 5.2 e 5.3 são apresentados os resultados de média e desvio padrão dos valores dos parâmetros Diâmetro Médio, Razão de Aspecto e Circularidade calculados em cada amostra separadamente, para areia n° 100 e areia extrafina.

Nas Figs. de 5.3 a 5.8 são apresentados os gráficos de distribuição desses parâmetros, porém nessas análises foram considerados os valores obtidos em todas amostras, ou seja, foram utilizadas populações com 1200 elementos para cada tipo de areia.

Tabela 5.2 – Parâmetros de caracterização de partículas para a areia nº 100 nova e usada

Parâmetro	Nova		Usada	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
Diâmetro médio ( $\mu\text{m}$ )	225,27	4,62	230,39	18,04
Razão de Aspecto	1,48	0,02	1,49	0,04
Circularidade	0,70	0,01	0,69	0,01

Tabela 5.3 – Parâmetros de caracterização de partículas para a areia extrafina nova e usada

Parâmetro	Nova		Usada	
	Média	Desvio Padrão	Média	Desvio Padrão
Diâmetro médio ( $\mu\text{m}$ )	70,31	6,70	106,96	8,76
Razão de Aspecto	1,67	0,01	1,57	0,04
Circularidade	0,65	0,02	0,65	0,02

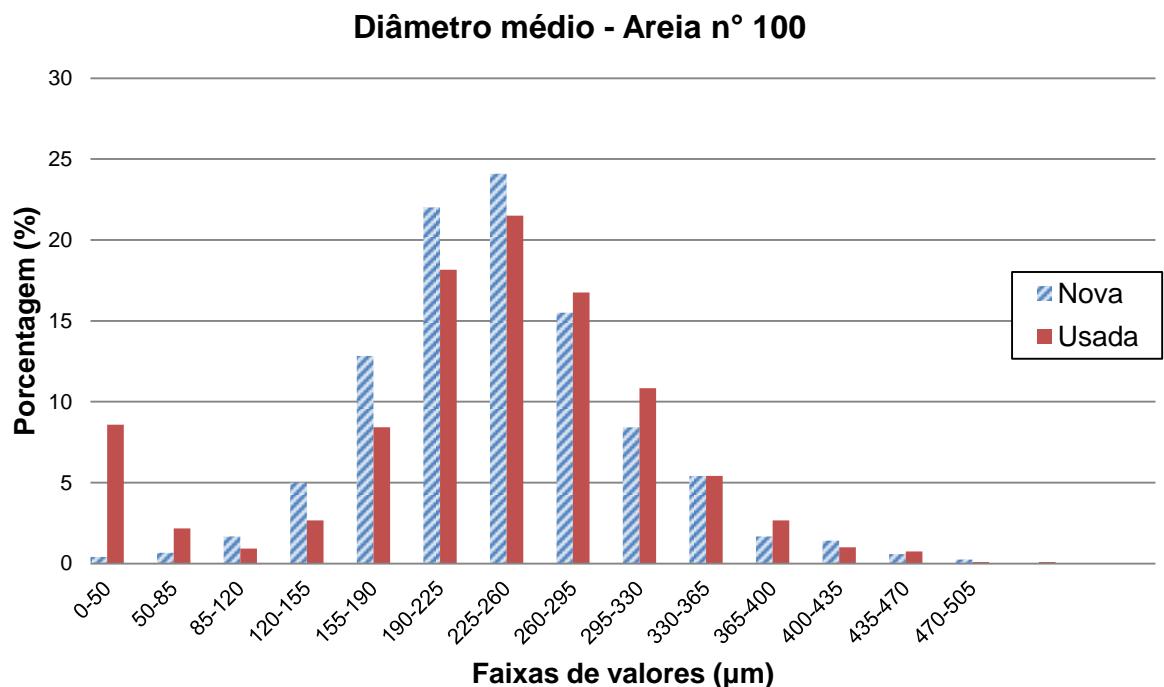


Figura 5.3 – Gráfico de distribuição dos valores de diâmetro para a areia nº 100 nova e usada

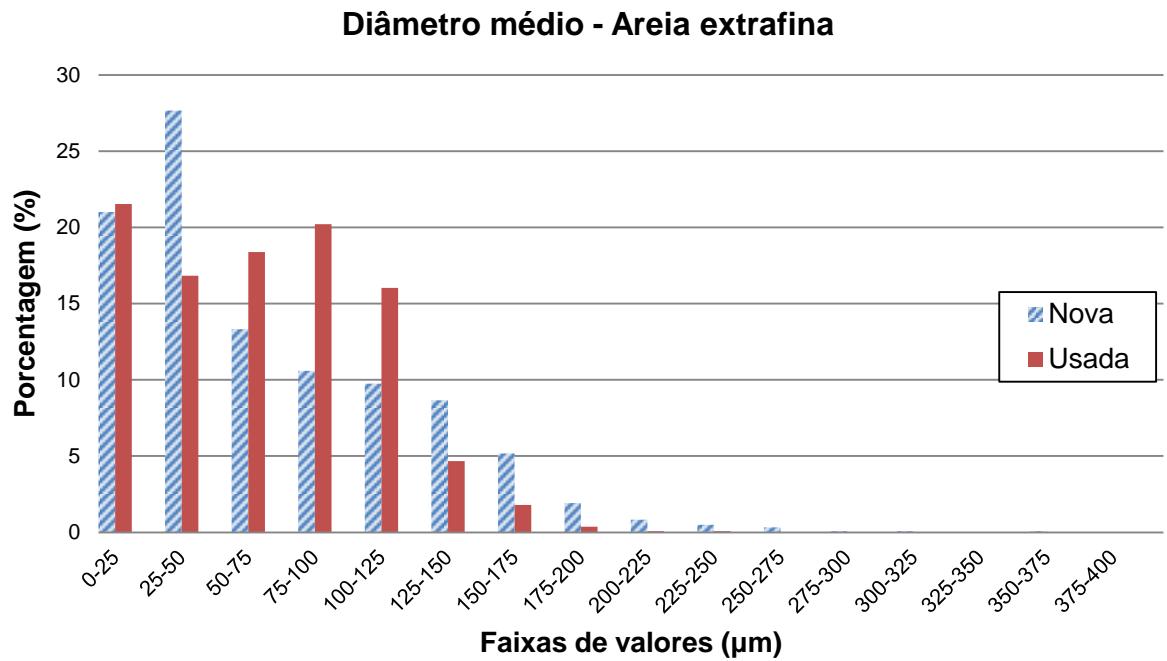


Figura 5.4 – Gráfico de distribuição dos valores de diâmetro para a areia extrafina nova e usada

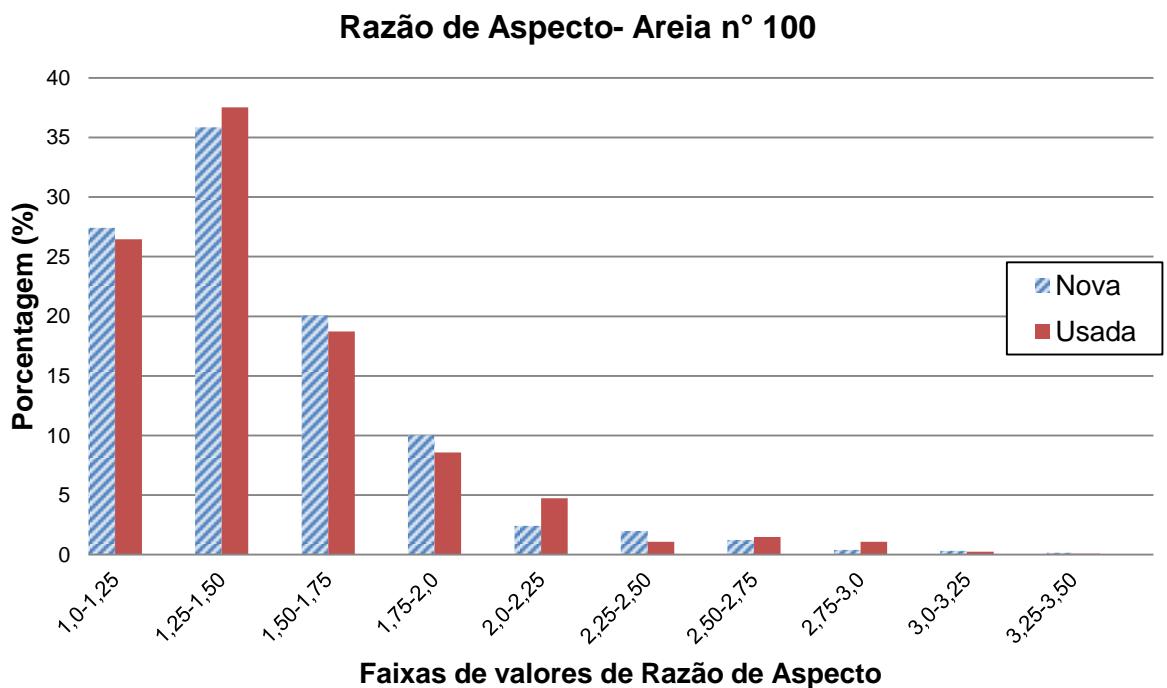


Figura 5.5 – Gráfico de distribuição dos valores de Razão de Aspecto para a areia n° 100 nova e usada

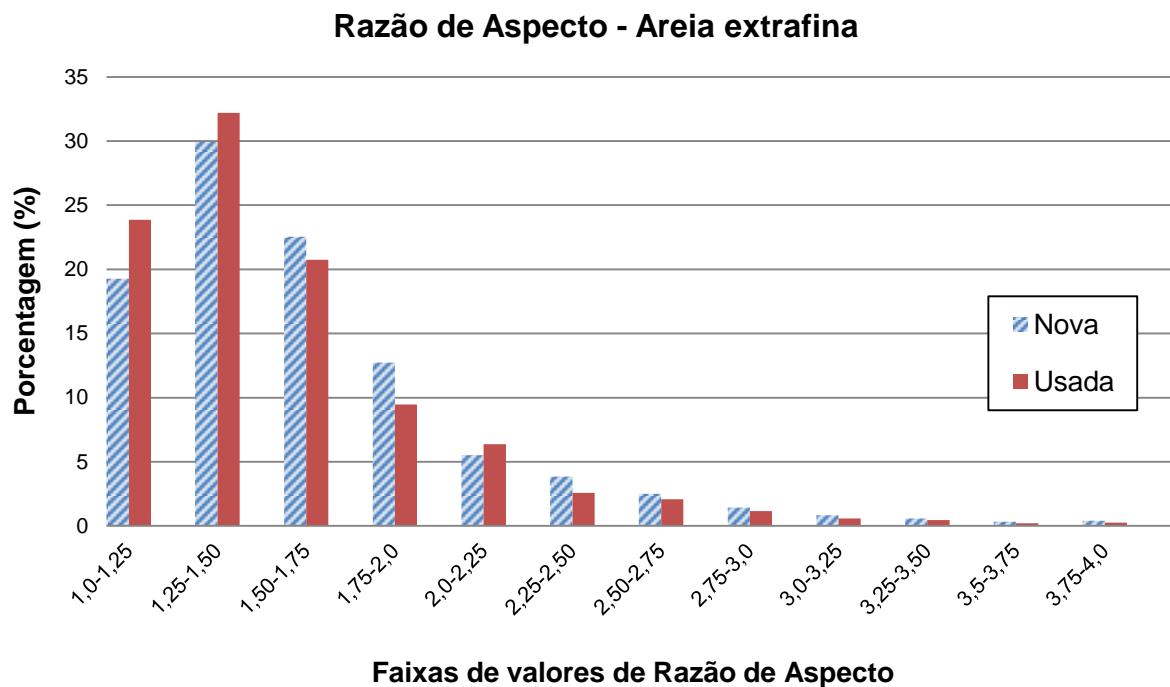


Figura 5.6 – Gráfico de distribuição dos valores de Razão de Aspecto para a areia extrafina nova e usada

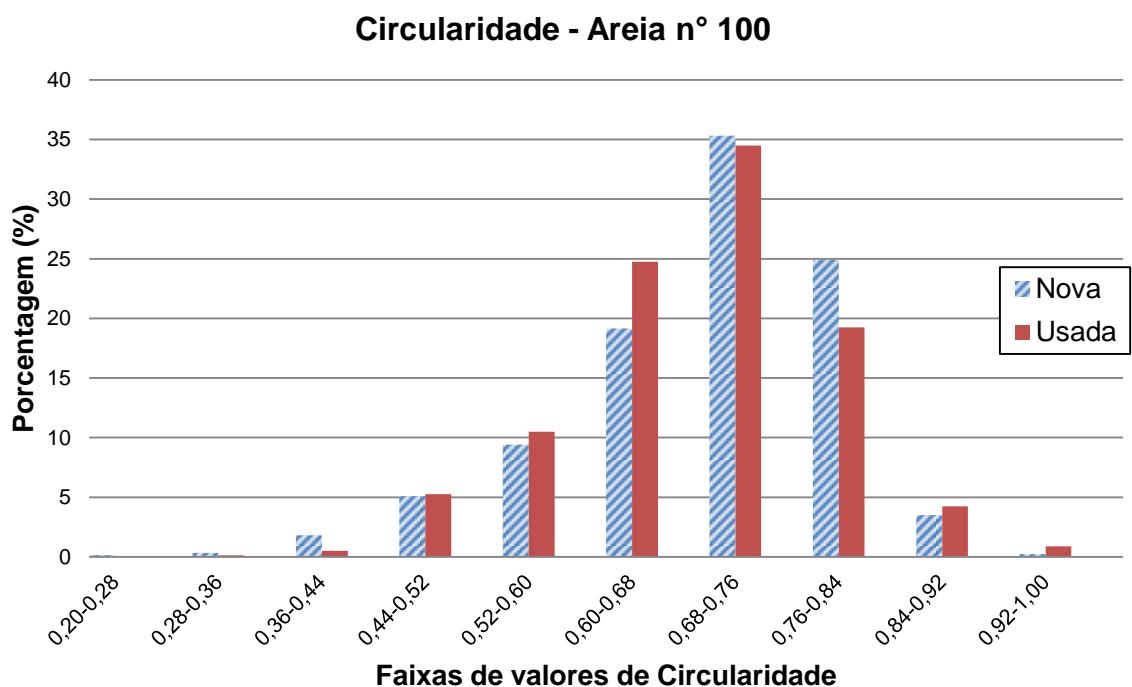


Figura 5.7 – Gráfico de distribuição dos valores de Circularidade para a areia n° 100 nova e usada

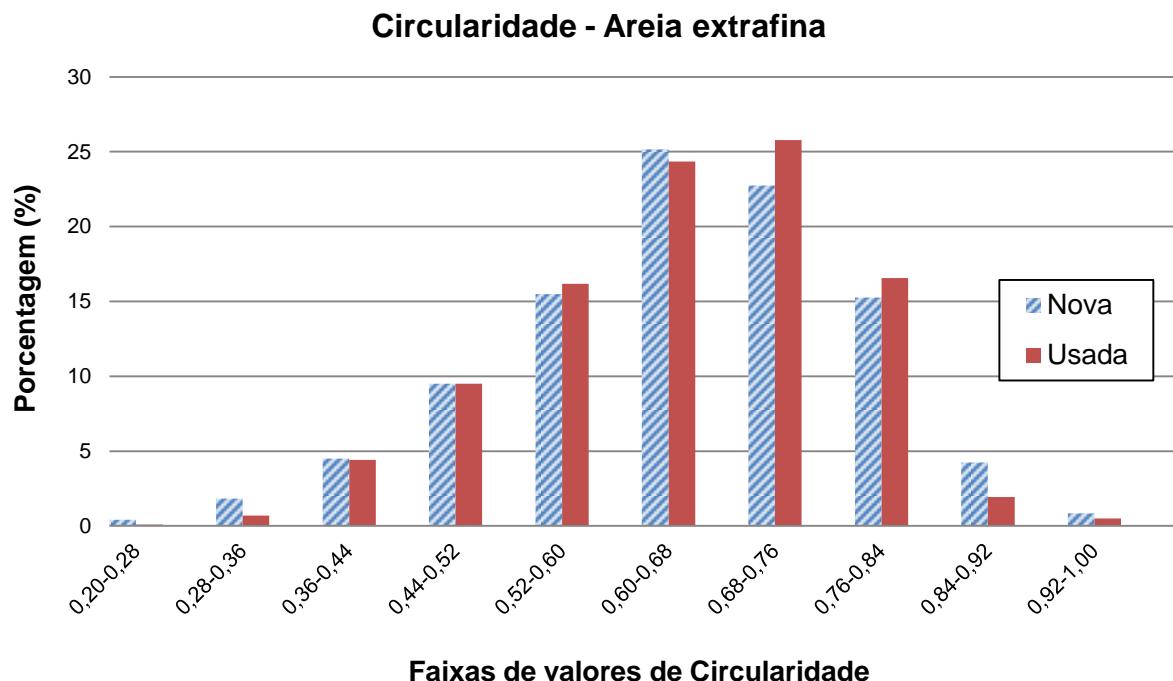


Figura 5.8 – Gráfico de distribuição dos valores de Circularidade para a areia extrafina nova e usada

Da Tab. 5.2, relativa à areia nº 100, nota-se que o diâmetro médio e a geometria do abrasivo não sofreram grandes alterações durante os ensaios de erosão das bombas. Todavia, nota-se na curva de distribuição de tamanho que há um aumento significativo de partículas pequenas, que se enquadram nas faixas de 0 - 50 µm e 50 - 85 µm, uma vez que a porcentagem acumulada de partículas com essas dimensões passou de 1,1 % para 10,8 %. Na Fig. 5.9 é apresentado um comparativo entre grãos dessa areia com ampliação de 100 vezes, usando MEV. Nota-se que os grãos representativos dessa areia após o ensaio de erosão se apresentam com as mesmas características das observadas antes do ensaio, especialmente no que se refere às arestas cortantes do abrasivo. Ou seja, as arestas cortantes não desapareceram, mantendo assim o poder erosivo da areia.

Ramos Neto e coautores (2002) avaliaram a resistência ao desgaste erosivo de ligas ferrosas usadas em sistemas de bombeamento de lama contendo cassiterita e observaram que a taxa de desgaste decrescia durante o ensaio devido, basicamente, à redução das arestas cortantes do abrasivo. Eles observaram que o diâmetro das partículas de areia não se alterou, mas a perda da aresta cortante levou a uma redução na taxa de erosão de cerca de 2/3.

Assim, no presente caso, acredita-se que as partículas de menor diâmetro possam estar associadas à fragmentação de alguma partícula durante o processo erosivo. Embora

não tenha representado uma redução significativa no valor do diâmetro médio das partículas, esse fenômeno afetou o desvio padrão, uma vez que esse passou de 4,62  $\mu\text{m}$ , nas medições realizadas com areia nova, para 18,04  $\mu\text{m}$ , nas medições feitas com areia usada. Essas partículas menores são indicadas por setas na Fig. 5.9.

Para a areia extrafina, foi observado um aumento no valor do diâmetro médio, de 70  $\mu\text{m}$  na condição inicial, para 107  $\mu\text{m}$  na condição final (ver Tab. 5.3). Tal fato aconteceu, muito provavelmente, devido à dificuldade de retenção das partículas menores que 50  $\mu\text{m}$  nos filtros, pois uma fração dessas partículas não foi retida nos elementos filtrantes dos filtros. Observando o gráfico de comparação entre a areia nova e usada (Fig. 5.4), percebe-se que as porcentagens de grãos na faixa de 0 - 25  $\mu\text{m}$  ficaram próximas, porém houve uma redução considerável na faixa de 25 - 50  $\mu\text{m}$  da areia usada. É evidente que houve, para os grãos da faixa de 0 – 25  $\mu\text{m}$ , o mesmo problema de filtragem que houve para os da segunda faixa, porém não aconteceu uma redução nessa faixa. Uma provável causa foi a decantação de partículas na faixa de 25 – 50  $\mu\text{m}$  no reservatório do *Loop 2*. Pois ao passarem pelos elementos filtrantes, as partículas foram arrastadas pelo fluido até o reservatório, onde as partículas com maiores massas foram decantadas enquanto que as partículas mais leves permaneceram suspensas no fluido bombeado.

Da Fig. 5.10, nota-se também que as partículas mantêm suas arestas cortantes, mas há claramente uma redução na quantidade de partículas de menores. Isso explica o aumento no diâmetro médio observado na Tab. 5.3.

Com o intuito de investigar se houve alterações de formato das partículas abrasivas durante a realização dos ensaios com abrasivos, foram realizados testes de significância, utilizando a distribuição *t* de Student, com nível de significância de 5% conforme recomendado por Duarte e Meola (2007). Durante o teste foram comparados os valores de Razão de Aspecto (RA) e de Circularidade das amostras de areia nova e de areia usada (ver Tab. 5.4). Em todos os testes, foi considerada como hipótese nula, a igualdade das médias amostrais da areia nova e da areia usada. Os testes foram realizados com o auxílio do software Excel.

Diante dos resultados dos testes de significância, caso o valor de  $T_e$  estivesse fora do intervalo de confiança ( $-T_{\alpha/2}; T_{\alpha/2}$ ), ou seja,  $T_e < -T_{\alpha/2}$  ou  $T_e > T_{\alpha/2}$ , a hipótese nula ( $H_0$ ) deveria ser rejeitada. Caso contrário, se  $T_e$  estivesse dentro do intervalo de confiança,  $H_0$  deveria ser aceita. Onde  $T_e$  representa a variável do teste estatístico e  $T_{\alpha/2}$  representa o limite do intervalo de confiança para a distribuição *t* de Student.

A Tab. 5.4 mostra que  $H_0$  foi rejeitada apenas no teste feito para a Razão de Aspecto da areia extrafina, indicando que as médias amostrais obtidas antes e após os

ensaios são estatisticamente diferentes. No entanto, como  $H_0$  foi aceita para a Circularidade da mesma amostra, não é possível afirmar que houve uma alteração relevante do formato das partículas dessa areia.

Tabela 5.4 – Resultado do teste de significância realizado para investigar se houve alteração no formato das partículas abrasivas no decorrer dos ensaios com abrasivos.

Tipo de Areia	Areia n° 100			Areia extrafina		
	Parâmetro	$T_e$	$T_{\alpha/2}$	Avaliação	$T_e$	$T_{\alpha/2}$
Razão de Aspecto	-0,132	1,066	Aceita $H_0$	4,065	1,066	Rejeita $H_0$
Circularidade	0,575	1,066	Aceita $H_0$	-0,090	1,066	Aceita $H_0$

De acordo com os gráficos de distribuição de Razão de Aspecto e Circularidade (Figs. de 5.5 a 5.8) e com os resultados dos testes de significância para as duas areias empregadas nesse trabalho, pode-se concluir que não houve alteração significativa de forma geométrica, o que pode ser confirmado pelas Figs. 5.9 e 5.10.

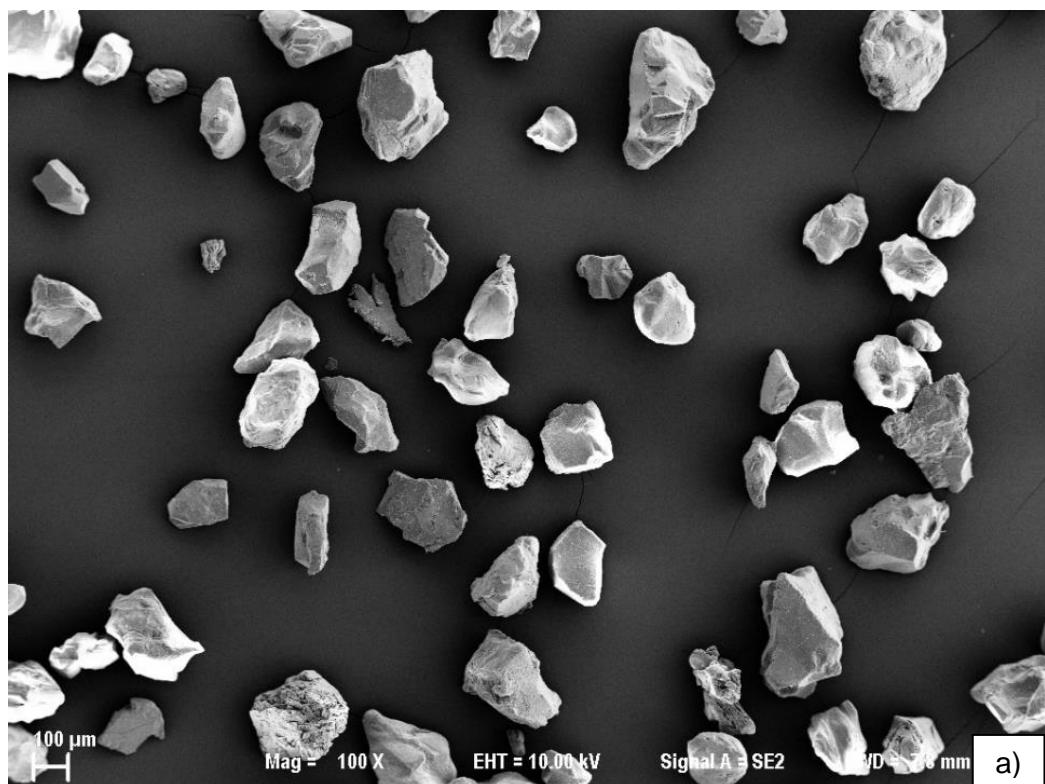


Figura 5.9 – Areia n° 100: a) Antes dos ensaios e b) Após ensaio de desgaste erosivo, MEV

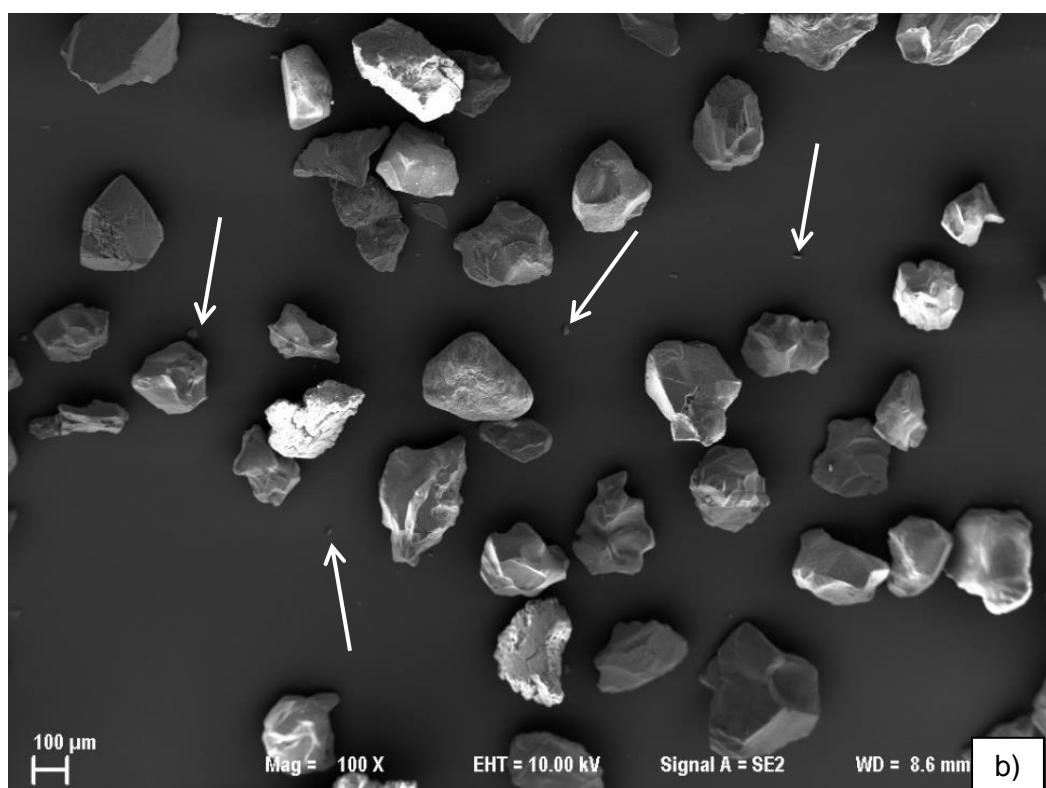


Figura 5.9 – Continuação

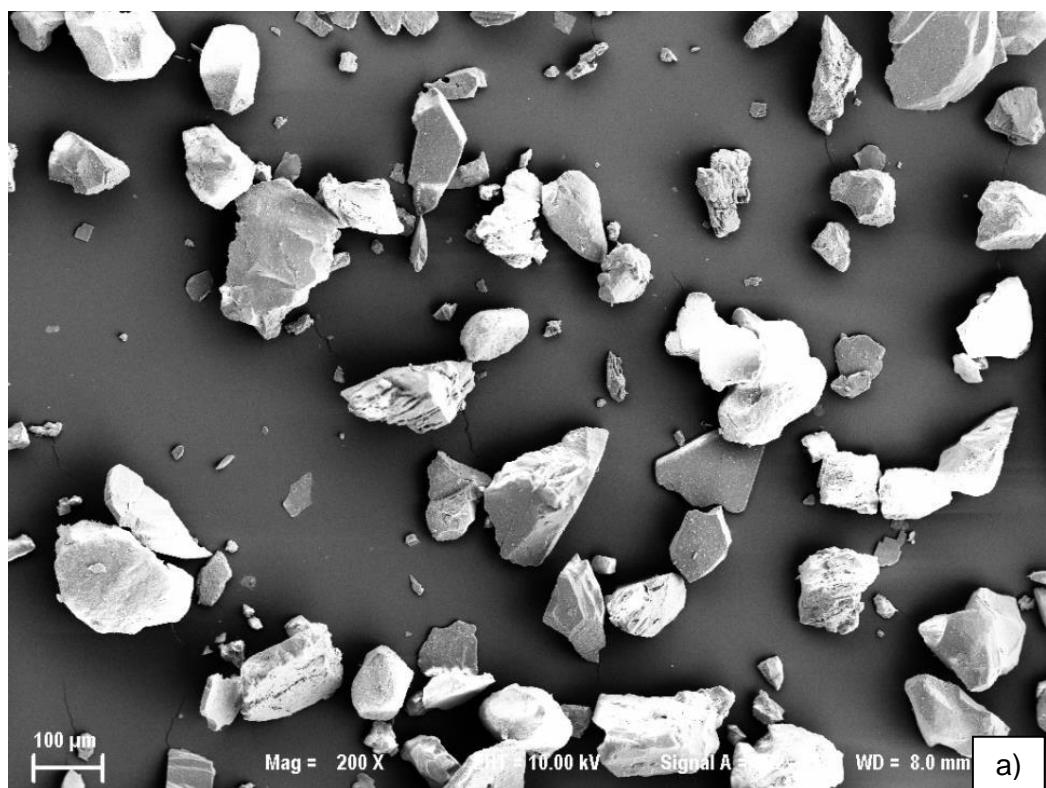


Figura 5.10 – Areia extrafina: a) Antes dos ensaios e b) Após ensaio de desgaste erosivo, MEV

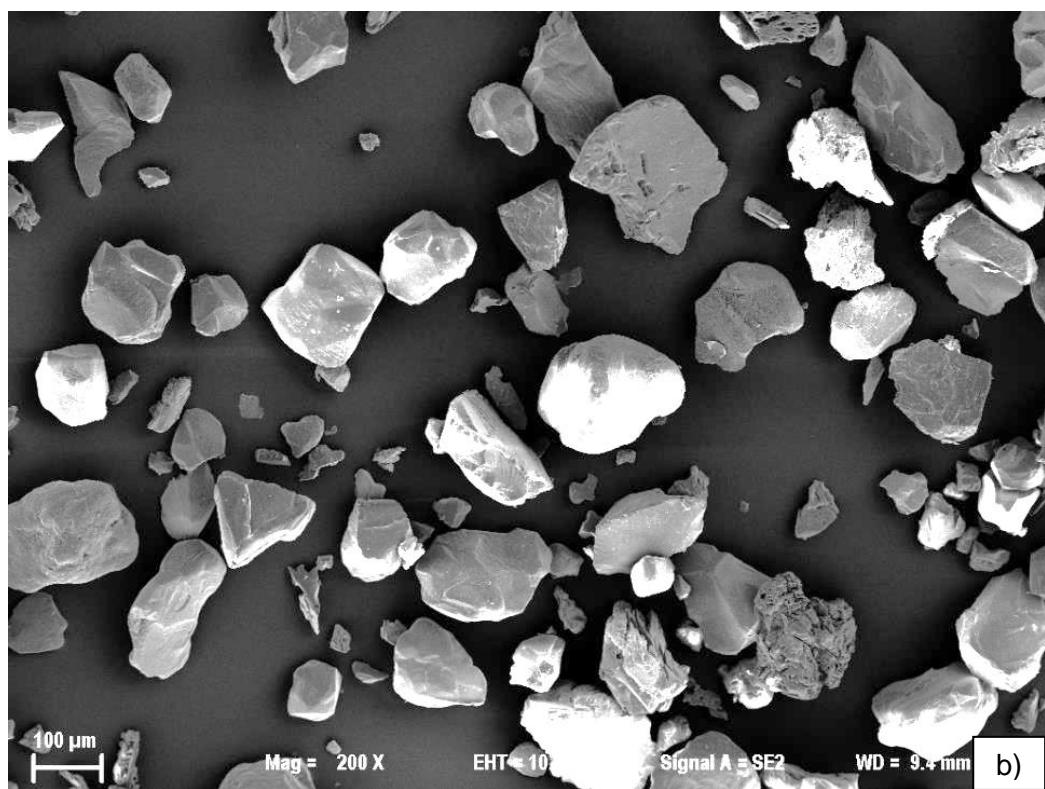


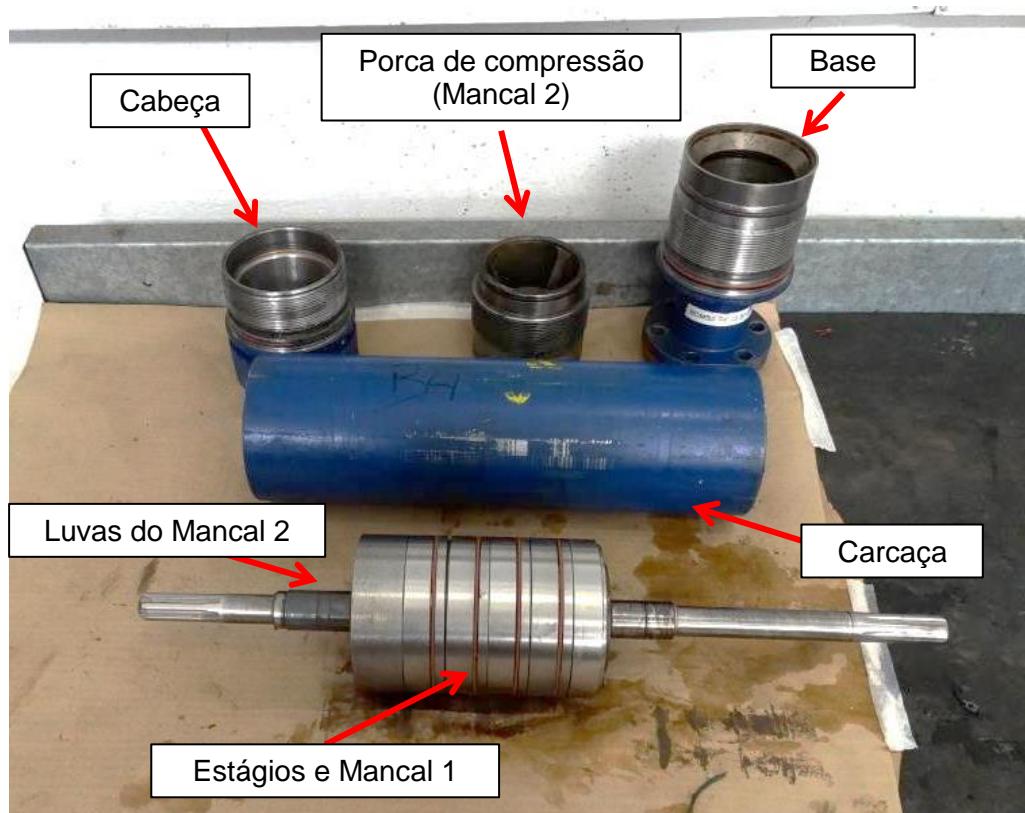
Figura 5.10 – Continuação

## 5.2. Caracterização das bombas testadas

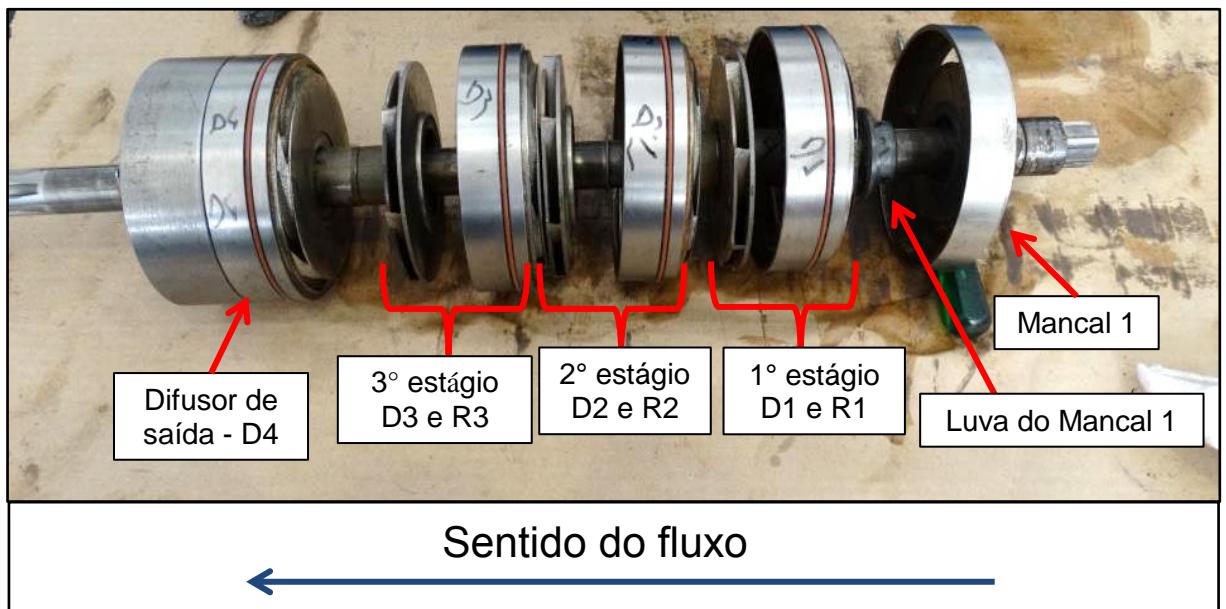
Os principais componentes do modelo de bomba centrífuga submersível utilizada nos testes são apresentados na Fig. 5.11.

Na sequência são apresentadas as seguintes características das bombas na condição inicial (antes do início dos ensaios com abrasivos):

- Microestrutura dos materiais dos difusores, rotores e mancais;
- Folgas radiais dos mancais;
- Massas dos rotores e difusores;
- Curvas características.



a)



b)

Figura 5.11 – Bomba utilizada nos testes: a) Todos os componentes; b) Identificação dos estágios e do mancal 1

### 5.2.1. Microestrutura dos materiais dos difusores, rotores e mancais

Os resultados de análise de composição química do difusor via EDS são apresentados na Tab. 5.5. A correspondente microestrutura é apresentada na Fig. 5.12. Essa composição corresponde à da liga ferrosa Ni-Resist tipo 1, que apresenta matriz ferrosa austenítica com carbono formando basicamente veios de grafita. Essa liga se caracteriza pela boa combinação de resistência mecânica com resistência à corrosão.

Além da matriz austenítica e dos veios de grafita, podem ser observados também alguns sulfetos de manganês, como mostrado nas Figs. 5.12 e 5.13.

Tabela 5.5 – Análise de composição química do difusor da bomba A, EDS

Porcentagem do elemento na composição do material (% em peso)						
Análise	Si	S	Cr	Mn	Ni	Cu
1	3,615	0,582	1,852	1,709	13,911	6,246
2	3,671	0,163	1,880	1,210	13,791	5,921
3	3,616	0,143	1,785	1,166	14,751	6,542
<b>Média</b>	<b>3,634</b>	<b>0,296</b>	<b>1,839</b>	<b>1,362</b>	<b>14,151</b>	<b>6,236</b>
<b>Desvio Padrão</b>	<b>0,032</b>	<b>0,248</b>	<b>0,049</b>	<b>0,302</b>	<b>0,523</b>	<b>0,311</b>

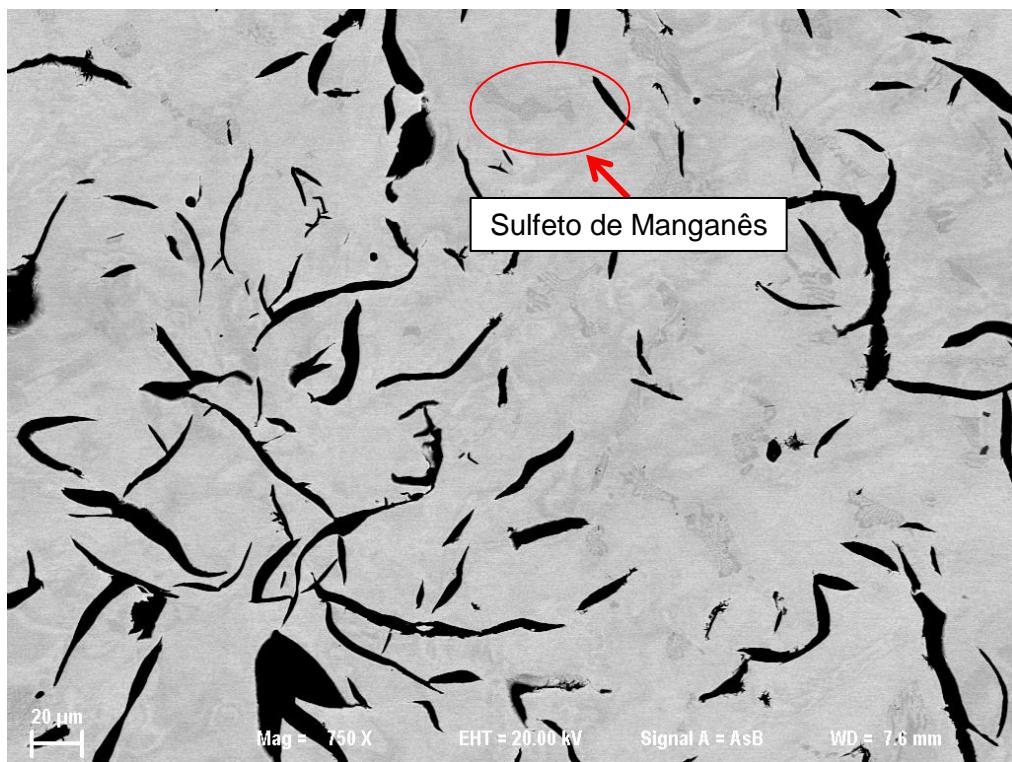


Figura 5.12 – Micrografia do difusor da bomba A, amostra polida sem ataque, MEV, elétrons retroespalhados (BSE)

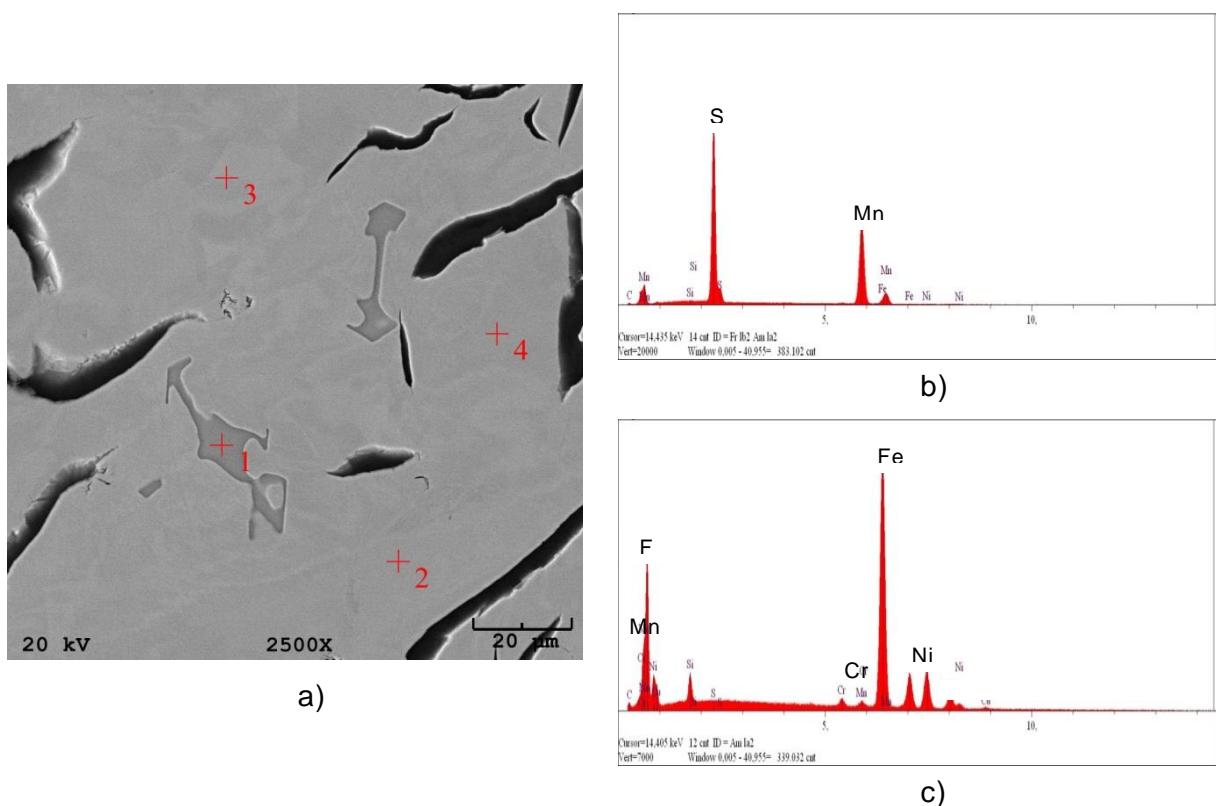


Figura 5.13 – Microestrutura e espectro de raios-X do difusor da bomba A: a) Regiões observadas; b) Espectro do ponto 1; c) Espectro do ponto 2

A Tab. 5.6 apresenta os resultados de EDS para os rotores. Na Fig. 5.14 é apresentada a microestrutura do rotor. Observa-se uma microestrutura semelhante à do difusor. Assim, conclui-se que os difusores e rotores são fabricados com o mesmo tipo de material. Ambas as composições são condizentes com a liga ferrosa Ni-Resist tipo 1.

Tabela 5.6 – Análise de composição química do rotor da bomba A

Porcentagem do elemento na composição do material (% em peso)						
Análise	Si	S	Cr	Mn	Ni	Cu
1	1,989	0,194	1,897	1,547	12,496	6,470
2	2,145	0,113	2,023	1,364	12,684	6,135
3	2,426	0,101	1,923	1,469	12,845	6,123
<b>Média</b>	2,187	0,136	1,948	1,460	12,675	6,243
<b>Desvio Padrão</b>	0,221	0,051	0,066	0,092	0,175	0,197

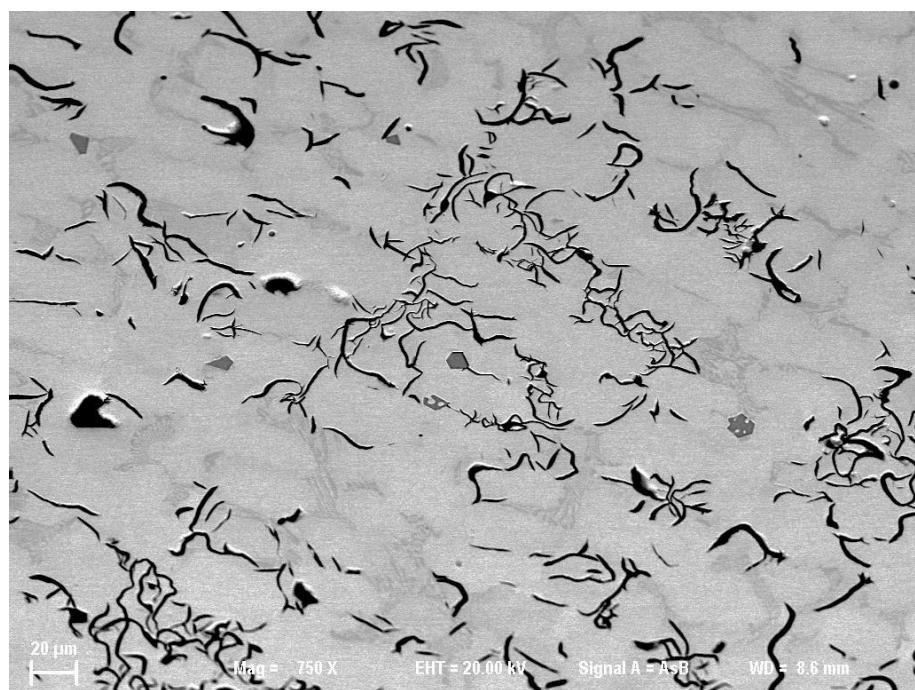


Figura 5.14 – Micrografia do rotor da bomba A, amostra polida sem ataque, MEV, BSE

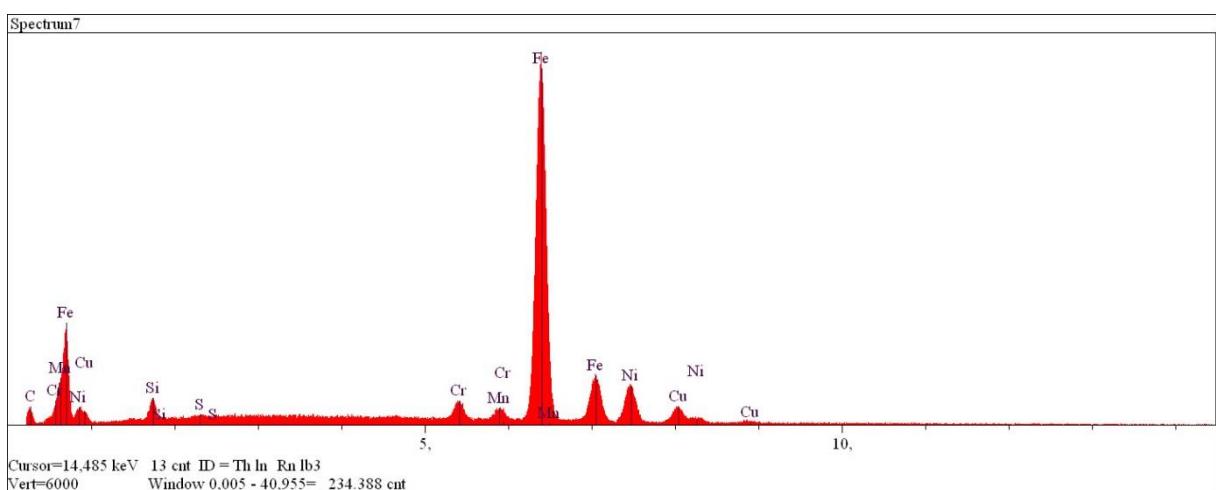


Figura 5.15 – Espectro de raios-X do rotor da bomba A

Foi realizado o mesmo procedimento para identificação do material utilizado na fabricação das luvas dos mancais. Na Fig. 5.16 é apresentada uma imagem com grande ampliação da estrutura do material. Nota-se nessa figura o aspecto típico de materiais fabricados por processo de sinterização. Pela análise do espectro de raios-X (Fig. 5.17), pode-se deduzir que se trata do material WC-Co (Carboneto de Tungstênio). Esse material pertence ao grupo dos materiais cerâmicos, apresentando elevada dureza, baixa tenacidade, alta resistência à abrasão e baixo coeficiente de atrito ao se movimentar em

relação a uma superfície de mesmo material (TORRES, SCHAEFFER, 2008). O teor de Cobalto medido na amostra foi de cerca de 5 % em peso.

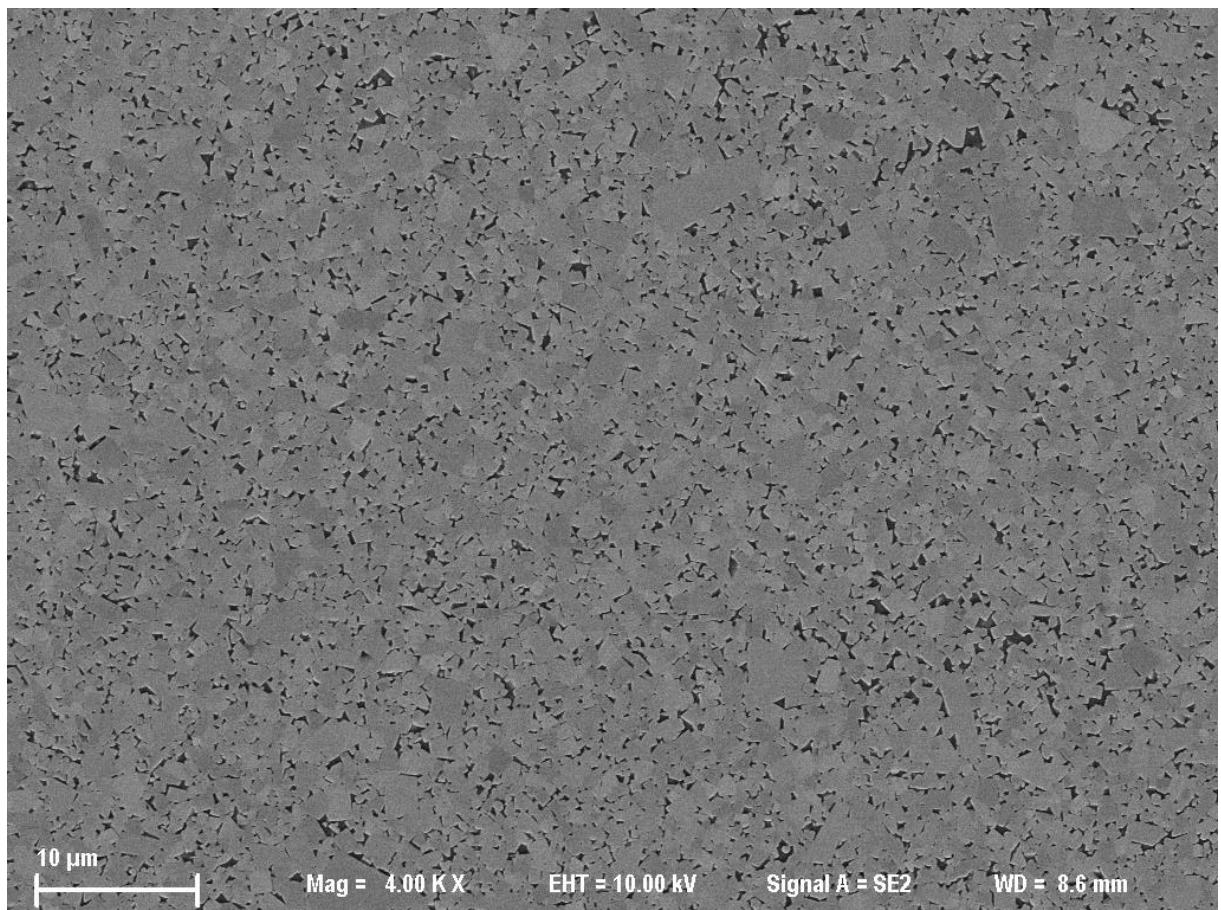


Figura 5.16 – Micrografia da luva do mancal 1 da bomba A, amostra polida, sem ataque, MEV/SE

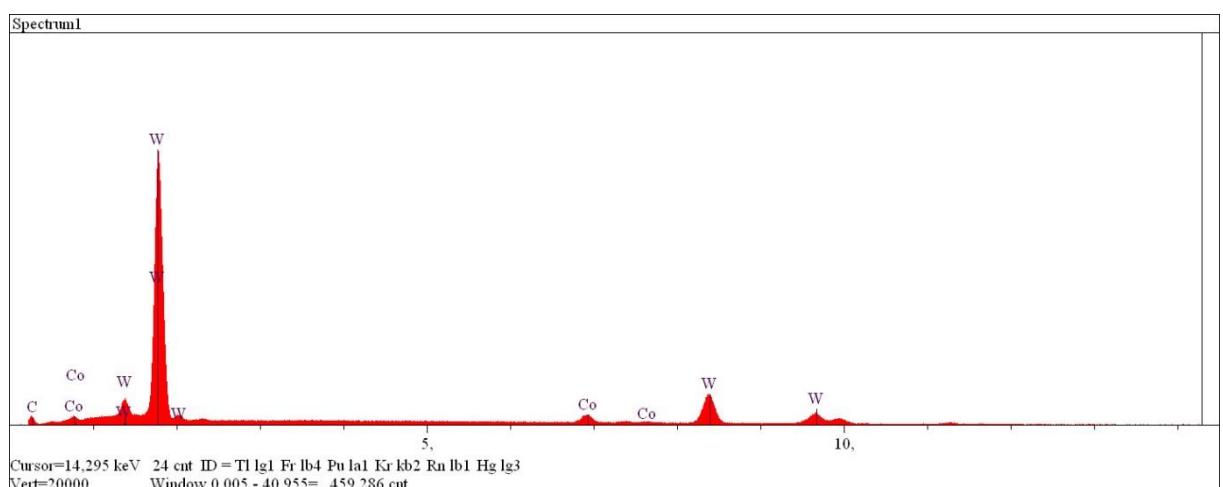


Figura 5.17 – Espectro de raios-X da luva do mancal 1 da bomba A

### 5.2.2. Medições de folgas radiais dos mancais e massas iniciais dos rotores e difusores

Nas Tabs. 5.7 e 5.8 são apresentados os resultados das medições das folgas radiais dos mancais para ambas as bombas na condição inicial. As folgas radiais do mancal 1 foram de 0,090 mm para a bomba A e de 0,091 mm para a bomba B. No mancal 2, foram obtidas as folgas radiais 0,083 mm para o mancal em relação à luva 1 e 0,084 mm para o mancal com relação à luva 2. Conforme foi justificado na seção 4.6, não foram obtidas as folgas no mancal 2 para a bomba A nova. Os resultados das folgas no mancal 1, das bombas A e B, demonstram que há uma boa precisão na fabricação das peças, uma vez que os valores foram muito próximos. Dessa forma, foram considerados para a bomba A os mesmos valores de folga radial obtidos inicialmente para a bomba B.

A relação entre a folga existente e o tamanho das partículas pode ser depreendida das Figs. 5.9 e 5.10. Nota-se dessas figuras que, no caso da areia nº 100, no início da operação ou teste com a bomba centrífuga, a maioria das partículas não entra na folga radial. Para a areia extrafina, contrariamente ao observado na areia nº 100, já no início do teste, a maior parte da areia consegue penetrar na folga radial. Somando os percentuais da areia extrafina com diâmetro menor que 100  $\mu\text{m}$ , observados na Fig. 5.4, tem-se um valor de aproximadamente 73 %. Já na condição usada, esse percentual é de 77 %.

Essas diferenças entre o tamanho da partícula e as folgas verificadas para as duas areias, imprimindo diferentes dinâmicas com relação ao fluxo de areia através do mancal, certamente resultam em diferentes evoluções da taxa de desgaste do mancal. Esse tema é retomado mais adiante, quando da medição da folga radial no final do teste.

Tabela 5.7 – Folga radial do mancal 1 da bomba A na condição inicial

Leitura	Diâmetro (mm)	
	Mancal 1	
	Luva	Mancal
1	23,805	23,990
2	23,810	23,990
3	23,805	23,990
4	23,810	23,985
5	23,810	23,990
<b>Média</b>	23,808	23,989
<b>Desvio Padrão</b>	0,003	0,002
<b>Folga radial (mm)</b>	<b>0,090</b>	

Tabela 5.8 – Folgas radiais dos mancais 1 e 2 da bomba B na condição inicial

Leitura	Diâmetro (mm)				
	Mancal 1		Mancal 2		
	Luva	Mancal	Luva 1	Luva 2	Mancal
1	23,800	23,985	23,815	23,815	23,975
2	23,805	23,985	23,810	23,805	23,985
3	23,805	23,990	23,810	23,810	23,980
4	23,805	23,990	23,810	23,805	23,975
5	23,805	23,985	23,810	23,810	23,970
<b>Média</b>	23,804	23,987	23,811	23,809	23,977
<b>Desvio Padrão</b>	0,002	0,003	0,002	0,004	0,006
<b>Folga radial (mm)</b>	<b>0,091</b>		<b>0,083</b>	<b>0,084</b>	-

A seguir, nas Tabs. 5.9 e 5.10 são apresentadas as massas dos difusores e rotores da bomba B na condição inicial. Conforme foi discutido na seção 4.6, não foram obtidos esses parâmetros para a bomba A. Pelos resultados obtidos nota-se que houve excelente repetibilidade dos valores de massa dos rotores e difusores. Ainda foi observado que os valores médios das massas dos diferentes rotores e difusores são próximos, pois há uma variação máxima de 4,26 g para os difusores e 9,82 g para os rotores. Esses resultados demonstram que há uma precisão razoável na fabricação dos rotores e difusores.

Tabela 5.9 – Massas dos difusores da bomba B na condição inicial

Leituras	Massa dos difusores (g)			
	D1	D2	D3	D4
1	371,91	367,65	366,41	370,13
2	371,91	367,65	366,42	370,13
3	371,92	367,66	366,42	370,12
<b>Média</b>	<b>371,91</b>	<b>367,65</b>	<b>366,42</b>	<b>370,13</b>
<b>Desvio Padrão</b>	0,01	0,01	0,01	0,01

Tabela 5.10 – Massas dos rotores da bomba B na condição inicial

Leituras	Massa dos rotores (g)		
	R1	R2	R3
1	177,91	173,23	168,10
2	177,92	173,24	168,09
3	177,91	173,23	168,09
<b>Média</b>	<b>177,91</b>	<b>173,23</b>	<b>168,09</b>
<b>Desvio Padrão</b>	0,01	0,01	0,01

### 5.2.3. Curvas características

Antes do início dos ensaios com abrasivo, foram levantadas as curvas características de ambas as bombas, Figs. 5.18 e 5.19, para conhecer os seus desempenhos antes de serem degradadas. As bombas apresentaram comportamentos semelhantes de altura de elevação, BHP e eficiência. Uma única diferença foi que a bomba B apresentou vazão máxima um pouco menor que a bomba A. A vazão máxima da bomba A foi de 109 m<sup>3</sup>/dia e da bomba B foi de 101 m<sup>3</sup>/dia. Outro fato importante foi que ambas as bombas apresentaram valores de BHP maiores que o estipulado na curva característica fornecida pelo fabricante. Tal comportamento poderia ser previsto, pois de acordo com a norma API RP11S2 (1997), quando uma bomba centrífuga submersível é testada na posição horizontal, existe uma tendência de se elevar o valor de BHP, sem haver, contudo, alteração considerável no valor de *Head*.

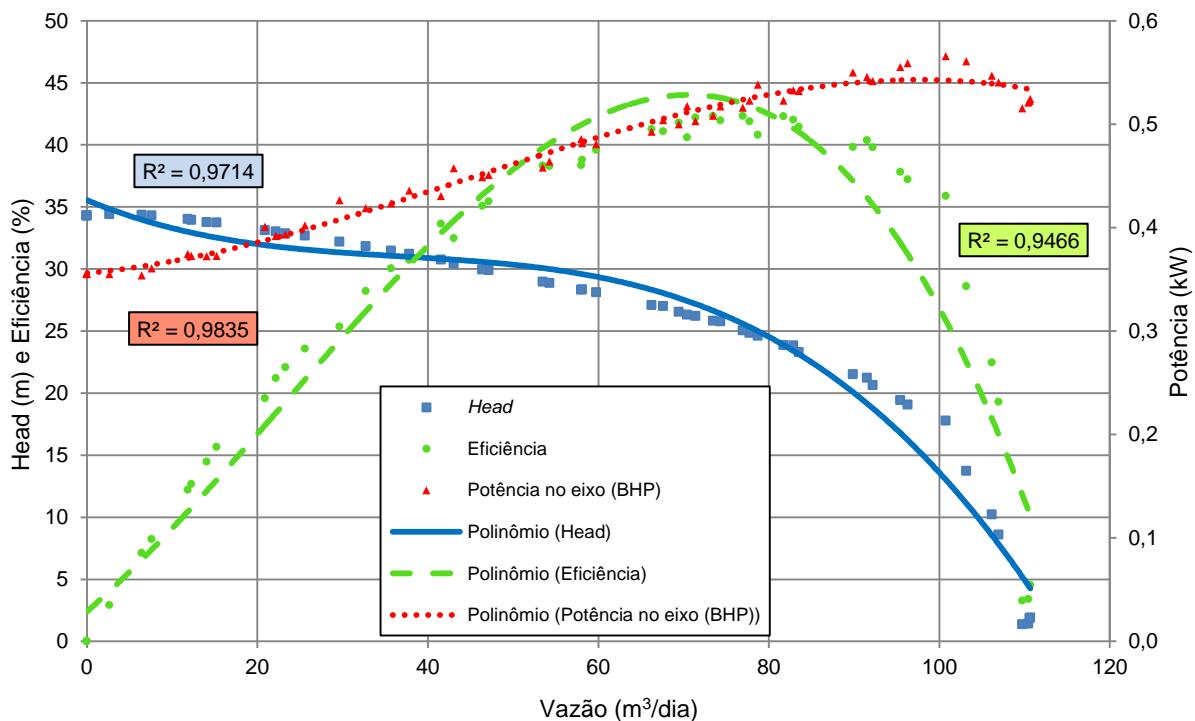


Figura 5.18 – Curva característica da **BOMBA A** na condição inicial. As linhas de tendência representam regressões polinomiais de terceira ordem

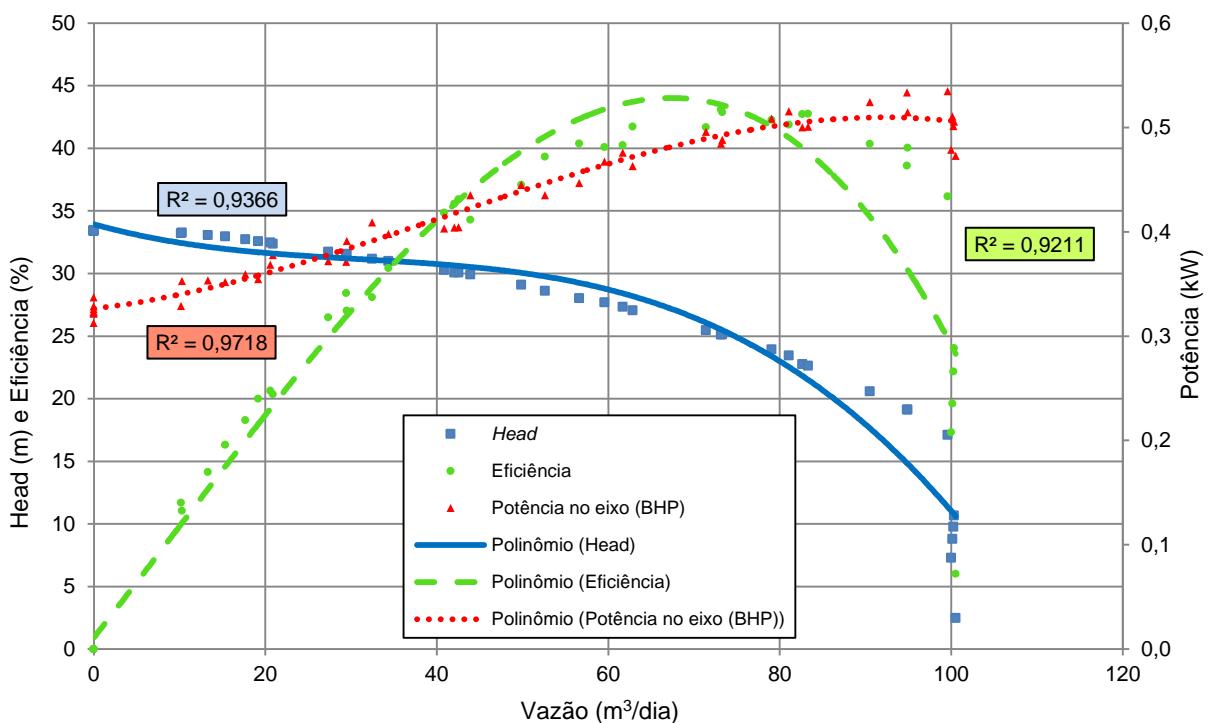
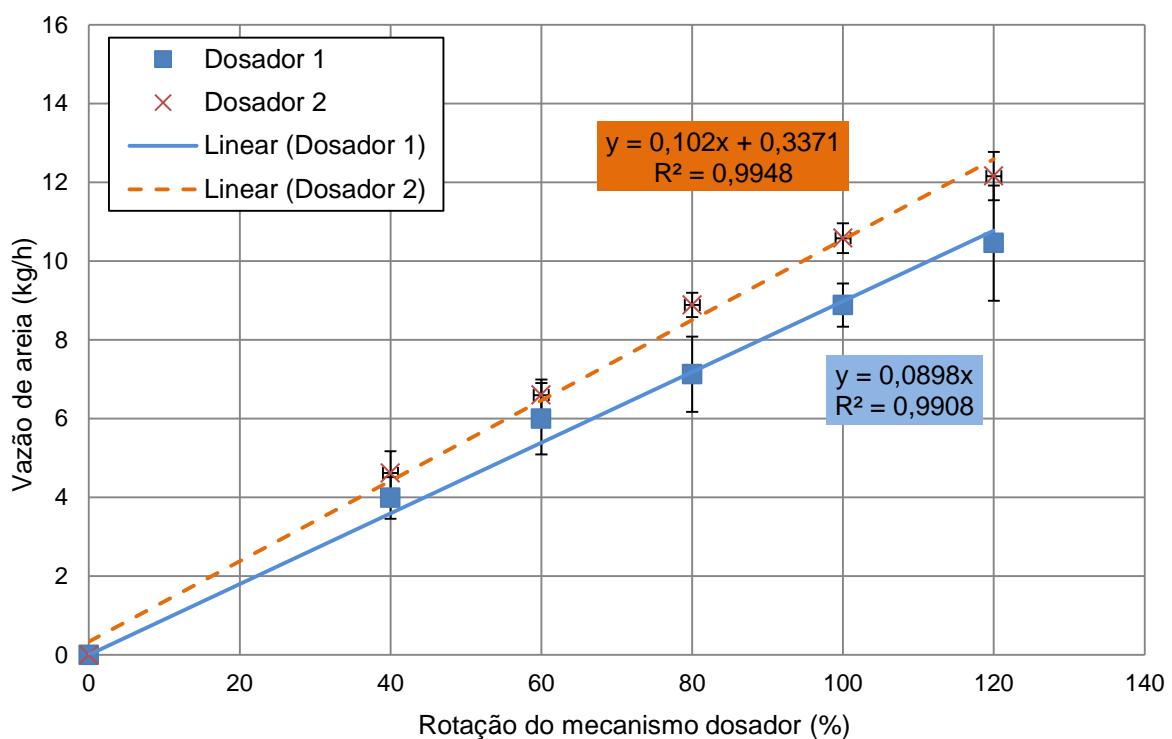
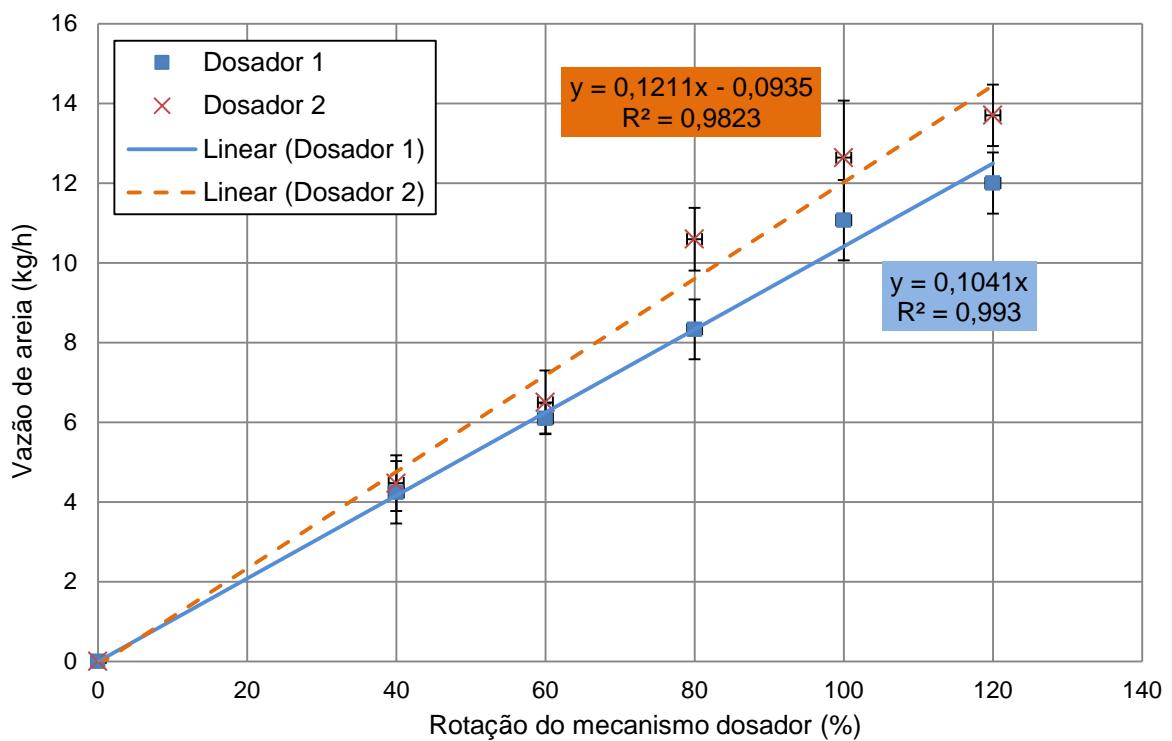


Figura 5.19 – Curva característica da **BOMBA B** na condição inicial. As linhas de tendência representam regressões polinomiais de terceira ordem

### 5.3. Efeito da granulometria do abrasivo no desgaste de Bombas Centrífugas Submersíveis

A única variável que foi alterada entre os testes foi o tipo de areia, sendo utilizada a areia nº 100 no teste da bomba A e areia extrafina no teste da bomba B.

Os resultados das curvas de calibração dos dosadores de areia, operando com areia nº 100 e com areia extrafina são apresentados nas Figs. 5.20 e 5.21, respectivamente. No eixo das abscissas é indicada a porcentagem da rotação imposta no mecanismo motoredutor do dosador de areia e no eixo das ordenadas a vazão mássica de areia dosada, em kg/h. Nota-se um comportamento linear da rotação com a vazão de areia (coeficientes de correlação maiores que 0,98), tanto para a areia extrafina, quanto para a areia nº 100. O dosador 1 corresponde ao dosador com o modelo antigo de reservatório e o dosador 2 ao que tem o novo reservatório, com maior volume.



Durante a realização dos ensaios com abrasivo, foi realizado o monitoramento da concentração mássica de abrasivo no fluido de trabalho, de forma que sempre que era efetuado o procedimento de abastecimento calculava-se a quantidade de areia dosada, conforme foi feito na etapa de calibração.

Nas Figs 5.22 e 5.23 são apresentadas curvas que detalham a duração dos ensaios e como ocorreu a dosagem de areia ao longo dos testes. São observadas oscilações em torno do valor estabelecido (0,17%) nas curvas de monitoramento da concentração, porém o valor da concentração média no final dos ensaios, para ambas as bombas foi muito próximo de 0,17%.

No primeiro ensaio a bomba trabalhou 480 horas e bombeou 2676 kg de areia. O motivo do encerramento do ensaio foi o travamento do eixo da bomba ocasionado pela quebra da luva 2 do mancal 2. Já o segundo foi mais curto, pois após a bomba trabalhar 168 horas e bombeiar 1033 kg de areia, a bomba centrífuga já apresentava valores de vibração próximos ao da primeira na iminência da falha, fato que culminou com o encerramento do ensaio.

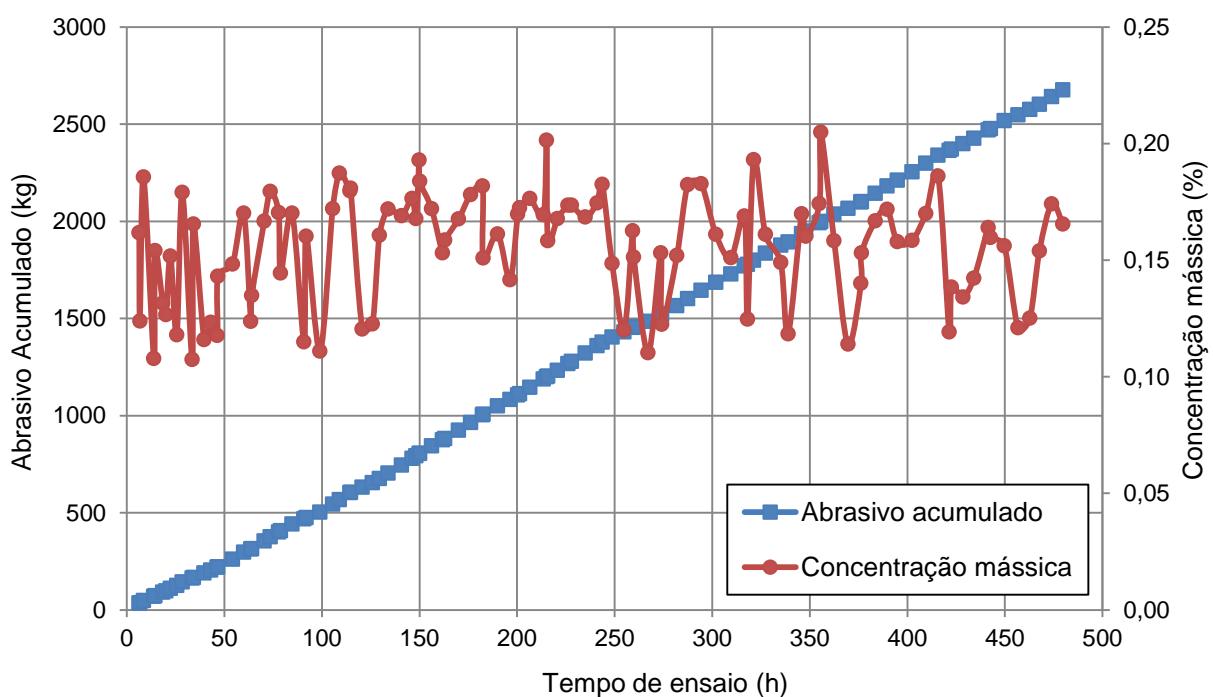


Figura 5.22 – Monitoramento da concentração mássica de areia ao longo do teste com areia n° 100

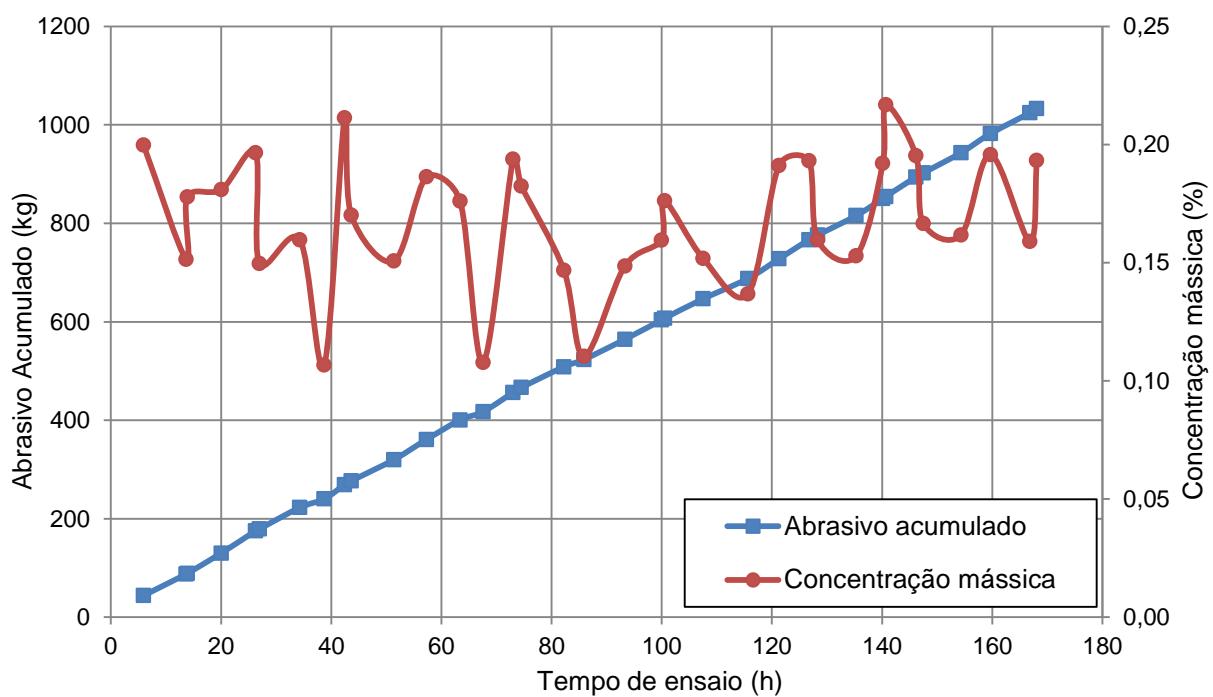


Figura 5.23 – Monitoramento da concentração mássica de areia ao longo do teste com areia extrafina

Para entender quais são as principais diferenças de comportamento para bombas centrífugas submersíveis ao serem degradadas por bombearem fluidos contendo abrasivos de diferentes granulometrias, para cada bomba, foi feito o acompanhamento das curvas de desempenho e das vibrações ao longo dos ensaios, coletando dados a cada 200 kg de abrasivos bombeados. Também foram medidas as folgas dos mancais e as massas dos componentes antes do início e após o final dos testes. Ainda foram realizadas análises com a vista desarmada e com imagens obtidas por microscopia eletrônica de varredura.

### 5.3.1. Curvas de desempenho

Nas Figs. 5.24 e 5.25 são apresentadas as curvas de desempenho das bombas A e B na condição final, respectivamente. Em seguida, na Fig. 5.26, para efeito de comparação, foram inseridas no mesmo gráfico as curvas características da bomba A nas condições inicial e final. Porém, nesse, foram inseridas apenas as curvas de regressão polinomial de terceira ordem. Adiante, na Fig. 5.27, é apresentado o gráfico comparativo da bomba B nas condições inicial e final, onde foi feito o mesmo procedimento realizado para a bomba A. Em seguida, as curvas de monitoramento da altura de elevação máxima e eficiência máxima em função da quantidade de abrasivo bombeado são apresentadas nas Figs. 5.28 e 5.29.

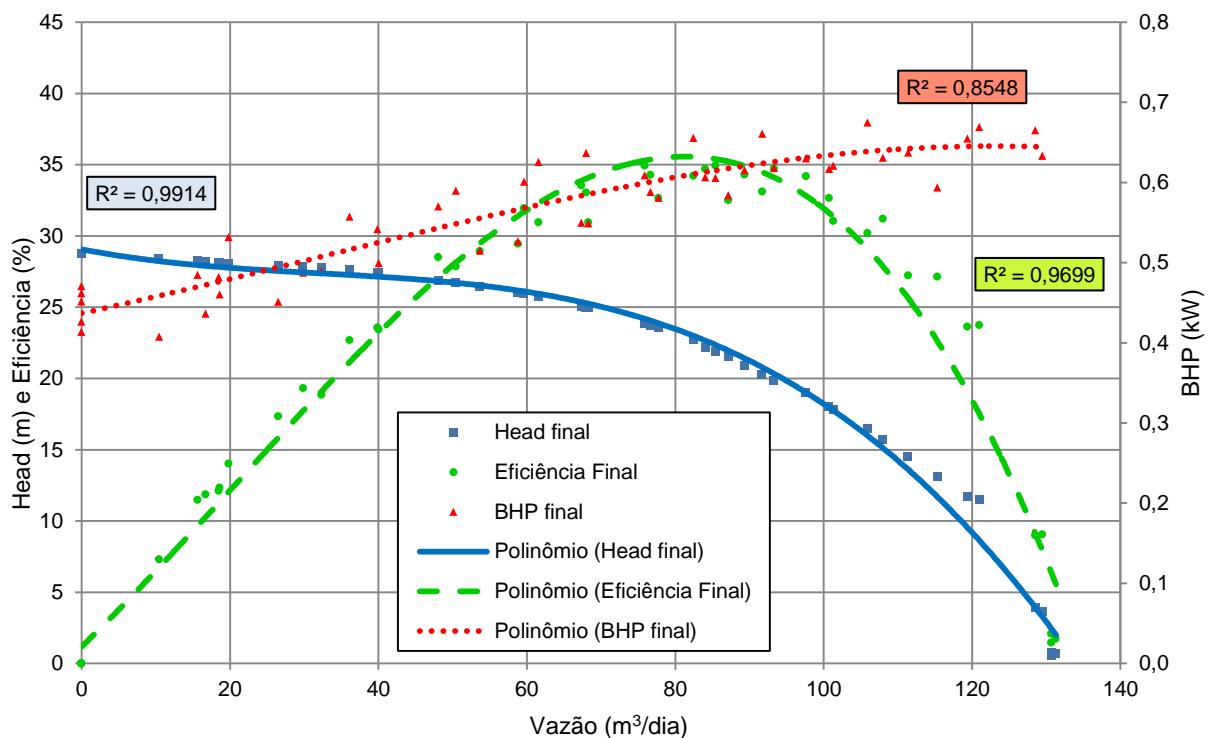


Figura 5.24 – Curva característica da **BOMBA A** na condição final, após bombear 2600 kg de areia. As linhas de tendência representam regressões polinomiais de terceira ordem

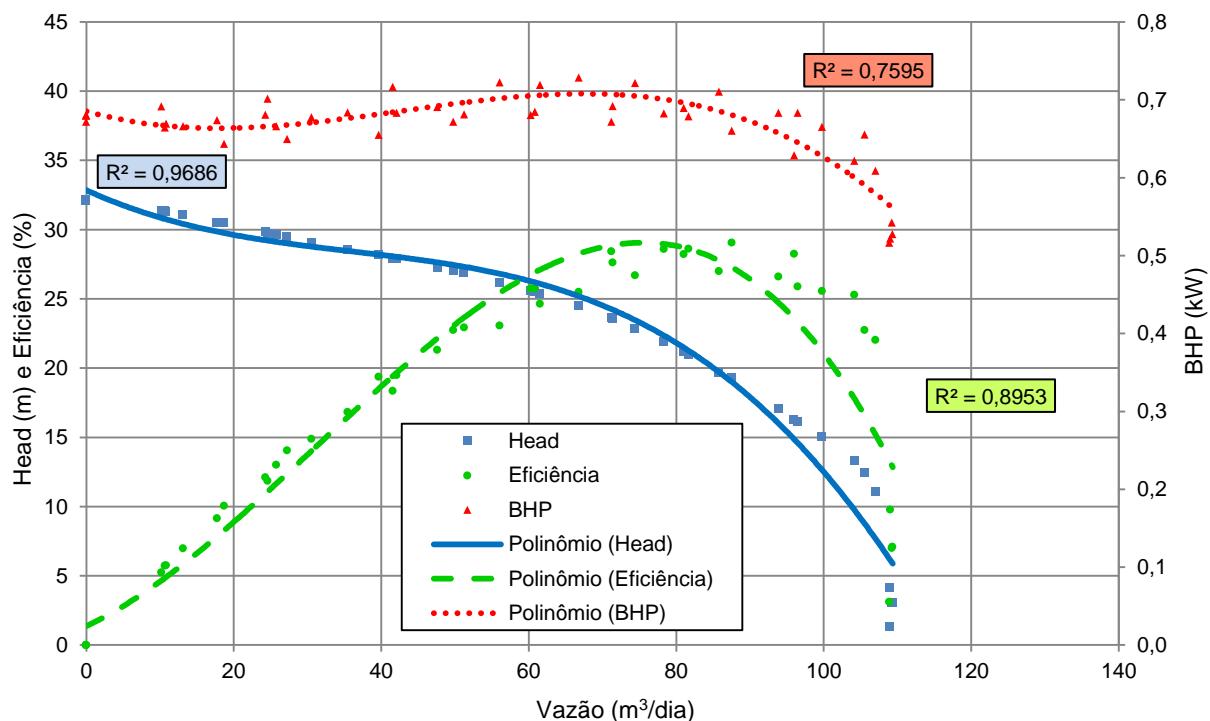


Figura 5.25 – Curva característica da **BOMBA B** na condição final, após bombear 1033 kg de areia. As linhas de tendência representam regressões polinomiais de terceira ordem

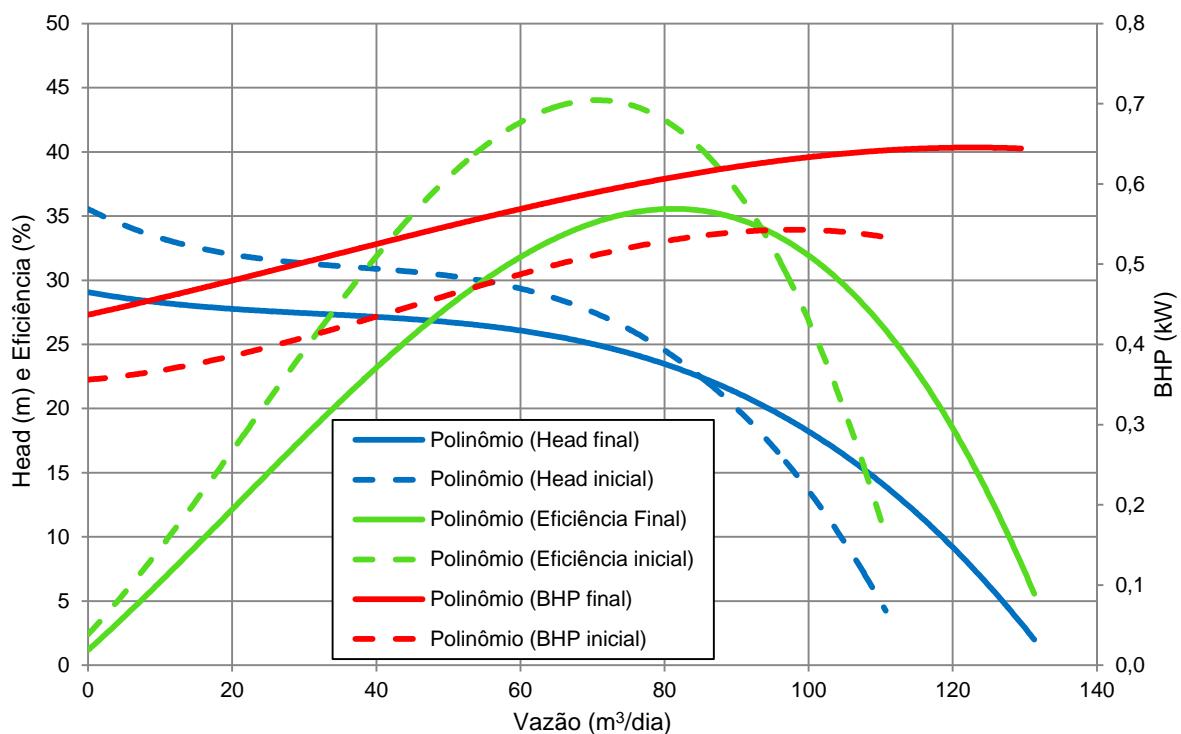


Figura 5.26 – Comparativo entre as curvas características inicial e final, **BOMBA A**

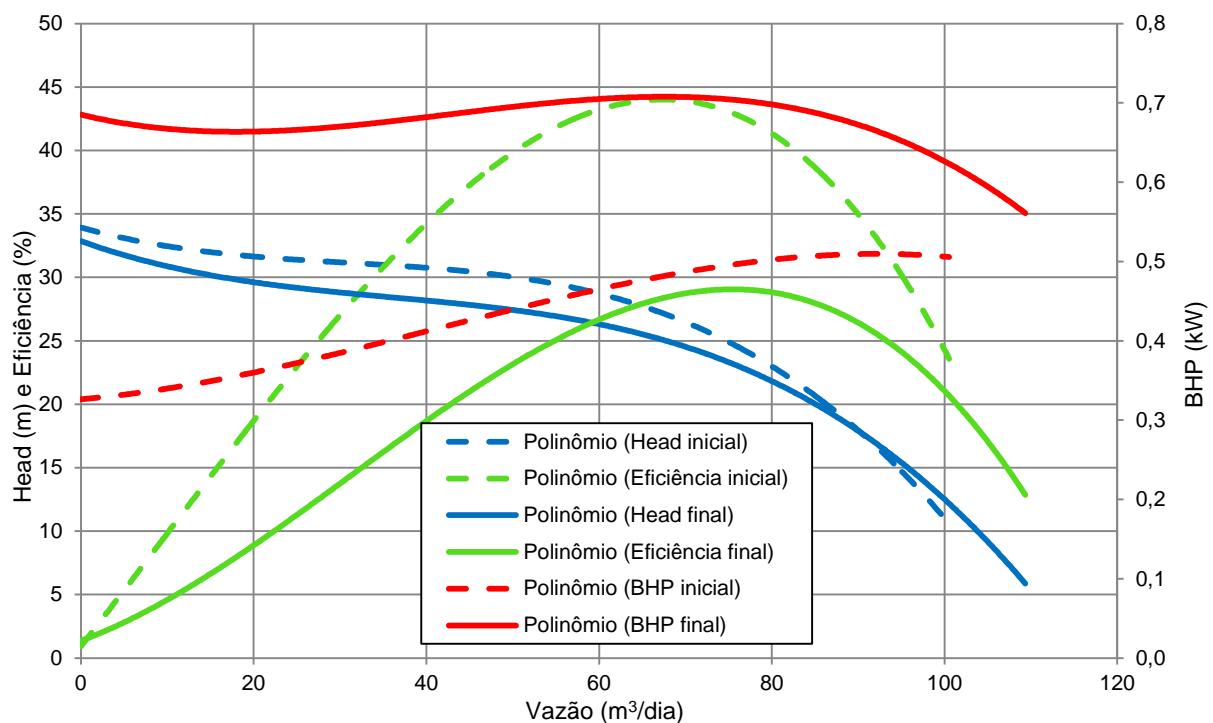


Figura 5.27 – Comparativo entre as curvas características inicial e final, **BOMBA B**

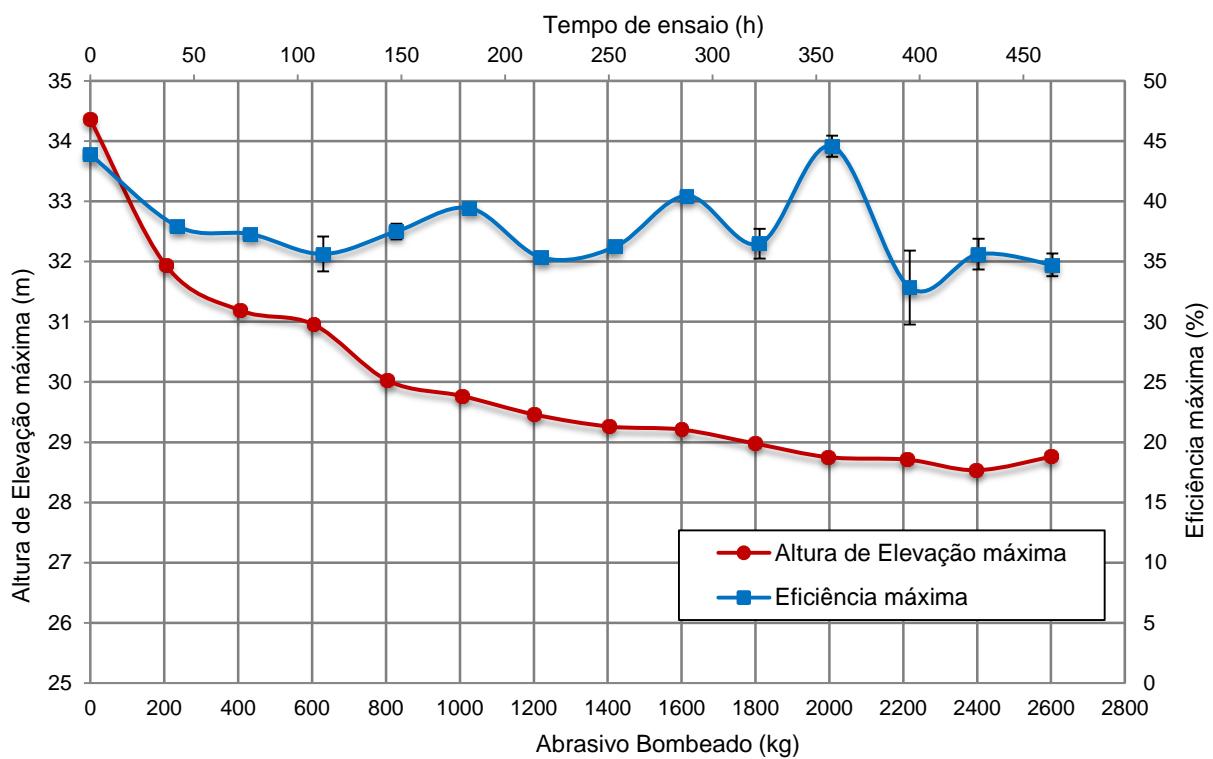


Figura 5.28 – Monitoramento da Altura de Elevação máxima e da Eficiência máxima da **BOMBA A**

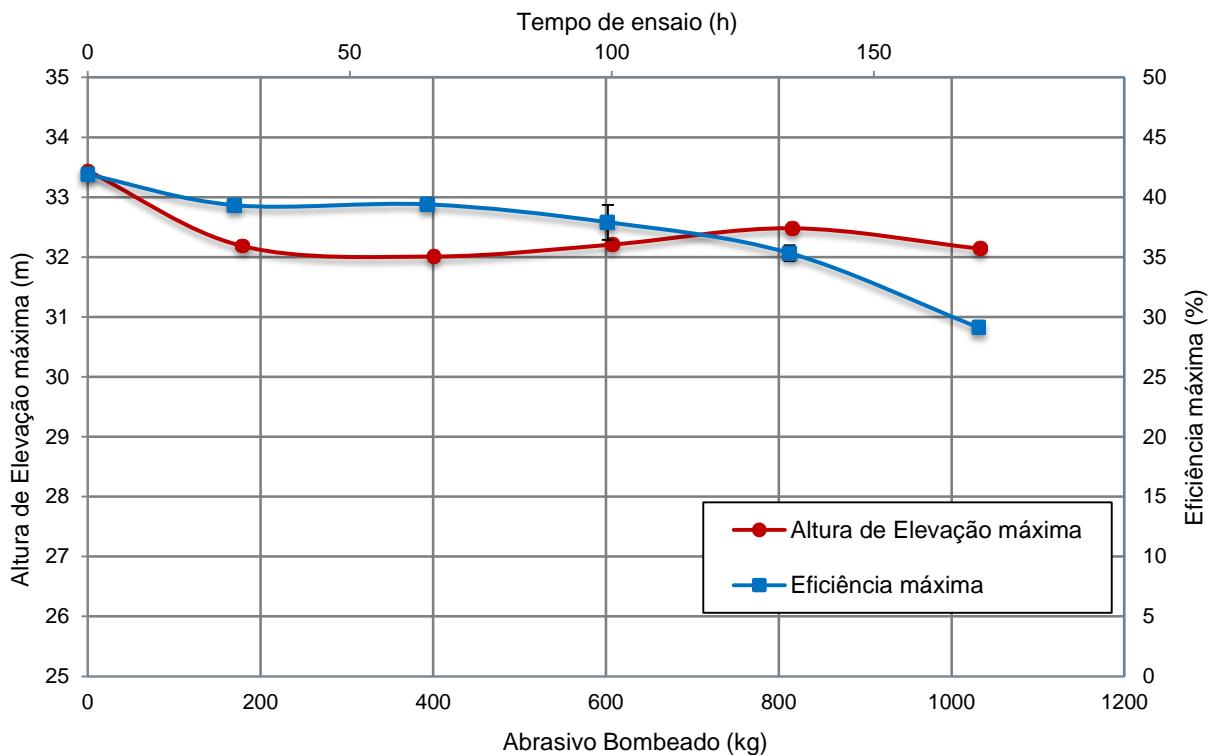


Figura 5.29 – Monitoramento da Altura de Elevação máxima e da Eficiência máxima da **BOMBA B**

Analizando as comparações das curvas características das bombas novas e desgastadas (ver Figs. 5.26 e 5.27) foi verificado que, em relação à Altura de Elevação e a Eficiência, há uma correspondência com a curvas característica de uma bomba centrífuga que sofreu de desgaste radial, apresentada por Divine *et al.* (1993), (ver Fig. 2.25). Porém, nas bombas testadas aqui, o aumento do valor de BHP na condição final foi muito superior ao demonstrado na curva mencionada. Embora não tenham apresentado resultados na forma gráfica, esses autores informam que o desgaste abrasivo nos mancais tem como consequência a redução do *Head* e a elevação de BHP, o que reduz a eficiência de forma acentuada. Segundo King *et al.* (1983) o desgaste radial dos mancais acelera o desgaste axial em *downthrust*, que, conforme Divine *et al.* (1993) tem como efeito um grande aumento no valor de BHP. Assim, acredita-se que houve, nas duas bombas testadas, o efeito combinado entre desgaste radial nos mancais e estágios e desgaste axial em *downthrust*. Isso justifica os comportamentos das curvas características no final dos ensaios, como mostrado nas Figs. 5.26 e 5.27.

Outro fator observado foi o deslocamento da curva de eficiência máxima para a direita. Tal efeito foi ocasionado, muito provavelmente, pelas alterações de formato dos componentes internos das bombas devido ao processo de desgaste.

Na Tab. 5.11 são exibidos os valores de altura de elevação máxima e eficiência máxima das bombas na condição nova e na última oportunidade em que foi realizado o ensaio de verificação de desempenho (2600 kg para a bomba A e 1033 kg para a bomba B). Percebe-se, tanto pelos valores dessa tabela, quanto pelas curvas de monitoramento da altura de elevação máxima e eficiência máxima (ver Figs. 5.28 e 5.29), que para a bomba A, as quedas de altura de elevação e eficiência foram proporcionais, enquanto que a bomba B teve uma redução muito pequena na altura de elevação e uma queda brusca de eficiência. Essa queda acentuada da eficiência da bomba B é, muito provavelmente, consequência da alta potência no eixo consumida na condição final, em que essa bomba já apresentava intensa instabilidade radial provocada pelo desgaste dos mancais.

Tabela 5.11 – Alturas de elevação máximas e eficiências máximas das bombas no início e após o bombeamento de 2600 kg, bomba A e 1033 kg, bomba B

Propriedade	Condição	Bomba A	Bomba B
Altura de elevação máxima (m)	Nova	34,36	33,44
	Final	28,76	32,14
	<b>Variação</b>	<b>-16,30%</b>	<b>-3,89%</b>
Eficiência máxima (%)	Nova	43,87	41,89
	Final	34,73	29,1
	<b>Variação</b>	<b>-20,83%</b>	<b>-30,53%</b>

Ao longo de todo o teste da bomba B, durante o levantamento das curvas de desempenho, ou seja, após o bombeio de 200 kg de areia, foram observadas instabilidades no sistema. Esse comportamento é responsável pela grande dispersão dos valores de BHP demonstrada na curva característica da bomba B na condição final, onde foi obtido um valor de coeficiente de correlação da curva de regressão polinomial de terceira ordem de 0,76 (ver Fig. 5.25). A dispersão dos valores de eficiência é consequência da dispersão ocorrida na BHP.

Durante os ensaios com abrasivo, os valores de torque registrados foram estáveis. No entanto, ao iniciar um ensaio de verificação de desempenho, sem a presença de areia, no momento em que se iniciava o fechamento da válvula de controle, o sistema apresentava valores de torque excessivos, cerca de 200 % maiores que os valores normais esperados. Quando isso aconteceu, o ensaio foi abortado e a bomba foi colocada para operar no ponto de eficiência máxima, sendo que após um período de espera de no mínimo três horas foi realizada uma nova tentativa de obter a curva característica. Quando não ocorreram os picos de torque, foi possível coletar todos os pontos da curva característica.

As razões para esse comportamento anômalo na bomba B foram entendidas apenas quando essa foi desmontada. Foi observado que os grãos de areia menores penetravam nos espaços entre o eixo e os rotores ou as luvas, ocasionando o emperramento desses. A Fig. 5.30 ilustra uma luva travada; fato semelhante ocorreu nos rotores. Dessa forma, quando a bomba estava operando no ensaio com abrasivo, esta era uma situação estável, em que as luvas dos mancais estavam corretamente acomodadas, de modo que as folgas nos mancais 1 e 2 eram semelhantes. No entanto, quando a vazão do sistema era alterada, em vez de apenas os rotores deslizarem axialmente pelo eixo da bomba, esses promoviam o deslocamento de todo o conjunto ligado ao eixo, fazendo com que as posições das luvas dos mancais fossem alteradas. E, visto que a luva 1 do mancal 2 não desgastou de forma uniforme (Fig. 5.31), quando a região com maior diâmetro (menos desgastada) entrava no mancal, a folga passava a ser bem menor do que a folga estabelecida no mancal 1. Tal fato promovia o contato entre as luvas e os mancais, causando os altos valores de torque. Somente com a liberação dos rotores, esses voltavam a flutuar no eixo, podendo assim variar a vazão na bomba sem alterar a posição das luvas em relação ao mancal. Isso não ocorreu na bomba A, muito provavelmente, pelo fato de que na areia nº 100, a quantidade de abrasivos pequenos não era suficiente para emperrar a bomba.

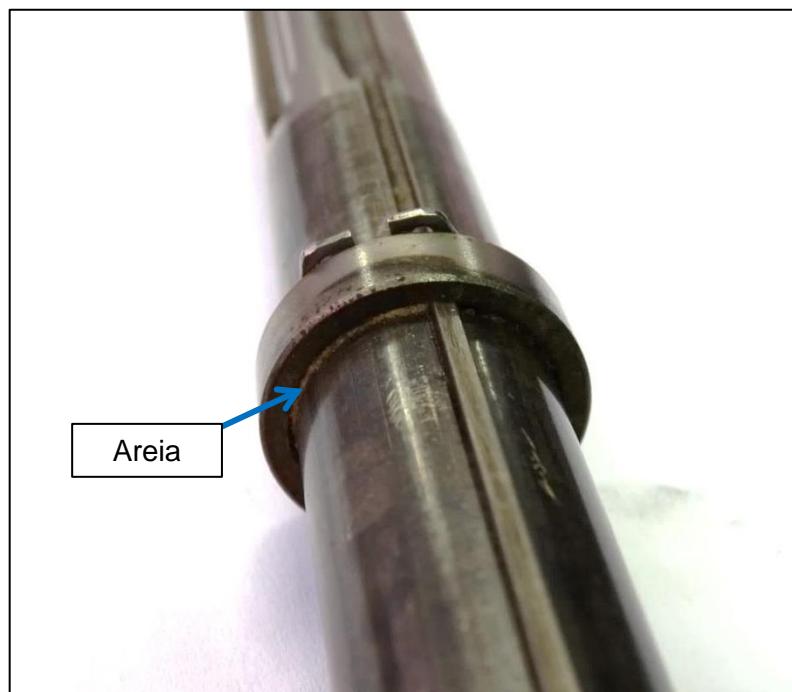


Figura 5.30 – Detalhe mostrando a areia inserida no espaço entre o eixo e uma luva espaçadora da bomba B

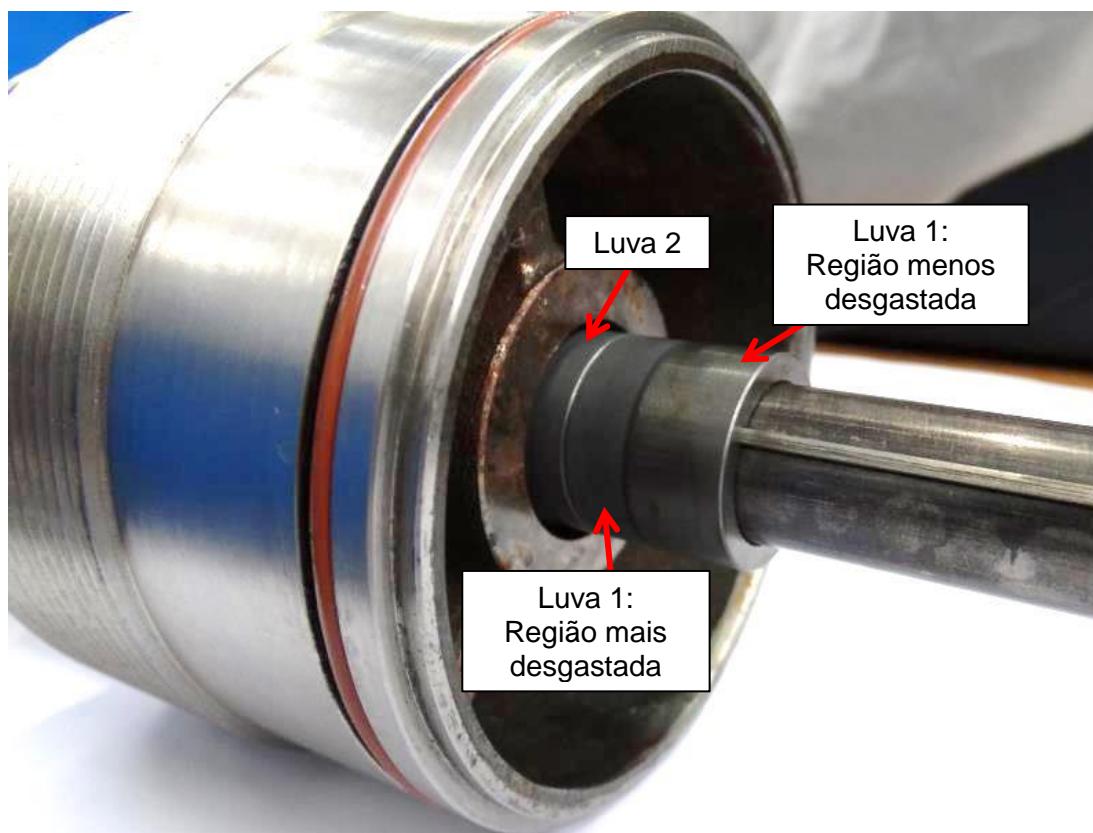


Figura 5.31 – Mancal 2 e luvas da bomba B no final dos testes, demonstrando que a luva 1 não desgastou uniformemente ao longo de todo seu comprimento

### 5.3.2. Folgas nos mancais e massa dos componentes após os ensaios

Os valores de folga radial dos mancais das bombas após a finalização dos testes são apresentados nas Tabs. 5.12 e 5.13. Não foi possível obter a folga da luva 2 do mancal 2 da bomba A porque essa foi destruída, levando ao encerramento do teste. Em seguida, na Tab. 5.14 é realizada uma avaliação das taxas de desgaste dos mancais de ambas as bombas. Deve-se destacar que o aumento da folga da luva 1 do mancal 2, para a bomba A, é um valor estimado, pois o seu valor final foi comparado com o valor da média dos valores iniciais das folgas das luvas 1 e 2 do mancal 2 da bomba B.

Tabela 5.12 – Resultados da medição de folga dos mancais da bomba A na condição final

Leitura	Diâmetro (mm)				
	Mancal 1		Mancal 2		
	Luva	Mancal	Luva 1	Luva 2	Mancal
1	23,340	24,055	23,480	-	24,275
2	23,360	24,065	23,450		24,260
3	23,380	24,065	23,450		24,265
4	23,270	24,055	23,475		24,275
5	23,340	24,070	23,460		24,275
<b>Média</b>	23,338	24,062	23,463		24,270
<b>Desvio Padrão</b>	0,041	0,007	0,014		0,007
<b>Folga radial (mm)</b>	<b>0,362</b>		<b>0,403</b>	-	

Tabela 5.13 – Resultados da medição de folga dos mancais da bomba B na condição final

Leitura	Diâmetro (mm)				
	Mancal 1		Mancal 2		
	Luva	Mancal	Luva 1	Luva 2	Mancal
1	23,600	24,205	23,580	23,640	24,060
2	23,610	24,190	23,540	23,615	24,055
3	23,605	24,200	23,530	23,650	24,055
4	23,595	24,205	23,600	23,630	24,060
5	23,600	24,205	23,610	23,610	24,055
<b>Média</b>	23,602	24,201	23,572	23,629	24,057
<b>Desvio Padrão</b>	0,006	0,006	0,036	0,017	0,003
<b>Folga radial (mm)</b>	<b>0,300</b>		<b>0,243</b>	<b>0,214</b>	-

Para que fosse possível comparar o efeito da granulometria do abrasivo no desgaste dos mancais, foi calculada uma taxa de desgaste do mancal em função da quantidade de areia bombeada, determinando assim, as taxas em que ocorreram os aumentos nas folgas radiais dos mancais, na unidade de mm/t.

Os resultados mostram que a areia de menor granulometria promove desgaste nos mancais com uma taxa muito maior que a areia de maior diâmetro médio (ver na Tab. 5.14). Comparando as taxas de desgaste, observa-se que no mancal 1 a taxa de desgaste dos mancais com areia extrafina foi duas vezes maior, pois foram obtidos os valores de 0,201 mm/t com a bomba operando com essa areia e 0,101 mm/t com a areia nº 100. Esse fato pode ser explicado pela maior facilidade que esse tipo de areia tem de penetrar nas folgas dos mancais, provocando abrasão por deslizamento e por rolamento de partículas, que segundo King *et al.* (1983) é a principal causa de falha de bombas centrífugas em campo.

Tabela 5.14 – Taxas de desgaste nos mancais das bombas A e B

Parâmetros	Bomba A		Bomba B		
	Mancal 1	Mancal 2	Mancal 1	Mancal 2	
		Luva 1		Luva 1	Luva 2
Diferença entre as folgas final e inicial (mm)	0,272	0,320*	0,208	0,160	0,130
Aumento (%)	300%	383%*	227%	192%	155%
Taxa de desgaste (mm/t)	0,101	0,120*	0,201	0,154	0,126

\*Valores calculados a partir de valores estimados, conforme descrito na seção 4.6.

Os valores das massas dos rotores e difusores após o final dos ensaios são apresentados nas Tabs. de 5.15 a 5.18. Para se analisar a diferença entre as bombas com relação ao desgaste erosivo, foram calculadas as taxas de desgaste dos difusores e rotores em função da quantidade de areia bombeada, na unidade g/t (ver Tabs. 5.19 e 5.20). Também nesse caso, os resultados relativos à bomba A são estimados, pois os valores iniciais de massa dos rotores e difusores não estavam disponíveis, sendo que para calcular as perdas de massa, foram utilizados os valores médios das massas dos difusores e rotores da bomba B na condição inicial. Portanto, esses resultados servem apenas para se ter uma ideia do efeito da granulometria do abrasivo na perda de massa dos estágios.

Tabela 5.15 – Massa dos difusores da bomba A após os ensaios com abrasivo

Leituras	Massa dos difusores (g)			
	D1	D2	D3	D4
1	321,72	350,52	330,62	368,93
2	321,71	350,51	330,65	368,92
3	321,70	350,52	330,64	368,93
<b>Média</b>	<b>321,71</b>	<b>350,52</b>	<b>330,64</b>	<b>368,93</b>
<b>Desvio Padrão</b>	0,01	0,01	0,01	0,01

Tabela 5.16 – Massa dos rotores da bomba A após os ensaios com abrasivo

Leituras	Massa dos rotores (g)		
	R1	R2	R3
1	172,24	170,18	171,51
2	172,24	170,18	171,50
3	172,22	170,19	171,50
<b>Média</b>	<b>172,23</b>	<b>170,18</b>	<b>171,50</b>
<b>Desvio Padrão</b>	0,01	0,01	0,01

Tabela 5.17 – Massa dos difusores da bomba B após os ensaios com abrasivo

Leituras	Massa dos difusores (g)			
	D1	D2	D3	D4
1	366,80	361,98	360,62	367,88
2	366,80	361,98	360,62	367,87
3	366,79	361,97	360,63	367,86
<b>Média</b>	<b>366,80</b>	<b>361,98</b>	<b>360,62</b>	<b>367,87</b>
<b>Desvio Padrão</b>	0,01	0,01	0,01	0,01

Tabela 5.18 – Massa dos rotores da bomba B após os ensaios com abrasivo

Leituras	Massa dos rotores (g)		
	R1	R2	R3
1	174,92	170,70	166,07
2	174,91	170,70	166,06
3	174,91	170,69	166,07
<b>Média</b>	<b>174,91</b>	<b>170,70</b>	<b>166,07</b>
<b>Desvio Padrão</b>	0,006	0,006	0,006

Tabela 5.19 – Taxas de desgaste erosivo dos difusores e rotores da bomba A

Condição	Massa dos difusores (g)					Massa dos rotores (g)				
	D1	D2	D3	D4	Todos	R1	R2	R3	Todos	
Novo	369,03*					1476,11*	173,08*			519,24*
Final dos ensaios	321,71	350,52	330,64	368,93	1371,79	172,23	170,18	171,50	513,92	
Perda de massa	47,32**	18,51**	38,39**	0,10**	104,32**	0,85**	2,90**	1,58**	5,32**	
<b>Taxa de desgaste (g/t)</b>	<b>17,68**</b>	<b>6,92**</b>	<b>14,35**</b>	<b>0,04**</b>	<b>38,98**</b>	<b>0,32**</b>	<b>1,08**</b>	<b>0,59**</b>	<b>1,99**</b>	

\*Valores estimados a partir dos valores médios obtidos pelos difusores e rotores da bomba B (ver seção 4.6)

\*\*Valores calculados a partir dos valores estimados

Tabela 5.20 – Taxas de desgaste dos difusores e rotores da bomba B

Condição	Massa dos difusores (g)					Massa dos rotores (g)			
	D1	D2	D3	D4	Todos	R1	R2	R3	Todos
Novo	371,91	367,65	366,42	370,13	1476,11	177,91	173,23	168,09	519,24
Final dos ensaios	366,80	361,98	360,62	367,87	1457,27	174,91	170,70	166,07	511,68
Perda de massa	5,12	5,68	5,79	2,26	18,84	3,00	2,54	2,03	7,56
<b>Taxa de desgaste (g/t)</b>	<b>4,95</b>	<b>5,50</b>	<b>5,61</b>	<b>2,18</b>	<b>18,24</b>	<b>2,90</b>	<b>2,46</b>	<b>1,96</b>	<b>7,32</b>

Os resultados das perdas de massa e das taxas de desgaste mostram que o desgaste nos difusores é bem mais acentuado do que nos rotores. E comparando as bombas, nota-se que o desgaste nos difusores foi bem mais crítico quando foi utilizada a areia de maior granulometria, pois, nessa condição, a taxa de desgaste obtida, somando todos os difusores, foi superior em mais do que duas vezes a que foi obtida na bomba que trabalhou com abrasivo de menor dimensão.

### 5.3.3. Análise das vibrações

Nas Figs. 5.32 e 5.33 são apresentados os espectros de frequência das vibrações em velocidade obtidos a partir de todos os acelerômetros, antes do início e após o término dos ensaios, para a bomba A. Os dados dos acelerômetros, nesse caso, foram coletados a partir da segunda rotina de aquisição do programa supervisório, conforme descrito na seção 4.5. Vale ressaltar, que esses espectros foram obtidos com a bomba centrífuga operando na condição de vazão máxima, na qual a bomba fornece uma altura de elevação próxima de zero. Foi escolhida essa condição para realização da coleta dos dados de vibração pela facilidade de se ajustar o sistema. Pois, é necessário apenas realizar a abertura total da válvula de restrição da vazão do circuito hidráulico (ver Fig. 2.29) que a bomba passa a operar na condição de vazão máxima. Porém, posteriormente, foi verificado que devido à instabilidade de operação da bomba nessa condição, em que há um grande esforço em *downthrust* nos impelidores, não foi possível utilizar esses dados para analisar a evolução dos picos de vibração no decorrer dos ensaios. Para essa análise, conforme será demonstrado a seguir, foram utilizados os dados obtidos pela primeira rotina do programa supervisório.

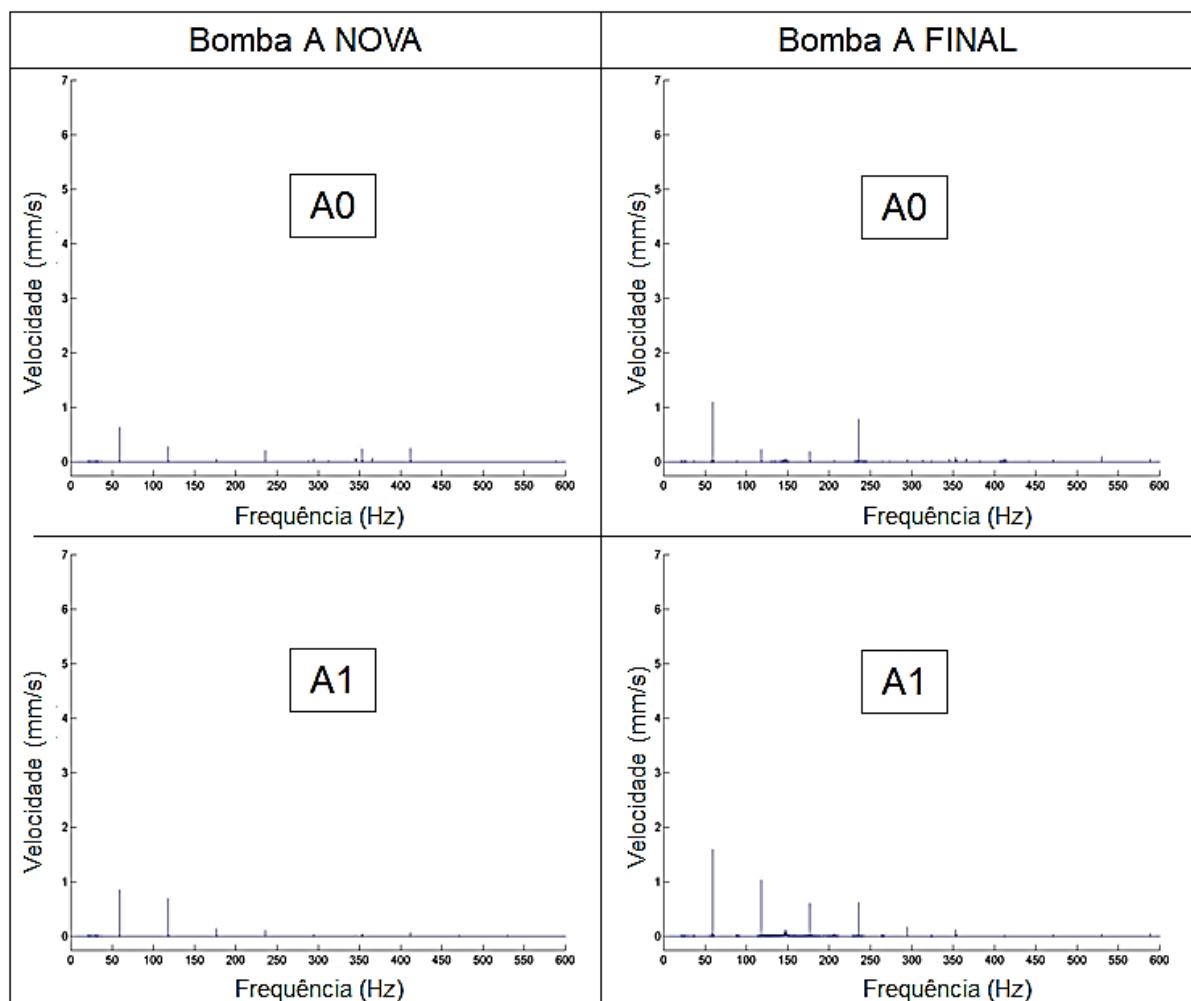


Figura 5.32 – Espectros de frequência das vibrações em velocidade coletadas pelos acelerômetros A0 (posição vertical, próximo a entrada da bomba) e A1 (posição vertical, próximo a saída da bomba), **Bomba A** operando com vazão máxima, respectivamente, antes do início e ao final dos testes

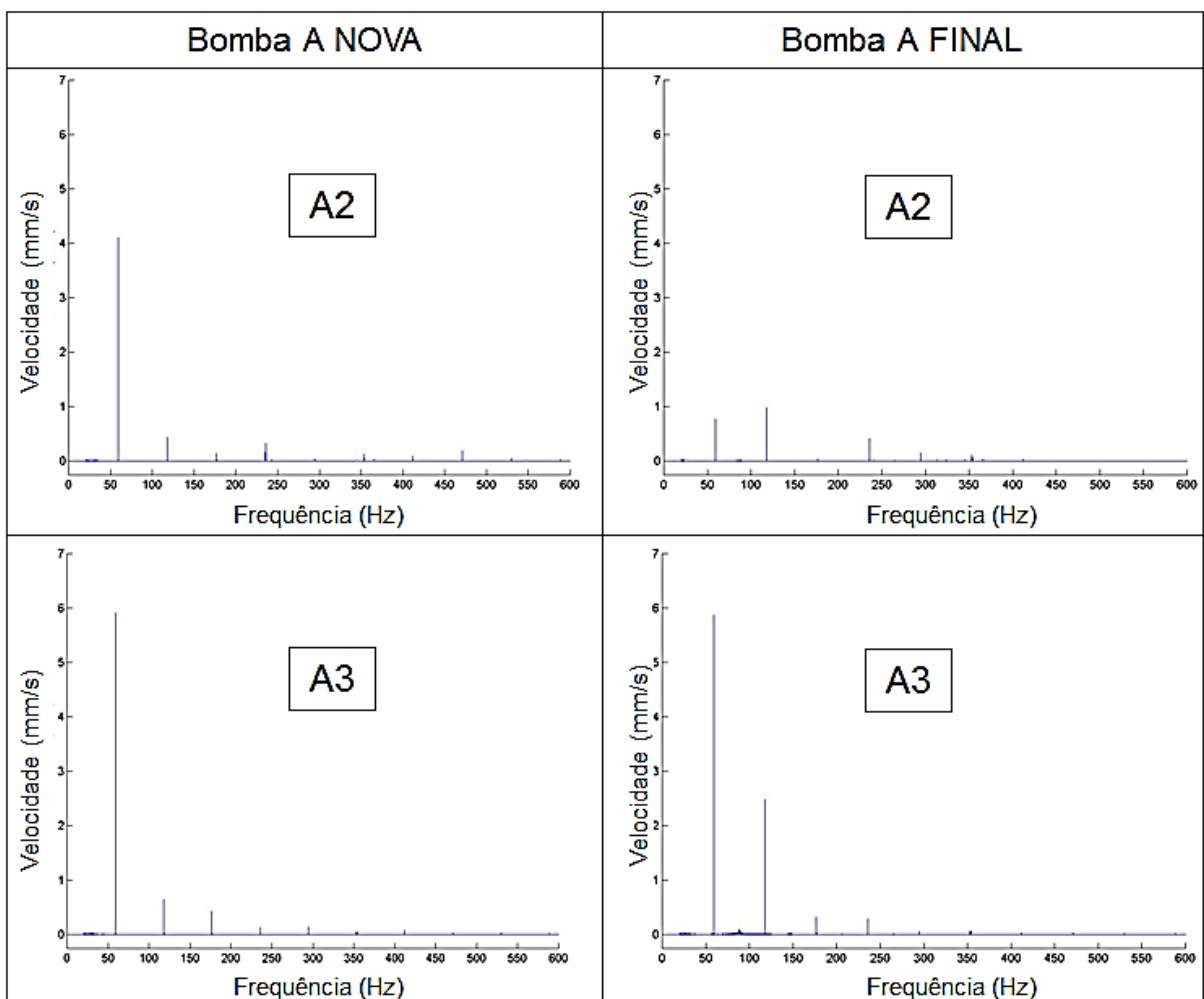


Figura 5.33 – Espectros de frequência das vibrações em velocidade coletadas pelos acelerômetros A2 (posição horizontal, próximo a entrada da bomba) e A3 (posição horizontal, próximo a saída da bomba), **Bomba A** operando com vazão máxima, respectivamente, antes do início e ao final dos testes

Nos espectros foi observado que, para todos os acelerômetros, há uma tendência de, na condição final, com a bomba degradada, aumentarem os picos de vibração nas frequências maiores que 60 Hz, principalmente, na frequência de 120 Hz. Pode ser observado também que os maiores picos foram coletados no acelerômetro A3, o qual foi instalado em posição horizontal, próximo à saída da bomba. Com relação aos picos na frequência de 60 Hz, que corresponde à frequência de excitação do sistema, não se verificou um comportamento uniforme em todos os acelerômetros. Nos espectros de A0 e A1, houve um ligeiro aumento e no espectro de A3, não houve alteração significativa, enquanto que no espectro de A2, houve uma redução brusca do pico de vibração.

O mesmo procedimento foi realizado para a bomba B, e os espectros de frequência, das vibrações em velocidade estão representados nas Figs. 5.34 e 5.35.

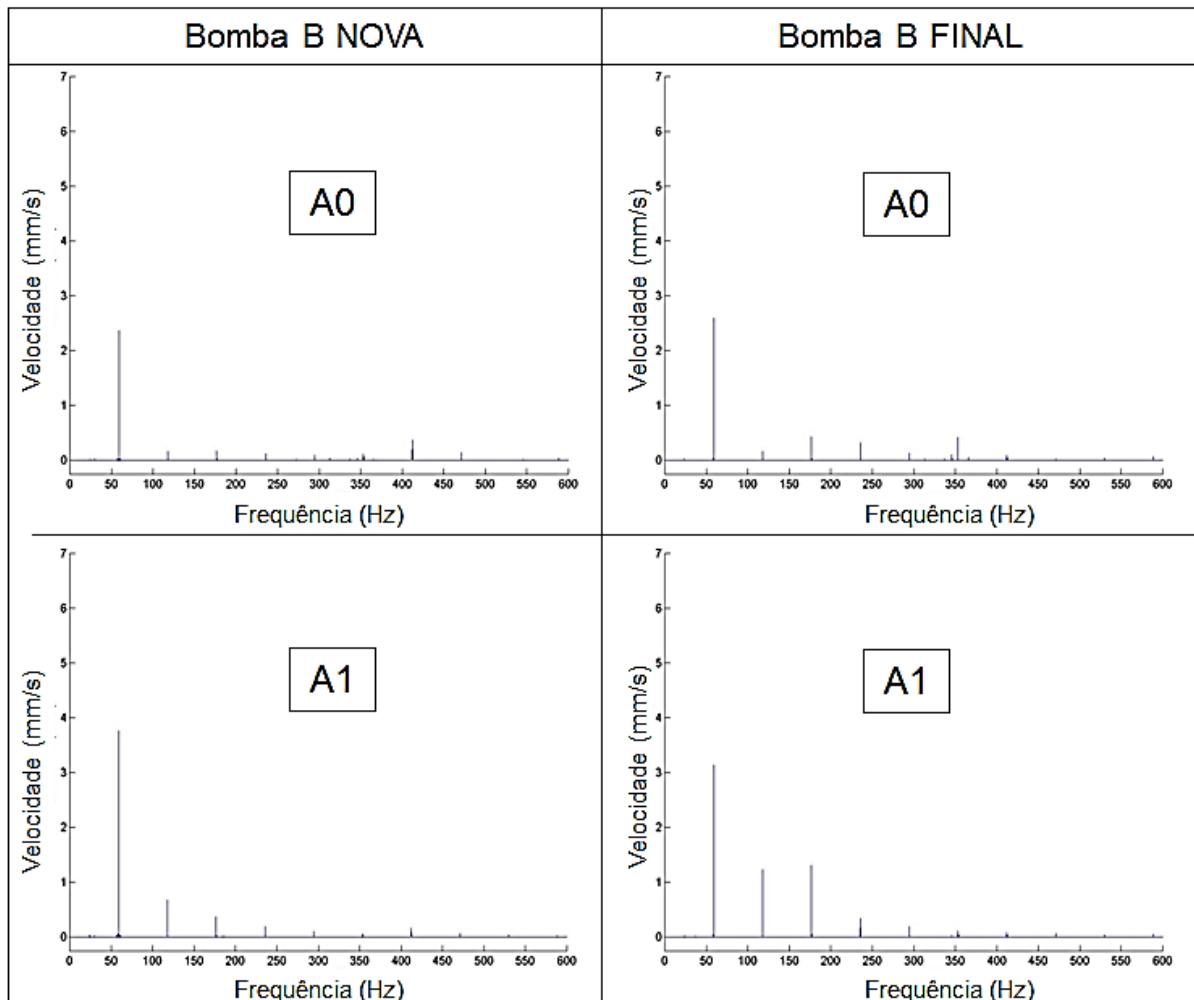


Figura 5.34 – Espectros de frequência das vibrações em velocidade coletadas pelos acelerômetros A0 (posição vertical, próximo a entrada da bomba) e A1 (posição vertical, próximo a saída da bomba), **Bomba B** operando com vazão máxima, respectivamente, antes do início e ao final dos testes

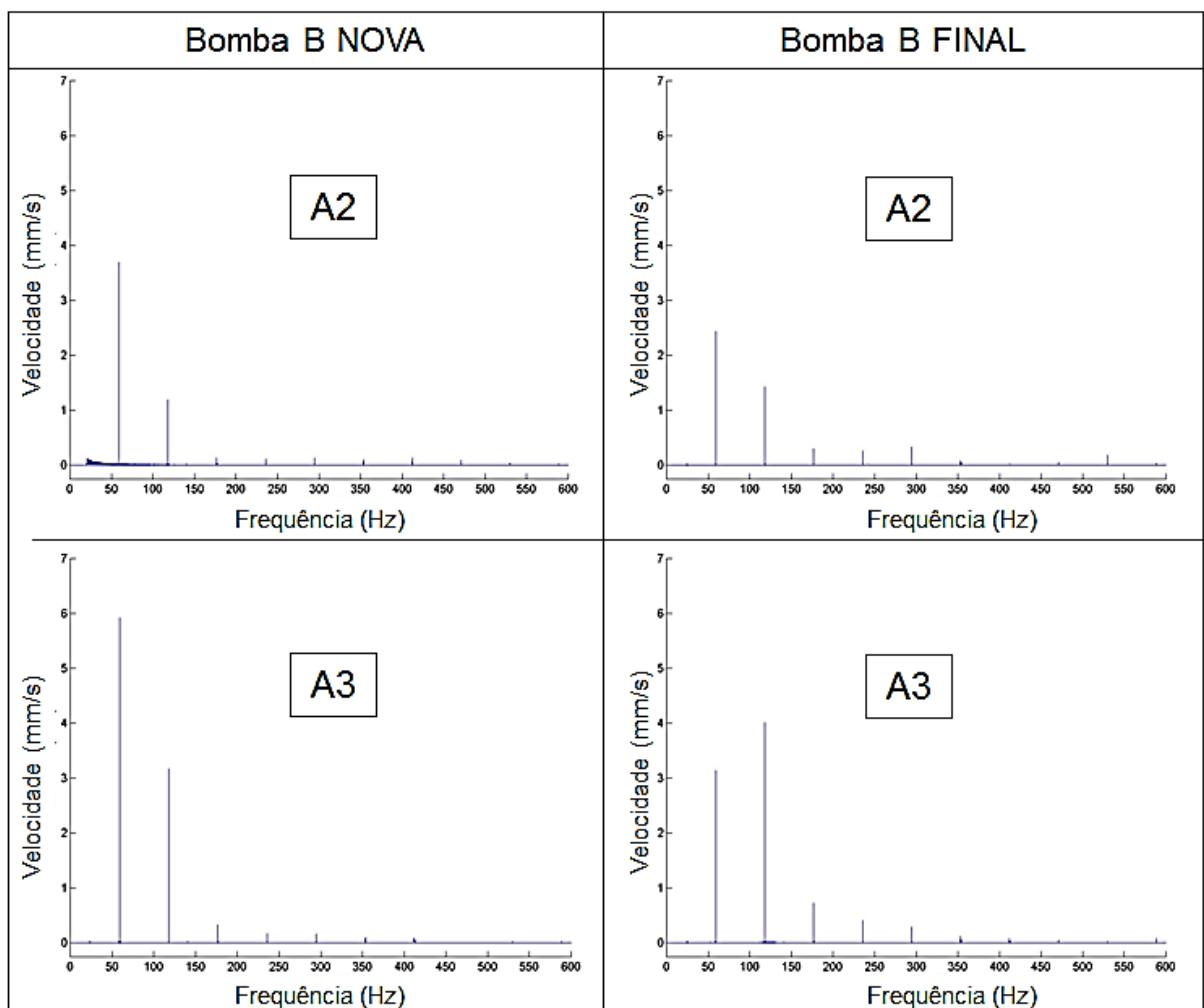


Figura 5.35 – Espectros de frequência das vibrações em velocidade coletadas pelos acelerômetros A2 (posição horizontal, próximo a entrada da bomba) e A3 (posição horizontal, próximo a saída da bomba), **Bomba B** operando com vazão máxima, respectivamente, antes do início e ao final dos testes

Para a bomba B, também foi verificada uma tendência de ampliação dos picos de vibração nas maiores frequências, após os ensaios com abrasivo. Um ponto importante para essa bomba foi que antes do início dos ensaios, essa apresentou valores maiores de vibrações na frequência de 120 Hz, nos acelerômetros A2 e A3, do que a bomba A tinha apresentado. Outro fato de destaque foi que na condição final, houve uma redução na amplitude das vibrações na frequência de 60 Hz e um aumento na frequência de 120 Hz, para o acelerômetro A3. Sendo que no final, o valor da amplitude de vibração a 120 Hz foi superior ao da amplitude a 60 Hz.

Analizando as vibrações das duas bombas, foi notado que, para ambas, as vibrações mais intensas ocorrem nas frequências 60 e 120 Hz e os maiores valores foram coletados

pelo acelerômetro A3. Sendo assim, foi feita uma comparação das evoluções das vibrações no decorrer dos ensaios. Essa comparação foi feita a partir dos picos de vibração obtidos nessas frequências com o acelerômetro A3 e que foram adquiridos ao longo dos ensaios a partir da primeira rotina de aquisição, conforme descrito na seção 4.5. Salienta-se que as vibrações consideradas nas curvas de monitoramento dos ensaios são coletadas com a bomba operando com uma vazão de  $90 \text{ m}^3/\text{dia}$ , fornecendo uma altura de elevação próxima de 20 metros. Para a obtenção do ponto de vibração correspondente a 2676 kg de areia da bomba A, foram considerados os 10 últimos valores salvos no arquivo gerado pelo programa de aquisição de dados, antes do travamento da bomba que levou ao encerramento do ensaio. As curvas obtidas nas frequências de 60 Hz e 120 Hz, para ambas as bombas, são apresentadas na Fig. 5.36. Em seguida, nas Figs. 5.37 e 5.38 são apresentadas as curvas de evolução dos picos de vibrações nas frequências 180 Hz, 240 Hz e 300 Hz, para as bombas A e B, respectivamente.

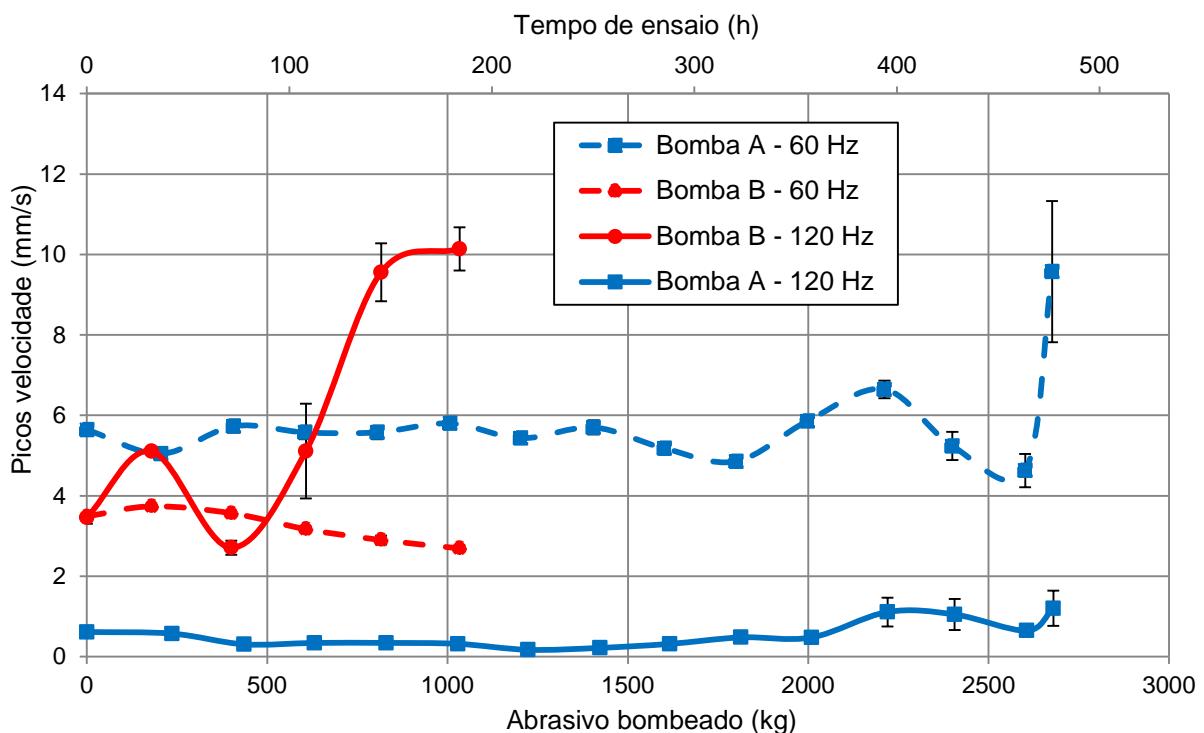


Figura 5.36 – Curvas de evolução das vibrações no decorrer dos ensaios com abrasivos, de acordo com os dados obtidos pelo acelerômetro A3, instalado em posição horizontal, próximo à saída da bomba, nas frequências **60 Hz e 120 Hz**

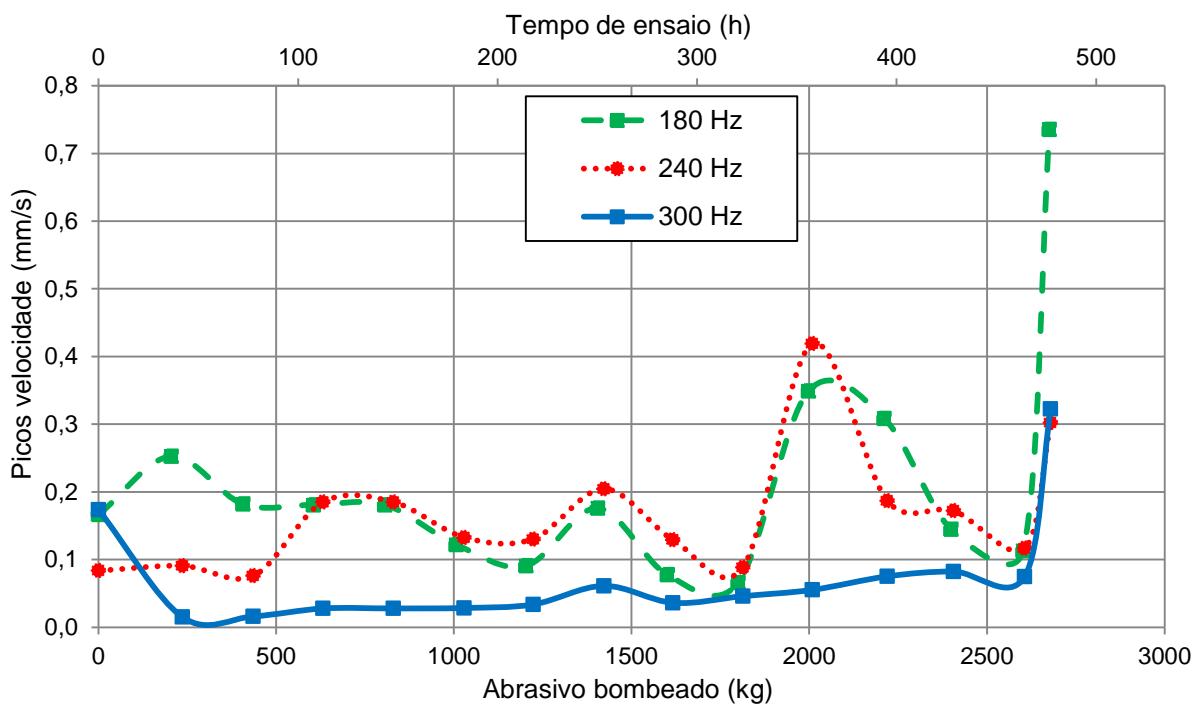


Figura 5.37 – Curvas de evolução das vibrações da **bomba A**, no decorrer dos ensaios com abrasivos, de acordo com os dados obtidos pelo acelerômetro A3, instalado em posição horizontal, próximo à saída da bomba, nas frequências **180 Hz, 240 Hz e 300 Hz**

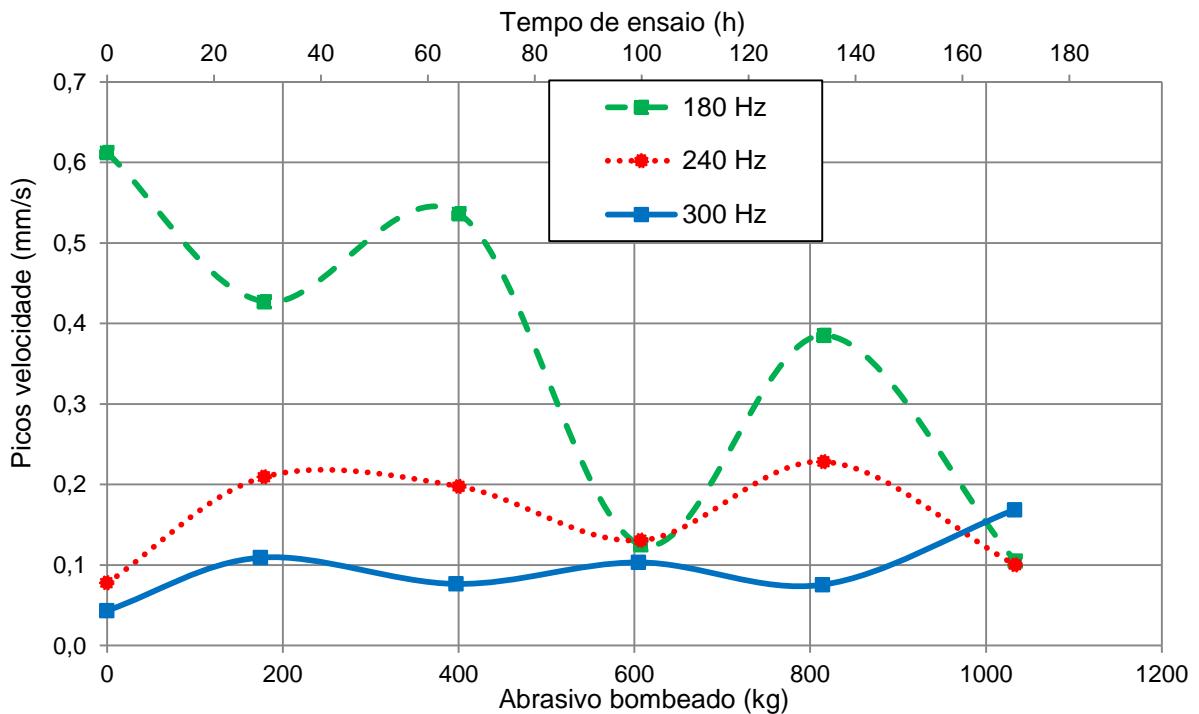


Figura 5.38 – Curvas de evolução das vibrações da **bomba B**, no decorrer dos ensaios com abrasivos, de acordo com os dados obtidos pelo acelerômetro A3, instalado em posição horizontal, próximo à saída da bomba, nas frequências **180 Hz, 240 Hz e 300 Hz**

Foi observado nas curvas de evolução dos picos de vibração, que na frequência de 60 Hz, a bomba A, desde o início apresentou valores maiores que a bomba B, porém não houve grandes alterações até a iminência da falha, que aconteceu após o bombeamento de 2676 kg de areia. Já para a bomba B houve uma pequena redução. Analisando as vibrações que aconteceram na frequência de 120 Hz, a bomba B apresentou valores consideravelmente maiores que a bomba A, e a partir do ponto correspondente a 400 kg de abrasivos bombeados, a curva apresenta uma tendência de aumento acentuado das vibrações. O maior pico registrado dentre todos os testes foi de 13,82 mm/s na frequência de 60 Hz, coletado pelo acelerômetro A3, na bomba A, cerca de dez minutos antes do travamento da mesma. No entanto, como evidenciado nas curvas de evolução, pelo procedimento adotado, que faz a média de 10 valores, a vibração na etapa final do teste da bomba B foi mais intensa que no final do teste da bomba A.

Com relação às vibrações nas frequências de 180 Hz, 240 Hz e 300 Hz, essas permaneceram com baixos valores, inferiores a 1 mm/s do início ao final dos testes. Considerando a bomba A, houve um aumento nos picos de vibração nessas frequências ao fim do ensaio, porém, para a bomba B não foi observada a mesma tendência. Portanto, levando em consideração o comportamento dos picos de vibração nas frequências de 180, 240 e 300 Hz nas duas bombas, não foi possível observar uma tendência predominante que possa ser correlacionada com os tipos de degradação que aconteceram nas bombas.

Vale ressaltar que os valores de vibração apresentados foram utilizados com o intuito de monitorar as evoluções dos picos de vibração em velocidade conforme as bombas sofriam desgaste. No entanto, não foi realizado um trabalho de investigação das fontes das vibrações e das interferências causadas por outros equipamentos ligados ao circuito.

#### 5.3.4. Mecanismos de desgaste

A Fig. 5.39 apresenta o difusor e o rotor do primeiro estágio da bomba A após o ensaio de erosão. Essas peças foram escolhidas para a análise dos mecanismos de desgaste por terem sido as peças mais degradadas dentre todas. Primeiro foi realizada uma análise visual das peças, registrando as imagens com câmera fotográfica e em seguida, as capas de ambas as peças foram removidas por processo de usinagem para observação dos canais internos, como descrito na seção relativa aos procedimentos experimentais.



Figura 5.39 – Difusor e rotor do 1º estágio da bomba A após a realização do ensaio de erosão

A região mais afetada pelo desgaste erosivo foi a parte interna do difusor da bomba A. A Fig. 5.40 evidencia um local em que houve perfuração da parede do difusor (ver seta indicativa do local de perfuração da parede do difusor). No total, ocorreram perfurações em seis posições no difusor 1 e três no difusor 3. Em ambos os difusores, as perfurações ocorreram na altura da peça em que há uma redução da parede devido à usinagem da sede do anel de vedação, o qual tem a função de evitar recirculação do fluxo entre os estágios. A Fig. 5.41 apresenta a parte da carcaça em que estava acomodado o difusor 1. Nessa posição pode-se observar que também há seis eventos de remoção de material, correspondentes às áreas atingidas pelo fluido que vazou pelos furos do difusor. Esse é um evento extremo, que pode, em princípio, levar ao corte da bomba e à perda do poço.



Figura 5.40 – Desgaste erosivo no difusor da bomba A: a) Vista interna; b) Vista externa



Figura 5.41 - Região da carcaça da bomba A onde estava acomodado o 1º estágio

Na bomba A, houve desgaste intenso na região interna dos difusores, porém as arruelas de desgaste, que absorvem esforços axiais, bem como os rotores, estavam íntegras.

Ainda com relação ao desgaste dos difusores, a Fig. 5.42 faz um comparativo entre um difusor novo e o desgastado do 1º estágio, ao bombear areia nº 100. A região crítica é indicada pelas setas. Como pode ser observado nessa figura, a região que mais sofre com o desgaste erosivo coincide com a parte do difusor que tem menor espessura de parede. Tal fato deixa claro que a mudança da posição da sede do anel de vedação poderia promover um aumento significativo na vida útil dessas peças. Deve ser destacado ainda, que para esse modelo específico de bomba, é utilizado um anel de vedação para cada cinco estágios, portanto uma ação adicional a ser avaliada, poderia ser a de usinar apenas os difusores em que será instalado o anel de vedação.

Na Fig. 5.43 foram montados os mesmos difusores, no entanto, foram inseridos rotores nas devidas posições. Essa montagem mostra que a região de maior desgaste do difusor não está localizada na altura em que ocorre a saída do fluxo do rotor, e sim, abaixo da capa inferior do rotor. Como causa provável para explicar esse evento, foi deduzido que, devido à movimentação do rotor, parte do fluxo pode ser desviada, não entrando no próximo rotor. Esse fluxo, ao atingir a parede do difusor, em alta velocidade, promove desgaste erosivo intenso, sendo responsável por perfurações nos difusores e em alguns casos, até na carcaça da bomba, como mostrado na Fig. 5.41.



Figura 5.42 - Comparação entre o perfil do difusor do 1º estágio da bomba A (inferior) e um difusor novo (superior). As setas indicam o local desgastado no difusor e os correspondentes locais no difusor novo

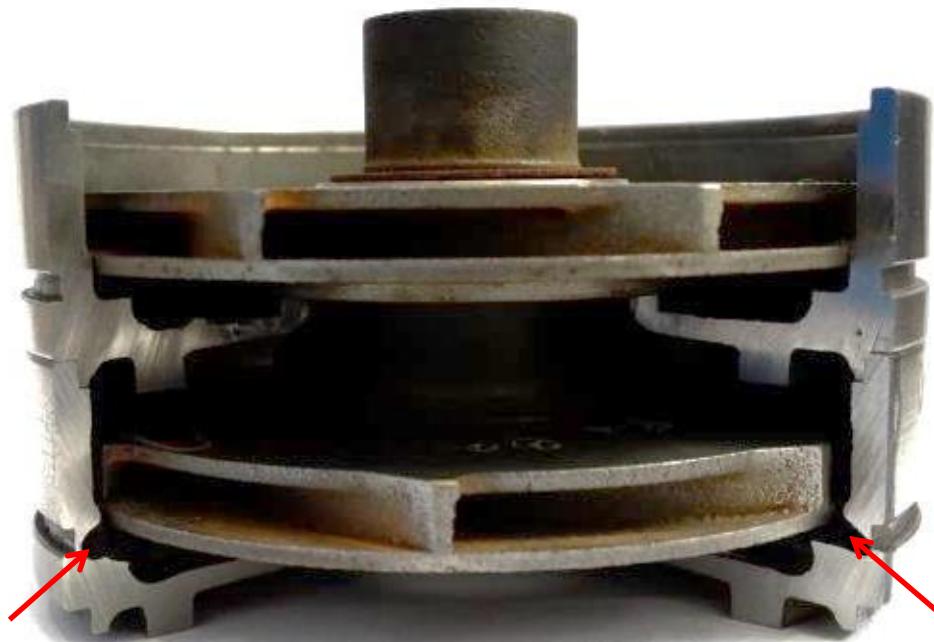


Figura 5.43 - Comparação entre o perfil do difusor do 1º estágio da bomba A (inferior) e um difusor novo (superior) com os respectivos rotores

O mesmo procedimento foi realizado para observação do desgaste na bomba B. Entretanto, como pode ser observado, nas Figs. de 5.44 a 5.46, não houve desgaste apreciável nos difusores e nos rotores dessa bomba, nem mesmo na parede do difusor localizada abaixo do rotor.



Figura 5.44 – Difusor 1 da bomba B após bombeio de 1033 kg de areia



Figura 5.45 – Rotor 1 da bomba B após bombeio de 1033 kg de areia

Por apresentarem características de funcionamento iguais, os mecanismos de desgaste são originados por efeitos semelhantes, em ambas as bombas. Dessa forma, foram preparadas amostras apenas do rotor 1 e do difusor 1 da bomba A, para observação no microscópio eletrônico de varredura. A amostra do rotor 1 é exibida na Fig. 5.47, na qual são indicados os pontos em que foram obtidas as imagens.

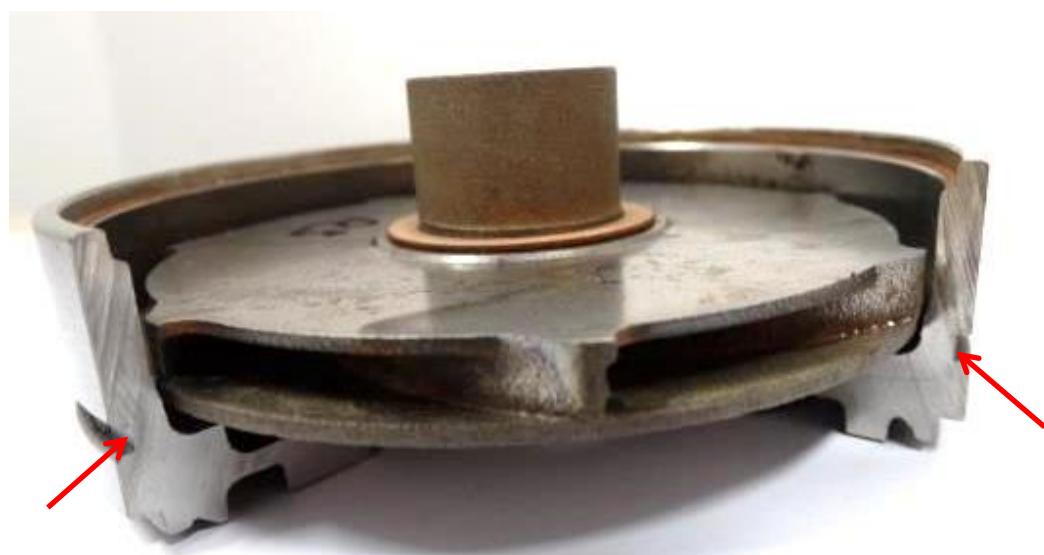


Figura 5.46 – Primeiro estágio da bomba B após bombeio de 1033 kg de areia

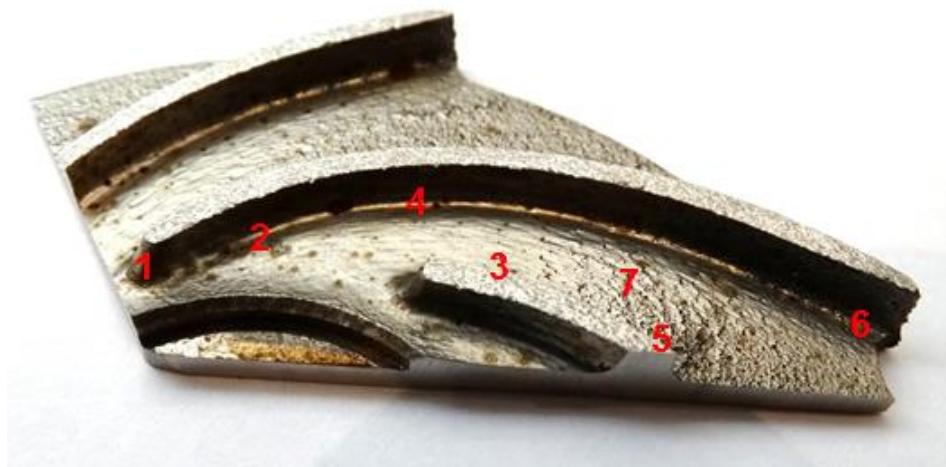
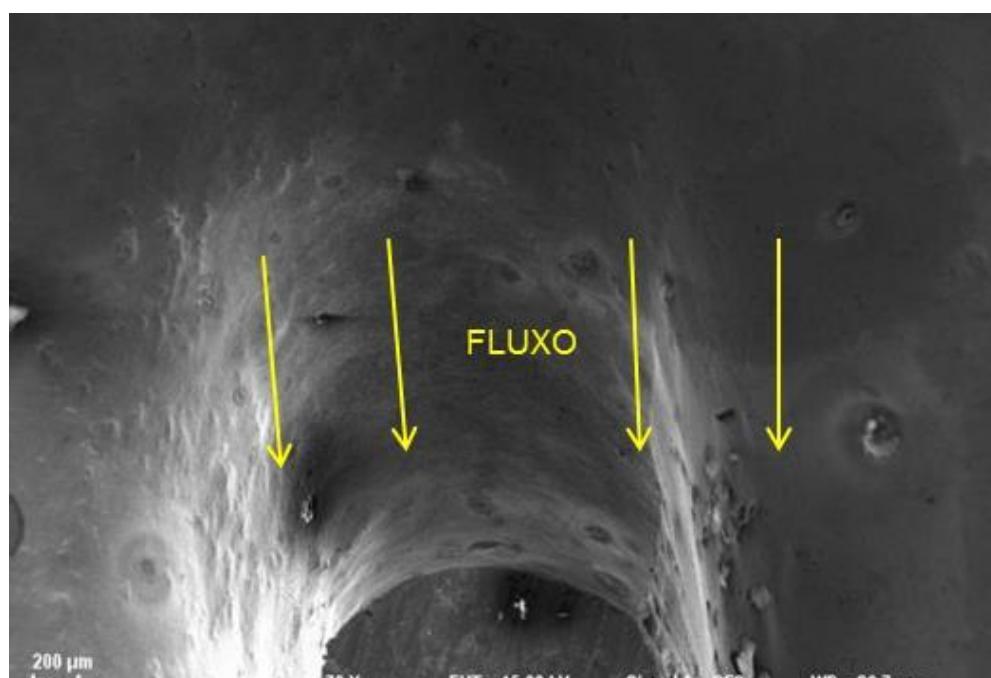
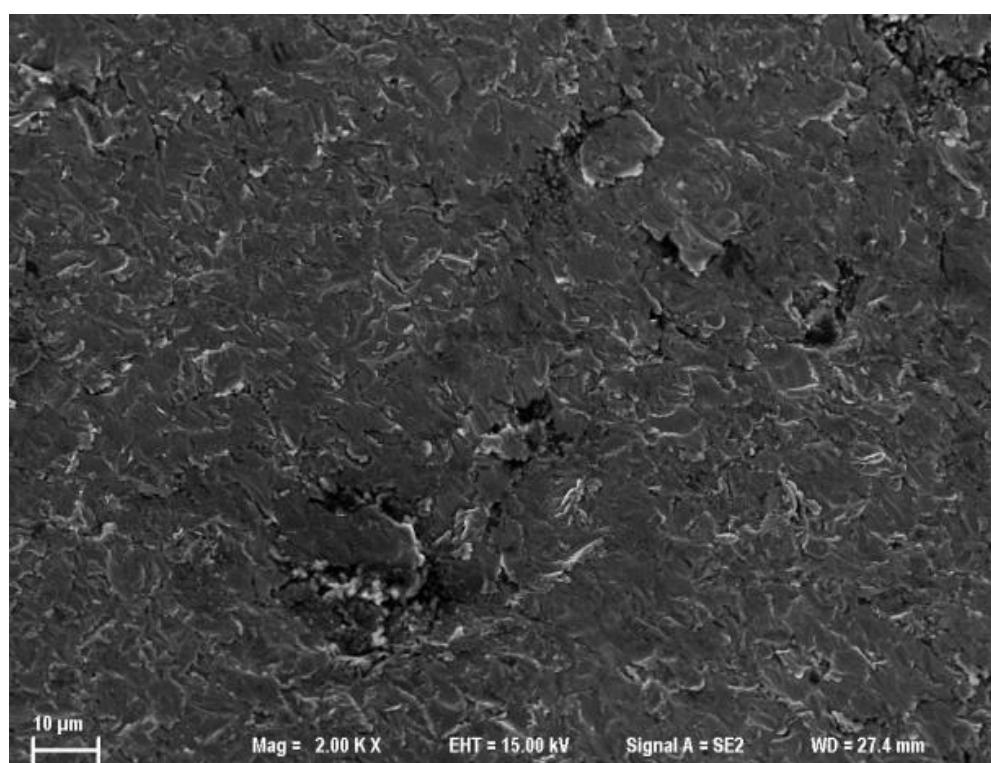


Figura 5.47 – Regiões do rotor analisadas no MEV

Inicialmente, conforme demonstrado na Fig. 5.48, foi observada a região 1, que corresponde à parte frontal de uma aleta. Nessa região, o fluxo entra no rotor, vindo do difusor anterior, com baixa velocidade e alta pressão, comparando com a saída do rotor. Com relação ao desgaste, pode-se dizer que não foi significativo, visto que não foram observados grandes destacamentos de material. Apenas nota-se que há presença de pequenos eventos de erosão, típicos de impingimento frontal (próximo a 90°), os quais ficam evidentes na Fig. 5.48b.



a)



b)

Figura 5.48 – Micrografia (MEV) da região 1 (ver Fig. 5.47), rotor do 1º estágio, bomba A após bombeio de 2676 kg de areia: a) Vista geral; b) Detalhe de a) mostrando desgaste erosivo típico de impingimento com ângulo próximo de 90º

Em seguida, na Fig. 5.49, são exibidas imagens obtidas no mesmo canal, porém na região oposta, ou seja, na saída do rotor, onde o fluido tem maior velocidade e menor pressão. Na imagem com maior ampliação percebe-se que houve erosão típica de impingimento em baixo ângulo. Nessa é visível, que houve remoção de material e presença de riscos e sulcos. Pelas imagens com maiores ampliações, é notada a presença de materiais não condutores, provavelmente resíduos do processo de fundição. Nos outros pontos do rotor analisados foram observadas características semelhantes às da região 7, porém com menores intensidades. De modo geral, o desgaste nos rotores não foi severo e esses estariam em condições de operar por mais tempo.

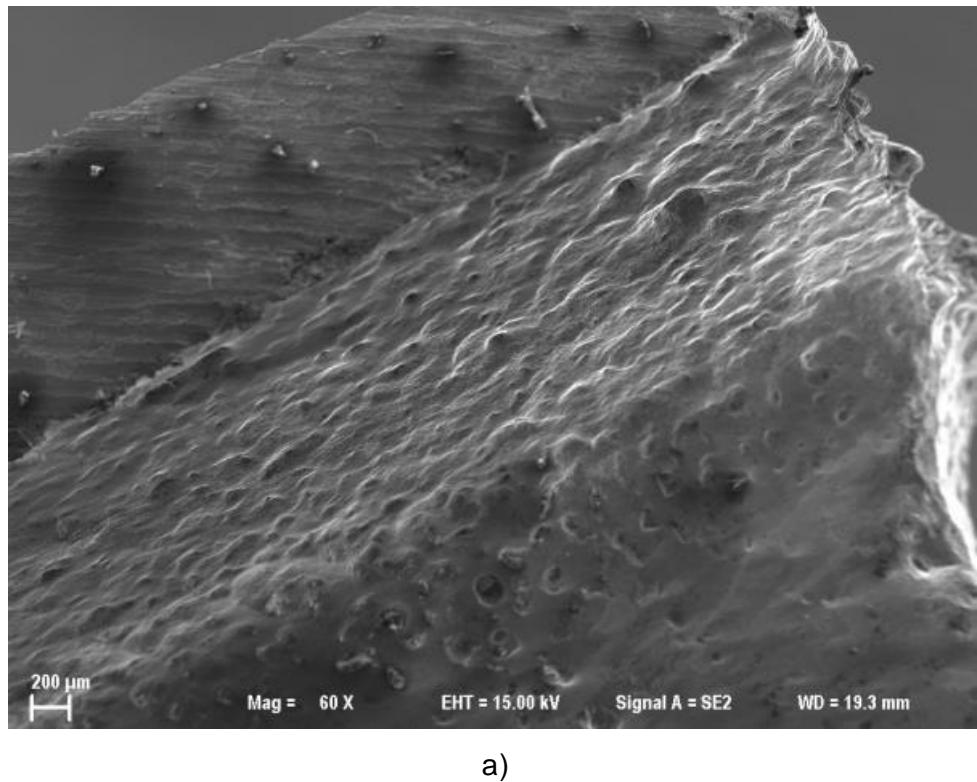
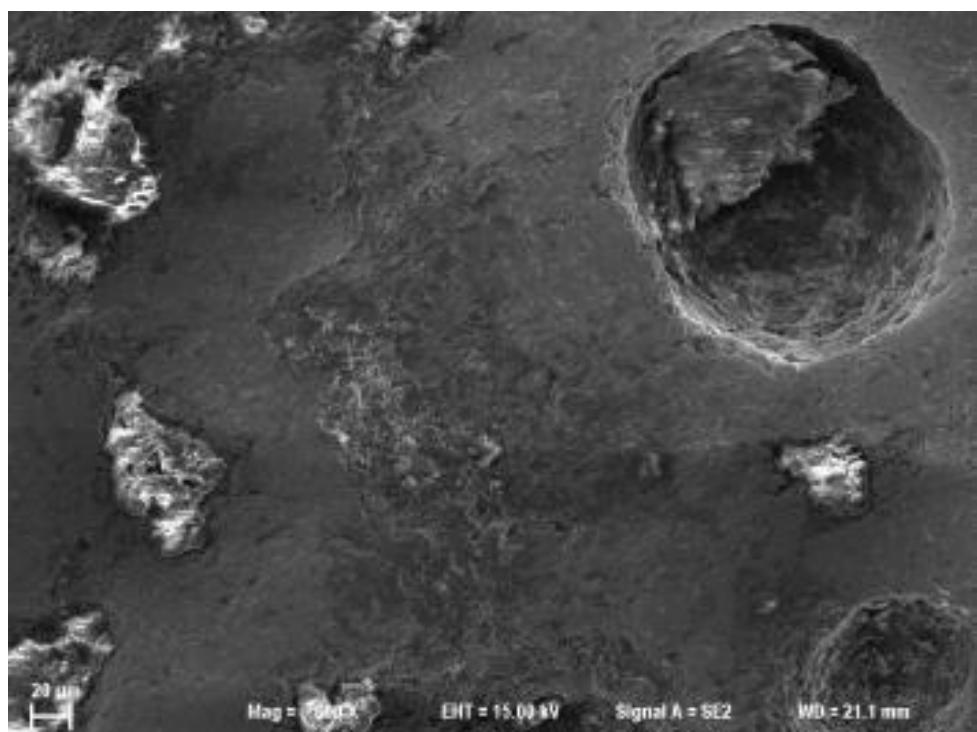
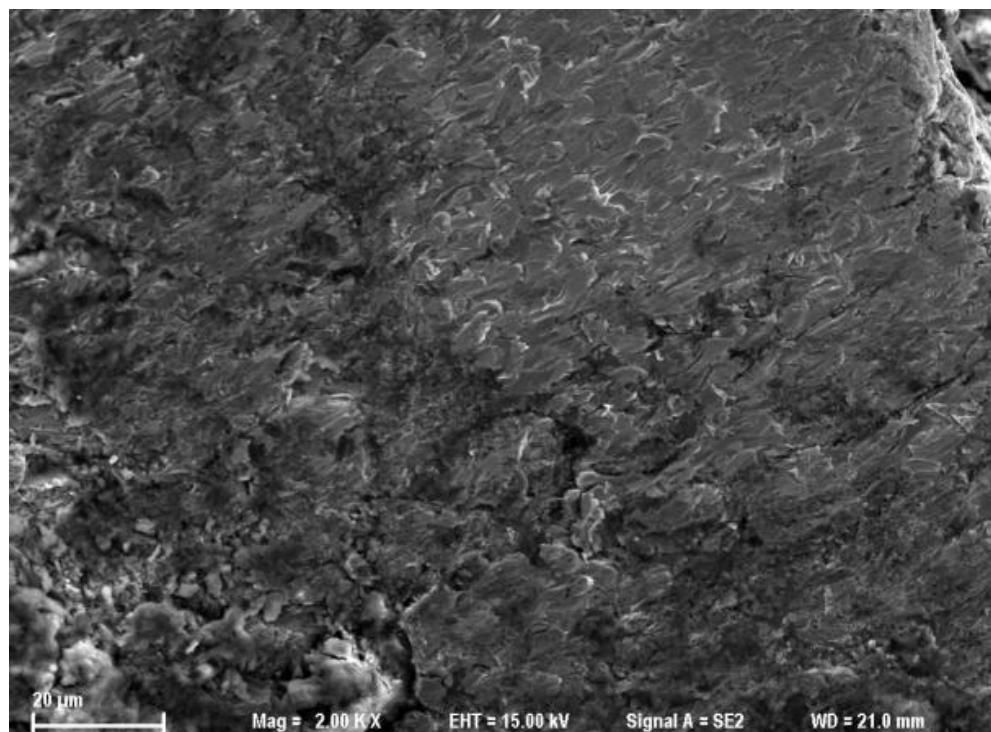


Figura 5.49 – Micrografia (MEV) da região 6 (ver Fig. 5.47), rotor do 1º estágio, bomba A após bombeio de 2676 kg de areia: a) Vista geral; b) Detalhe de a) mostrando resíduos do processo de fundição; c) Detalhe de b) mostrando desgaste erosivo típico de impingimento de baixo ângulo



b)



c)

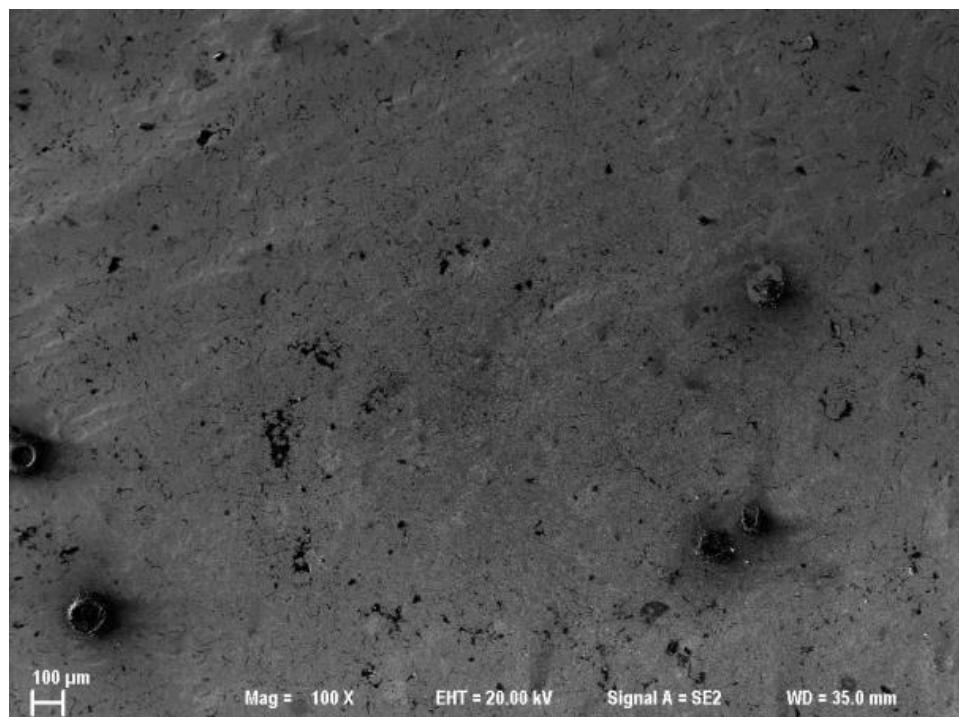
Figura 5.49 – Continuação

Procedimento semelhante foi realizado para avaliar o desgaste no difusor. Na Fig. 5.50 é ilustrada a amostra do difusor que foi utilizada na geração das imagens, assim como os pontos analisados.

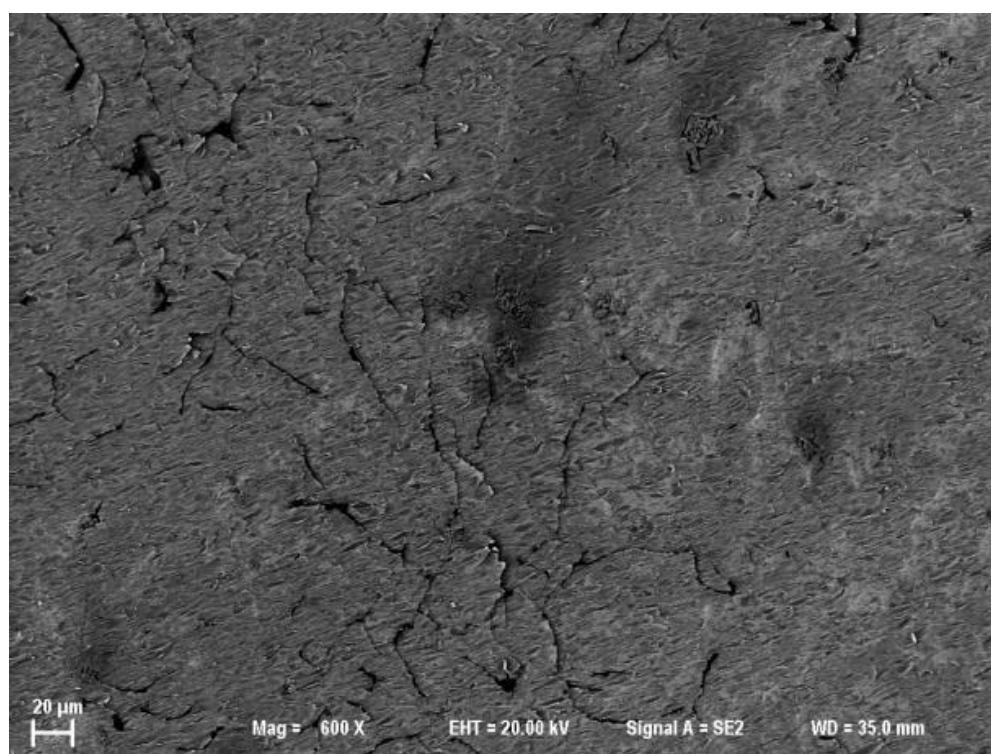


Figura 5.50 – Regiões do difusor analisadas no MEV

A seguir, nas Figs. de 5.51 a 5.54, são apresentadas as micrografias analisadas nas regiões indicadas na Fig. 5.50. Observa-se que em todas as regiões, há uma semelhança nos mecanismos de desgaste, mostrando geração de sulcos na direção do fluxo, ocasionados por erosão com baixo ângulo. E como pouca ou nenhuma trinca é identificada nos mecanismos de desgaste, conclui-se que esse material foi erodido de forma dúctil. Na Fig. 5.51b, relativa à imagem da região 1, notam-se as linhas onde se encontram os veios de grafita da microestrutura do material do difusor, que poderiam ser confundidas com trincas. Na região 3, localizada imediatamente abaixo do lugar em que o difusor foi perfurado, pode-se observar um ponto em que houve destaque de uma quantidade significativa de material. Nesse caso, pode ter havido um destaque localizado de material devido à localização desfavorável da lamela de grafita imediatamente abaixo da superfície. Uma combinação com processos corrosivos parece pouco provável, na medida em que o material em questão tem uma razoável resistência à corrosão na presença de água doce. Esse mesmo evento, parece evidente também na Fig. 5.54, correspondente à região 4 do difusor, onde se nota que há maior remoção de material na área de transição entre a matriz e um veio de grafita.

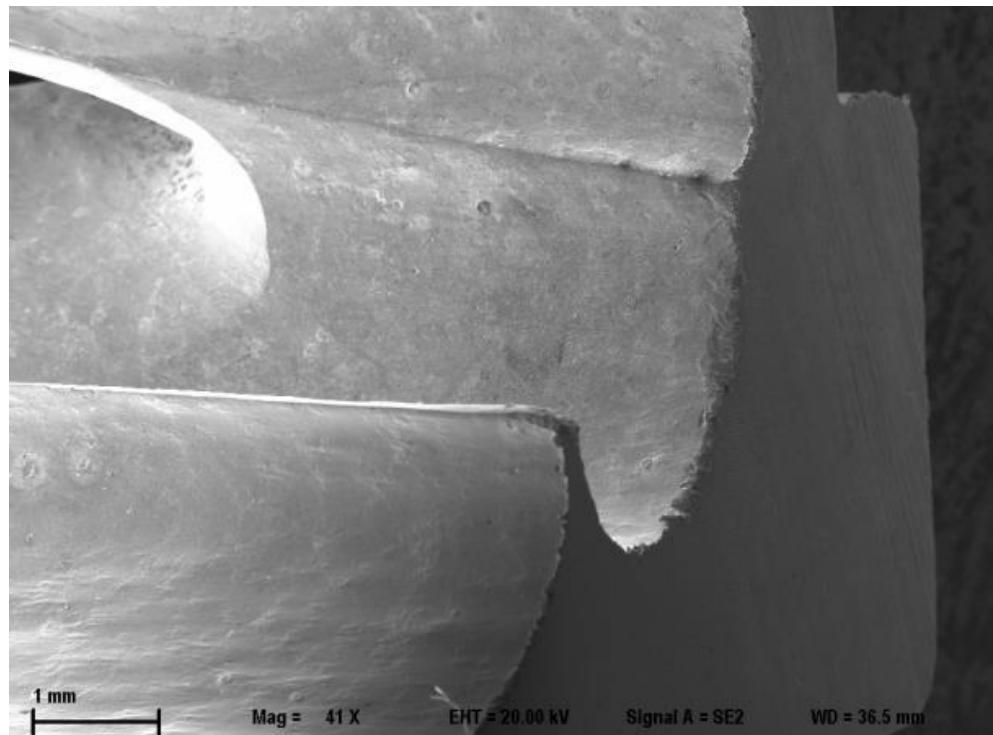


a)

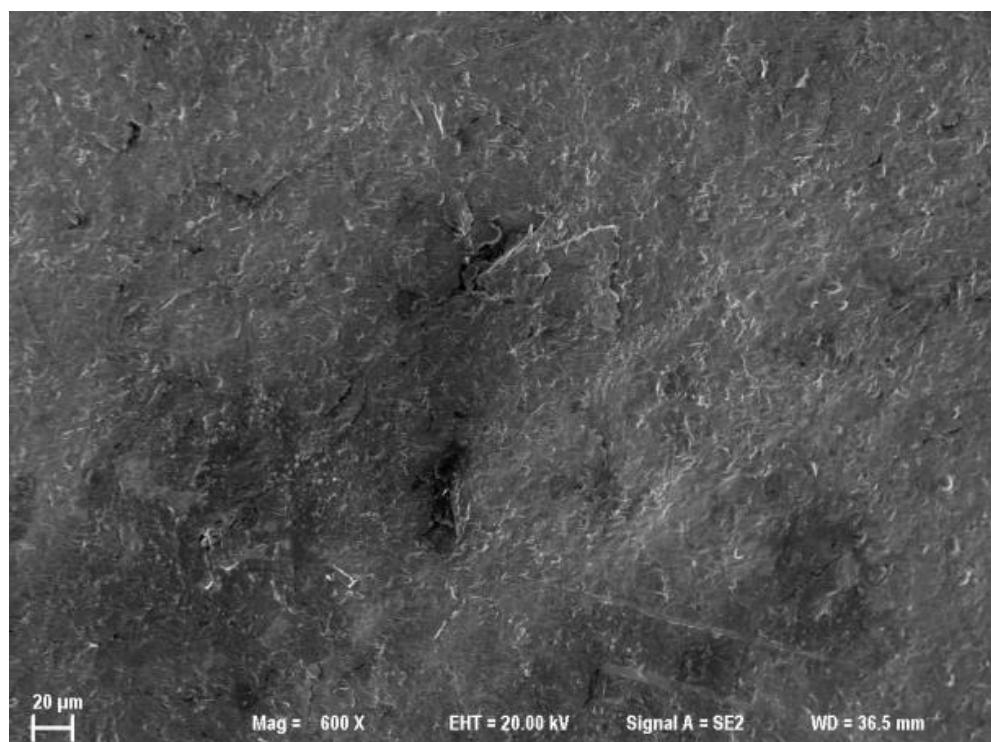


b)

Figura 5.51 – Micrografia (MEV) da região 1 (ver Fig. 5.50), difusor do 1º estágio, bomba A após bombeio de 2676 kg de areia, mostrando a presença de riscos/sulcos e o detalhe dos veios de grafita: a) Vista geral; b) Detalhe de a)



a)



b)

Figura 5.52 – Micrografia (MEV) da região 2 (ver Fig. 5.50), difusor do 1º estágio, bomba A após bombeio de 2676 kg de areia, mostrando a região mais degradada: a) Vista geral; b) Detalhe de a)

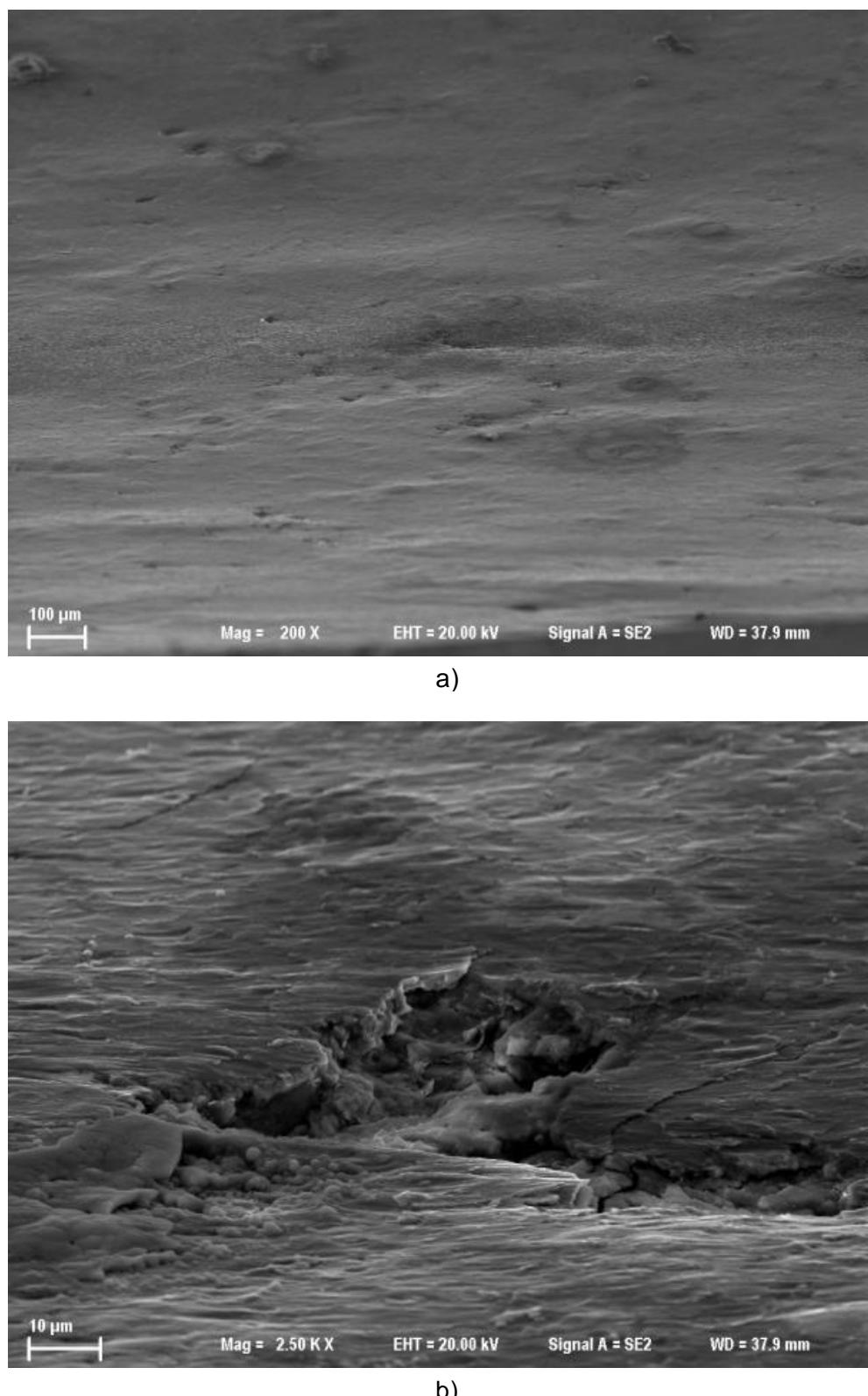


Figura 5.53 – Micrografia (MEV) da região 3 (ver Fig. 5.50), difusor do 1º estágio, bomba A após bombeio de 2676 kg de areia, mostrando presença de sulcos e cavidade onde houve remoção de material: a) Vista geral; b) Detalhe de a) mostrando região onde houve remoção de material

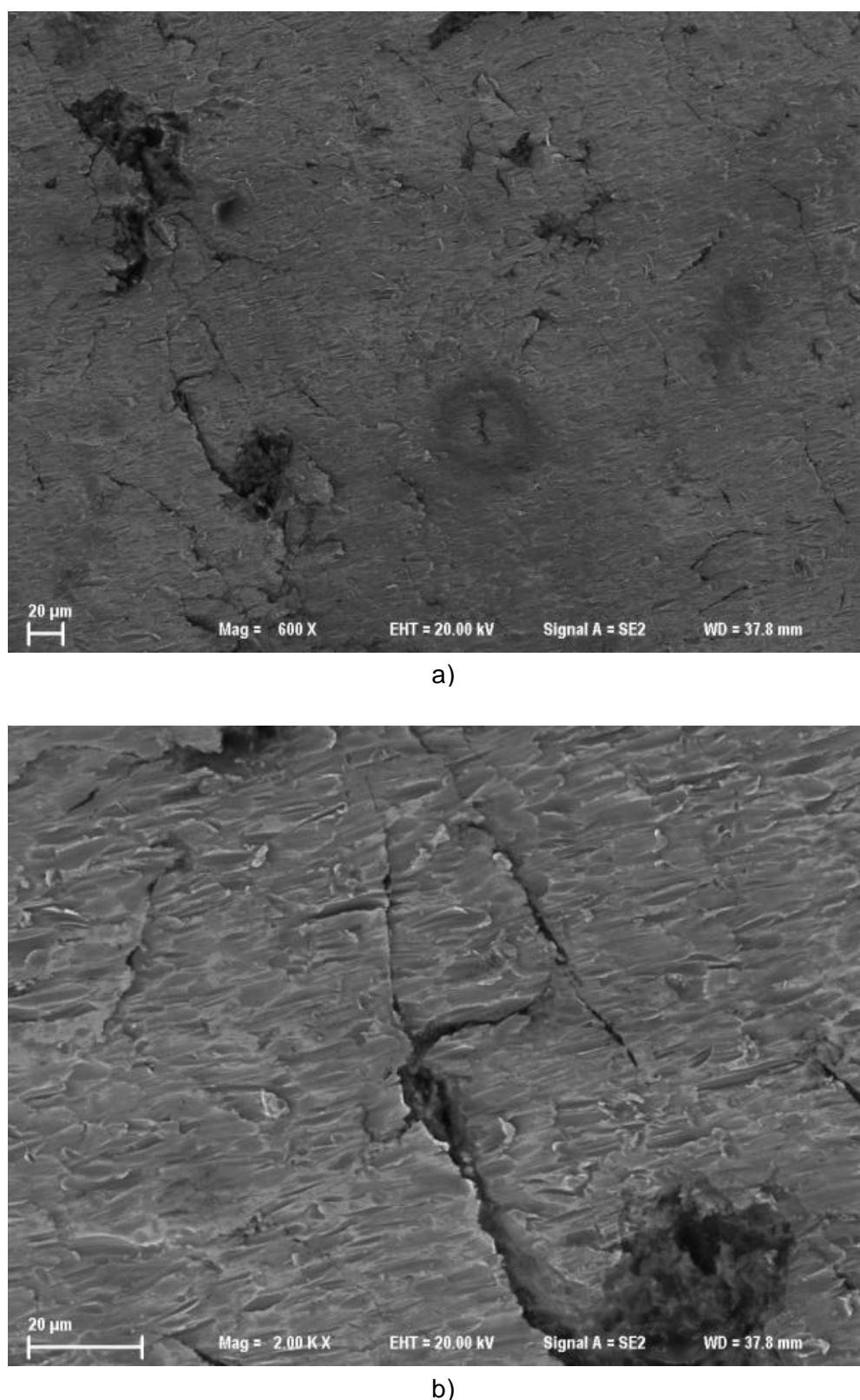


Figura 5.54 – Micrografia (MEV) da região 4 (ver Fig. 5.50), difusor do 1º estágio, bomba A após bombeio de 2676 kg de areia, mostrando o desgaste no veio de grafita: a) Vista geral; b) Detalhe de a) mostrando a região de interseção entre a matriz e um veio de grafita

A seguir, como mostrado na Fig. 5.55, é feita uma comparação entre as superfícies das luvas do mancal 1 das bombas A e B. Por essas imagens, observa-se que a luva da bomba A, que trabalhou com areia de maior granulometria, a superfície é mais irregular e possui canais de maior profundidade, com largura próxima ao diâmetro médio dos grãos de areia. Esses canais são formados por abrasão com rolamento de partículas, com grão de areia entre a luva e o mancal, sendo originados pela formação de riscos e sulcos em certos pontos da superfície, que ao atingirem profundidades suficientes, são formados canais preferenciais para acomodação dos grãos de areia, que penetram na folga do mancal e dão seguimento ao desgaste abrasivo. Esse efeito foi menos pronunciado na luva da bomba B, pois essa apresentou desgaste mais uniforme ao longo de toda a superfície, havendo apenas riscos estreitos com pequenas profundidades.

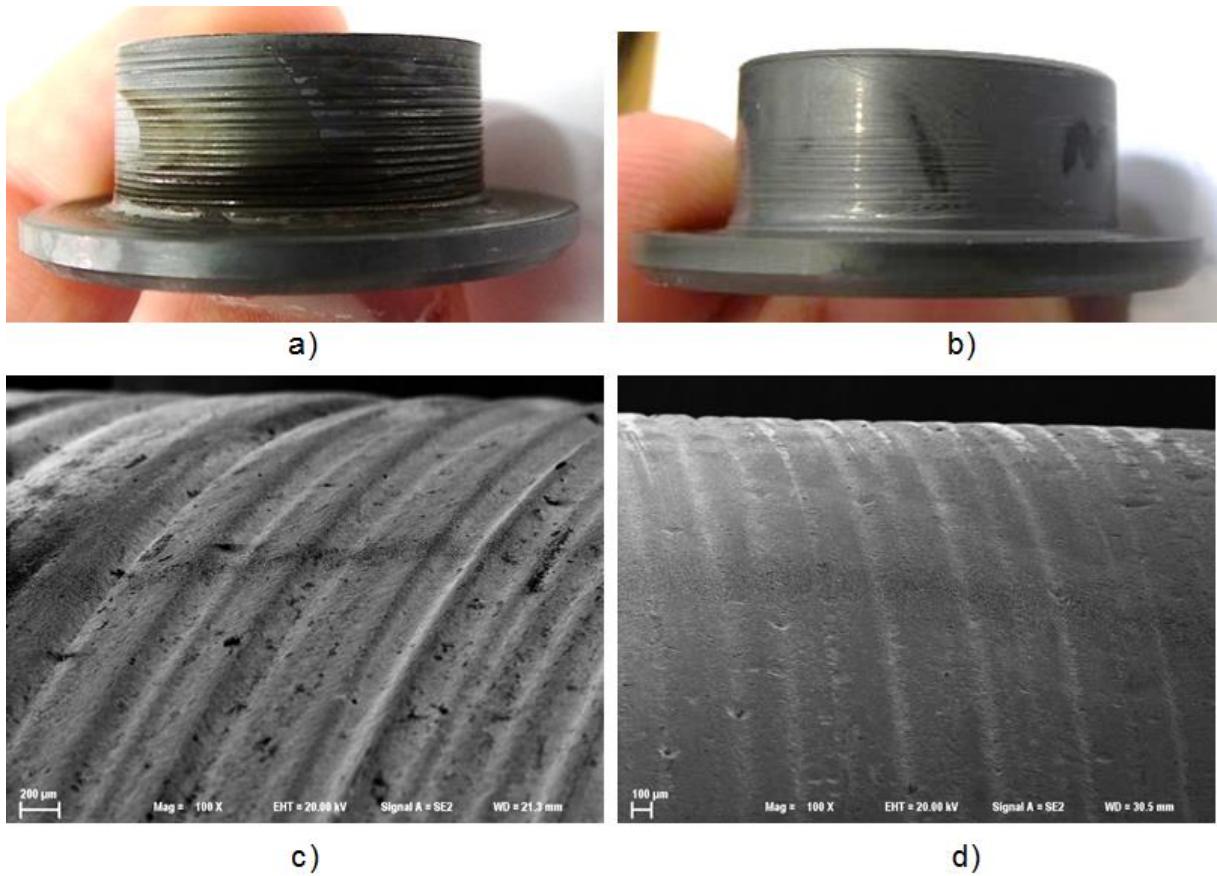


Figura 5.55 – Luvas dos mancais ao final dos ensaios: a) Luva do mancal 1 da bomba A; b) Luva do mancal 1 da bomba B; c) Superfície da luva da bomba A, ampliação 100x (MEV); d) Superfície da luva da bomba B, ampliação 100x (MEV)

### 5.3.5. Considerações finais relevantes para indústria

Na Fig. 5.56 é apresentado um gráfico de barras, fazendo um comparativo entre os resultados de queda da Altura de Elevação, de queda da Eficiência, de taxa de desgaste no mancal e de taxa de desgaste nos difusores, apresentados pelas bombas A e B. Essas características foram escolhidas por serem as que melhor representaram o efeito da granulometria do abrasivo no desgaste das bombas centrífugas submersíveis.

Com relação à altura de elevação, foi notado um efeito maior do desgaste proporcionado por partículas maiores, uma vez que a queda da altura de elevação máxima foi mais intensa na bomba A, 16,2% para essa e 3,8% para a bomba B. Quanto à taxa de desgaste nos difusores, verifica-se que a bomba que sofreu uma maior queda da altura de elevação máxima (bomba A), apresentou uma taxa de desgaste nos difusores muito superior, 39 g/t, enquanto a outra bomba apresentou a taxa de 18 g/t.

Ficou evidenciada uma correlação entre queda da altura de elevação máxima e a taxa de desgaste nos difusores com o tamanho dos abrasivos bombeados. Tal efeito pode ser justificado pelo tipo de desgaste que ocorre nos estágios. Pois, o desgaste erosivo que ocorre nos difusores é mais intenso quando provocado por partículas abrasivas maiores e a principal consequência desse tipo de desgaste é o aumento das perdas volumétricas, as quais resultam numa redução na altura de elevação fornecida pela bomba.

Quanto à eficiência máxima, houve uma queda maior na bomba que operou com areia extrafina, 30% nessa e 21% na bomba que operou com areia nº 100. A primeira também apresentou uma taxa de desgaste do mancal maior, 0,201 mm/t, enquanto na outra bomba a taxa foi de 0,101 mm/t.

Também foi demonstrada uma correlação entre a queda da eficiência e a taxa de desgaste do mancal com a granulometria dos abrasivos. A explicação se deve ao fato que os abrasivos menores têm uma facilidade maior de penetrarem nas folgas dos mancais, provocando abrasão por rolamento e deslizamento de partículas entre as superfícies da luva e do mancal. Nesse caso, ocorre o desgaste radial dos mancais que é o tipo de desgaste mais severo para operação de bombas centrífugas submersíveis.

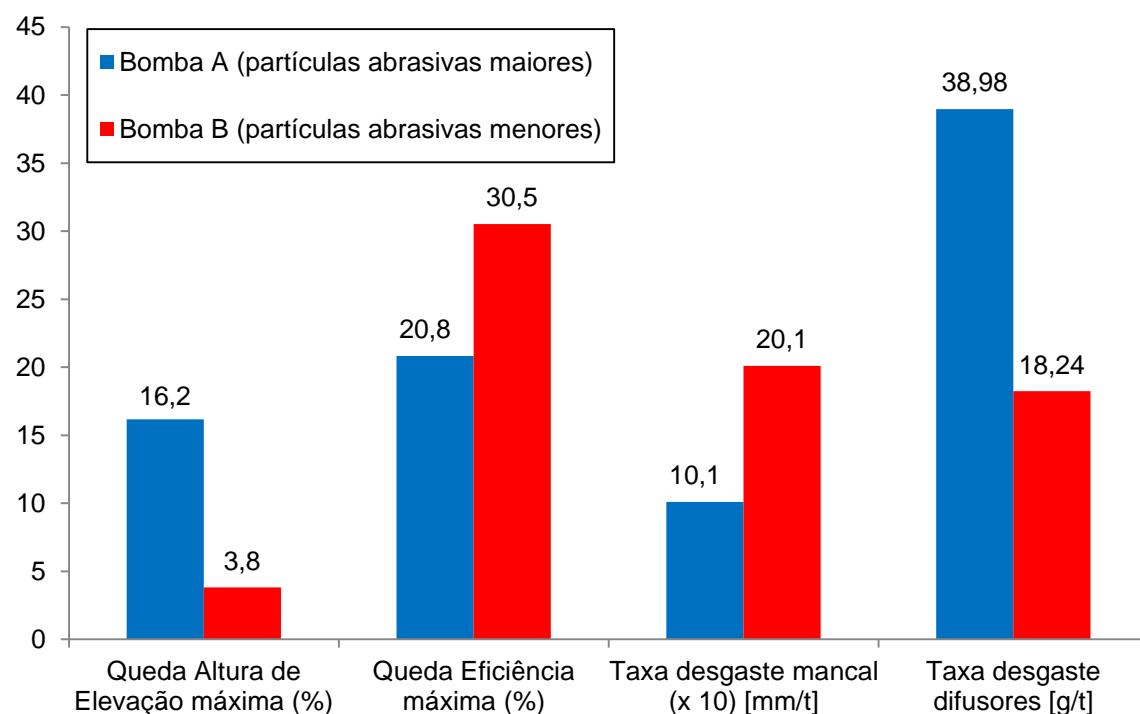


Figura 5.56 – Comparação entre os resultados de quedas de elevação e eficiência máxima e taxas de desgaste do mancal e dos difusores

## CAPÍTULO VI

### CONCLUSÕES

Neste trabalho foi avaliado o efeito da granulometria do abrasivo no desgaste de Bombas Centrífugas Submersíveis. Para tal, primeiramente foram realizadas modificações no circuito de teste com intuito de aumentar a autonomia dos ensaios. Na sequência, foram efetuados ensaios com areia nº 100 e com areia extrafina. Em seguida, foi avaliado o desempenho das bombas através das curvas características, obtidas a cada 200 kg de areia bombeados. Adicionalmente foram avaliadas as folgas dos mancais e vibrações nos mancais. Os resultados obtidos permitem concluir que:

- a) Com as modificações efetuadas no circuito houve um aumento considerável da autonomia dos ensaios, passando de cerca de uma hora para seis horas para o dosador e doze horas para o filtro coletor ao se trabalhar com concentração mássica de areia de 0,17 %;
- b) Na condição inicial, foram obtidos os valores de diâmetro médio de 225,27  $\mu\text{m}$  para a areia nº 100 e 70,31  $\mu\text{m}$  para a areia extrafina. Nas curvas de distribuição de dimensões, foi observada uma distribuição gaussiana apenas para a areia nº 100. Com relação à geometria das partículas, foram obtidas as razões de aspecto (RA) de 1,48 e 1,67, para as areias nº 100 e extrafina, respectivamente. Tais valores descrevem que as partículas tinham assimetrias consideráveis, uma vez que partículas totalmente simétricas (esferas) possuem RA igual a 1;
- c) Ao final dos ensaios, como foi comprovado pelos testes de significância realizados (seção 5.1), não foram observadas alterações relevantes nas geometrias dos abrasivos de ambas as areias. Igualmente, o diâmetro médio da areia nº 100 não apresentou uma alteração considerável. Porém, houve um aumento significativo do diâmetro médio da areia extrafina, devido à dificuldade de filtragem de partículas menores que 50  $\mu\text{m}$ ;

d) Para a areia de menor granulometria, foi observado um desgaste dos mancais mais intenso devido à maior facilidade com que as partículas abrasivas penetram nas folgas dos mancais. Por gerar instabilidade radial intensa, essa é a condição mais severa, podendo ocasionar a falha da bomba antes de haver maiores consequências do desgaste erosivo nos estágios da bomba centrífuga. Ainda foi demonstrado no trabalho que a areia extrafina deixa as superfícies das luvas dos mancais mais lisas, de forma que a folga em todo o mancal seja homogênea, enquanto a areia nº 100 deixa as superfícies das luvas dos mancais irregulares pela geração de canais preferenciais para ocorrência de desgaste abrasivo;

e) O desgaste erosivo foi severo para areia nº 100, principalmente nos difusores. A região mais desgastada dos difusores coincide com a região que possui menor espessura de parede, o que pode limitar sua vida útil drasticamente. Ainda sobre a região de maior desgaste erosivo, essa não aconteceu na altura em que o fluido sai do rotor, como era esperado por ser a posição em que ocorre uma mudança de direção do fluxo, mas aconteceu logo abaixo da capa inferior do rotor, muito provavelmente, devido ao impingimento em alta velocidade de um fluxo que não entra na região dos canais do rotor ao deixar o difusor anterior;

f) Para a areia nº 100 foi evidenciado que houve desgaste erosivo severo aliado a uma redução da Altura de Elevação e da Eficiência. Com relação à areia extrafina, foi demonstrado que essa promoveu um desgaste radial intenso, promovendo um grande aumento da potência consumida no eixo (BHP) e uma redução considerável na eficiência da bomba;

g) Dos resultados depreende-se que, com relação ao efeito do desgaste por areia, a pior situação para operação de uma bomba centrífuga submersível é a presença, no poço de petróleo, de areia com uma alta porcentagem de partículas menores que a folga radial dos mancais da bomba. Pois, nesse caso, deve ocorrer desgaste radial intenso reduzindo a vida útil drasticamente;

h) No presente trabalho foi observada que uma peculiaridade da areia de menor granulometria é a possibilidade de acontecer um emperramento dos rotores e luvas. Esse evento é resultado da grande quantidade de partículas que penetram nas folgas entre o eixo e os rotores e luvas. Como consequência, os rotores perdem o movimento axial ao longo do eixo.

## CAPÍTULO VII

### SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para obter maior robustez do equipamento de ensaio de desgaste em bombas centrífugas submersíveis, no *Loop 2*, são sugeridas as ações abaixo:

- a) Avaliar a quantidade máxima de vezes que cada tipo de areia pode ser reutilizado, para que não aconteçam alterações expressivas na dimensão e na forma das partículas;
- b) Aprimorar o processo de filtragem, de forma a melhorar a eficácia na filtragem de grãos menores que 50  $\mu\text{m}$ , sem prejudicar a autonomia;
- c) Desenvolver um sistema de controle automático da rotação dos dosadores de areia, que ajuste a dosagem em função da vazão do fluido de trabalho no sistema;
- d) Avaliar a incerteza de medição de todos os parâmetros mensurados no circuito de testes *Loop 2*.

Visando ampliar os conhecimentos sobre o desgaste em bombas centrífugas submersíveis, provocado por partículas abrasivas, sugerem-se ainda os seguintes trabalhos:

- e) Realizar novamente, o mesmo procedimento adotado nesse trabalho, porém, comparando bombas de outros modelos e fabricantes, testando bombas com peças de geometria e materiais diferentes;
- f) Realizar novo teste com areia nº 100, obtendo os valores das folgas dos mancais e massas dos rotores e difusores na condição inicial, para comprovar os valores das taxas de desgaste que foram estimadas nesse trabalho;

- g) Nos futuros ensaios, realizar a desmontagem da bomba centrífuga para medir as folgas nos mancais e as massas dos rotores e difusores, sempre que essa bombear 200 kg de areia. Pois assim, será possível desenvolver curvas com número suficiente de pontos para estimar, com maior confiança, as taxas de desgaste, podendo ainda correlacionar esses valores com as vibrações coletadas;
- h) Avaliar o desgaste das bombas centrífugas submersíveis utilizando água salgada.

## CAPÍTULO VIII

### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR NM-ISO 3310**: Peneiras de ensaio – Requisitos técnicos e verificação Parte 1: Peneiras de ensaio com tela de tecido metálico. Rio de Janeiro, 2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7214**: Areia normal para ensaio de cimento - Especificação. 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7215**: Ensaio de cimento Portland: Método de ensaio. 1996.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **RP11S2**: Recommended Practice on Electric Submersible Pump Testing. 2.ed. Dallas-Texas, 1997. 12p.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **RP11S8**: Recommended Practice on Electric Submersible System Vibrations. 2.ed. Dallas-Texas, 2012. 28p.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Boiler and Pressure Vessel Code - Section VIII - Division 1: Rules for construction of Pressure Vessels. New York, 2010.

BAKER HUGHES. **Submersible Pump Handbook**. 8.ed. Claremore-Oklahoma, 2008. 234p.

BARBARESCO, E. B. **Desenvolvimento de uma infraestrutura para o estudo de desgaste erosivo e corrosão em bombas centrífugas submersas da indústria do petróleo.** 2011. 111p. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia – MG.

BARRETO, J. B.; GUIMARÃES, H. J. S.; NOGUEIRA, L. S.; PAIXÃO, C. R.; SILVA, F. C.; SILVA, S. V. Elaboração de um projeto de Gravel Pack como sistema de contenção de areia em poços de petróleo: estudo de caso na bacia de campos - uma visão por gerência de projetos. In: **XXVII ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO**, 27, 2007. Foz do Iguaçu - PR.

BITTER, J. G. A. A study of erosion phenomena (part 1). **Wear.** n.6, p.5-21. 1963a.

BITTER, J. G. A. A study of erosion phenomena (part 2). **Wear.** n.6, p.169–190. 1963b.

BRITISH STANDARDS INSTITUTION. **BS-5500:** Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels. London, UK, 2004.

CAMPOS, M.A. **Estudo das instalações e operação de caldeira e vasos de pressão de uma instituição hospitalar sob análise da NR 13.** 2011. 80p. Monografia de Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho - Universidade do Extremo Sul Catarinense, Criciúma - SC.

CILAS. **Escolhendo o melhor parâmetro da forma para análises da Morfologia.** Orleans. 4p. Application Note.

DIVINE, D. L.; LANNOM, R. W; JOHNSON, R. A. Determining Pump Wear and Remaining Life from Electric Submersible Pump Test Curves. **SPE PF.** p 217-221. ago. 1993.

DUARTE, M.,A., V.; MEOLA, T. **Curso de Planejamento Experimental.** Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia – Faculdade de Engenharia Mecânica, 2007. 126p.

ESTEVAM, V. Elevação artificial na Petrobras. **ENCONTRO TÉCNICO DE BOMBEIO CENTRÍFUGO SUBMERSO**, 7, 2005, Salvador. p. 1-18 *apud* IGARASHI, A. Y. F.; MANZELA, A. A. **Evolução do Desempenho do Bombeio Centrífugo Submerso na Bacia de Campos**. 2006. 37 f. Monografia apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Petróleo – Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, Salvador.

EUROPEAN ARTIFICIAL LIFT FORUM (EuALF), 2006, Aberdeen. **Produção de óleo no mundo**. Aberdeen: SPE, 2006. 1 CD-ROM *apud* IGARASHI, A. Y. F.; MANZELA, A. A. **Evolução do Desempenho do Bombeio Centrífugo Submerso na Bacia de Campos**. 2006. 37 f. Monografia apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Petróleo – Escola Politécnica, Universidade Federal da Bahia, Salvador.

FINNIE, I. Some reflections on the past and future of erosion. **Wear**, n. 186-187, p.1 – 10, 1995.

FINNIE, I.; MISRA, A. On the size effect in abrasive and erosive wear. **Wear**, n. 65, p.359-373, 1981.

FRANCO, S. D. **Avaliação do Desempenho de uma Bomba Submersível Sujeita à Erosão-Corrosão**. Petrobras – Laboratório de Tecnologia em Atrito e Desgaste. Uberlândia-MG, 2012. p.118. Relatório interno.

FRANCO, S.D. **Contribuição ao Estudo do Desgaste Abrasivo de Materiais Polifásicos**. 1989. Dissertação de Mestrado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia - MG.

GERMAN, R. M. **Powder Metallurgy Science**. 2.ed. Princeton, NJ: MPIF, 1994.

HUPPES, R. M. **Análise de Falha em um Vaso de Pressão**. 2009. Monografia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre - RS.

HUTCHINGS, I.M. **Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials**. 4.ed. Londres: Arnold, 1996.

KING, D. G.; TRAYLOR, F. T.; STEWART, R. E. Abrasion Technology for Electric Submersible Pumps. **SPE 12199**. oct. 1983.

LAKE, L. W. **Petroleum Engineering Handbook**. Austin: Society of Petroleum Engineers, 2006. Volume IV. 900p.

LEA, J.F; POWERS, W.J. Submersible Pump Tear Down Manual. **SPE**: Gulf Coast Section ESP Workshop. Houston, April 1984 *apud* DIVINE, D. L.; LANNOM, R. W; JOHNSON, R. A. Determining Pump Wear and Remaining Life from Electric Submersible Pump Test Curves. **SPE PF**. p 217-221. ago. 1993.

LOBANOFF, V.S.; ROSS, R. R. **Centrifugal pumps**: Design and Application. Woburn-Massachusetts: Gulf Publishing, 1992.

MALVERN INSTRUMENTS LIMITED. **A basic guide to particle characterization**. 2012. 26p.

MERKUS, H. G. **Particle Size Measurements**: Fundamentals, Practice, Quality. 1.ed. Pijnacker: Springer, 2009.

MINISTÉRIO DO TRABALHO EM EMPREGO DO BRASIL. **NR-13**: Norma Regulamentadora 13. 1995. Governo Federal.

MOORE, M. A. Abrasive Wear. **Fundamentals of Friction and Wear of Materials**. American Society for Metal, Metals Park. p. 73 – 118. 1981 *apud* WILSON, B. L. The effects of abrasives on Electrical Submersible Pumps. **SPE Drilling Engineering**. v.5, p. 171-175. 1990.

MORAIS, C. S. P. **A resistência do bombeio centrífugo submerso ao ataque de abrasivos: um relato histórico da evolução tecnológica contada a partir das ações de pesquisa e análise de falhas promovidas pela Petrobras**. 2011. Artigo de Especialização em Engenharia de Petróleo e Gás Natural, Universidade Potiguar, Mossoró – RN.

OLIVEIRA, G. P. H. A. **Elevação Natural de Petróleo – Curso de Formação de Engenheiros.** 2.ed. 2004.

PETROBRAS. **Plano Estratégico Petrobras 2030.** 2014.

RAMOS Neto, F.F.; MÁSCIA, R.; SOUZA, R.J.; FRANCO, S.D. Avaliação da Resistência ao Desgaste Erosivo de Ligas Ferrosas Usadas em Sistemas de Bombeamento de Lama Contendo Cassiterita. In: **CONEM**, ago.2002, João Pessoa-PB. **Anais.**

RIBEIRO, M. P. **Teste de conjunto de bombeio centrífugo submerso operando com areia.** CENPES/ Tecnologia em elevação e escoamento da área de E&P. 2007. Relatório interno.

ROSSI, N.C.M. **Elevação Natural e Artificial de Petróleo – Curso de Formação de Engenheiros de Equipamentos Junior.** 2009.

STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering Tribology.** 3.ed. Oxford: Elsevier, 2005.

TAKACS, G. **Electrical submersible pumps manual: Design, Operations and Maintenance.** 1.ed. Oxford: Gulf Professional Publishing, 2009.

THOMAS, J.E. **Fundamentos de Engenharia de Petróleo.** Petrobras. 2.ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2004.

TILLY, G.P. A two stage mechanism of ductile erosion. **Wear.** v. 23, p 87-96, jan. 1973.

TORRES, C.S.; SCHAEFFER, L. Sinterização de WC-Co com a atmosfera de Argônio, preparado em moinho atritor. In: CBECiMat, 18, nov. 2008, Porto de Galinhas-PE.

TORRES, F.R. **Moreia Field – P22 platform – sand production characteristics.** Petrobras - Centro de Pesquisas e Desenvolvimento Leopoldo A. Miguez de Mello. 2001. 9 p. Relatório interno.

UETZ, H. **Abrasion und Erosion**. München: Carl Hanser Verlag. 1986.

VANDEVIER, J. ESP – Conclusion: Multiple factors affect electrical submersible pump run life. **Oil and Gas Journal**. Houston. jan. 2010.

VIEIRA, R.A.M. **Métodos de elevação por bombeio**: Bombeio Centrífugo Submerso. Salvador: Universidade Petrobras, 2006. 90p.

WILSON, B. L. The effects of abrasives on Electrical Submersible Pumps. **SPE Drilling Engineering**. v.5, p. 171-175. 1990.

ZUM GAHR, K. H. **Microstructure and Wear of Materials**. Karl-Heinz, Institute of Materials Technology, University of Siegen, Germany, 1987.

IPT, 2014. Disponível em:

<[http://www.ipt.br/solucoes/255-areia\\_normal\\_brasileira.htm](http://www.ipt.br/solucoes/255-areia_normal_brasileira.htm)>. Acesso em: 18 jun. 2014.

## **Anexos**

Anexo 1: Certificado de calibração da balança digital.

Anexo 2: Certificado de calibração do micrômetro interno de três pontas.

Anexo 3: Certificado de calibração do micrômetro externo.



## Balanças Indelt Minas

Rede Brasileira de Calibração

Laboratório de Calibração de Balança acreditado pelo Inmetro sob Nº 0460



## Certificado de Calibração

Nº 1724

### Solicitante do serviço

Cliente : MARCIO BACCI DA SILVA CAPES / PROEX  
 Endereço: AVENIDA JOAO NAVES DE AVILA 2121 BLOCO 1M  
 Cidade: Uberlândia  
 CNPJ/CPF: 53935578687  
 Telefone: 34-3239-4016      Fax: 34-3239-4206  
 Contato: ROSENDA VALDES ARENCIBIA

N.Fantasia : MARCIO BACCI DA SILVA CAPES / Ficha 8398  
 Bairro : CAMPUS SANTA MONICA  
 UF : MG   CEP : 38400902  
 Insc. Estadual :  
 E-mail:  
 Setor : PROFESSORA

### Informações administrativas

Data da Calibração : 16/04/2013  
 Local da Calibração : Nas dependências do cliente

Data da Emissão do Certificado : 23/04/2013  
 Nº do Certificado de Calibração : 1724

### Objeto de Calibração

Objeto	BALANÇA	Tipo Instrumento	Digital	Fabricante :	BEL
Nº de Série :	00417112			Modelo :	MARK 4100
Carga Máxima (g) :	4.100,00			Resolução (g) :	0,01
Divisão de verificação (g) :	0,10			Localização :	LABORATORIO
Classe :	II			Nº do Ativo :	015545

### Padrões utilizados

TAG/ Cód de Identificação	Identificação dos padrões	Rastreabilidade	Validade da Calibração
CJ - 19 - 1mg a 200g	200mg,100g	CERTI 4143/11	12/08/2013
CJ 22 - 200g a 10kg	1kg,2kg	MDRAO BAL.MA 017_07_	06/07/2014

### Padrões de medição ambiental utilizados

TAG/ Cód de Identificação	Identificação dos padrões	Rastreabilidade	Validade da Calibração
OREGON BAR988HG.T	THG.02	VISOMES LV08296-13-	01/03/2015
OREGON RTG328N '	THG.02	VISOMES LV08297-13-	01/03/2015
OREGON BAR988HG.T BARO	THG.02	VISOMES LV08536-13-	04/03/2015

### Condições ambientais

Temperatura (°C) :	Umidade Relativa do Ar (%) :	Pressão (h Pa) :	Massa específica do ar (kg/m³) :
22,4 a 22,5	55 a 56	1021	NÃO APLICAVEL

### Método de calibração

- A calibração foi realizada através da comparação direta entre o valor de um padrão de referência e a média das leituras indicadas pelo instrumento, conforme procedimento específico PI 5.4 - Calibração de balanças.
- A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão da medição, multiplicada pelo fator de abrangência calculado para cada ponto de medição, o qual para uma distribuição t encontrará, os graus de liberdade, que corresponde a uma probabilidade de abrangência de 95,45%.
- A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.
- Esta calibração não isenta o instrumento do controle estabelecido na regulamentação metrológica.
- Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração, nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer outros instrumentos de medição, ainda que similares.
- Este documento somente poderá ser reproduzido em sua totalidade. Reprodução parcial deverá ser precedida de autorização formal do laboratório da Balanças Indelt Minas.
- O ajuste de instrumento, quando realizado, não faz parte do escopo de acreditação do laboratório.
- O presente certificado de calibração atende aos requisitos da NBR ISO/IEC 17025:2005 e é válido apenas para o instrumento de medição acima caracterizado, não sendo extensivo a quaisquer outros instrumentos de medição, ainda que similares.
- Uma cópia deste certificado ficará armazenada eletronicamente durante 05 anos.

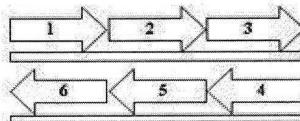
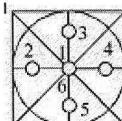
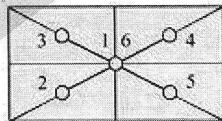
**Balanças Indelt Minas**

Rede Brasileira de Calibração

Laboratório de Calibração de Balança acreditado pelo Inmetro sob N° 0460

Calibração  
NBR ISO/IEC  
17025**Certificado de Calibração**

Nº 1724

**Ensaio de excentricidade**

Outro / Não aplicável

Posição	1	2	3	4	5	6
Unidade			g			
Antes do Ajuste	1.999,46	1.999,47	1.999,45	1.999,45	1.999,47	1.999,46
Depois do Ajuste	2.000,00	2.000,00	1.999,99	1.999,99	2.000,00	2.000,00

**Faixa de medição**

0 a 4100g

Pontos de Calibração						
Valor de Referência (g)	Valor antes da calibração (g)	Média das Leituras (g)	Ero da Indicação (g)	Incerteza Expandida (+/- g)	Fator de Abrangência (k)	Graus de Liberdade (veff)
0,20	0,19	0,20	0,00	0,01	2,06	38,03
100,00	99,97	100,00	0,00	0,01	2,09	29,63
1.000,00	999,72	1.000,01	0,01	0,01	2,11	22,80
4.000,00	3.998,83	4.000,00	0,00	0,01	2,11	22,83
4.100,00	4.098,81	4.100,00	0,00	0,01	2,11	22,86

FÁBIO EDUARDO E LISBOA

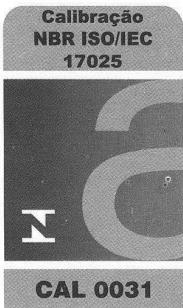
Técnico executante

ALEXANDRE GOMES CARDOSO

Signatário autorizado

## LABORATÓRIO DE METROLOGIA

REDE BRASILEIRA DE CALIBRAÇÃO



### CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº. 06305/13

Pág.: 1 / 1

Cliente: " FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA."

Endereço: Avenida João Naves de Ávila, 2121 - Uberlândia - MG.

Ordem de Serviço : 066.912

#### 1 - Objeto calibrado:

**Micrômetro Interno de Três Pontas**

Fabricante: Mitutoyo

Código : 368-166

Nº. de série : 149410

Faixa Nominal : 20 ~ 25 mm

Valor de uma divisão : 0,005 mm

Identificação do proprietário: Não consta

#### 2 - Padrão utilizado na calibração:

**Conjunto de Calibradores Anel Liso Cilíndrico**

Certificado Nº. 12686/12 - RBC - Mitutoyo

Validade: 09/2013

#### 3 - Procedimento de medição: Pml - 0011 Versão: 2

O erro de indicação do micrômetro interno foi verificado com calibrador anel liso cilíndrico.

#### 4 - Resultado da Calibração: O resultado é a média das calibrações.

Faixa Nominal ( mm )	Padrão ( mm )	Erro de Indicação ( mm )	Incerteza de Medição ( mm )	Fator de abrangência ( k )	Graus de Liberdade ( Veff )
20 ~ 25	20,000	0,000	0,002	2,02	106
	22,602	0,000			
	24,994	-0,001			

#### 5 - Incerteza de medição:

A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão da medição multiplicada pelo fator de abrangência  $k$ , o qual para uma distribuição t com  $V_{eff}$  graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%.

A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

#### 6 - Nota: Temperatura ambiente $(20,0 \pm 0,5) ^\circ\text{C}$ .

Data da calibração : 17 de Junho de 2013

Data da emissão : 18 de Junho de 2013

Carlos Kazuo Suetake  
Gerente do Depto de Garantia da Qualidade

Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela CGCRE que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida (ou ao Sistema Internacional de Unidade - SI).

A reprodução deste Certificado só poderá ser total e dependerá da aprovação por escrito da Mitutoyo.

Os resultados deste Certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

\*Escritório Central: Av. João Carlos da Silva Borges, 1240 - Santo Amaro - CEP 04726-002 - São Paulo - SP - Tronco Chave: (11) 5643-0000 - Fax: (11) 5641-3722  
\*Fábrica: Rod. Indio Tibiriçá, 1555 - Bairro Reffo - CEP: 08620-000 - Suzano - SP - Tel.: (11) 4746-5858 - Fax: (11) 4746-5936 - E-mail: suzano@mitutoyo.com.br

Laboratório: Tel.: (11) 4746-5950 - Fax: (11) 4746-5960 - E-mails: metrologia@mitutoyo.com.br  
Assistência Técnica Interna: Tel.: (11) 4746-5957 - Fax: (11) 4746-5960 - E-mails: assistec@mitutoyo.com.br

Assistência Técnica Externa: Tel.: (11) 5643-0027 - Fax: (11) 5643-0028 - E-mails: ate@mitutoyo.com.br



## LABORATÓRIO DE METROLOGIA

REDE BRASILEIRA DE CALIBRAÇÃO

Pag.: 1 / 2

### CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº. 06312/13

Cliente: " FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA. "

Endereço: Avenida João Naves de Ávila, 2121 - Uberlândia - MG.

Ordem de Serviço: 066.912

#### 1 - Objeto calibrado:

##### MICRÔMETRO EXTERNO

Fabricante: Mitutoyo Corporation

Código: 103-137

Número: 16129070

Faixa Nominal: 0 ~ 25 mm

Faixa de Medição: 25 mm

Valor de uma divisão: 0,01 mm

Identificação do proprietário: Não consta

#### 2 - Padrão utilizado na calibração:

Jogo de Blocos-padrão

Número de série: 0806233

Certificado Nº.: 00201/13 - RBC - Mitutoyo.

Validade: 01/2014

Jogo de paralelos óptico

Número de série: 130810

Certificado Nº. 12357/12 - RBC - Mitutoyo.

Validade: 09/2013

#### 3 - Procedimento de medição: Pml - 0003 Versão: 3

O micrômetro foi calibrado com Blocos padrão e a planeza e o paralelismo medido com paralelo óptico e a leitura da indicação efetuada no micrômetro.

Data da calibração: 17 de Junho de 2013

Data da emissão: 18 de Junho de 2013

Carlos Kazuo Suetake  
Gerente do Depto de Garantia da Qualidade

Este certificado atende aos requisitos de acreditação pela CGCRE que avaliou a competência do laboratório e comprovou sua rastreabilidade a padrões nacionais de medida (ou ao Sistema Internacional de Unidade - SI).  
A reprodução deste Certificado só poderá ser total e depende da aprovação por escrito da Mitutoyo.

Os resultados deste Certificado referem-se exclusivamente ao instrumento submetido à calibração nas condições especificadas, não sendo extensivo a quaisquer lotes.

\*Escritório Central: Av. João Carlos da Silva Borges, 1240 - Santo Amaro - CEP 04726-002 - São Paulo - SP - Tronco Chave: (11) 5643-0000 - Fax: (11) 5641-3722

\*Fábrica: Rod. Indio Tibiriçá, 1555 - Bairro Raffo - CEP: 08620-000 - Suzano - SP - Tel.: (11) 4746-5858 - Fax: (11) 4746-5936 - E-mail: suzano@mitutoyo.com.br

Laboratório: Tel.: (11) 4746-5950 - Fax: (11) 4746-5960 - E-mails: metrologia@mitutoyo.com.br

Assistência Técnica Interna: Tel.: (11) 4746-5957 - Fax: (11) 4746-5960 - E-mails: assistec@mitutoyo.com.br

Assistência Técnica Externa: Tel.: (11) 5643-0027 - Fax: (11) 5643-0028 - E-mails: ate@mitutoyo.com.br

## CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº. 06312/13

### REDE BRASILEIRA DE CALIBRAÇÃO

Pag.: 2 / 2

Laboratório de Calibração acreditado pela Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número CAL 0031

**4 - Resultado da calibração:** O resultado é a média das calibrações.

Padrão ( mm )	Indicação no instrumento ( mm )	Incerteza de medição ( mm )	Fator de abrangência ( k )	Graus de liberdade ( Veff )
0,0	0,000			
2,5	2,500			
5,1	5,099			
7,7	7,699			
10,3	10,300			
12,9	12,900			
15,0	15,001			
17,6	17,600			
20,2	20,200			
22,8	22,800			
25,0	25,001			

Item	Erro ( mm )	Incerteza de medição ( mm )	Fator de abrangência ( k )	Graus de liberdade ( Veff )
Planeza da face do fuso	0,0003	0,0002	2,00	infinito
Planeza da face do batente	0,0003	0,0002	2,00	infinito
Paralelismo das faces de medição	0,0012	0,0003	2,00	infinito

### 5 - Incerteza de medição:

A incerteza expandida de medição relatada é declarada como a incerteza padrão da medição multiplicada pelo fator de abrangência  $k$ , o qual para uma distribuição t com  $V_{eff}$  graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 95%.

A incerteza padrão da medição foi determinada de acordo com a publicação EA-4/02.

**6 - Nota :** Temperatura ambiente : ( 20,0  $\pm$  0,5 ) $^{\circ}$ C