

MARCELO ALMEIDA ESTEVAM

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE BOMBAS
HIDRÁULICAS OPERANDO COM ROTORES DE
DISCO PARA DIFERENTES CONCENTRAÇÕES DE
POLPA**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2017

MARCELO ALMEIDA ESTEVAM

**ANÁLISE DE DESEMPENHO DE BOMBAS
HIDRÁULICAS OPERANDO COM ROTORES DE
DISCO PARA DIFERENTES CONCENTRAÇÕES DE
POLPA**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Programa de Graduação em
Engenharia Mecânica da Universidade Federal
de Uberlândia, como parte dos requisitos para
a obtenção do título de **BACHAREL EM
ENGENHARIA MECÂNICA.**

Orientador: Prof. Dr. Solidônio R. de Carvalho
Coorientador: Prof. Dr. Edson Alves Figueira Jr.

UBERLÂNDIA - MG

2017

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por nos dar saúde e força para enfrentar todos os desafios e dificuldades encontrados durante nossas vidas.

Ao orientador, Solidônio Rodrigues de Carvalho, pela confiança depositada para a realização deste trabalho e por toda orientação passada ao longo deste período.

Ao coorientador, Edson Alves Figueira Jr., sempre presente em ajudar e acompanhar o projeto, contribuindo com bom humor e estimulando o raciocínio.

À toda equipe do Laboratório de Transferência de Calor e Massa que demonstraram sempre boa vontade em cooperar e que estamos juntos para alcançar o sucesso de todos.

À Universidade Federal de Uberlândia (UFU) por disponibilizar suas instalações para realização dos ensaios experimentais.

À comunidade científica.

Aos órgãos de fomento CNPq pelo apoio financeiro.

À toda minha família, em especial aos meus pais Célia Aparecida Almeida Estevam e Nassim Estevam, pelo apoio e amor incondicional.

Aos amigos que direta ou indiretamente ajudaram no desenvolvimento deste trabalho.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 - Fluxograma típico utilizado para beneficiamento de minério (BERGERMAN et al. 2009).	4
Figura 3.2 - Representação esquemática de bombas centrífugas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).	5
Figura 3.3 - Tipos de rotores de bombas centrífugas.	6
Figura 3.4 - Curva característica de uma bomba (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).	7
Figura 3.5 - Intersecção da curva característica de uma bomba e de sua instalação definindo o ponto de operação da bomba (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).	8
Figura 3.6 - Comparativo da curva característica da bomba apresentada no catálogo do fabricante (original) com a curva obtida experimentalmente. Rotação da bomba em 3500 rpm (FIGUEIRA JR, 2017).	9
Figura 3.7 - Curvas características de diferentes modelos de rotores (FIGUEIRA JR, 2017).	9
Figura 3.8 - Valores limites de rotação para bombas KSB (adaptado de Catálogo KSB, 2015).	11
Figura 3.9 - Triângulo de Potências.	13
Figura 3.10 - Classificação de misturas sólido-líquido em função da concentração mássica e a tensão de ruptura (adaptado de PEIXOTO, 2012).	15

Figura 4.1 - Bancada de ciclonagem (ROCHA, 2010).	18
Figura 4.2 - Bancada experimental para testes de viabilidade da utilização de rotores de disco (FIGUEIRA JR, 2017).	19
Figura 4.3 - Wattímetro modelo ET-4080 Minipa®.	20
Figura 4.4a - Bomba BC-92 T1 $3/4$	20
Figura 4.4b - Selo Procel da Bomba BC-92 T1 $3/4$	21
Figura 4.4c - Placa do motor elétrico da Bomba BC-92 T1 $3/4$	21
Figura 4.5a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (apenas água).	22
Figura 4.5b - Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (apenas água).	23
Figura 4.6a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (até 37,5% de concentração de polpa).	24
Figura 4.6b - Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (até 37,5% de concentração de polpa).	24
Figura 4.7 - Quantidade de massa de sólido x concentração mássica.	25
Figura 4.8a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (até 60% de concentração de polpa).	26
Figura 4.8b - Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (até 60% de concentração de polpa).	27
Figura 4.9a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (até obstrução total da tubulação).	28
Figura 4.9b - Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (até obstrução total da tubulação).	28
Figura 4.10 - Areia de construção utilizada.	29
Figura 4.11 - Peneiras utilizadas para separação de detritos da areia.	29
Figura 4.12 - Rotor Semiaberto.	30
Figura 4.13a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (rotor semiaberto). ..	31
Figura 4.13b - Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (rotor semiaberto).	31

Figura 4.13c - Gráfico de Pressões de Sucção e Recalque x Tempo de funcionamento (rotor semiaberto).	32
Figura 4.14 - Rotor de 3 discos.	33
Figura 4.15a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (rotor de 3 discos). ..	34
Figura 4.15b - Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (rotor de 3 discos).	34
Figura 4.15c - Gráfico de Pressões de Sucção e Recalque x Tempo de funcionamento (rotor de 3 discos).	35
Figura 4.16 - Rotor de discos desgastado após o teste.	35
Figura 5.1a - Comparação da vazão em função da concentração mássica de areia na polpa entre os rotores semiaberto e de 3 discos.	37
Figura 5.1b - Comparação da altura manométrica em função da concentração mássica de areia na polpa entre os rotores semiaberto e de 3 discos.	37
Figura 5.1c - Comparação das pressões de sucção e recalque em função da concentração mássica de areia na polpa entre os rotores semiaberto e de 3 discos.....	38
Figura 5.2 - Comparação de rendimento entre os rotores semiaberto e de 3 discos.....	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Dados Teste rotor semiaberto.	32
Tabela 4.2 – Dados Teste Rotor 3 Discos.	35

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Ampère
AC	Corrente Alternada
$\arct g$	Arco tangente
bar	Unidade de Pressão
BEP	Best Efficiency Point (“Ponto de rendimento total máximo”)
Bhp	Brake Horse Power (“Potência da bomba”)
C_m	Concentração mássica
$\cos$	cosseno
CV	Cavalo-Vapor (unidade de potência)
FEMEC	Faculdade de Engenharia Mecânica
FP	Fator de Potência
g	Aceleração da gravidade [m/s^2]
H	Altura manométrica [$m.c.a.$]
h	Horas
I	Corrente [A]
IBRAM	Instituto Brasileiro de Mineração
I_F	Corrente de fase [A]
I_L	Corrente de linha [A]
kg	Kilograma
kg/m^3	Kilograma por metro cúbico
kVA	Kilo Volt-Ampère
kVA_r	Kilo Volt-Ampère reativo
kW	kilowatts
L	litros
LTCM	Laboratório de Transferência de Calor e Massa
m_s	Massa de sólidos [kg]
m_l	Massa de líquidos [kg]
m	Metros
m^3	Metros cúbicos

m^3/h	Metros cúbicos por hora
$m.c.a.$	Metros de coluna de água
m/s	Metros por segundo
m/s^2	Metro por segundo ao quadrado
mm	Milímetros
min	Minutos
P	Potência Ativa
P_{eixo}	Potência de eixo
$P_{elétrica}$	Potência elétrica
P_c	Potência consumida
P_F	Potência de Fase
PIB	Produto Interno Bruto
P_r	Potência Reativa
P_T	Potência Total
PUR	Poliuretano Reticulado
Q	Vazão [m^3/h]
rpm	Rotações por minuto
S	Potência Aparente
SAE	Society of Automotive Engineers
UFU	Universidade Federal de Uberlândia
V	Volts
V_F	Tensão de fase [V]
V_L	Tensão de linha [V]
W	Watts
η	Rendimento
η_t	Rendimento de transmissão do motor
ρ_f	Densidade do fluido [kg/m^3]
ρ_p	Densidade da polpa [kg/m^3]
ρ_s	Densidade do sólido [kg/m^3]

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	iv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	v
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS.....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	3
3.1. Introdução	3
3.2. Mineração	4
3.3. Bombas	5
3.3.1. Bombas Centrífugas	5
3.3.2. Curvas Características.....	7
3.4. Bombas de Polpa	10
3.5. Rotores de Discos	12
3.6. Fator de Potência	12
3.7. Classificação do fluido a ser bombeado	15
3.8. Rendimento da Bomba Hidráulica.....	16
3.8.1. Melhora da Eficiência Energética.....	17
4. METODOLOGIA.....	18
4.1. Introdução	18
4.2. Bancada Experimental.....	18

4.2.1. Montagem da Bancada Instrumentada	18
4.3. Ensaios dos Rotores	22
4.3.1. Testes Preliminares.....	22
4.3.2. Teste Definitivo	29
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	36
6. CONCLUSÕES	41
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	43

1. INTRODUÇÃO

A otimização de processos é uma das principais maneiras pelas quais empresas buscam aumentar sua produtividade. Esse aumento de eficiência pode ser obtido pela aquisição de equipamentos mais eficazes e duráveis, que por sua vez reduzem o custo de manutenção.

No ramo da mineração geralmente são utilizadas bombas centrífugas para conduzir a polpa de minério desde a britagem até o final do beneficiamento e obtenção do produto final. Devido o fluido de trabalho conter partículas sólidas, o desgaste em rotores, carcaças, instrumentos de segurança e de medição é elevado, e consequentemente os custos de manutenção e reposição desses equipamentos também o são. Para a substituição destes componentes devem ser efetuadas paradas, o que diminui a disponibilidade do equipamento e consequentemente a produtividade.

Neste trabalho foram avaliados o desempenho do uso de rotores de discos para bombeamento de polpa de minério, pois conforme avaliado por Figueira Jr (2017) os rotores desse tipo apresentam menor índice de desgaste, resultando na redução dos gastos com manutenção, entretanto o mesmo autor realizou os testes com uma concentração constante de 5%.

2. OBJETIVOS

Propõe-se neste trabalho avaliar o desempenho dos rotores de disco que podem ser utilizados para o bombeamento de diferentes concentrações de polpa, e assim, comparar o seu desempenho com outros tipos de rotores convencionalmente utilizados na indústria de mineração.

Também objetiva-se ampliar a quantidade de informações disponíveis sobre rotores de discos e estimular mais pesquisas sobre este tipo de rotor, a partir da divulgação deste trabalho.

Por meio deste estudo em laboratório e de sua divulgação seja por meio de artigos técnicos científicos, congressos e mídia (rádio e TV), espera-se demonstrar a aplicabilidade de rotores de discos em plantas de mineração.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. Introdução

A mineração é uma grande atividade extrativista no Brasil e é responsável por cerca de 8% do PIB nacional e movimenta cerca de U\$ 40 bilhões no comércio exterior, segundo o IBRAM (2016).

Um dos principais problemas na linha de produção de minérios é o elevado custo com substituição de equipamentos, devido aos altos índices de desgaste em bombas, pois o minério é transportado em soluções aquosas durante grande parte do processo de beneficiamento. E por se tratar de um fluido com partículas sólidas, ocorre elevado desgaste dos componentes.

Na indústria e em trabalhos científicos são identificadas várias maneiras de aumentar a durabilidade dos equipamentos e assim manter a linha de produção com o menor número de interrupções necessário. Uma das alternativas propostas por pelo estudo de Figueira Jr. (2017) é a utilização de rotores de discos, os quais possuem um desgaste 2 vezes menor para fluidos abrasivos.

Para um melhor entendimento sobre o uso de bombas centrífugas na indústria da mineração, apresenta-se na sequência uma revisão bibliográfica relacionada ao processo de mineração, ao tipo de bombas utilizadas, potência e rendimento das mesmas e princípio de funcionamento dos rotores de discos.

3.2. Mineração

Mineração é um termo que abrange os processos e atividades de extração de substâncias minerais encontradas no subsolo. Os principais ramos da mineração atualmente são a extração de ferro, alumínio, carvão mineral, pedras metais e preciosos, além da exploração de petróleo e gás natural e derivados.

Vale ressaltar que o processo de extração de minerais envolve várias etapas desde a escolha do local, retirada do minério, seleção, até a obtenção do produto final, são elas: pesquisa e exploração, lavra e beneficiamento.

A etapa de beneficiamento é composta de vários processos químicos e/ou mecânicos.

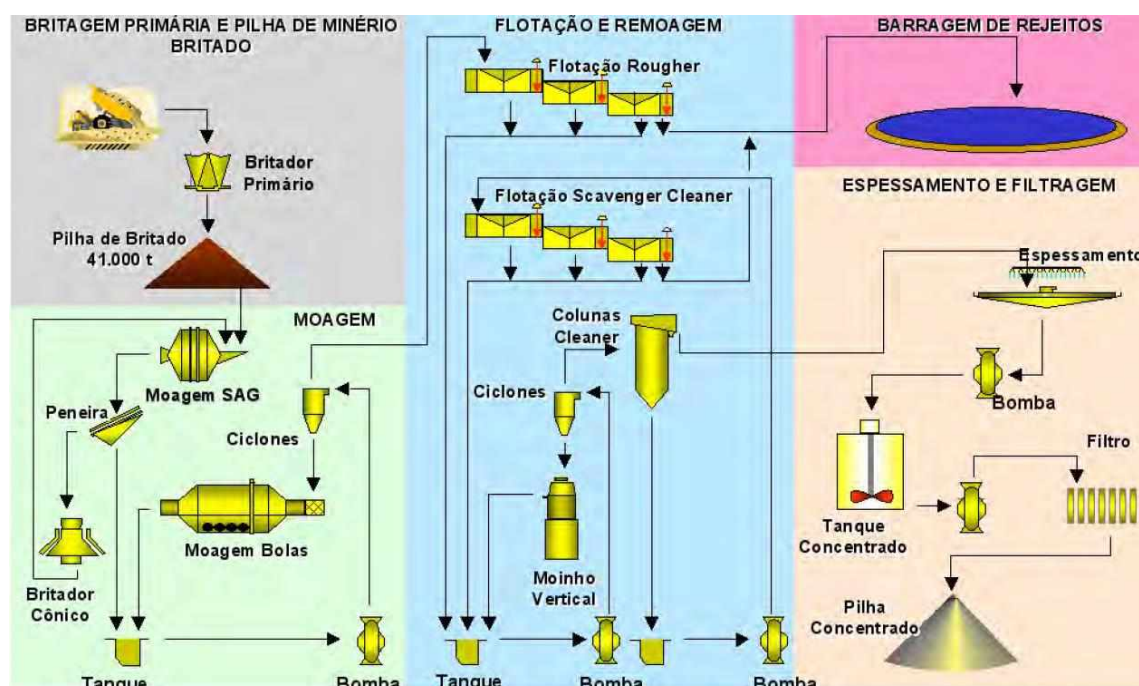


Figura 3.1 – Fluxograma típico utilizado para beneficiamento de minério (BERGERMAN et al. 2009).

Como pode ser observado na figura 3.1, o principal equipamento utilizado para transportar o minério de uma etapa para a outra são bombas. Daí a importância de otimizar o funcionamento das bombas e aumentar a durabilidade das mesmas.

3.3. Bombas

Bombas são máquinas de fluidos motoras, ou seja, equipamentos que transferem energia mecânica para o fluido, resultando em aumento de pressão e não necessariamente em aumento de vazão (HENN, 2006; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

3.3.1. Bombas Centrífugas

Bombas centrífugas são definidas como máquinas de fluxo no qual o fluido é impulsionado por um elemento rotativo. Os elementos construtivos fundamentais de bombas centrífugas são: eixo, mancais, rotor e carcaça (voluta) (HENN, 2006).

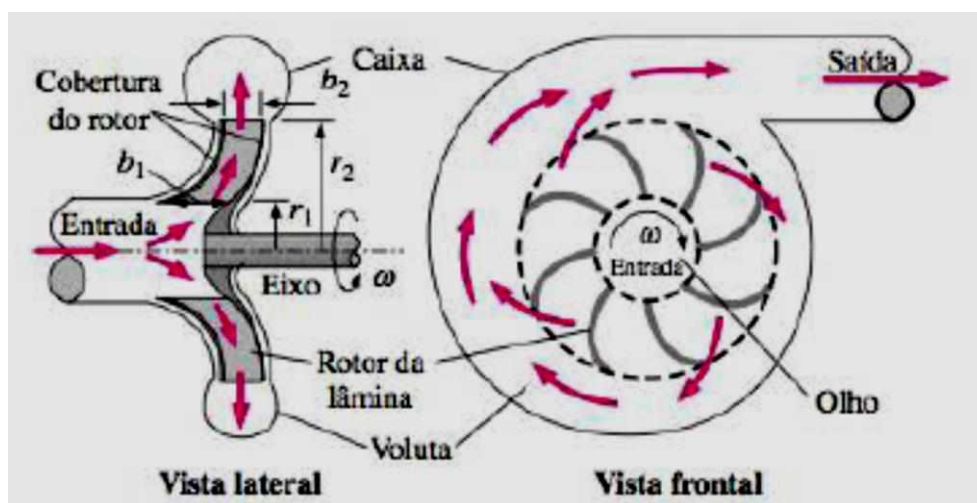


Figura 3.2 – Representação esquemática de bombas centrífugas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Nas bombas centrífugas o fluido entra axialmente (no sentido do eixo, no centro da bomba) e é impulsionado para as extremidades do rotor pelas pás do mesmo (efeito centrífuga). O fluido sai do rotor com acréscimo de pressão e de velocidade e o sistema direto ou voluta coleta o fluido o direciona, transformando parte da velocidade do fluido em energia potencial (pressão) (HENN, 2006; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Os rotores utilizados em bombas centrífugas podem ser de três tipos: aberto, semiaberto e fechado.



Figura 3.3 – Tipos de rotores de bombas centrífugas.

Rotores fechados são mais eficientes do que rotores abertos devido à redução dos vazamentos por cima das pás e, portanto, a eficiência é menos afetada por desgaste. Porém é mais propenso a entupir quando encontra partículas grossas. Esse fenômeno é mais crítico com rotores pequenos ou em bombeamento de polpas densas.

Rotores semiabertos são recomendados para escoamento e transporte de fluidos com quantidade mediana de sólidos em suspensão.

Rotores abertos são utilizados para polpas de alta viscosidade, ar aprisionado e quando problemas de bloqueio podem ser previstos. Entretanto apresentam eficiência menor que os rotores fechados.

Nos rotores semi-abertos e abertos, a recirculação é livre, o que reduz o rendimento das bombas. A velocidade de rotação comum utilizada em bombas centrífugas é de 3500 rpm, entretanto a vazão e a pressão de bombeamento depende do tipo e do tamanho do rotor e das características do fluido a ser bombeado (FIGUEIRA JR, 2017).

3.3.2. Curvas Características

As curvas características de funcionamento das bombas permitem conhecer o comportamento da máquina de fluido em uma situação diferente daquela para a qual foi projetada. A curva característica da bomba é uma relação entre a altura manométrica (H , dada em *m.c.a.* - metros de coluna de água), rendimento (η) ou potência consumida (P_c) e a vazão (Q).

Nas curvas características são identificados alguns pontos:

- O ponto de livre funcionamento é quando a altura manométrica é nula e a vazão é máxima.
- A carga de fechamento é o valor da altura manométrica quando a vazão é nula.

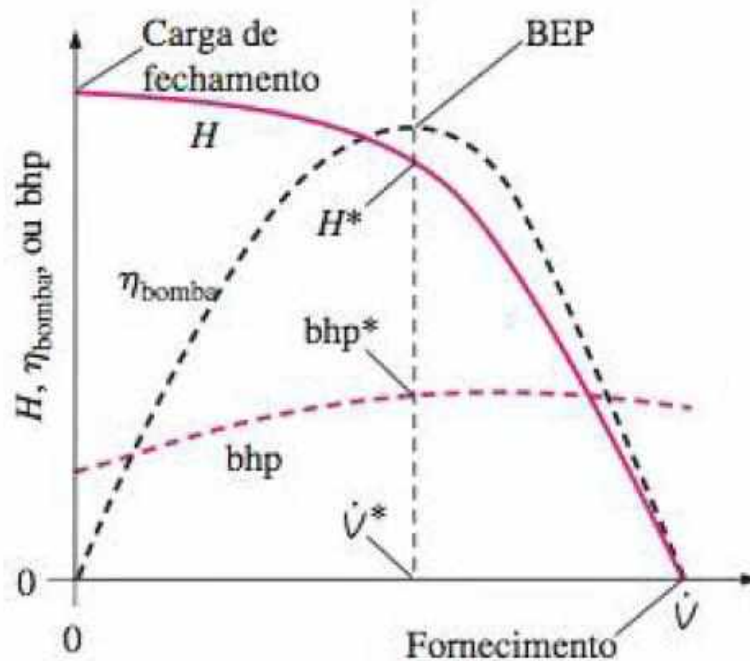


Figura 3.4 – Curva característica de uma bomba (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

É importante fazer a distinção entre o ponto nominal e o de funcionamento. O ponto nominal é o ponto de rendimento total máximo (BEP, na Figura 3.4) da curva característica da bomba. O ponto de funcionamento (ou *ponto de operação*) é a intersecção da curva característica da bomba com a curva característica do sistema (tubulação e acessórios) no qual a máquina está instalada.

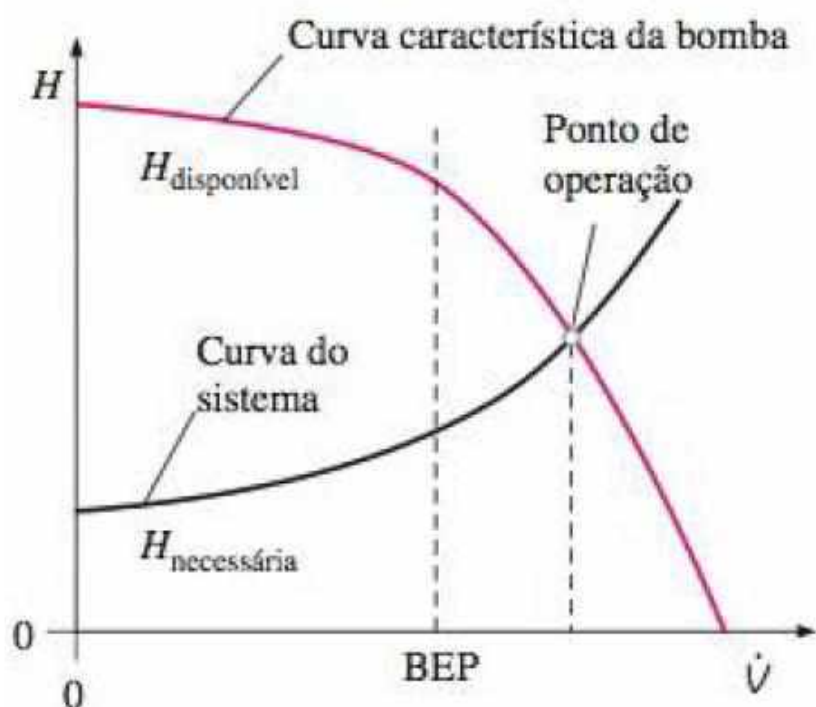


Figura 3.5 – Intersecção da curva característica de uma bomba e de sua instalação definindo o ponto de operação da bomba (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

O formato da curva característica das bombas depende principalmente do tipo de rotor utilizado. Para rotores fechados a curva se assemelha a uma curva de segundo grau, enquanto que para bombas com rotores semiabertos ou abertos a curva tem um formato mais linear.

Figueira Jr. (2017) realizou testes com diversos rotores na bomba comercial: Schneider motobombas - bomba BC-92T1 (a qual será utilizada nos testes posteriores) com fluido de trabalho sendo apenas água e obteve várias curvas característica e com isso podemos analisar a influência do tipo e geometria do rotor na relação entre vazão e altura volumétrica.

Para o teste com o rotor original (fechado) foi obtida uma curva bem semelhante a disponível no catálogo do fabricante (Fig. 3.6).

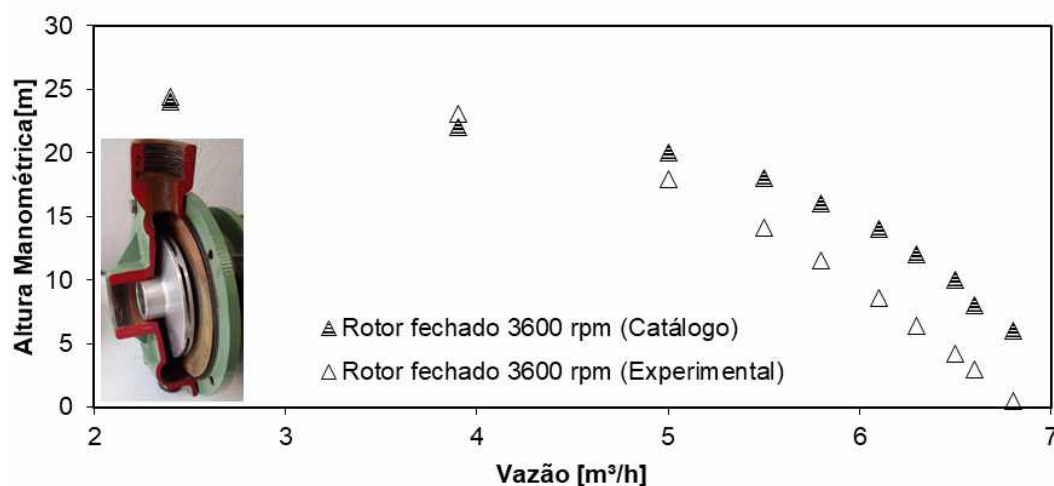


Figura 3.6 - Comparativo da curva característica da bomba apresentada no catálogo do fabricante (original) com a curva obtida experimentalmente. Rotação da bomba em 3500 rpm (FIGUEIRA JR, 2017).

O comportamento das curvas características dos rotores de disco (com 2, 3 e 4 discos) é sumarizado na Fig. 3.7. Nestes rotores, manteve-se como padrão o diâmetro do rotor original (123mm) e distância máxima entre os discos das extremidades (10 mm). As curvas do rotor semiaberto, obtidas sob duas rotações, foram inclusas no gráfico para fins de comparação de desempenho (FIGUEIRA JR, 2017).

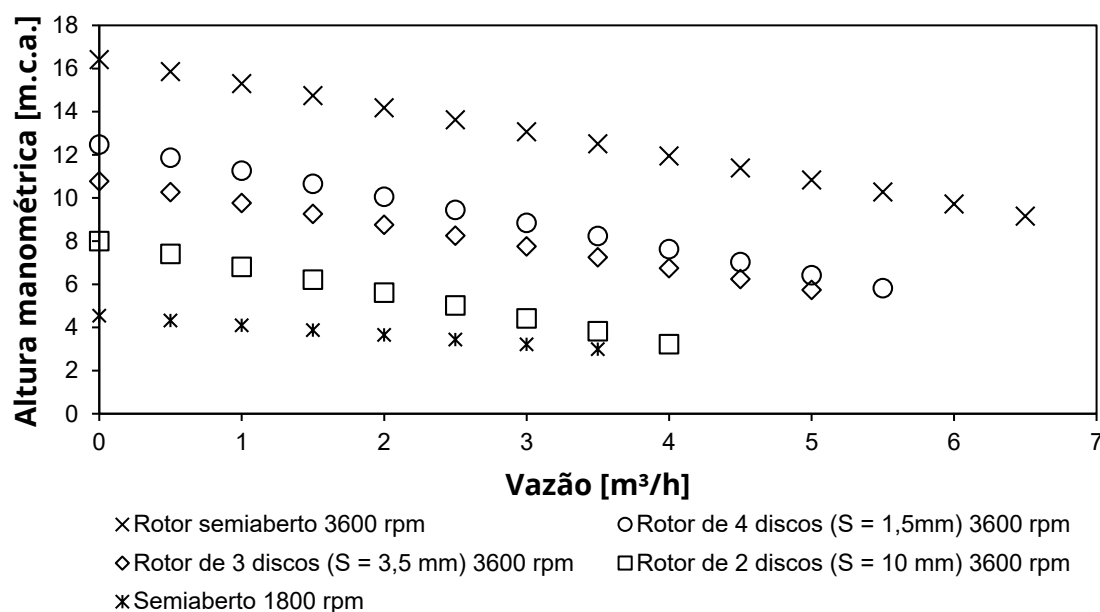


Figura 3.7 - Curvas características de diferentes modelos de rotores (FIGUEIRA JR, 2017).

Como foi comentado no tópico sobre tipo de rotores, a curva característica do rotor fechado tem um comportamento aproximado a uma curva de segundo grau, enquanto o rotor semiaberto e de discos apresentam uma relação mais linear entre a altura manométrica e a vazão (Figura 3.7). Por isso foi escolhido fazer a comparação com o rotor semiaberto, e com uma rotação de 1800 rpm, pois Mackay (2004) e Morris (2013) afirmam que, para utilizar bombas convencionais para bombeamento de fluido abrasivo, deve-se reduzir a rotação para aumentar a durabilidade do rotor e carcaça.

3.4. Bombas de Polpa

Por definição, Bombas de Polpa é denominação dada para bombas centrífugas capazes de movimentar fluidos densos e abrasivos. O nome “Bomba de Polpa” também deve ser considerado um termo genérico, para diferenciá-la de outras bombas centrífugas que trabalham com água ou óleos.

Bombas de polpa possuem rotores com menor número de pás (Chaves,2002). As bombas da fabricante METSO utilizam rotores com no máximo 5 pás, pois as pás devem ser suficientemente espessas para proporcionar boa durabilidade e dar passagem a partículas. Em adição a isso, uma quantidade maior de pás no rotor irá aumentar demais a área de contato do fluido com o elevando exageradamente o atrito e a eficiência cairá, podendo ocorrer bloqueio da tubulação.

Numa Bomba de Polpa, o rotor e o interior da carcaça estão sempre expostos à polpa e, portanto, precisam ser protegidos apropriadamente contra o desgaste. Geralmente são utilizados revestimento para os rotores e carcaça como borracha natural ou elastômeros à base de poliuretano reticulado (PUR), ou tem seus componentes fabricados com materiais resistentes à abrasão e corrosão como ligas de aço de alto cromo e revestimento cerâmico.

Segundo Figueira Jr. (2017), a curva característica de bombas de polpa é menos acentuada que bombas d'água, e trabalham com rotações menores, abaixo de 1800 rpm, como observado no catálogo de bombas de polpa da fabricante KSB (Figura 3.8). Pois no caso de rotores muito grandes, caso a rotação seja alta, as

velocidades periféricas (tangenciais) serão altíssimas e conseqüentemente o desgaste será elevado. Ademais, é necessária uma rotação que garanta a velocidade crítica mínima para gerar turbulência suficiente para manter as partículas sólidas em suspensão e não causar entupimentos da tubulação, sendo recomendada velocidades mínima de 4,5 m/s para polpas heterogêneas e 1,5 m/s para polpas homogêneas (CHAVES, 2002).

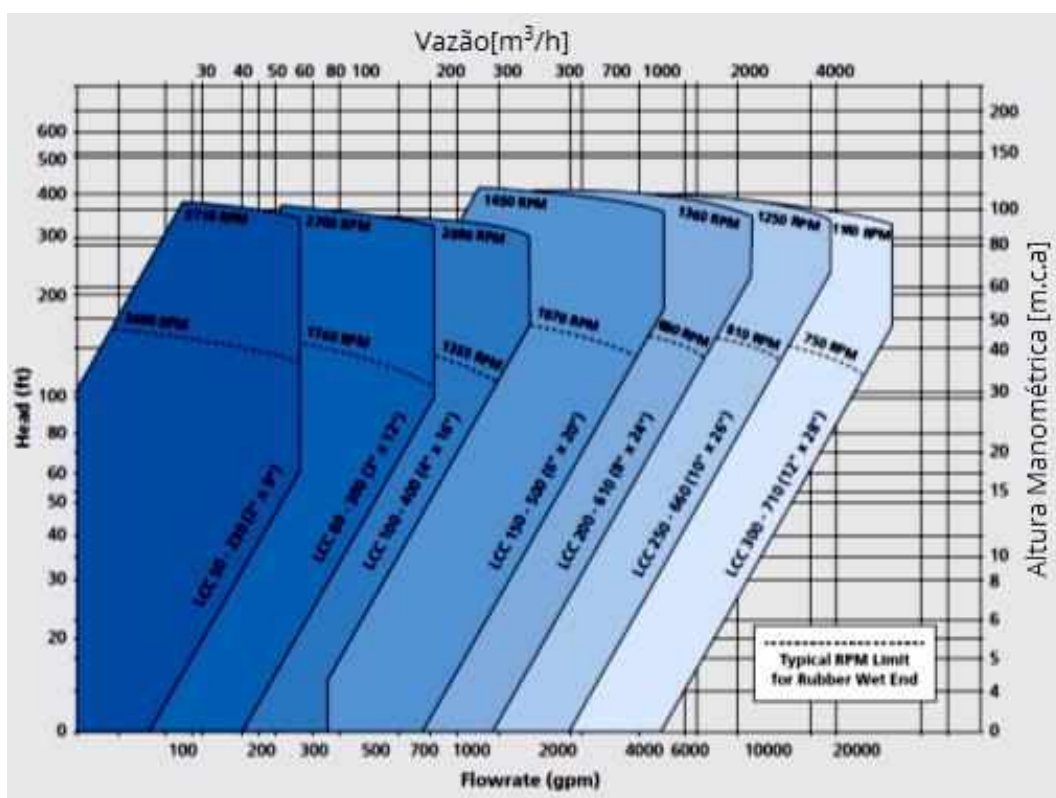


Figura 3.8 – Valores limites de rotação para bombas KSB (adaptado de Catálogo KSB, 2015).

Em adição aos cuidados que devem ser tomados com os rotores e as carcaças das bombas, o bombeamento de fluidos requer instrumentação e montagem adequadas, resistentes a ação do fluido abrasivo. Isto é manômetros com membranas flexíveis, válvulas de mangote e conexão do tipo cachimbo, para evitar desgaste da tubulação nas curvas.

3.5. Rotores de Discos

As bombas com rotores de discos têm origem em duas patentes de Nikola Tesla: Fluid Propulsion (1909) e Turbine (1911), que propunham modelos de bombas e turbinas, respectivamente, sem a presença de pás nos rotores.

Posteriormente, a partir de 1970, vários outros pesquisadores desenvolveram variações dos protótipos de Tesla, como o dispositivo de estágios de Durant (1977) e variações para os rotores para aumento da pressão de saída (Blackstone, 2011) ou redução do desgaste por bombeamento de fluido com partículas (Gilliam, 2012).

3.6. Fator de Potência

Em circuitos elétricos de corrente contínua calcula-se a potência consumida em Watts pelo produto entre a tensão (diferença de potencial do circuito) e a corrente equivalente que percorre pelo circuito: $P = V \times I$ (Eq. 3.1).

Entretanto para circuitos de corrente alternada, nem toda a energia absorvida da rede é convertida em potência útil no sistema. Isso ocorre porque em circuitos de corrente alternada (AC), as ondas de tensão e de corrente elétrica encontram-se em fase, e quando há cargas reativas, como capacitores e motores elétricos, o armazenamento de energia dessas cargas resulta em uma defasagem entre tensão e corrente. Desse modo, parte da energia é armazenada e retorna para a fonte e não produz trabalho útil.

Em circuitos AC encontramos três tipos de potência:

- **Potência Aparente (S):** é toda a energia absorvida da rede, dada em kVA (kilovoltampère).

$$S = V \times I \quad (\text{Eq. 3.2})$$

- **Potência Ativa (P):** representa a energia que está sendo convertida em trabalho, gerando calor, luz ou movimento no equipamento. É medida em kilowatts (kW).

- **Potência Reativa (P_r):** representa a energia que está sendo utilizada para potência usada apenas para criar e manter os campos eletromagnéticos das cargas indutivas, necessários para o funcionamento de motores, transformadores, cargas não-lineares, retificadores industriais, entre outros. Também é resultado de cargas onde a corrente é “chaveada” através de transistores, diodos, tiristores. A unidade de medida é kVAr (kilo Volt Ampère reativo).

Assim, enquanto a potência ativa é sempre consumida na execução de trabalho, a potência reativa, além de não produzir trabalho, circula entre a carga e a fonte de alimentação, ocupando um espaço no sistema elétrico que poderia ser utilizado para fornecer mais energia ativa.

Com esses conceitos básicos, podemos definir o **fator de potência** como sendo a razão entre a Potência Ativa e a Potência Aparente. A representação das potências é feita na forma vetorial, formando um triângulo retângulo, conforme a Fig. 3.12.

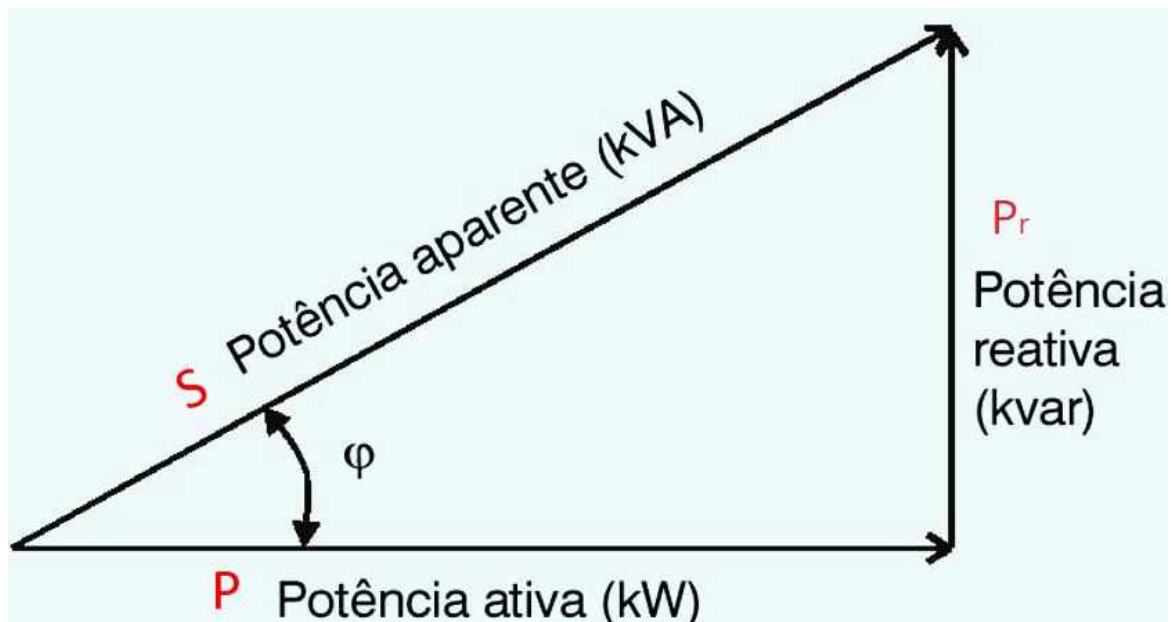


Figura 3.9 – Triângulo de Potências.

$$FP = \frac{P}{S} = \cos \varphi \quad (Eq. 3.3)$$

$$FP = \cos \left(\arctan \left(\frac{P_r}{P} \right) \right) \quad (Eq. 3.4)$$

Daí segue-se que a Potência ativa é dada por:

$$P = S \times FP = V \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (Eq. 3.5)$$

No circuito triângulo, a tensão de cada fase do circuito é igual a tensão de linha do alimentador e corrente de fase do alimentador é a corrente de linha dividida por $\sqrt{3}$.

$$V_F = V_L \text{ e } I_F = \frac{I_L}{\sqrt{3}} \quad (Eq. 3.6)$$

Assim sendo a potência total é dada por:

$$P_t = 3 \cdot P_F \cdot \cos \varphi \quad (Eq. 3.7)$$

$$P_t = 3 \cdot V_L \cdot \frac{I_L}{\sqrt{3}} \cdot \cos \varphi \quad (Eq. 3.8)$$

$$P_t = \sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi \quad (Eq. 3.9)$$

O fator de potência indica a eficiência do uso da energia. Um alto fator de potência indica uma eficiência alta e inversamente, um fator de potência baixo indica baixa eficiência energética.

As perdas de energia elétrica ocorrem em forma de calor e são proporcionais ao quadrado da corrente total. O excesso de energia reativa acresce o valor da corrente que percorre o sistema, provocando o aumento do aquecimento de condutores e equipamentos. Esse aumento da corrente devido ao excesso de energia reativa também provoca quedas de tensão acentuadas, podendo ocasionar a interrupção do fornecimento de energia elétrica e a sobrecarga em certos elementos da rede.

3.7. Classificação do fluido a ser bombeado

Dependendo da concentração mássica de sólidos no fluido a ser bombeado, a mistura recebe diferentes denominações: polpa, para misturas contendo até 58% de sólidos; pasta, para concentração de 58% até 70%; e torta, para misturas com concentração acima de 70%.

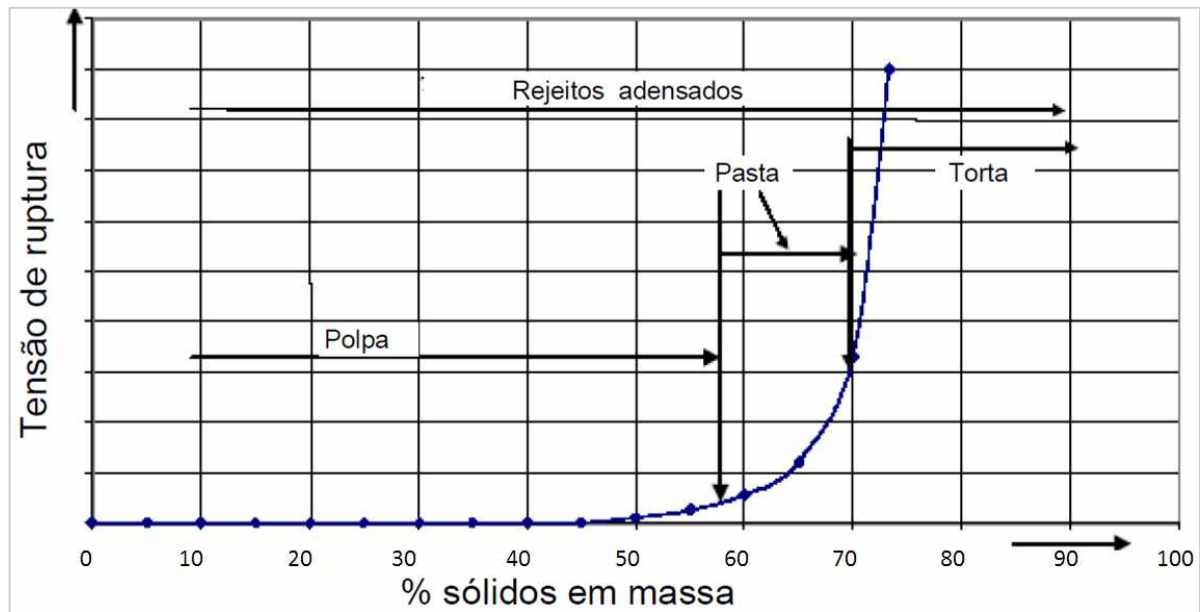


Figura 3.10 – Classificação de misturas sólido-líquido em função da concentração mássica e a tensão de ruptura (adaptado de PEIXOTO, 2012).

Sabendo a massa de líquido e de sólido, calcula-se a concentração mássica pela seguinte equação:

$$C_m = \frac{m_s}{m_s + m_l} \times 100\% \quad (\text{Eq. 3.10})$$

C_m Concentração mássica

m_s Massa de sólidos [kg]

m_l Massa de fluido [kg]

Sendo assim, a polpa é determinada pela equação:

$$\rho_p = \rho_l + (\rho_s - \rho_l) \cdot C_m \quad (\text{Eq. 3.11})$$

ρ_p Densidade da polpa [kg/m³]

ρ_s Densidade do sólido [kg/m³]

ρ_l Densidade do fluido [kg/m³]

3.8. Rendimento da Bomba Hidráulica

A bomba hidráulica é um dispositivo que tem função de transformar a energia mecânica no seu eixo em energia hidráulica cedida ao fluido. Como todo processo de transformação energética existem perdas (DUTRA, 2005).

O rendimento da bomba é a razão entre a potência hidráulica cedida ao fluido, isto é, a vazão e a pressão que a bomba imprime ao fluido, e a potência de eixo, ou seja, a energia que o motor elétrico fornece à bomba. Assim temos que o rendimento de uma bomba é dado pela seguinte relação:

$$\eta = \frac{\text{Potência hidráulica}}{\text{Potência de eixo}} \times 100\% = \frac{P_{hidr}}{P_{eixo}} \times 100\% \quad (Eq. 3.12)$$

Por sua vez a potência hidráulica que a bomba cede ao fluido é calculada em função do peso específico do fluido e dos valores de altura manométrica e vazão de saída da bomba.

$$P_{hidr} = \gamma \cdot H \cdot \frac{Q}{3500} = \rho_p \cdot g \cdot H \cdot \frac{Q}{3500} \quad (Eq. 3.13)$$

$$\gamma = \rho_p \cdot g \quad (Eq. 3.14)$$

γ Peso específico da polpa [N/m^3]

ρ_p Densidade da polpa [kg/m^3]

g Aceleração da gravidade [m/s^2]

H Altura manométrica em metros de coluna de água [$m.c.a.$]

Q Vazão de saída da bomba [m^3/h]

E a potência de eixo é valor da potência elétrica ativa do motor (Eq. 3.9) multiplicado pelo rendimento da transmissão do motor (η_t):

$$P_{eixo} = P_{elétrica} \cdot \eta_t \quad (Eq. 3.15)$$

Inserindo a fórmula da potência ativa temos:

$$\eta = \frac{\rho_p \cdot g \cdot H \cdot Q}{\sqrt{3} \cdot V \cdot I \cdot \cos \varphi \cdot \eta_t \cdot 3500} \times 100\% \quad (Eq. 3.16)$$

A bomba utilizada nos experimentos possui motor elétrico com rendimento de 72% de acoplamento, portanto, $\eta_t = 0,72$.

3.8.1. Melhora da Eficiência Energética

Um dos principais métodos para diminuir o consumo de energia e melhorar a eficiência energética de bombas é a utilização de inversores de frequência. Este equipamento é responsável pelo acionamento eletrônico do motor elétrico da bomba, permitindo uma manipulação simplificada da rotação do motor.

Com um melhor controle da velocidade reduz-se a probabilidade de defeitos relacionados com o fenômeno do golpe de aríete, o qual é causado por uma variação brusca de pressão que está relacionada, também, a uma rápida alteração de velocidade (FERREIRA, 2008).

O inversor de frequência também pode ser programado para auxiliar a partida do motor, realizando-a de forma suave e eliminando a necessidade de um *soft-starter*. A partida suave evita torções mecânicas nos rotores, e danos nos mancais.

Com isso é possível obter significativa economia de energia consumida pela bomba. Todavia, o potencial de redução do consumo de energia elétrica será menor quanto mais próxima do ponto de operação nominal do sistema a bomba estiver funcionando (FERREIRA, 2008).

Sabendo que para obter vazões comparáveis aos rotores semiabertos, as bombas equipadas com rotores de discos precisam operar a uma rotação duas vezes maior, é de fundamental importância avaliar o desempenho energético (consumo de energia e rendimento) das bombas equipadas com rotores para avaliar a viabilidade de aplicação desses rotores em plantas industriais de mineração.

4. METODOLOGIA

4.1. Introdução

Para a realização dos testes de desempenho dos rotores escolhidos foi utilizada a bancada experimental já disponível no Laboratório de Transferência de Calor e Massa (LTCM), desenvolvida e montada por FIGUEIRA JR. para a defesa de sua tese de doutorado (FIGUEIRA JR., 2017).

A seguir está uma descrição dos componentes da bancada utilizada.

4.2. Bancada Experimental

4.2.1. Montagem da Bancada Instrumentada

O projeto da bancada experimental foi baseado em um modelo desenvolvido por Rocha (2010).



Figura 4. 2 - Bancada de ciclonagem (ROCHA, 2010).

A estrutura da bancada foi fabricada com cantoneiras sobre um carrinho plataforma para facilitar transporte e realizar testes na parte externa do laboratório ou ser levada até uma empresa de mineração e realizar testes em loco.

A bancada construída por FIGUEIRA JR possui tubulação e acessórios são de aço galvanizado (diâmetro de 1 polegada), um reservatório de aço 1020, sensores e

válvulas resistentes ao desgaste, porém não possui o hidrociclone e o agitador como o modelo de ROCHA (2010).

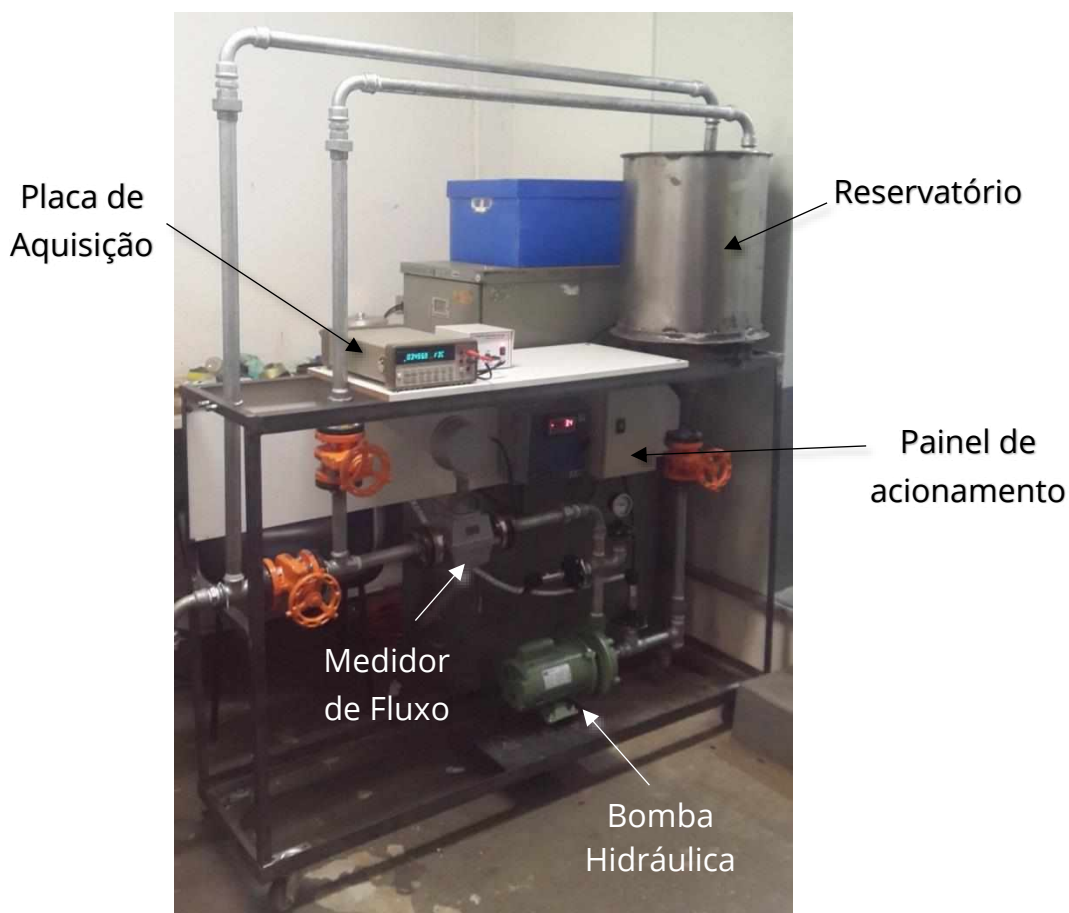


Figura 4.23 - Bancada experimental para testes de viabilidade da utilização de rotores de disco (FIGUEIRA JR, 2017).

A bancada possui aproximadamente 4 metros lineares de tubulação que corresponde a 2,5 litros, um reservatório cilíndrico de base cônica com volume de 48,5 litros (cone com volume de 8,4 litros e o cilindro com o volume de 40,1 litros), totalizando 50 litros de volume útil.

O Painel de Acionamento inclui um inversor de frequência, que permite acionamento mais suave do motor elétrico da bomba e também controle da rotação da mesma, por variação da frequência da tensão.

Além disso a bancada possui sensor de fluxo eletromagnético MAG600, transdutores de pressão com selo diafragma e válvulas de mangote. Os sinais dos sensores são adquiridos e repassados ao computador pela placa de aquisição Agilent 34970A e seu software próprio.

O fator de potência da bomba foi medido com o wattímetro do modelo ET-4080 (Minipa®) (Fig. 4.3) ligado a uma das fases de alimentação do motor.



Figura 4.3 - Wattímetro modelo ET-4080 Minipa®.

Como citado anteriormente a Bomba utilizada é a BC-92 T1 e a seguir segue informações de consumo energética da bomba e do motor elétrico acoplado (selo Procel).



Figura 4.4a - Bomba BC-92 T1 3/4.



Figura 4.4b - Selo Procel da Bomba BC-92 T1 3/4.



Figura 4.4c - Placa do motor elétrico da Bomba BC-92 T1 3/4.

4.3. Ensaaios dos Rotores

4.3.1. Testes Preliminares

Foram realizados alguns testes preliminares para testar a capacidade do rotor de discos e averiguar a concentração de polpa máxima que poderia ser utilizada na bancada de testes atual.

No primeiro teste o reservatório foi preenchido com 15L de água e rotor utilizado foi o de 3 discos. O rotor utilizado possuía base de alumínio e discos montados com interferência mecânica e resina epóxi. Com a bomba operando a rotação de 3500 rpm, foram adquiridos pontos de vazão, pressão, tensão e corrente com o sistema funcionando constante, sem alteração na regulação de vazão de saída da bomba. A partir dos valores obtidos foram calculados os valores de altura manométrica. O valor do fator de potência foi medido utilizando um wattímetro. Os resultados foram filtrados utilizando o método do Filtro de Kalman.

Nesta primeira etapa a bomba esteve em funcionamento por durante 1h50min. Os valores de vazão e altura manométrica mantiveram praticamente constantes à 2,5 [m^3/h] e 3 [*m. c. a.*], respectivamente. O valor médio do fator de potência foi de 0,68.

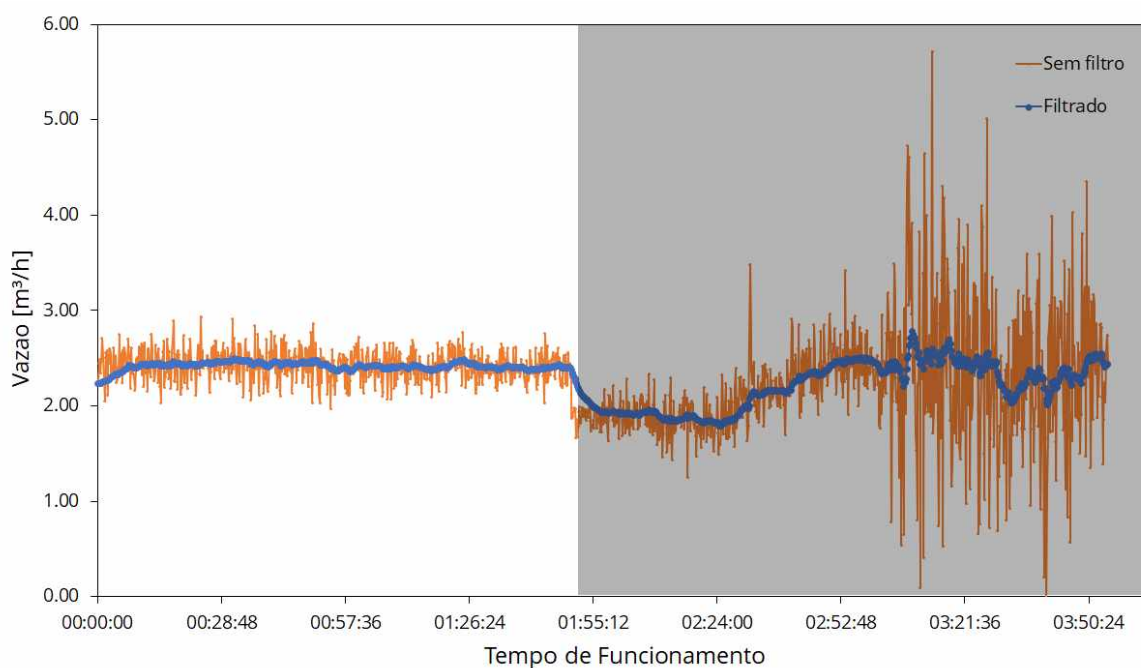


Figura 4.5a – Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (apenas água).

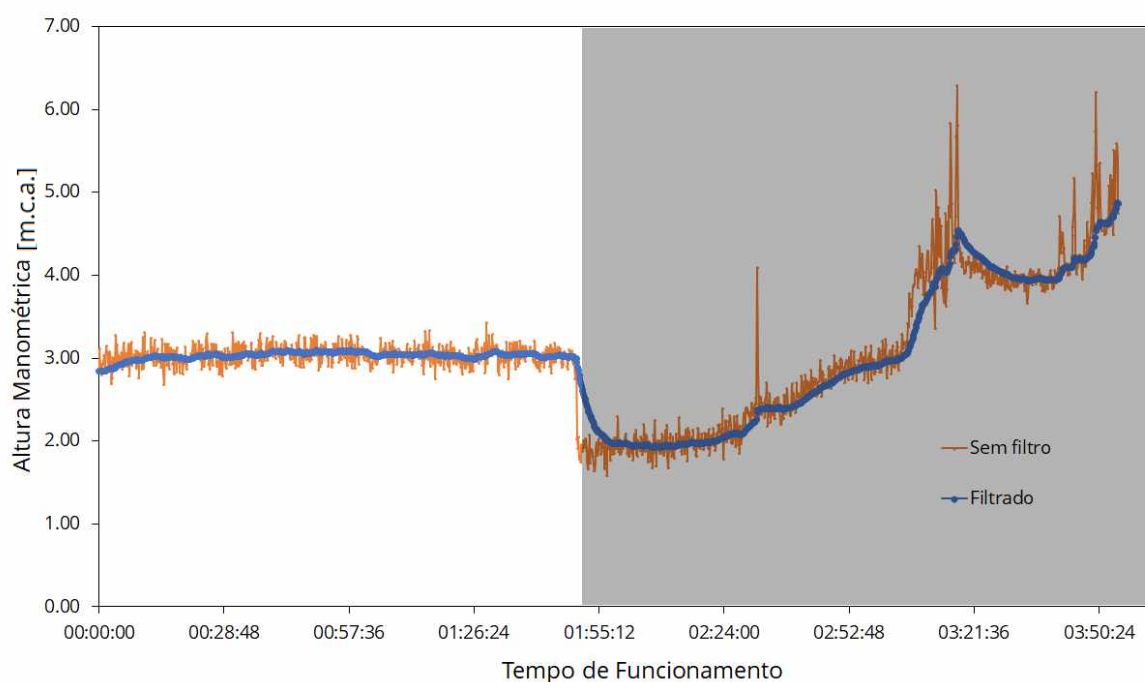


Figura 4.5b – Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (apenas água).

Na segunda parte deste teste adicionou-se a polpa, até a concentração mássica de 37,5% da mistura. Houve no começo uma redução brusca da vazão e da altura manométrica, porém a medida que ia sendo adicionada a polpa ambos valores foram aumentando devido ao aumento da densidade da mistura formada. Após atingido o valor de concentração de 37,5%, o sistema continuou operando de forma contínua por cerca de 30min, totalizando também 1h50min de dados adquiridos. Os valores iniciais de vazão e altura manométrica foram de $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e 2 m , respectivamente. E ao final da adição da polpa os valores atingidos foram de $2,7 \text{ [m}^3/\text{h}]$ e 3 [m.c.a.] . O valor médio do fator de potência foi de 0,70.

Para evitar bloqueio prematuramente da tubulação, a partir da adição de polpa foi sempre realizado uma agitação manual, esporadicamente, do líquido no reservatório. Isso gerou certos picos, como é possível observar nos dados do gráfico sem filtragem.

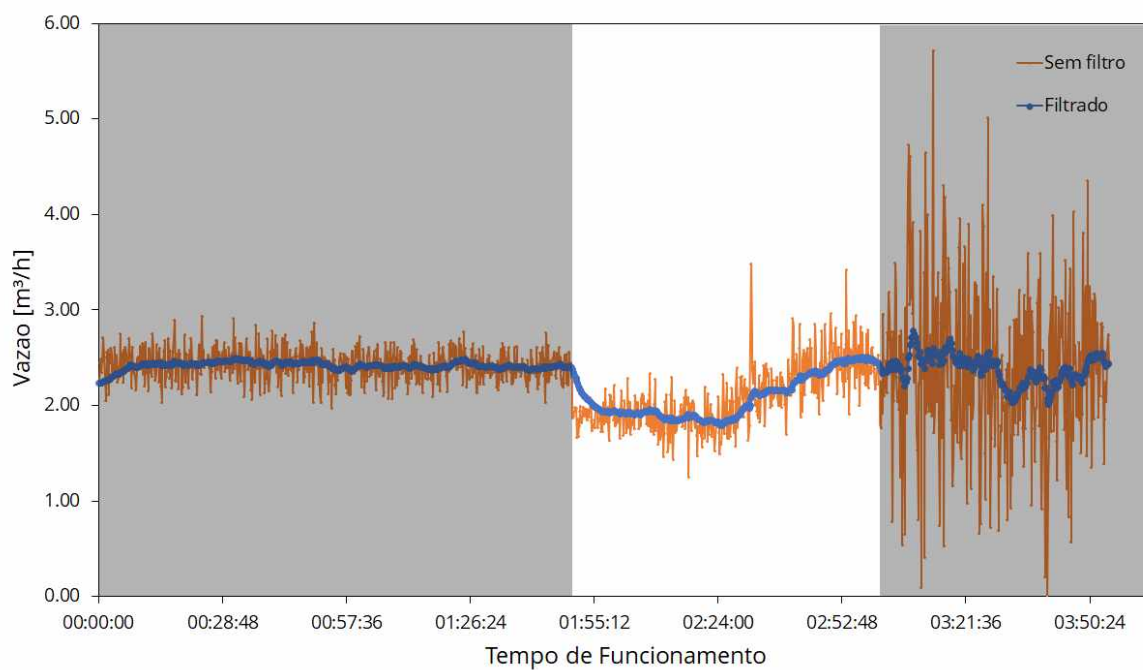


Figura 4.6a – Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (até 37,5% de concentração de polpa).

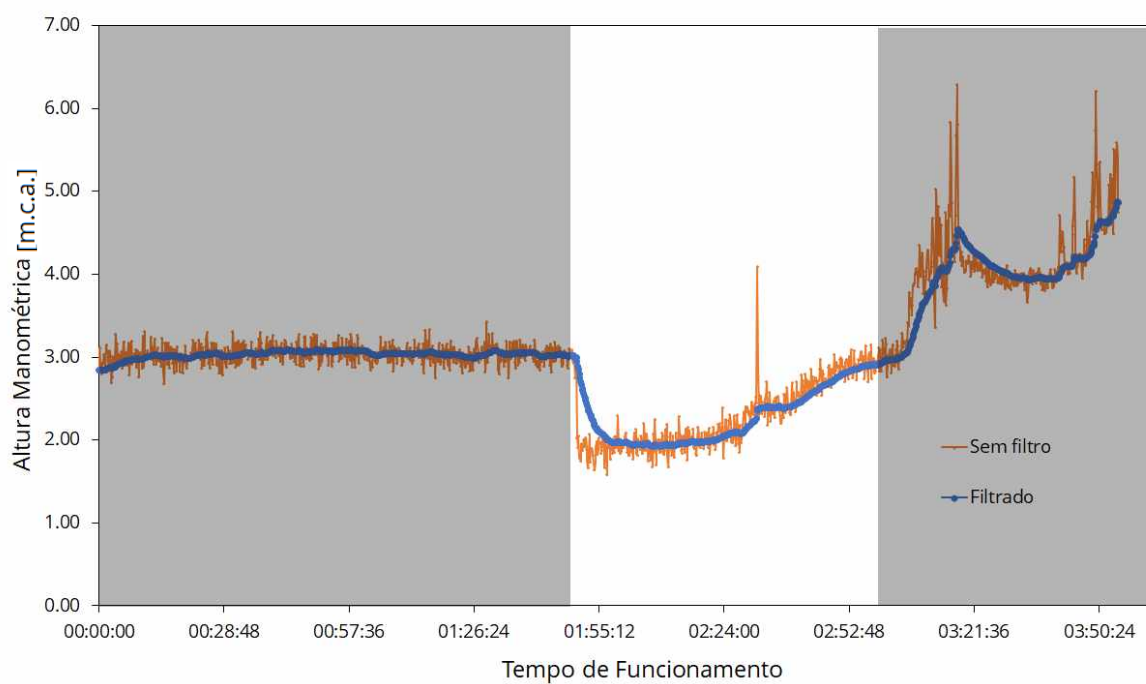


Figura 4.6b – Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (até 37,5% de concentração de polpa).

Na terceira etapa, continuou-se adicionando polpa, porém agora utilizando areia NBR-7214, devido a quantidade insuficiente de polpa de minério para atingir os 60% de concentração desejada. Novamente pelo efeito do aumento da densidade da mistura, observou-se o aumento da vazão e da altura manométrica, e de forma mais acentuada do que na etapa anterior.

Uma hipótese para esse comportamento é a característica exponencial da curva de concentração mássica. Para elevar a concentração mássica de uma mistura é necessário adicionar massa de maneira exponencial. Foi construído um gráfico a partir da massa inicial de água (15 Litros) e da expressão matemática:

$$C_m = \frac{m_s}{m_s + m_l} \times 100\% \quad (Eq. 4.3)$$

Escrevendo a massa de sólido em função da concentração mássica temos:

$$m_s = \frac{C_m \cdot m_l}{(1 - C_m)} \quad (Eq. 4.4)$$

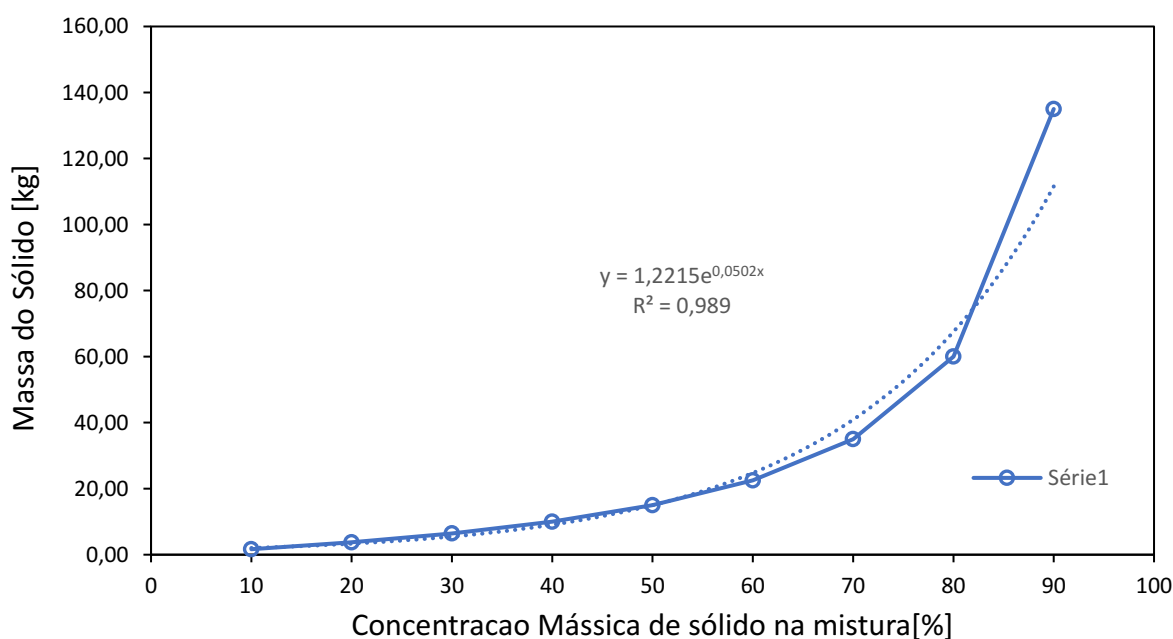


Figura 4.7 – Quantidade de massa de sólido x concentração mássica.

Entretanto, tanto o gráfico de vazão quanto o de altura manométrica apresentaram um pico e logo em seguida uma redução brusca, e depois um valor constante após o final do processo de adição e o sistema operando constante.

Acredita-se que essa queda ocorreu por conta de uma quebra do apoio do disco central, passando assim o rotor a operar como se fosse um rotor de apenas

dois discos e com um espaçamento muito maior entre eles. A quebra certamente deve-se ao desgaste da parte central do rotor (discos são montados na base do rotor por interferência mecânica). O aumento da temperatura também deve ter contribuído para a redução da interferência do disco com a base, visto que após 2h de operação foi possível notar um aquecimento da tubulação (temperatura aproximada de 40° C).

Apesar disso, os valores vazão e altura manométrica atingidos foram de 2,7 [m³/h] e 4,5[m.c.a.], respectivamente. A duração desta etapa foi de 46min. O valor médio do fator de potência foi de 0,71.

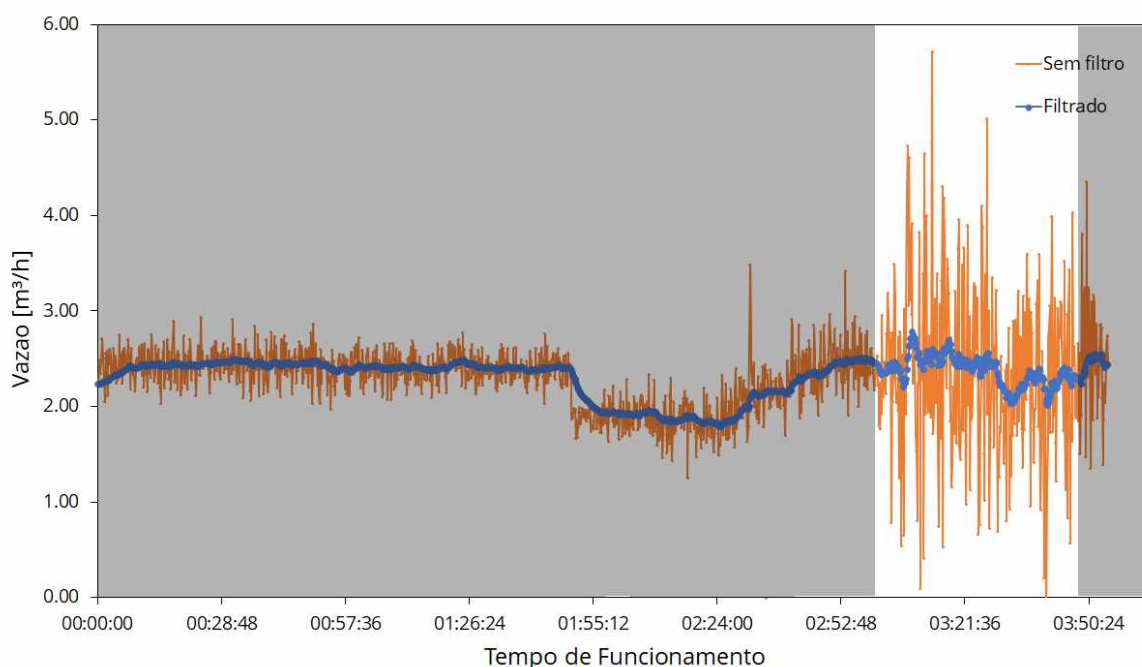


Figura 4.8a - Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (até 60% de concentração de polpa).

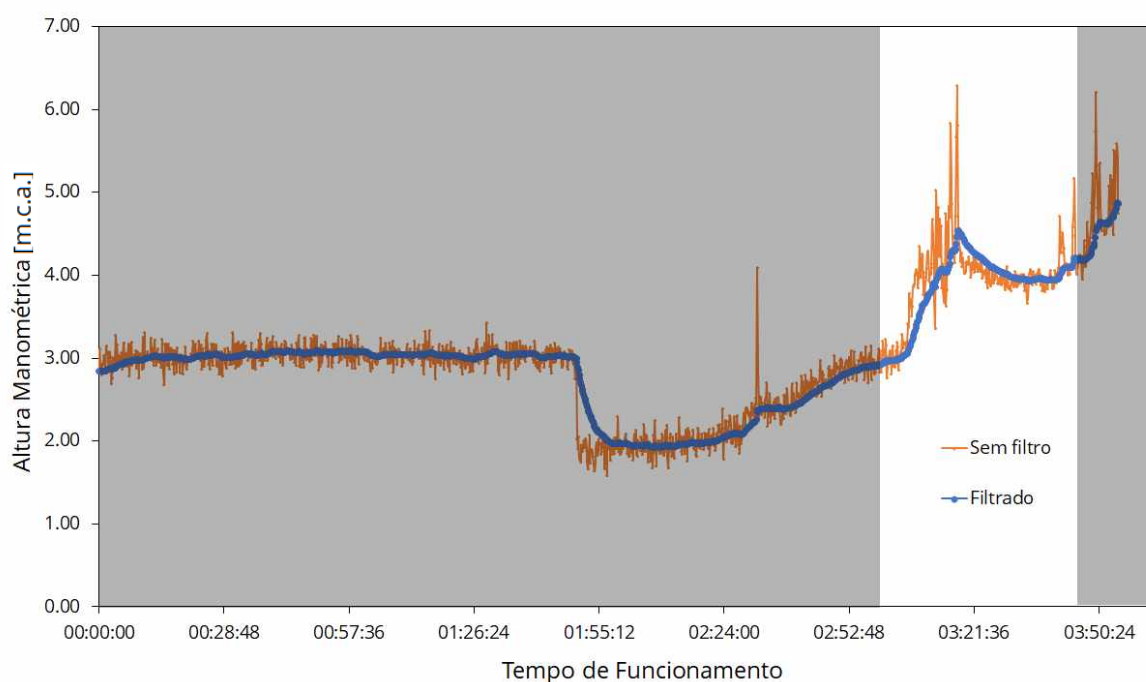


Figura 4.8b – Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (até 60% de concentração de polpa).

Na etapa final, foi testada a concentração limite suportada pela tubulação até entupimento completo. Adicionando-se areia NBR-7214, a tubulação obstruiu-se subitamente um pouco antes de atingir-se a 70% de concentração mássica de polpa (aprox. 68,5%). Os valores finais de vazão e altura manométrica atingidos foram de 2,4 [m^3/h] e 4,8[m. c. a.], respectivamente, e a duração desta etapa foi de apenas 10min. Não foi possível adquirir valores do fator de potência nesta etapa.

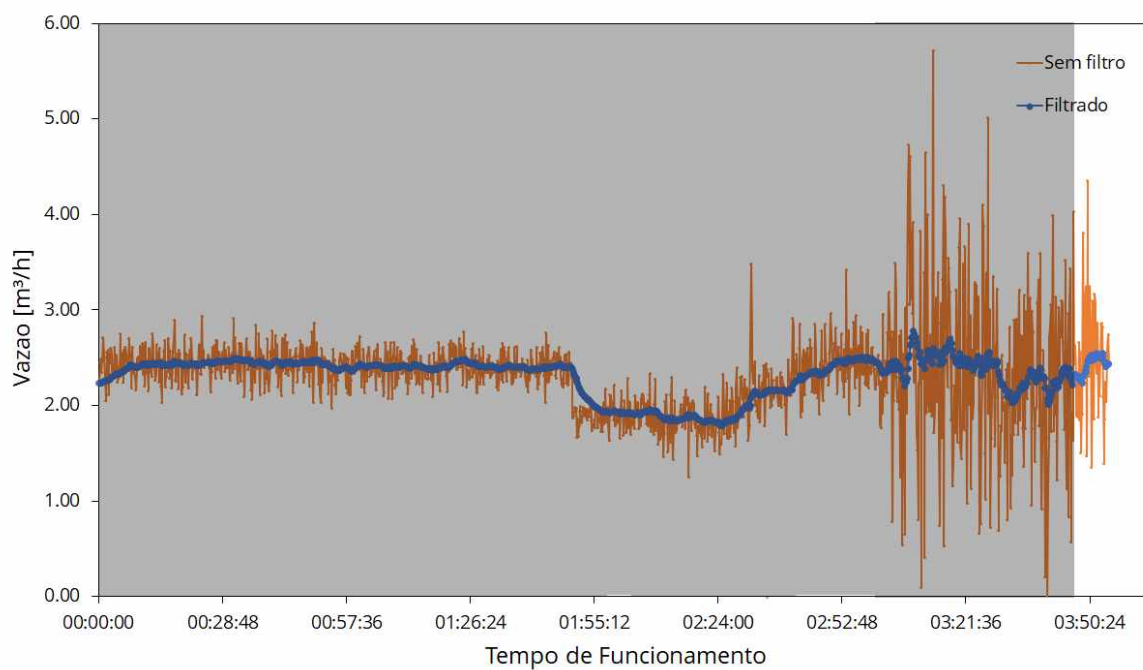


Figura 4.9a – Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (até obstrução total da tubulação).

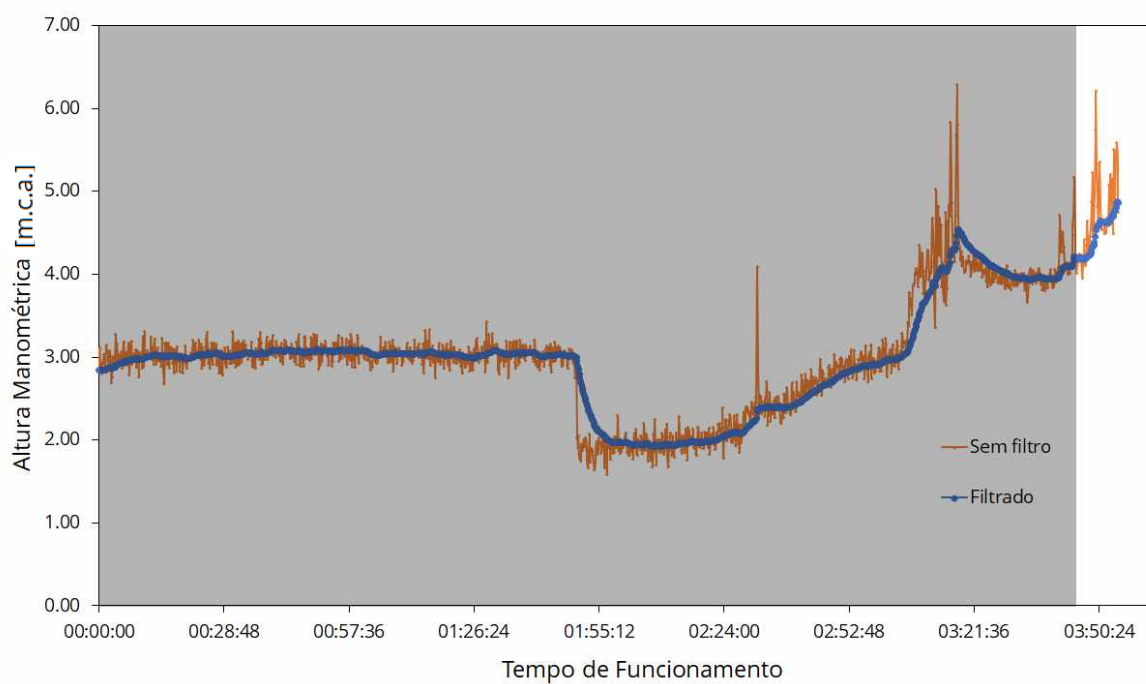


Figura 4.9b – Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (até obstrução total da tubulação).

4.3.2. Teste Definitivo

Como já foi explicitado no item 3.3.2 e pela figura 3.7, os rotores de discos apresentaram um comportamento semelhante ao do rotor semiaberto. Sendo assim o teste seguinte foi realizado para comparar o desempenho entre o rotor semiaberto (com a bomba operando a 1800 rpm) e o rotor de 3 discos (com a bomba operando a 3500 rpm).

Com o resultado dos testes preliminares foi determinado uma nova metodologia para realizar o teste definitivo de comparação entre os rotores:

- Utilização de areia comum de construção como abrasivo a ser adicionado a água (granulometria entre 0,210 mm e 1,41 mm), pois apresentava uma granulometria mais próxima ao do minério utilizado no teste preliminar.



Figura 4.10 – Areia de construção utilizada.



Figura 4.11 – Peneiras utilizadas para separação de detritos da areia.

- Para cada rotor: aquisição de pontos de vazão, pressão, tensão e corrente com o sistema operando apenas com água (15 litros).
- Para cada rotor: a cada adição de areia em 10% de concentração mássica, adquirir pontos de 10 em 10s, por durante 10 min do sistema operando constante.
- Realizar a adição de areia até atingir 60% de concentração mássica da polpa.

Os cálculos posteriores consideram os seguintes valores de densidade:

- Água $\rho_l = 997,05 [kg/m^3]$
- Areia $\rho_s = 1422,76 [kg/m^3]$

O primeiro foi realizado o teste com o rotor semiaberto e foram obtidos os seguintes resultados:

- Massa inicial do rotor: 179,98 g
- Massa final do rotor: 174,63 g
- Massa perdida: 5,35 g (2,97% da massa original)
- Rotação da bomba: 1800 rpm
- Material: Alumínio



Figura 4.12 – Rotor Semiaberto.

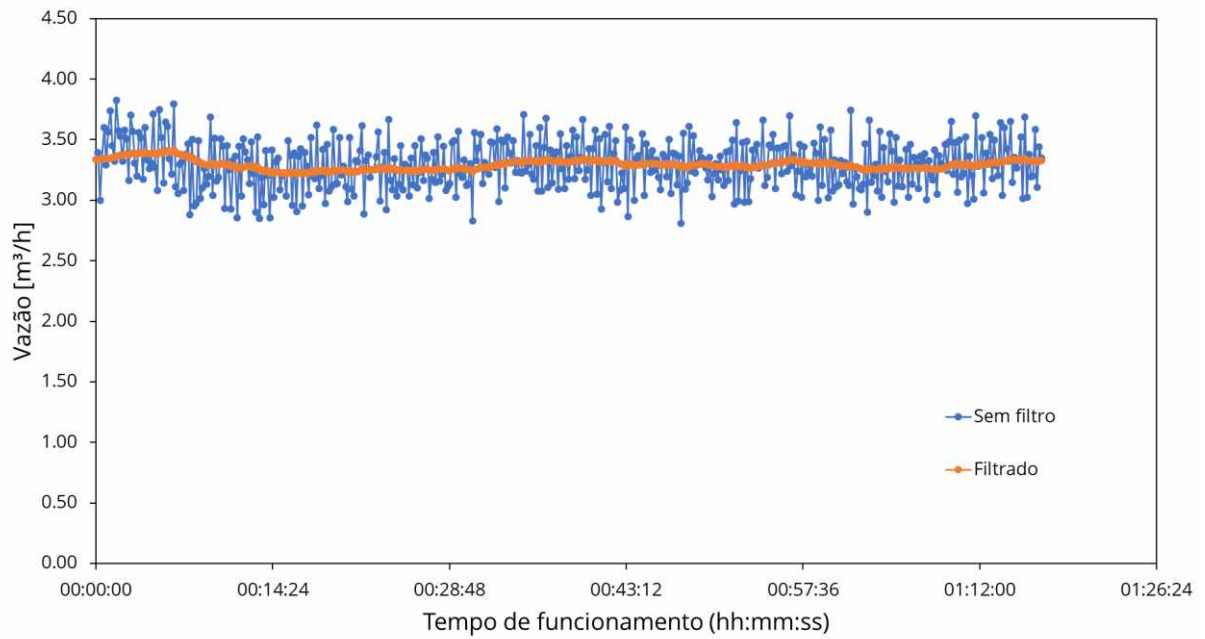


Figura 4.13a – Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (rotor semiaberto).

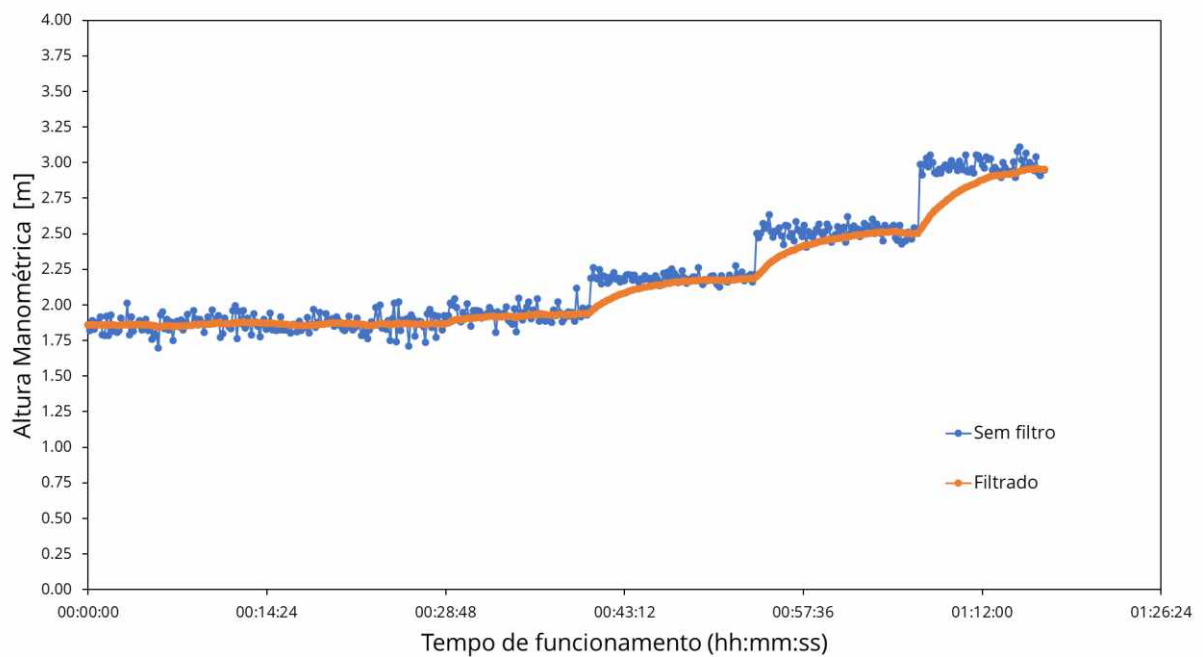


Figura 4.13b – Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (rotor semiaberto).

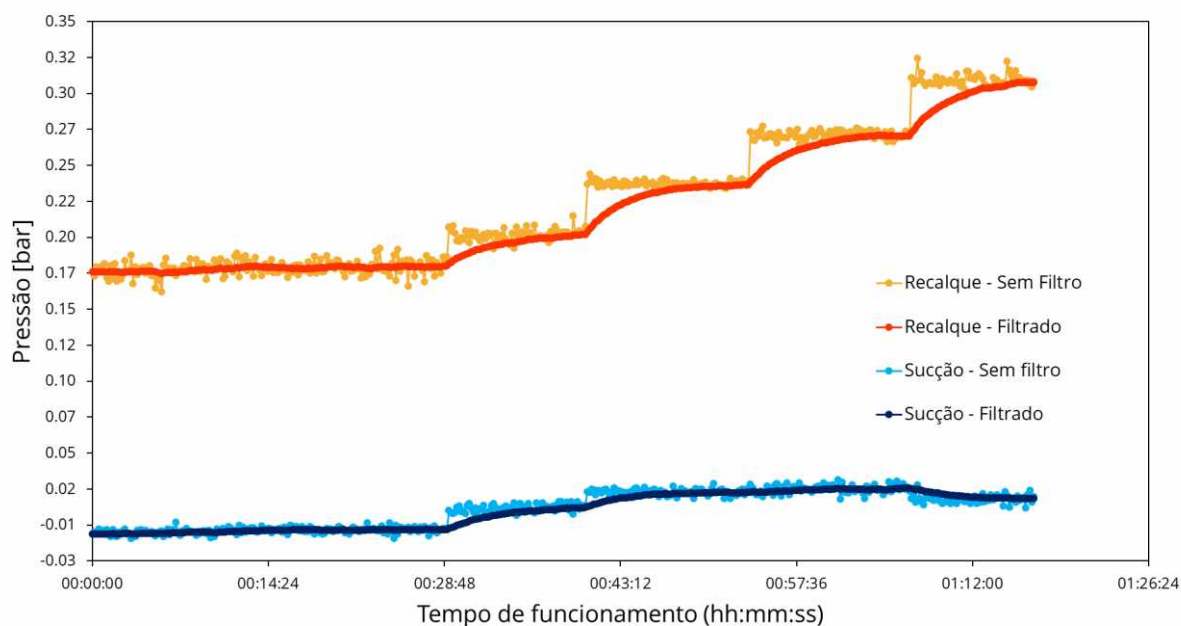


Figura 4.13c – Gráfico de Pressões de Sucção e Recalque x Tempo de funcionamento (rotor semiaberto).

Tabela 4.1 – Dados Teste rotor semiaberto.

Rotor Semiaberto											
tempo	Concentração mássica de areia [%]	Densidade da polpa [kg/m³]	Vazão [m³/h]	H [m]	Potência Hidráulica [W]	Corrente [A]	Tensão [V]	Fator de Potência	Potência Elétrica [W]	Potência de Eixo [W]	Rendimento [%]
00:28:30	0	997.048	3.261	1.870	16.569	2.292	175.472	0.385	268.181	193.090	8.581
00:40:20	10	1039.543	3.327	1.938	18.265	2.268	175.365	0.386	266.189	191.656	9.530
00:53:40	20	1082.038	3.278	2.189	21.156	2.306	176.063	0.391	275.166	198.120	10.678
01:06:50	30	1124.534	3.281	2.517	25.302	2.252	175.243	0.401	274.243	197.455	12.814
01:17:00	40	1167.029	3.321	2.981	31.477	2.265	175.012	0.406	278.735	200.689	15.684
-	50	1209.524	-	-	-	-	-	-	-	-	-
-	60	1252.019	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Uma observação importante de ser feita é que, com o rotor semiaberto foi possível adquirir valores apenas até a concentração de 40%, pois na etapa de adição de areia para atingir 50% de concentração da polpa, ocorreu o entupimento (obstrução) da tubulação.

Foram confeccionados novos rotores de discos, desta vez completamente de Aço SAE 1020, com os discos montados na base apenas por interferência mecânica. Então foi realizado o teste com o rotor de 3 discos e foram obtidos os seguintes resultados:

- Massa inicial do rotor: 610.51 g
- Massa final do rotor: 576,11 g
- Massa perdida: 34,4 g (5,63% da massa original)
- Rotação da bomba: 3500 rpm
- Material: Aço SAE 1020



Figura 4.14 – Rotor de 3 discos.

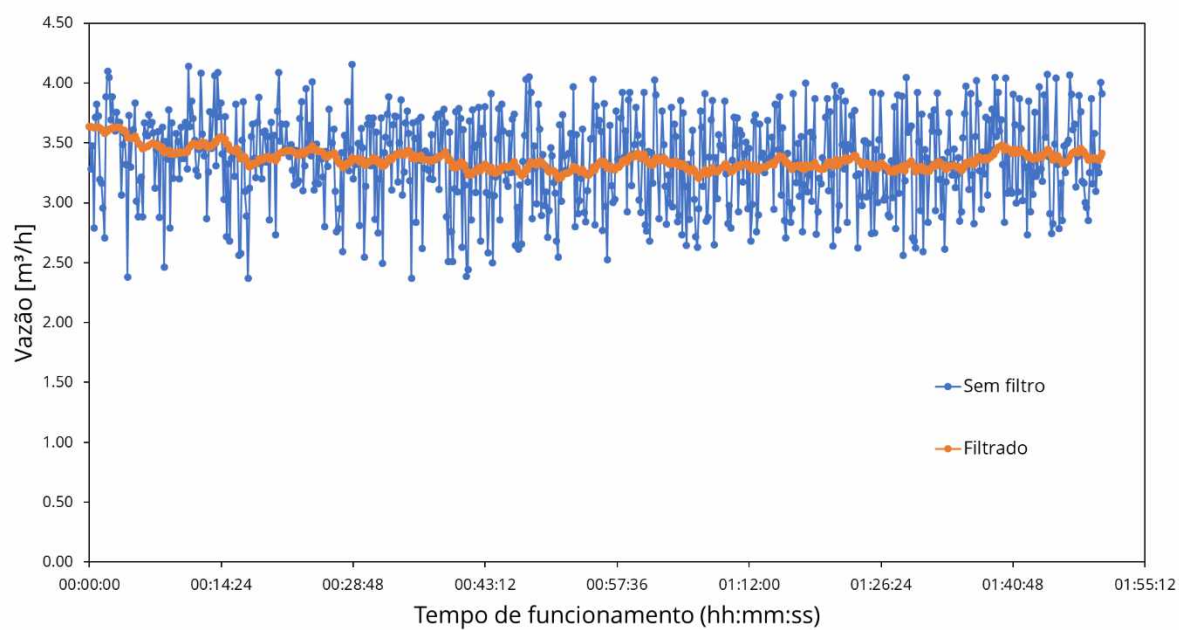


Figura 4.15a – Gráfico de Vazão x Tempo de funcionamento (rotor de 3 discos).

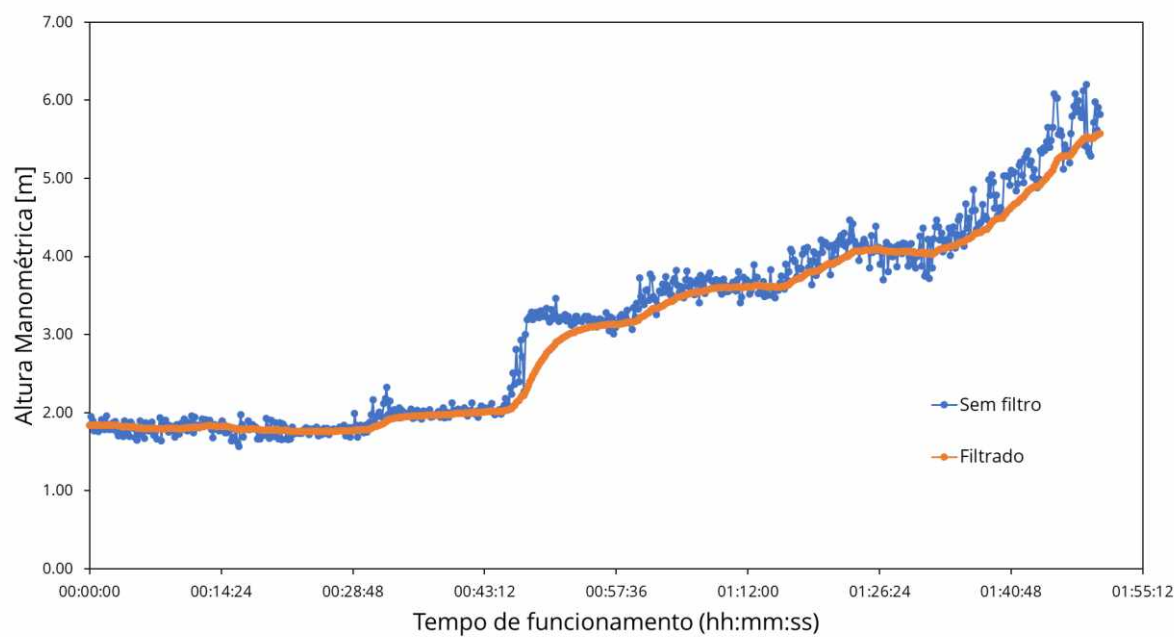


Figura 4.15b – Gráfico de Altura manométrica x Tempo de funcionamento (rotor de 3 discos).

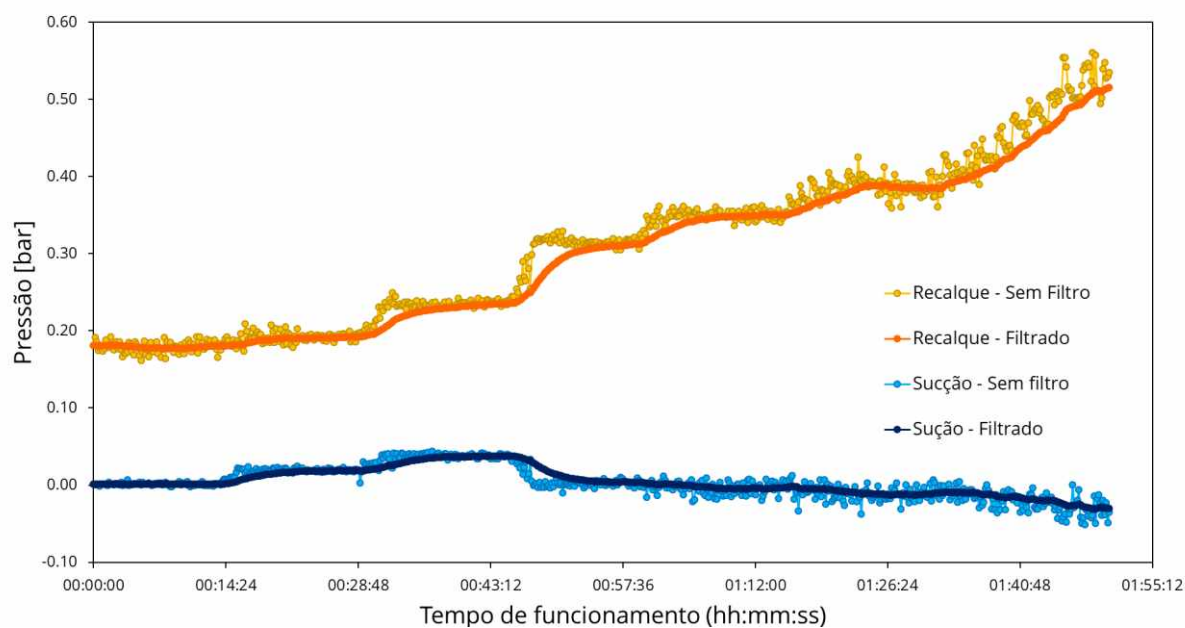


Figura 4.15c – Gráfico de Pressões de Sucção e Recalque x Tempo de funcionamento (rotor de 3 discos).

Tabela 4.2 – Dados Teste Rotor 3 Discos.

Rotor 3 Discos											
tempo	Concentração mássica de areia [%]	Densidade da polpa [kg/m³]	Vazão [m³/h]	H [m]	Potência Hidráulica	Corrente [A]	Tensão [V]	Fator de Potência	Potência Elétrica [W]	Potência de Eixo [W]	Rendimento [%]
00:13:20	0	997.048	3.454	1.810	16.988	2.257	242.872	0.655	621.663	447.598	3.795
00:28:30	10	1039.543	3.379	1.766	16.908	2.220	241.851	0.664	617.471	444.579	3.803
00:44:10	20	1082.038	3.317	2.006	19.622	2.230	240.815	0.690	641.424	461.825	4.249
00:59:00	30	1124.534	3.309	3.205	32.500	2.364	237.579	0.748	728.050	524.196	6.200
01:15:00	40	1167.029	3.303	3.624	38.061	2.487	236.833	0.767	782.097	563.110	6.759
01:33:00	50	1209.524	3.285	4.086	44.247	2.561	236.316	0.770	807.592	581.467	7.610
01:50:20	60	1252.019	3.381	5.679	65.504	2.833	233.855	0.776	890.124	640.889	10.221



Figura 4.16 – Rotor de discos desgastado após o teste.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para avaliar o rendimento da bomba hidráulica operando com fluidos abrasivos foi preparado um fluido que simulasse a polpa de mineração, utilizando areia comum de construção. Como dito anteriormente, o primeiro teste efetuado serviu para definir a concentração mássica limite de areia que poderia ser adicionada a água para a formação de uma polpa que não obstruísse a tubulação da bancada experimental.

Deste experimento inicial foi obtido que a concentração limite para a bancada foi de aproximadamente 68,5%, e que seria recomendável um agitador no reservatório. Para trabalhar com uma margem de segurança e baseado em valores usuais da indústria de mineração adotou-se 60% como a concentração máxima para os testes seguintes.

Para efetuar a comparação dos rotores semiaberto e de 3 discos definiu-se os valores de rotação para os quais apresentam valores comparáveis de vazão: 1800 rpm para o rotor semiaberto e 3500 rpm para o rotor de 3 discos (FIGUEIRA JR.).

E também foram definidos os patamares de concentração de polpa em 0, 10, 20, 30, 40, 50 e 60% de concentração mássica de areia, para facilitar a comparação de parâmetros como vazão, altura manométricas em metros de coluna de água, pressões de sucção e de recalque, fator de potência e rendimento da bomba.

Comparando os resultados dos testes feitos com os rotores semiaberto e de 3 discos, obtemos os seguintes gráficos:

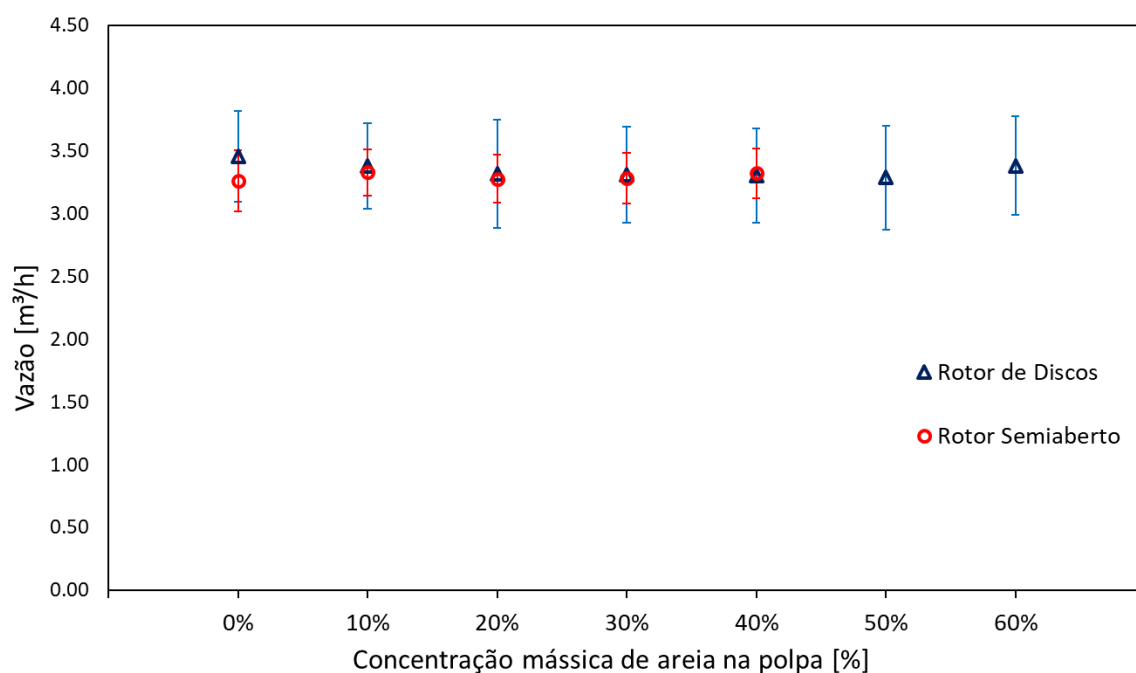


Figura 5.1a – Comparação da vazão em função da concentração mássica de areia na polpa entre os rotores semiaberto e de 3 discos.

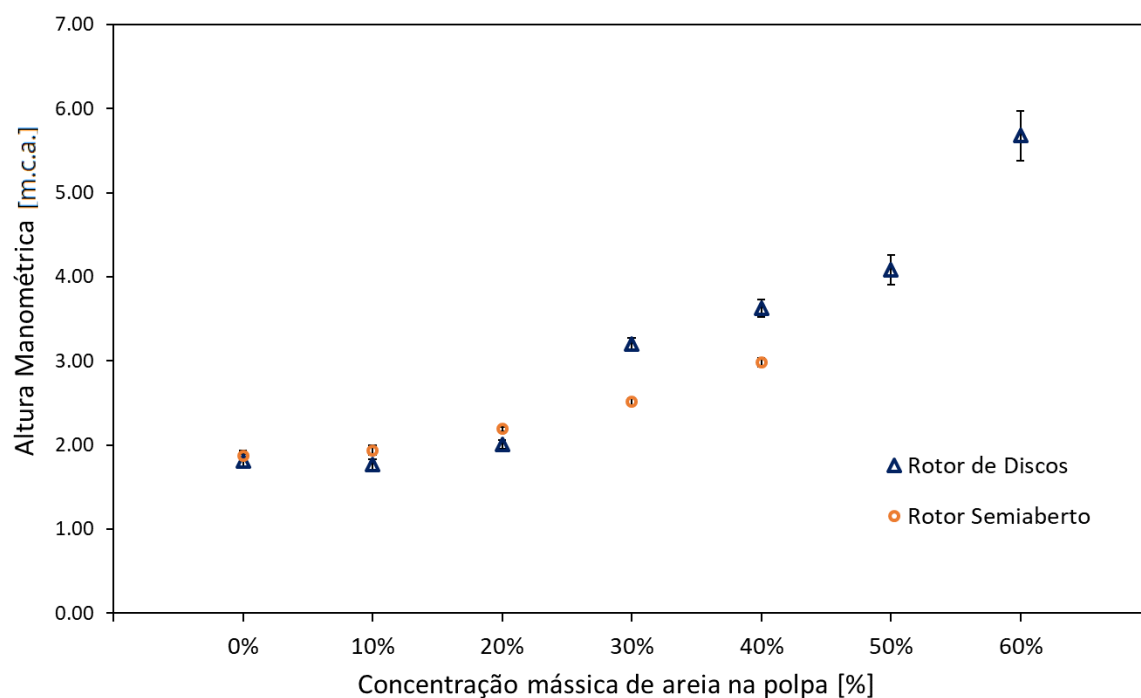


Figura 5.1b – Comparação da altura manométrica em função da concentração mássica de areia na polpa entre os rotores semiaberto e de 3 discos.

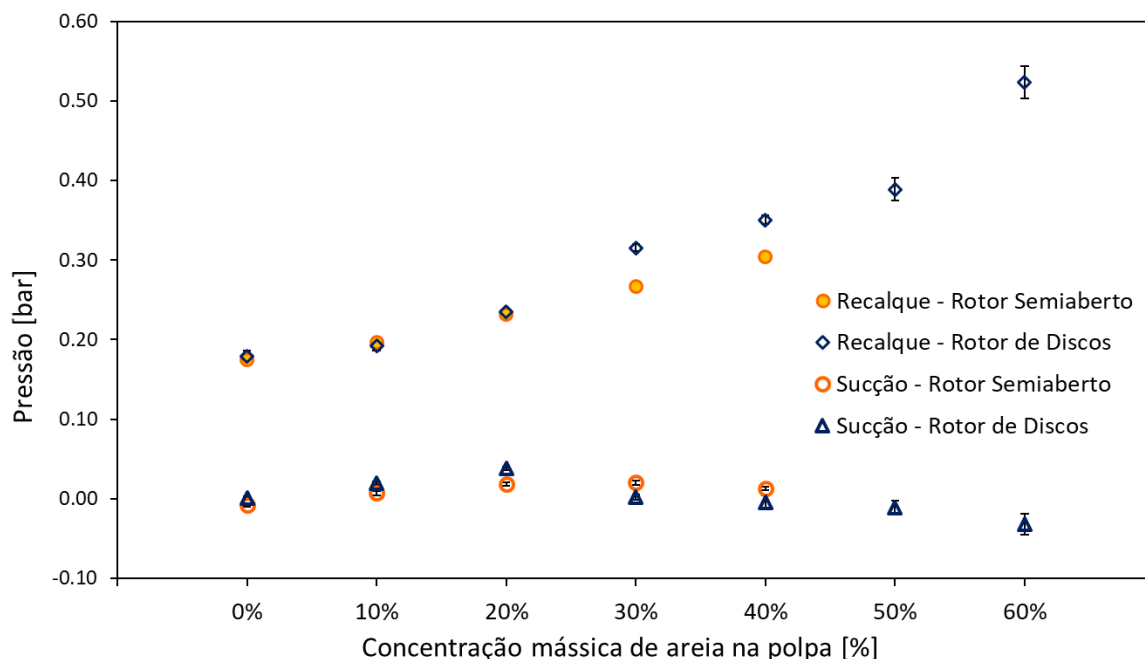


Figura 5.1c – Comparação das pressões de sucção e recalque em função da concentração mássica de areia na polpa entre os rotores semiaberto e de 3 discos.

Uma observação importante de ser feita é que, com o rotor semiaberto foi possível adquirir valores apenas até a concentração de 40%, pois na etapa de adição de areia para atingir 50% de concentração da polpa, ocorreu o entupimento (obstrução) da tubulação.

Observando os gráficos, percebemos que as vazões apresentaram valores praticamente idênticos até a concentração de 40%. Todavia, percebe-se que a partir da concentração de 30% o rotor de disco conseguiu entregar uma altura manométrica maior que o rotor semiaberto.

O rotor de 3 discos se destacou por conseguir bombear polpa de 50% e 60% com velocidade suficiente para evitar obstrução da tubulação da bancada.

Entretanto, por exigir uma rotação com o duas vezes maior que a utilizada para o rotor semiaberto, o rendimento da bomba é prejudicado, como é possível observar no seguinte gráfico:

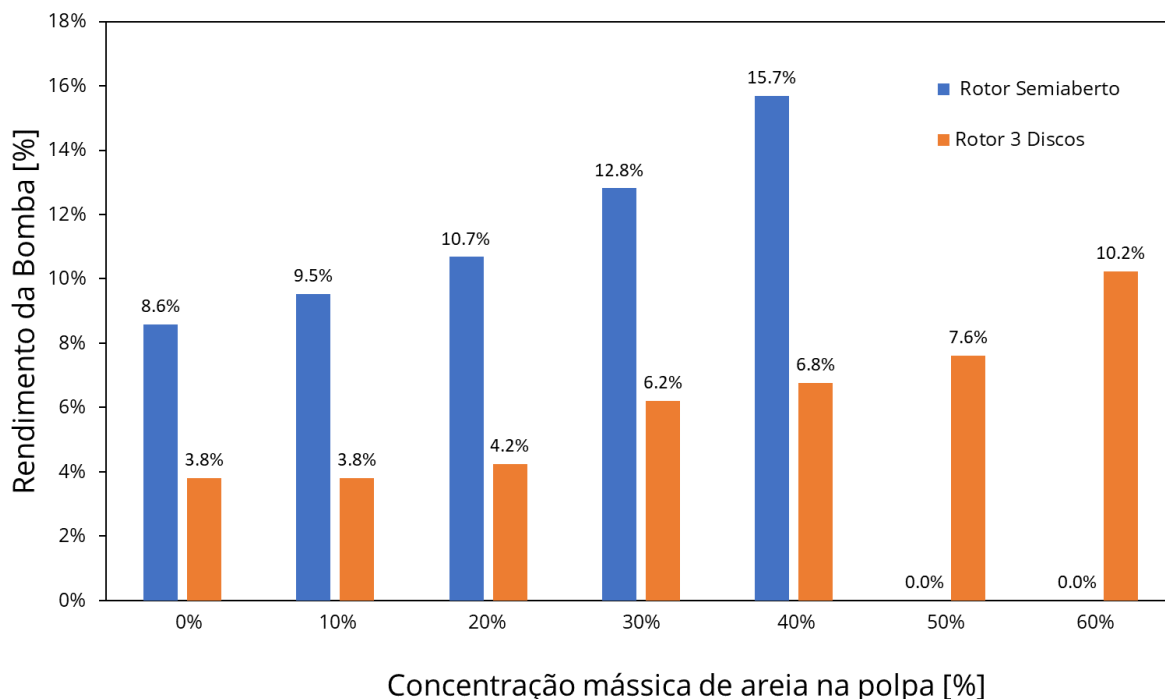


Figura 5.2 – Comparação de rendimento entre os rotores semiaberto e de 3 discos.

Para efeito de comparação, o rendimento máximo da bomba utilizada, quando esta opera com o rotor original (rotor fechado) e sendo analisada no BEP, é de 27,9% (Fig. 4.4), portanto os valores de rendimento para os rotores semiaberto e de discos apresentados são coerentes.

Do gráfico da figura 5.2 obtém-se que o rotor semiaberto teve uma eficiência superior para até 40% de concentração mássica de areia na polpa, visto que, por trabalhar com uma rotação bem inferior, a potência elétrica requerida da rede foi bem menor, entre 268 e 278 W, enquanto que a requerida pela bomba com o rotor de 3 discos operando a 3500 rpm atingiu valores entre 621 e 820 W.

Com relação ao desgaste de cada dos rotores, o rotor semiaberto apresentou um decréscimo de 2,97% (5,35 g) da massa inicial (179,98 g), enquanto que o rotor de discos apresentou apenas uma redução de 5,63% (34,4 g) da massa inicial do rotor (610,51 g). Um valor razoavelmente baixo considerando que o rotor de discos funcionou por 33 minutos a mais e à duas concentrações bem mais elevadas de polpa.

Analisando o aspecto dos rotores desgastados, percebe-se que nos semiabertos, geralmente ocorre desgaste das extremidades das pás e nem sempre de maneira uniforme, causando problema de balanceamento. Em contrapartida, os discos do rotor de discos se desgastam igualmente, não gerando desbalanceamento do conjunto.

6. CONCLUSÕES

Este trabalho é derivado da tese de doutorado de Figueira Jr. (2017) que propôs um modelo de rotor de discos com menor desgaste que rotores convencionais para bombeamento de polpa com 5% de concentração mássica de carbetto de silício.

Em virtude do exposto viu-se a necessidade e/ou oportunidade para estudo do rendimento da bomba para mensurar melhor a capacidade de bombeamento desse modelo de rotor de discos.

Dessa maneira, foi elaborado este trabalho para comparar o desempenho da bomba para diferentes concentrações de polpa utilizando o rotor de 3 discos com um rotor convencional semiaberto.

A partir dos resultados, observou-se que o rotor de discos apresentou vantagens como baixo desgaste e capacidade de bombear elevadas concentrações de polpa (até 60%), enquanto que o rotor semiaberto foi capaz de bombear concentrações de apenas até 40%.

Todavia, o rotor de discos necessita uma de rotação muito maior para apresentar uma vazão comparável à de um rotor semiaberto, logo, o rendimento da bomba é significativamente inferior, atingindo no máximo 10,2% de rendimento para a 60% de concentração mássica de areia na polpa.

Mesmo assim, utilizando o rotor de discos, para valores de polpa acima de 30%, obteve-se um ganho no valor de altura manométrica no fluido recalcado pela bomba.

Por fim, tem-se ainda que os rotores de discos tendem a apresentar menos problemas de balanceamento, pois, diferentemente dos rotores semiabertos, que com desgaste, lascam as extremidades das pás, alterando o centro de massa do rotor, os rotores de discos desgastam-se de maneira mais uniforme, minimizando efeitos de desbalanceamento.

Esta pesquisa possibilita que novos estudos sejam desenvolvidos no LTCM:

- Teste de desgastes utilizando rotores semiabertos e de discos de mesmo material (Aço SAE 1020).
- Testes em bombas específicas para mineração.
- Teste com abrasivo, por exemplo areia NBR-7214.
- Alteração na superfície dos discos: relevos ou furos
- Testes utilizando equipamento de medição de torque e de vibração da bomba

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASTA - Instrumentação e Controle. Catálogo de aplicação. Disponível em <http://www.asta.com.br> Acesso em: Nov. 2013.

BEEMAN, D. – **Industrial Power Systems Handbook** – 1st edition, McGraw-Hill Book Company. New York, 1955.

BLACKSTONE, Ralf W. – **Bladeless fluid propulsion pump** – U.S. Patent n. US2011/0038707, 17 Fev. 2011.

ÇENGEL, Y.A., CIMBALA, J.M. – **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. 3 ed. Porto Alegre: AMGH, 2015, 990p.

CHAVES, A.P. et al – **Teoria e Prática do Tratamento de Minérios**. Volume 1. 2 ed. São Paulo, Brasil: Signus Editora, 2002. 269p.

COCHRAN, W.G. – **The flow due to a rotating disc. In: Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society**. Cambridge University Press, 1934. P. 365-375.

DURANT, Donald S. – **Disc Pump or Turbine** – U.S. Patent n. 4,025,225, 24 maio 1977.

DUTRA, J. B. – **Eficiência energética no controle da vazão em sistemas de bombeamento de água** – Uso de válvula e controle de velocidade, 2005.

FERREIRA, R.A. – **Metodologia de eficiência energética aplicada em sistemas de bombeamento**. Universidade Federal de Uberlândia, 2008.

FIGUEIRA JR, E.A. – **Estudo e concepção de rotores de disco para bombeamento de fluidos abrasivos**. 2017. 118f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia.

GILLIAM, Charles David – **Disc Pump** – U.S. Patent n. 2012/0014779 A1, 19 jan. 2012

IBRAM – Instituto Brasileiro de Mineração. Informações sobre a economia Mineral Brasileira 2016. Brasília: IBRAM 25p. 2016. Disponível em: www.ibram.org.br Acesso em Mar. de 2017.

ISO – International Organization for Standardization. ISO 9906, Rotodynamic pumps – Hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3. 2012.

KARASSIK, Igor J. MESSINA, Joseph P. COOPER, Paul. HEALD, Charles C. – **Pump Handbook**. Third Edition. McGraw-Hill 2001.

KSB, GUW Minerals. “LCC Pump Series – Wear Resistant, High Performance Slurry Pumps” GIW Industries, Inc. (A KSB Company), 2015.

MACKAY, Ross C. The practical pumping handbook. Elsevier, 2004.

METSO, Bombas Horizontais de polpa para serviços pesados e mineração – Linha Orion. 2013. Disponível em www.metso.com Acesso em Mar. de 2017

METSO – Diretrizes Básicas para o Bombeamento de Polpas Disponível em www.metso.com

MORRIS, Buddy. “Slurry Pumps: Not Just for Mining Anymore”, 2013. Disponível em www.gouldspumps.com acessado em: Set. 2017.

PEIXOTO, C. L. P. – **Proposta de Nova Metodologia de Desaguamento de Rejeitos em Polpa** – Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP), 2012.

ROCHA, F. A. T. – **Bombeamento de Polpa e o Fator de Atrito** – Monografia. Programa de Pós-graduação em engenharia de Minas da Universidade Federal de Ouro Preto. Ouro Preto. 2010. 52p.

SCHNEIDER MOTOBOMBAS. Informações Técnicas. Disponível em: www.schneider.ind.br Acesso em março de 2017.

TESLA, Nikola – **Fluid Propulsion**. U.S. Patent n. 1,061,142, 6 de Maio de 1913b.

TESLA, Nikola – **Turbine**. U.S. Patent n. 1,061,206, 6 de Maio de 1913a.

VAL AÇO. Acessórios Industriais. Informações Técnicas. Disponível em: www.valaco.com.br Acesso em: Ago. 2017.

ZUM, Gahr. KH – **Microestructure and wear of materials**. Federal Republic of Germany: University of Siegen. Elsevier, 1987.