



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO

Curso de Engenharia Mecânica

ERICY SEJANY DE JESUS MOREIRA DA SILVA

**ANÁLISE NO SISTEMA DE VEDAÇÃO DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS NO
CENÁRIO INDUSTRIAL
(Um estudo de caso)**

SÃO LUÍS – MA

2017

ERICY SEJANY DE JESUS MOREIRA DA SILVA

**ANÁLISE NO SISTEMA DE VEDAÇÃO DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS NO
CENÁRIO INDUSTRIAL**
(Um estudo de caso)

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão – UEMA/CCT, como requisito obrigatório para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Msc. José Henrique Bezerra

Coorientador: Adriano Tinoco Pinheiro.

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL
DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO (A) ALUNO (A)

Ericy Sejany de Jesus Moreira

da Silva E ORIENTADA PELO (S)

PROF(A) Msc (A) *José Henrique Bezerra*

Coor. Adriano Tinoco Pinheiro

SÃO LUÍS – MA

2017

Silva, Ercy Sejany de Jesus Moreira da.

Análise no sistema de vedação das bombas centrífugas no cenário industrial / Ercy Sejany de Jesus Moreira da Silva. - São Luis, 2017.
67 f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2017.

Orientador: Prof. Me. José Henrique Bezerra.

1. Bombas centrífugas. 2. Sistema de vedação. 3. Gaxeta. 4. Selo mecânico. I. Título.

CDU 621.671:62-762

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE NO SISTEMA DE VEDAÇÃO DAS BOMBAS CENTRÍFUGAS NO
CENÁRIO INDUSTRIAL
(Um estudo de caso)

Autor: Ericy Sejanya de Jesus Moreira da Silva

Orientador: Prof. Msc. José Henrique Bezerra

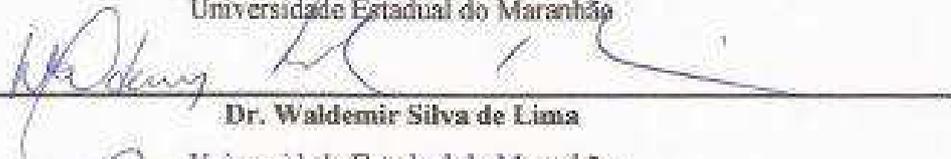
Coorientador: Eng. Mec. Adriano Tinoco Pinheiro

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia



Prof. Msc. José Henrique Bezerra (Orientador)

Universidade Estadual do Maranhão



Dr. Waldemir Silva de Lima

Universidade Estadual do Maranhão



Msc. Paulino Cutrim Martins

Universidade Estadual do Maranhão

A ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno

São Luís/MA, 07 de dezembro de 2017

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho primeiramente a Deus, por ser essencial em minha vida, autor do meu destino e a minha Mãe do Céu, Maria Santíssima, por cuidar sempre de mim.

Aos meus pais, Sérgio Rocha da Silva e Rosinete Sá Moreira da Silva pela educação, amor e carinho.

Ao meu irmão Rodrigo de J. M. da Silva, amor de minha vida, pelo amor e carinho.

Ao meu namorado, Periandro de Abreu Sampaio Neto, que de forma especial e carinhosa me deu força e coragem, apoiando-me nos momentos de dificuldades.

AGRADECIMENTO

A Deus, que é o dono do meu passado, presente e futuro e a quem devo tudo na minha vida, e a Virgem Maria, por sua poderosa intercessão e proteção.

Aos meus pais, Sérgio e Rosinete, por todo o esforço que realizaram durante essa jornada para que obtivesse essa vitória em minha vida.

Ao meu namorado, Periandro de Abreu Sampaio Neto, pelo amor, carinho e parceria durante a nossa graduação.

A Universidade Estadual do Maranhão – UEMA, por me possibilitar ter acesso a um ensino superior de qualidade e aos professores por transmitir os seus conhecimentos, em especial o professor orientador Msc José Henrique Bezerra, pela orientação e instrução durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Eng. Mecânico Adriano Pinheiro Tinoco, pela oportunidade de aprendizado e apoio na realização deste trabalho.

Aos meus avós, por todo apoio e carinho durante essa jornada.

Aos meus amigos da turma 2013.1 e professores da Universidade Estadual do Maranhão.

Suba o primeiro degrau com fé. Não é necessário que você veja toda a escada. Apenas dê o primeiro passo.

Martin Luther King

RESUMO

No complexo industrial as bombas centrífugas são copiosamente utilizadas no transporte de polpa de minério por tubulações de curta ou longo dimensão. No entanto, é de suma importância que a vedação ocorra de modo eficiente, para impedir a passagem de maneira estática ou dinâmica de partículas sólidas, gases e líquidos de um meio para outro. Este trabalho tem como finalidade apresentar o estudo do sistema de vedação das bombas centrífugas no cenário industrial, expondo viabilidade do selo mecânico. A modificação no sistema de selagem foi a troca de gaxeta para selo mecânico. É apresentado conceitos de bombas centrífugas, curvas características, dados comparativos da vida útil de trabalho referente a selagem de bombas, o custo de manutenção e operacional.

Palavras-chave: Bombas Centrífugas, Sistema de Vedação, Gaxeta, Selo Mecânico.

ABSTRACT

In the industrial complex centrifugal pumps are copiously not transporting ore pulp by short or smaller pipes. However, it is of the utmost importance that the sealing occurs efficiently to prevent the static or dynamic passage of solid particles, gases and liquids from one medium to another. This work aims to present the study of the sealing system of centrifugal pumps in the industrial scenario, exposing the mechanical seal viability. The modification in the sealing system was the exchange of gasket for mechanical seal. It presents concepts of centrifugal pumps, characteristic curves, comparative data of the working life referring to the sealing of pumps, the cost of maintenance and operational.

Key-words: Centrifugal Pumps, Friction System, Gasket, Mechanical Seal.

LISTA DE ILUSTRAÇÃO

Figura 1 - Classificação dos principais tipos de bombas	16
Figura 2 - Bomba alternativa de êmbolo	17
Figura 3 - Bomba de engrenagens	18
Figura 4 - Corte esquemático de uma bomba centrífuga	19
Figura 5 - Turbobombas com os três tipos de fluxo.....	20
Figura 6 - Bomba centrífuga para polpa abrasiva série AH.....	20
Figura 7 - Intercambialidade entre os revestimentos	22
Figura 8 - Rotores de turbobombas fechado, semiaberto e aberto	23
Figura 9 - Rotores standard e de alta eficiência	23
Figura 10 - Conjunto de mancal (STANDART).....	24
Figura 11 - Desenho em corte representando a caixa de gaxeta	27
Figura 12 - Alojamento das gaxetas	28
Figura 13 - Anel lanterna	28
Figura 14 - Sobreposta	29
Figura 15 - Ferramentas para a substituição das gaxetas	30
Figura 16 - Selo mecânico.....	33
Figura 17 - Vedação do selo mecânico	34
Figura 18 - Características para seleção do selo mecânico	35
Figura 19 - Cenário das bombas de transferência	41
Figura 20 – Desenho dimensional de montagem (vista superior).....	43
Figura 21 - Ilustração do cenário após modificação no sistema de vedação	44
Figura 22 - Bomba centrífuga de polpa com vedação tipo gaxeta	45
Figura 23 - Vedação tipo gaxeta	45
Figura 24 - Selagem das bombas centrífugas de polpa vedação tipo gaxeta	46
Figura 25 - Bomba centrífuga de polpa com vedação tipo selo mecânico.....	48
Figura 26 - Vedação tipo selo mecânico	48
Figura 27 - Gaxetas estouradas I.....	50
Figura 28 - Gaxetas estouradas II.....	50
Figura 29 - Luva desgastada	51
Gráfico 1 - Investimento inicial com vedações tipo gaxeta e tipo selo mecânico	53
Gráfico 2 - Disponibilidade das bombas para o sistema	55
Gráfico 3 - Comparativo do custo total entre gaxeta e selo mecânico (US\$).....	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Falhas ou defeitos de gaxetas.....	30
Tabela 2 - Sumário típico de reparo das bombas centrífugas	36
Tabela 3 - Problemas relacionados ao sistema de vedação das bombas centrífugas	37
Tabela 4 - Organização do trabalho	40
Tabela 5 - Critérios para implantação do selo mecânico	46
Tabela 6 – Número de intervenções ocasionadas nas bombas.....	49
Tabela 7 - Comparativo das vedações gaxeta versus selo mecânico	52
Tabela 8 - Gasto de água de selagem utilizando selo mecânico	53
Tabela 9 - Gasto de água de selagem utilizando gaxetas	54
Tabela 10 - Critérios de disponibilidade e indisponibilidade do equipamento.....	54
Tabela 11 - Custo de manutenção anual da bomba com gaxeta.....	55
Tabela 12 - Custo com ajuste das gaxetas.....	56
Tabela 13 - Custo de manutenção anual com selo mecânico.....	56
Tabela 14 - Custo anual dos sistemas de vedação tipo gaxeta e selo mecânico	56
Tabela 15 - Custo da bomba com vedação tipo gaxeta.....	57
Tabela 16 - Custo com vedação tipo selo mecânico	57

LISTA DE SÍMBOLOS

m	Metro
kW/h	Consumo de energia elétrica
kg/m ²	Densidade superficial
g/l	Densidade volumétrica
Hz	Hertz
Kw	Kilowatt
Kg/cm ²	Pressão
Rpm	Rotação por minuto
°C	Grau Celsius
min	Minuto
V	Volt
m ³ /h	Vazão volumétrica
m ³	Volume

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo geral:.....	15
1.1.2	Objetivo específico:.....	15
2	REVISÃO DA LITERATURA	16
2.1	BOMBAS HIDRAÚLICAS CONCEITO E CLASSIFICAÇÃO	16
2.2	CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS	17
2.2.1	Volumétricas ou de deslocamento positivo	17
2.2.2	Turbobombas ou dinâmicas.....	18
2.3	BOMBA CENTRÍFUGA DE POLPA E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES	20
2.3.1	Carcaça	21
2.3.2	Revestimentos.....	21
2.3.3	Revestimento de sucção	22
2.3.4	Impelidor (rotor).....	22
2.3.5	Conjunto do mancal.....	24
2.4	SISTEMA DE VEDAÇÃO	24
2.4.1	Características gerais das gaxetas e selos mecânicos.....	26
2.5	ANÁLISE DE FALHAS NO SISTEMA DE VEDAÇÕES	36
2.5.1	Falhas nos selos mecânicos.....	37
2.5.2	As principais causas de falhas nos selos.....	37
3	METODOLOGIA	39
3.1	MÉTODO DE PESQUISA APLICADA.....	39
3.2	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	40
4	ESTUDO DE CASO	41
4.1	CARACTERÍSTICAS DAS INSTALAÇÕES e do conjunto motobomba.....	41
4.2	VEDAÇÃO TIPO GAXETA.....	44

4.3	VEDAÇÃO TIPO SELO MECÂNICO.....	46
4.4	INTERVENÇÕES OCASIONADAS.....	49
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	52
6	CONCLUSÃO.....	59
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	60
	ANEXO A - Conjunto de montagem.....	63
	ANEXO B - Curva da bomba.....	64
	ANEXO C - Data sheet da bomba.....	65
	ANEXO D - Data sheet do motor.....	66
	ANEXO E - Curva do motor.....	67

1 INTRODUÇÃO

No presente cenário industrial, principalmente nas refinarias, as bombas centrífugas são amplamente utilizadas para o transporte de fluidos em geral. Sendo necessário que o sistema de bombeamento seja altamente eficiente para suprir as necessidades exigidas pela indústria. A transferência de material (polpa) é geralmente realizada por bombas centrífugas adaptadas, que se diferem das bombas comuns, como as de água em vários aspectos.

Polpa (Slurry) é um composto de partículas de sólidos diversos adicionados a um líquido, geralmente água, que normalmente é bombeado em indústrias químicas, porém esse tipo de fluido é capaz de causar diversos problemas em bombas e/ou instalações industriais. Esta composição de produtos com características abrasivas e corrosivas exigem que as bombas de polpa sejam especialmente planejadas, para resistir ao desgaste e manter sua eficiência. (REVAL, 2014).

“Historicamente as bombas de polpa foram desenvolvidas para uso em plantas de processamento mineral, onde polpa de minério são bombeados através dos processos de concentração” (REVAL, 2014).

No entanto, o sistema de vedação do eixo para o serviço de bombeamento de polpa é de vital importância para impedir a transferência de partículas sólidas, gases e líquidos de um meio para o outro, reduzindo assim o número de manutenções realizadas, além de garantir a não contaminação do meio ambiente.

A inadequada seleção, gera baixa eficiência no funcionamento das bombas, gerando grandes problemas no processo industrial. Todavia, devido à dificuldade de transportar matérias com alto índice de granulometria, logo, faz-se uso de bomba centrífuga de polpa (slurry pump), pois possui característica simples, rápido meio de transporte e um custeio acessível. (SILVA, 2011).

A função essencial de um sistema de vedação ou selagem é a de impedir o retorno de material bombeado pela parte traseira da bomba, evitando assim a perda de material, gerando baixa eficiência no equipamento e danos ao eixo (METSO, 2012).

“O problema referente a selagem é um dos grandes problemas para indústria, sendo um dos grandes acumuladores de custos para as mesmas”, (GIRDHAR, 2005).

É de fundamental relevância conhecer o funcionamento de um equipamento para que se possa proceder com a manutenção adequada. Esse conhecimento facilita a identificação de falhas e o modo de saná-la (PETROBRAS, 2006).

No entanto, devido a necessidade da Refinaria em estudo adequar qual é o sistema de vedação das bombas centrífugas de polpa mais eficaz, faz-se uma análise para realizar o comparativo dos componentes vedantes tipo gaxeta e selo mecânico, analisando as condições para obter um sistema de bombeamento eficiente, que proporciona o menor número possível de paradas para manutenção, levando em consideração a relação custo x benefício ao longo prazo, além de apresentar as vantagens e desvantagens de cada sistema de selagem.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 **Objetivo geral:**

Análise da troca do sistema de vedação, do tipo gaxeta por selo mecânico em bombas centrífugas no cenário industrial, analisando o sistema de selagem mais viável para o bombeamento da polpa.

1.1.2 **Objetivo específico:**

- Analisar a relevância da troca do sistema de selagem;
- Comparar os sistemas de gaxetas e selos mecânicos;
- Verificar se a modificação promove redução de custos;
- Averiguar se houve diminuição na quantidade de manutenções após a troca;
- Constatar se houve aumento na disponibilidade para o sistema.

2 REVISÃO DA LITERATURA

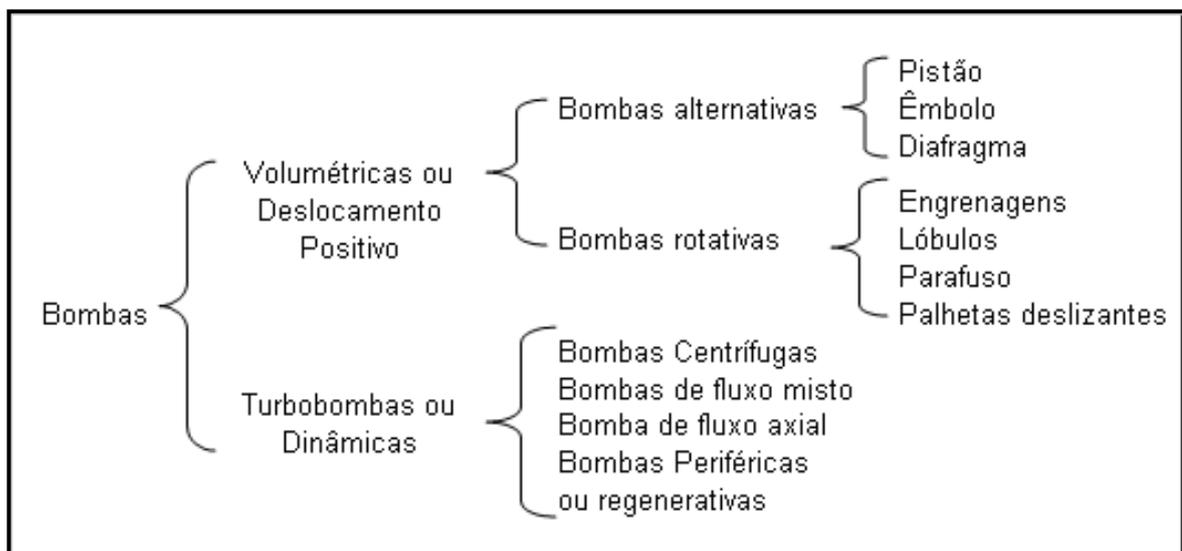
2.1 BOMBAS HIDRAÚLICAS CONCEITO E CLASSIFICAÇÃO

Bombas são definidas como máquinas operatrizes hidráulicas, destinadas a transportar líquidos de um meio para o outro, recebendo energia de uma fonte motora e cedendo parte desta energia ao fluido sob a forma de pressão e velocidade. (MATTOS E FALCO, 1998).

No setor industrial, o acionamento das bombas é realizado pelos motores elétricos, pois possui rendimento em torno de 90% em comparação com os motores de combustão interna, com apenas 30% (PETROBRAS, 2006).

Existem uma grande variedade de bombas disponíveis e podem ser classificadas em dois grandes grupos: as bombas de deslocamento positivo ou volumétricas e as turbobombas ou dinâmicas que por sua vez se subdividem conforme a energia é fornecida ao fluido, bem como pela sua aplicação na Figura 1 (MATTOS E FALCO, 1998).

Figura 1 - Classificação dos principais tipos de bombas



Fonte: (Adaptação Mattos e Fálco, 1998)

2.2 CARACTERÍSTICAS DAS BOMBAS

2.2.1 Volumétricas ou de deslocamento positivo

Essas bombas trabalham aprisionando o fluido em uma câmara de sucção e posteriormente conduzido até a descarga, sendo que é nesta região, que ocorre a redução do volume da câmara, empurrando o líquido para fora (PETROBRAS, 2006).

O funcionamento das bombas volumétricas ou de deslocamento positivo ocorre fornecendo energia ao fluido na forma de pressão, sendo a movimentação do líquido gerada pelo movimento de um órgão mecânico da bomba, o qual obriga o líquido a realizar movimento semelhante ao qual está sendo animado (MATTOS E FALCO, 1998).

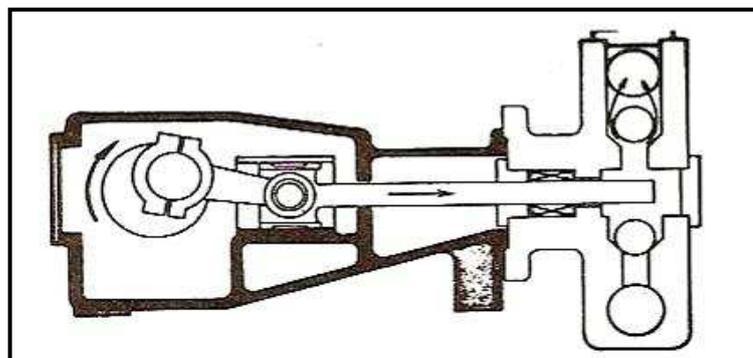
Nas bombas de deslocamento positivo ou volumétricas existe uma vedação mecânica que separa a entrada da saída, ocasionando impedimento para que ocorra vazamento interno, com a possibilidade de recirculação do fluido (SANTOS, 2007).

2.2.1.1 Bombas alternativas

São bastante utilizadas em serviços que exige cargas elevadas e vazões baixas, sendo que a esses tipos de bombas o fluido que está sendo bombeado recebe energia de modo direto de um êmbolo ou de uma membrana flexível, diafragma (PINHEIRO, 2009).

A Figura 2, mostra uma bomba de êmbolo típica, na qual o virabrequim e a biela acionam o êmbolo, onde juntamente com as válvulas possibilitam o deslocamento do fluido.

Figura 2 - Bomba alternativa de êmbolo

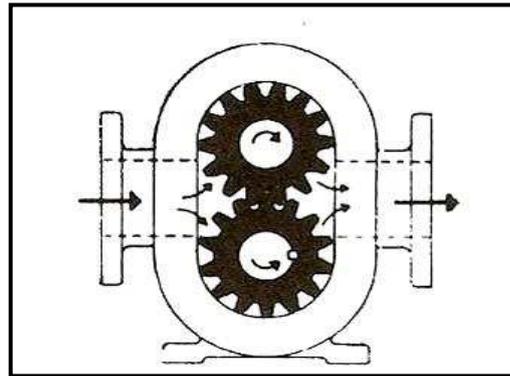


Fonte: (Macintyre, 1997)

2.2.1.2 Bombas rotativas

Designam esse nome, pois o fluido bombeado ganha energia de uma ou mais peças dotadas de movimento de rotação, na qual podemos observar na Figura 3. (PINHEIRO, 2009).

Figura 3 - Bomba de engrenagens



Fonte: (Macintyre, 1997)

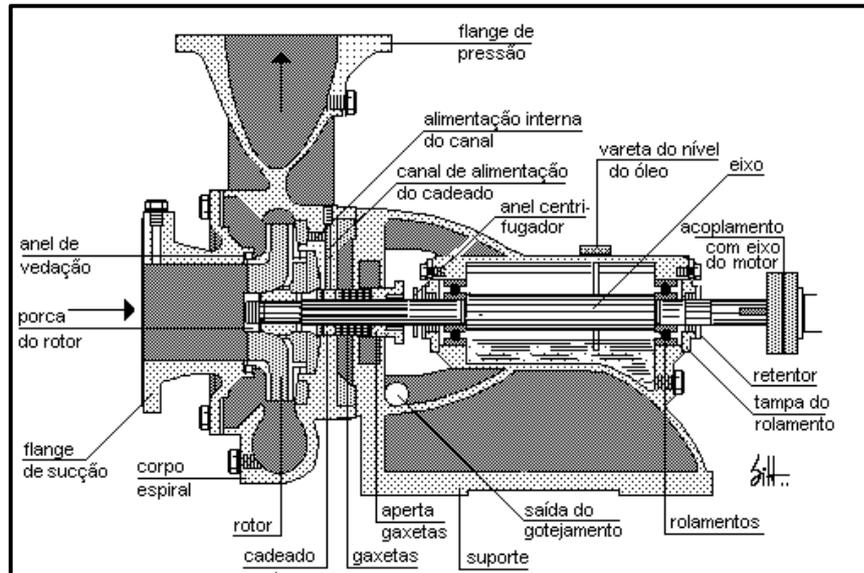
2.2.2 Turbobombas ou dinâmicas

Essas bombas se caracterizam pelo fornecimento de energia ao fluido por meio da rotação de um impelidor. Sendo que a variação das turbobombas é feita em função como o impelidor cede energia ao fluido e pela orientação do fluido ao sair do impelidor (MATTOS E FALCO, 1998 E PETROBRAS, 2006).

2.2.2.1 Bombas centrífugas

São bombas na qual a energia fornecida ao líquido primeiramente é do tipo cinética, fornecida pela rotação do impelidor, que cede energia ao líquido por meio da força centrífuga, sendo posteriormente convertida grande parte em energia de pressão. Sendo que a energia cinética pode ser unicamente centrífuga ou de arrasto, ou mesmo a combinação das duas, dependendo do formato do impelidor, na Figura 4 mostra um corte esquemático de uma bomba centrífuga (MATTOS E FALCO, 1998).

Figura 4 - Corte esquemático de uma bomba centrífuga



Fonte: (<http://www.dec.ufcg.edu.br/saneamento/Bomb02.html>)

2.2.2.2 Bombas de fluxo axial

Nas bombas de fluxo axial a energia é cedida ao líquido por forças de arrasto, sendo que o fluxo de saída do líquido é paralelo ao eixo. O formato do impelidor desse tipo de bomba é semelhante a hélice de barco ou ventilador (PETROBRAS, 2006).

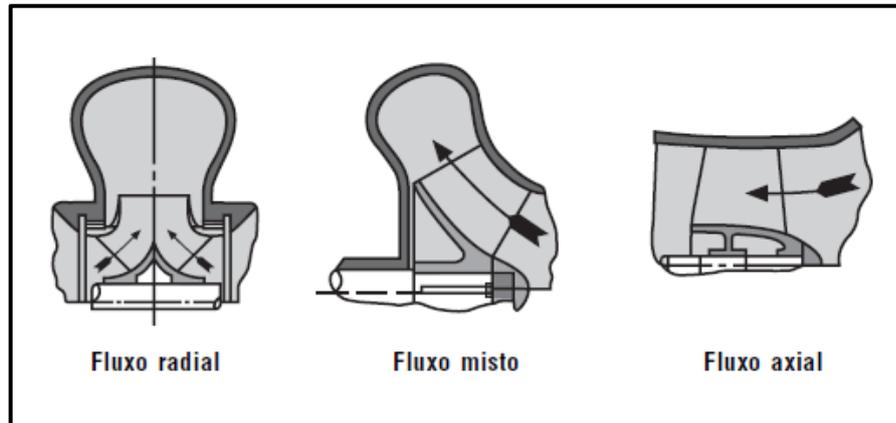
2.2.2.3 Bombas de fluxo misto

Esse tipo de bomba ocorre de maneira intermediária entre a centrífuga e a axial, pois a forma de energia transmitida pelo impelidor (rotor) é devido a força centrífuga e de arrasto (MATTOS E FALCO, 1998).

2.2.2.4 Bombas periféricas ou regenerativa

São bombas em que o líquido é arrastado através de um impelidor que possui palhetas na sua periferia, desta maneira que a energia cinética inicial é convertida em energia de pressão pela redução de velocidade na carcaça (MATTOS E FALCO, 1998).

Figura 5 - Turbobombas com os três tipos de fluxo



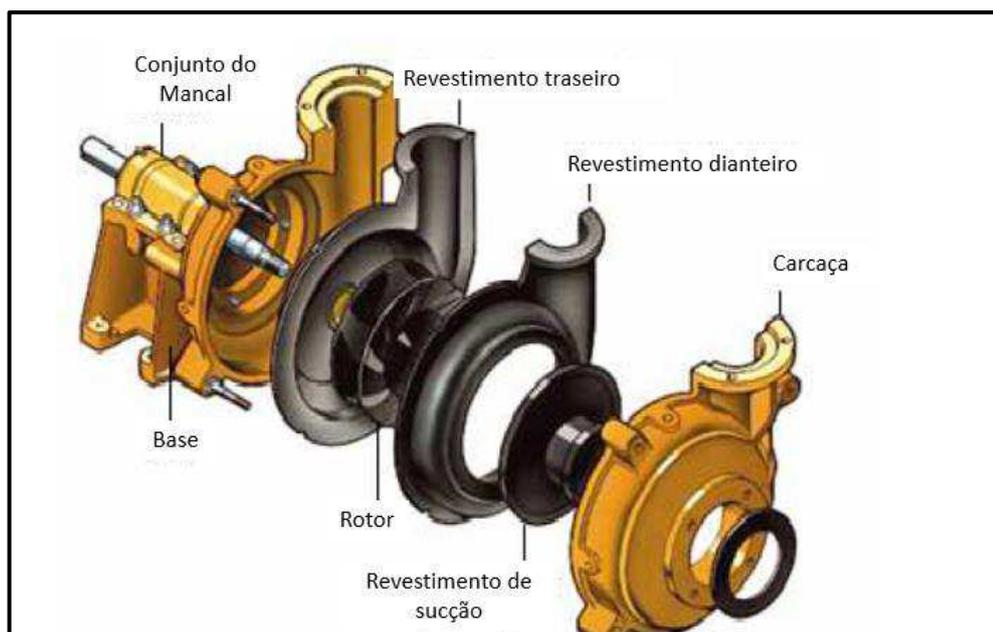
Fonte: (Petrobras, 2006)

2.3 BOMBA CENTRÍFUGA DE POLPA E SEUS PRINCIPAIS COMPONENTES

Segundo a Reval (2014), a bomba centrífuga de polpa (Slurry Pump) é o equipamento mais econômico e rápido com características simples, utilizado no transporte de sólidos. Sendo que essas bombas, foram desenvolvidas para serem utilizadas em plantas de processamento mineral, em que polpas de minério são bombeadas através dos processos de concentração.

Na Figura 6, através da vista explodida, pode-se observar os componentes de uma bomba centrífuga de polpa.

Figura 6 - Bomba centrífuga para polpa abrasiva série AH



Fonte: (Weir, 2011)

2.3.1 Carcaça

A carcaça é o componente responsável por conter o revestimento interno da bomba e dar rigidez para o conjunto, pois o mesmo sofre desgaste e perde sua resistência gradativamente. São projetadas como carcaças sólidas ou bipartidas. Sendo a carcaça sólida constituída por uma peça única, fundida ou usinada. Já a bipartida pode ser axialmente (horizontalmente), quando as carcaças são divididas em um plano horizontal, ou radialmente (verticalmente), quando as carcaças são divididas em um plano vertical (SILVA, 2011).

As bombas de polpa utilizam carcaças bipartidas radialmente, pois possibilita fácil acesso na realização de serviços de manutenção, como limpeza, desobstrução, trocas de revestimento e rotor (SILVA, 2011).

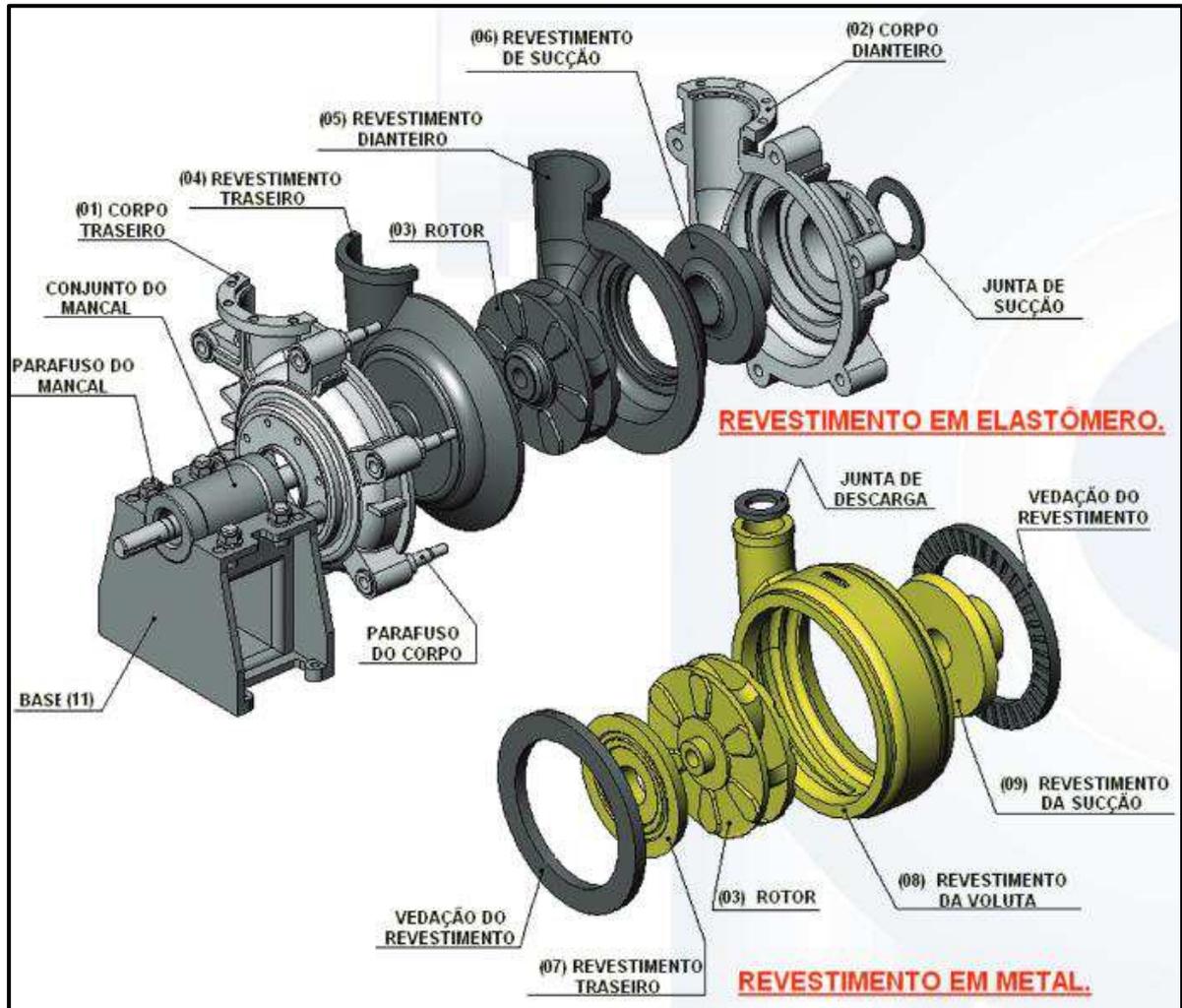
2.3.2 Revestimentos

Os revestimentos das bombas de polpa são os principais componentes que a diferenciam de uma bomba centrífuga comum, sua função é resistir a abrasão e/ou ataque químico de polpas do processo químico industrial.

O material de fabricação depende muito das características do fluido bombeado, mas principalmente são feitas de material de elevada dureza para resistir a grande abrasão das partículas sólidas bombeadas e prolongar a vida útil do equipamento.

São facilmente substituíveis por não serem colados, mas sim, aparafusados. Os revestimentos metálicos são totalmente intercambiáveis com elastômero, conforme ilustra na Figura 7 (SILVA, 2011).

Figura 7 - Intercambialidade entre os revestimentos



Fonte: (Reval, 2014)

2.3.3 Revestimento de sucção

O revestimento de sucção possibilita aumento de vida útil, pois reduz o desgaste e proporciona facilidade na manutenção através das faces de contato inclinadas, o que assegura um alinhamento preciso durante a montagem e facilita a desmontagem (WEIR, 2017).

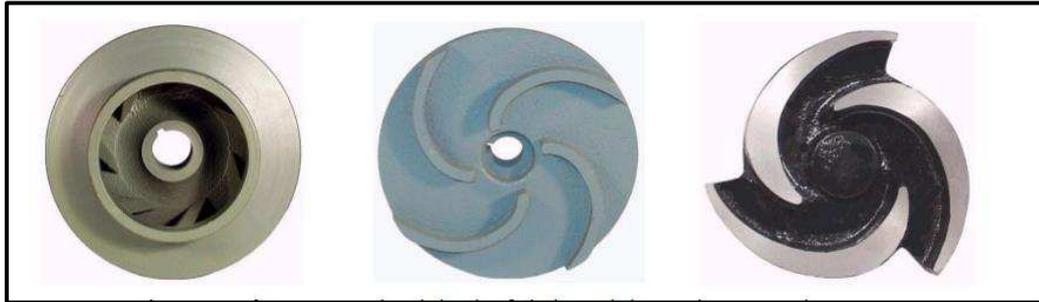
2.3.4 Impelidor (rotor)

A finalidade é fornecer energia ao fluido sob a forma de pressão e velocidade, sendo que o formato das pás do rotor, é caracterizado como percurso do líquido entre a sua entrada e saída (MATTOS e FALCO, 1998).

Os rotores podem ser classificados como:

- Fechado;
- Semiaberto;
- Aberto.

Figura 8 - Rotores de turbobombas fechado, semiaberto e aberto



Fonte: (Brasil, 2010)

Os aspectos de produção e o tipo de aplicação determina qual o rotor será utilizado em uma bomba de polpa.

De acordo com a Reval (2014), os rotores utilizados no bombeamento de polpas, são projetados para receber turbulência e conseqüentemente menor desgaste por abrasão. São classificados de acordo com a sua aplicação: standard (padrão) e alta eficiência, conforme a Figura 9.

Figura 9 - Rotores standard e de alta eficiência

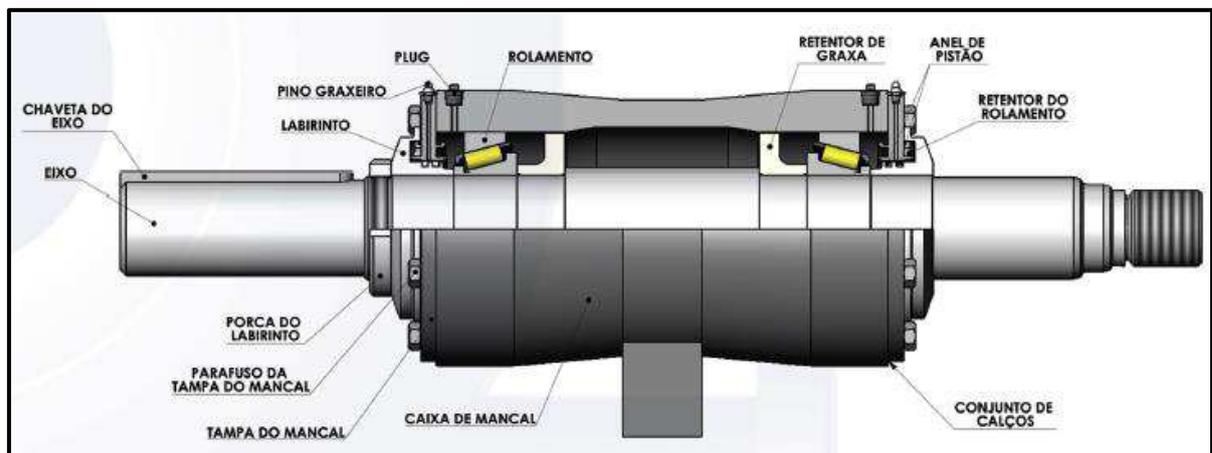


Fonte: (Weir, 2011)

2.3.5 Conjunto do mancal

O conjunto de mancal é constituído por eixos de grande diâmetro, mas com curto comprimento em balanço, para reduzir deflexões e proporcionar aumento de vida útil dos rolamentos. São necessários quatro parafusos para manter o conjunto fixado a base (SILVA, 2011), de acordo com a Figura 10.

Figura 10 - Conjunto de mancal (STANDART)



Fonte: (Reval, 2014)

2.4 SISTEMA DE VEDAÇÃO

O sistema de vedação é um dos componentes mais importante para garantir o bom funcionamento e boa performance de uma bomba.

Conforme Antunes (2012) as bombas dispõem de carcaça e eixo (parte fixa e parte móvel), a medida que o eixo rotaciona gera energia para movimentar o fluido, porém é fundamental que exista folgas entre a carcaça e o eixo. Devido à presença dessas folgas, ocasionará vazamentos e dependendo do material bombeado, existe risco de contaminação ao meio ambiente e danos operacionais, logo faz necessário a inserção do sistema de selagem nas bombas.

A vedação utilizando gaxetas reduzem os vazamentos, no entanto gera significativos ajustes na caixa de gaxetas. Já os selos mecânicos ou cartuchos, tem como finalidade impedir que ocorra vazamentos, porém com o desgaste dos seus elementos permite a passagem de um pouco fluido (MATTOS E FALCO, 1998).

A principal função do sistema de selagem ou vedação para bombas de polpa é a de evitar que o material bombeado retorne pela parte traseira, evitando a perda de material, a perda de eficiência do equipamento e danificações ao eixo (METSU, 2012).

De acordo a Bran e Souza (1980, apud SOUZA, 2009), devido à presença de processos irreversíveis no funcionamento das máquinas de fluxo é simplesmente designado de perda. Nas máquinas de fluxo as perdas internas advêm exclusivamente de três fatores, nas quais são o atrito de superfícies, fugas de fluido e atrito em labirintos. As perdas por fuga ocorrem devido a necessidade de espaços entre a parte fixa e rotativa da máquina. No entanto, a massa que escoou entre essas superfícies não participa da troca térmica. Logo, designa-se a massa de fluido conforme a equação abaixo:

$$m_f = \rho \times Q_f \quad (1)$$

Nas quais:

m_f : é a massa em escoamento de fuga;

ρ : é a massa específica do fluido;

Q_f : é a vazão de fuga;

Podendo ser escrita como:

$$m_r = m \pm m_f \quad (2)$$

Nas quais:

m_r : é a massa que participa da troca de energia;

m : é a massa que teoricamente deveria participar da troca;

m_f : é a massa em escoamento de fuga;

Segundo Pfeleiderer e Perermann (1979, apud SOUZA 2009), as perdas principais ocorrem devido ao atrito no interior das máquinas de fluxo, as variações de velocidade e seção, geralmente reduzem a pressão, conhecidas como perdas hidráulicas. Sendo que existem perdas que não influem ou tem pouca influência na pressão, que é o caso das perdas por fuga de fluido, estas perdas ocorrem devido à existência “gap” entre o rotor e a carcaça, conhecida como labirinto.

2.4.1 Características gerais das gaxetas e selos mecânicos

2.4.1.1 Gaxeta

As gaxetas são construídas de tal forma que permitem fazer a vedação entre a parte fixa e rotativa das bombas centrífugas devido suas características peculiares.

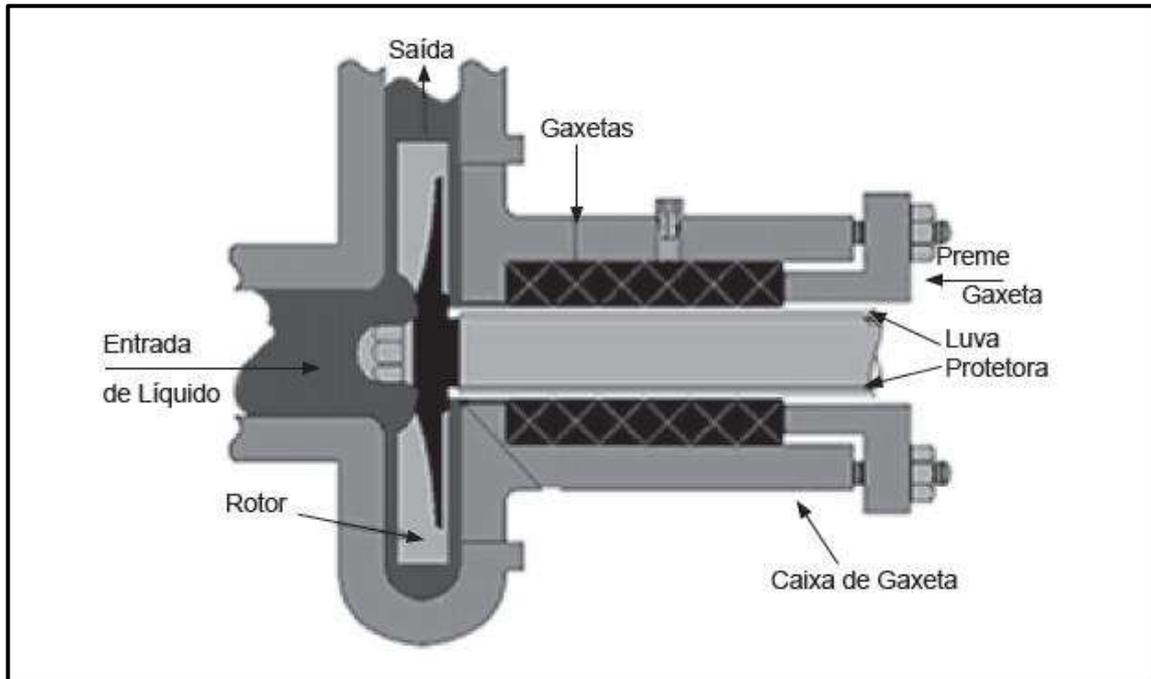
De acordo com Santos (2007) a gaxeta por ser um elemento macio, flexível e resiliente (elástico), que possui resistência mecânica nas aplicações estáticas e dinâmicas.

Na Figura 11, pode-se observar o esquemático de um sistema de vedação por gaxeta que mostra seus principais componentes, como uma caixa na carcaça da bomba, que serve para armazenar as gaxetas, uma luva protetora do eixo, que faz contato direto com as gaxetas, o preme-gaxetas responsável pelo ajuste das gaxetas e o anel lanterna, que distribui a água de resfriamento e lubrificação das gaxetas, pois o contato dinâmico necessário a vedação gera calor por atrito, sendo necessário um fluido de refrigeração que normalmente é a água.

Em bombas de polpa, o fluxo de água de selagem além de refrigerar e lubrificar as gaxetas também é direcionado em sua maior parte para o interior da bomba de modo que as partículas sólidas não entrem em contato com as gaxetas, causando danos a vedação. Todavia, esse incremento de fluxo é prejudicial na indústria química, pois normalmente gera gastos com diluição do fluido bombeado.

As gaxetas devem ser medidas corretamente em relação a folga existente entre o eixo e a caixa de engaxetamento. É adequado que a gaxeta seja inferior à folga, pois será ajustada perfeitamente com o aperto do preme-gaxetas.

Figura 11 - Desenho em corte representando a caixa de gaxeta



Fonte: (Procel Industria, 2009)

As gaxetas são construídas de fios traçados de fibras vegetais, minerais e sintéticos. São projetadas para resistir a altas temperaturas, ao atrito com eixo ou luva, a pressão e ao ataque químico, dependendo do material bombeado (PROCEL INDUSTRIA, 2009).

Existe uma caixa para o alojamento das gaxetas na carcaça das bombas, é importante sempre selecionar gaxetas que utilizam da mesma medida em relação à folga do eixo e a caixa de gaxetas. É importante que a gaxeta seja menor que à folga, pois a vedação será finalizada com o aperto do preme-gaxetas, que realizará o ajuste de modo eficiente (SANTOS, 2007).

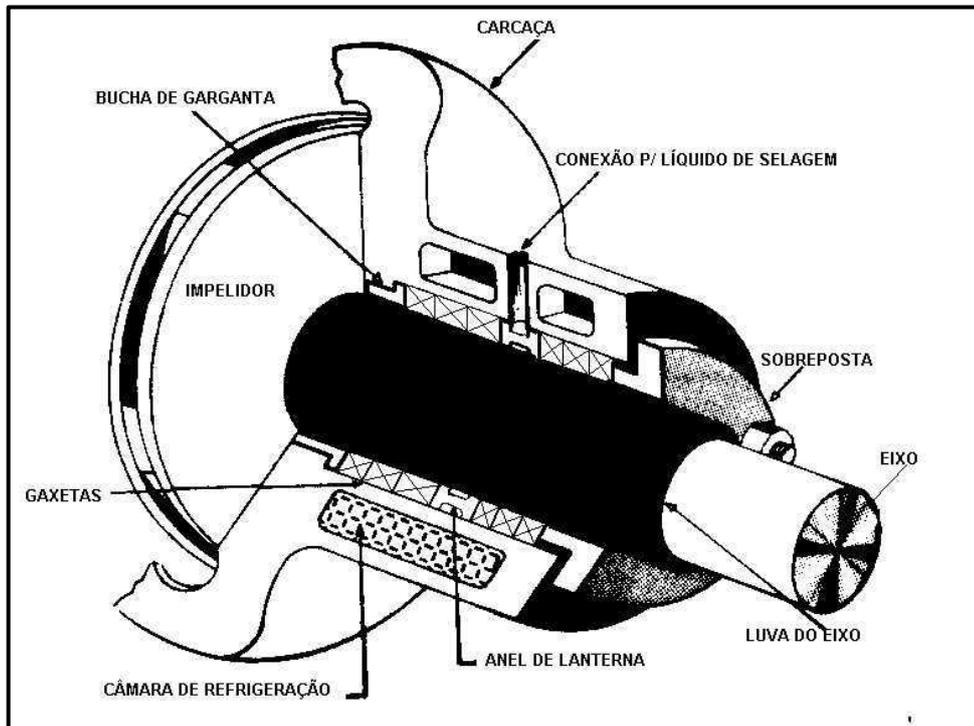
A gaxeta fica presa na caixa de gaxetas, sendo que o eixo é protegido pela luva, material com alta resistência ao desgaste. Então as bombas de água, podem utilizar a água para lubrificar e resfriar as gaxetas em contato com o eixo, entretanto, as bombas de polpa, por operarem com partículas sólidas, aceleram o desgaste do conjunto, além de reduzir a vida útil (SANTOS, 2007 E FERRAZ, 2008).

No entanto, a injeção de um líquido limpo (normalmente água potável) deverá ser conduzido ao anel lanterna com uma pressão superior a pressão da caixa de gaxetas, pois se a pressão for muito baixa, pode passar para dentro da caixa, gerando contaminação do engastamento pelo fluido bombeado, ocasionando a parada da bomba. Já se a pressão for muito alta, causará a extrusão da gaxeta e das extremidades da bomba junto à caixa, sendo que

a extrusão do engaxetamento é motivo para degradação e aumento da vazão de selagem (SANTOS, 2007 E MATTOS E FALCO, 1998).

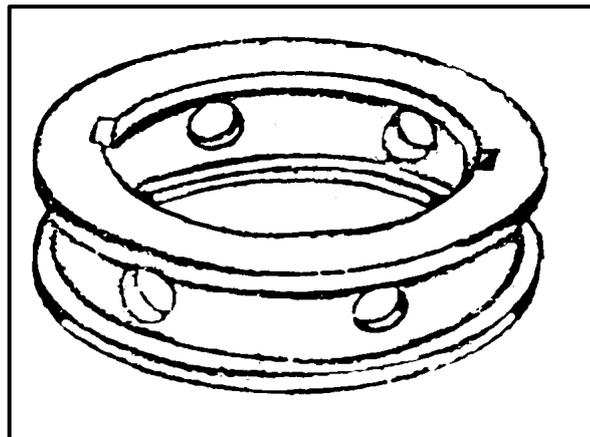
A Figura 12 mostra um exemplo de gaxetas alojadas entre um eixo, um mancal e a sobreposta.

Figura 12 - Alojamento das gaxetas



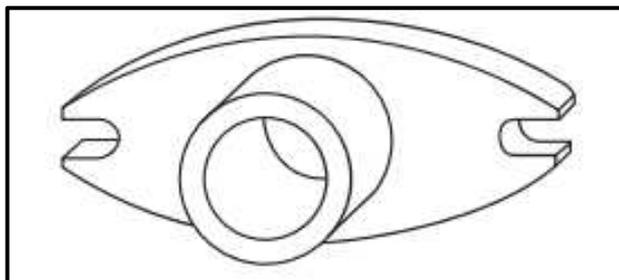
Fonte: (<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAA0QoAA/bombas>)

Figura 13 - Anel lanterna



Fonte: (Oliveira, 2012)

Figura 14 - Sobreposta



Fonte: (Inpacom, 2017)

2.4.1.2 Critérios para a seleção das gaxetas

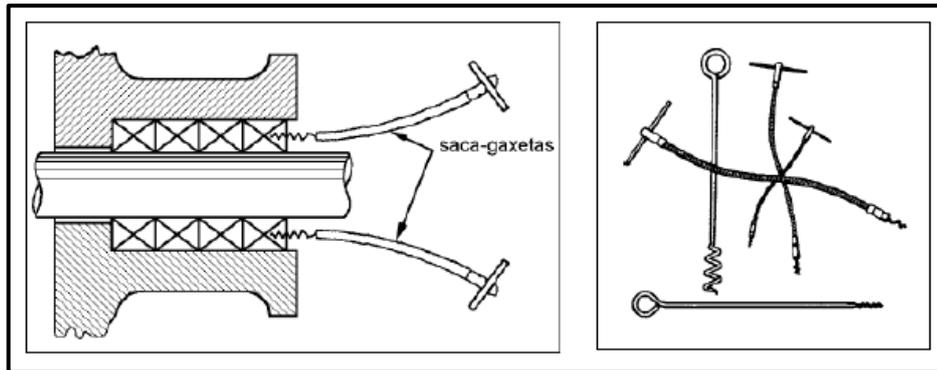
Segundo Ferraz (2008), é muito importante que a gaxeta seja selecionada de maneira adequada para cada tipo de trabalho, sendo que a seleção deve ser feita com base em dados fornecidos pelos catálogos dos fabricantes., no entanto, os seguintes itens devem ser levados em consideração:

- O material que será utilizado na confecção das gaxetas, pois existem diversos tipos de materiais disponíveis, tais como: grafite, borracha, teflon, borracha sintética, couro etc.;
- O dimensionamento da caixa de gaxeta, pois são de acordo com o sistema de vedação utilizado e a dimensão do equipamento que será vedado;
- O material que será bombeado, pois existem gaxetas apropriadas para cada tipo;
- A pressão e temperatura existente na caixa de gaxeta, pois esses requisitos são fundamentais para selecionar a gaxeta adequada;
- Os ciclos de trabalho do equipamento, pois a seleção das gaxetas ocorre conforme a rotação do equipamento, devido em questão da temperatura;
- O material que será utilizado na construção do eixo ou haste, pois deve atender as condições de serviço e a exposição que será efetuada. Sendo que as buchas podem ser de latão, bronze etc.;
- As circunstâncias especiais da bomba, como alta ou baixa temperatura, o local de trabalho, o meio de exposição (ácido, básico, salino).

2.4.1.3 Troca das gaxetas

No processo de remoção das gaxetas se utiliza como fermenta um par de saca-gaxeta, de acordo com a Figura 15.

Figura 15 - Ferramentas para a substituição das gaxetas



Fonte: (Ferraz, 2008)

Na Tabela 1, mostra os possíveis defeitos e/ou falhas e causas e/ou origens que ocorrem na utilização das gaxetas no sistema de vedação, de acordo com (OMEL 2009).

Tabela 1 - Falhas ou defeitos de gaxetas

DEFEITO	POSSÍVEIS CAUSAS
Excessivas reduções na seção da gaxeta situada embaixo do eixo.	Mancais baixos com o eixo atuando sobre a gaxeta; vazamento junto à parte superior do eixo.
Redução excessiva da espessura da gaxeta em um ou em ambos os lados do eixo.	Mancais baixos com o eixo atuando sobre a gaxeta; vazamento junto à parte superior do eixo.
Um ou mais anéis faltando no grupo.	Fundo da caixa de gaxeta muito gasto, o que causa extrusão da própria gaxeta.
Desgaste na superfície eterna da gaxeta.	Anéis girando com o eixo ou soltos dentro da caixa.
Conicidade na face de um ou mais anéis.	Anéis adjacentes cortados em comprimento insuficiente, fazendo com que a gaxeta seja forçada dentro de um espaço livre.

Grande deformação nos anéis posicionando junto à sobreposta, enquanto os anéis do fundo se encontram em boas condições.	Instalação inadequada da gaxeta e excessiva pressão da sobreposta.
Gaxetas apresentam tendência para escoamento ou extrusão entre eixo e a sobreposta.	Pressão excessiva ou espaço muito grande entre eixo e sobreposta.
Face de desgaste do anel seca e chamuscada, enquanto o restante da gaxeta se encontra em boas condições.	Temperatura de trabalho elevada e falta de lubrificação.

Fonte: (Omel, 2009)

2.4.1.4 Vantagens da utilização das gaxetas

De acordo com a Weir (2011), as principais vantagens da utilização do uso das gaxetas são:

1. Baixo custo de implantação;
2. Fácil manutenção;
3. Robustos;
4. Segurança operacional;
5. Falha gradual;
6. Potência média;
7. Pressão alta.

2.4.1.5 Desvantagens da utilização das gaxetas

De acordo com a Revista Náutica Online, as principais desvantagens da utilização do uso das gaxetas são:

1. Necessidade constante de reaperto das gaxetas devido aos vazamentos;
2. Gaxetas substitutas com grande frequência;
3. Desgaste acelerado da luva do eixo.

2.4.1.6 Selos mecânicos

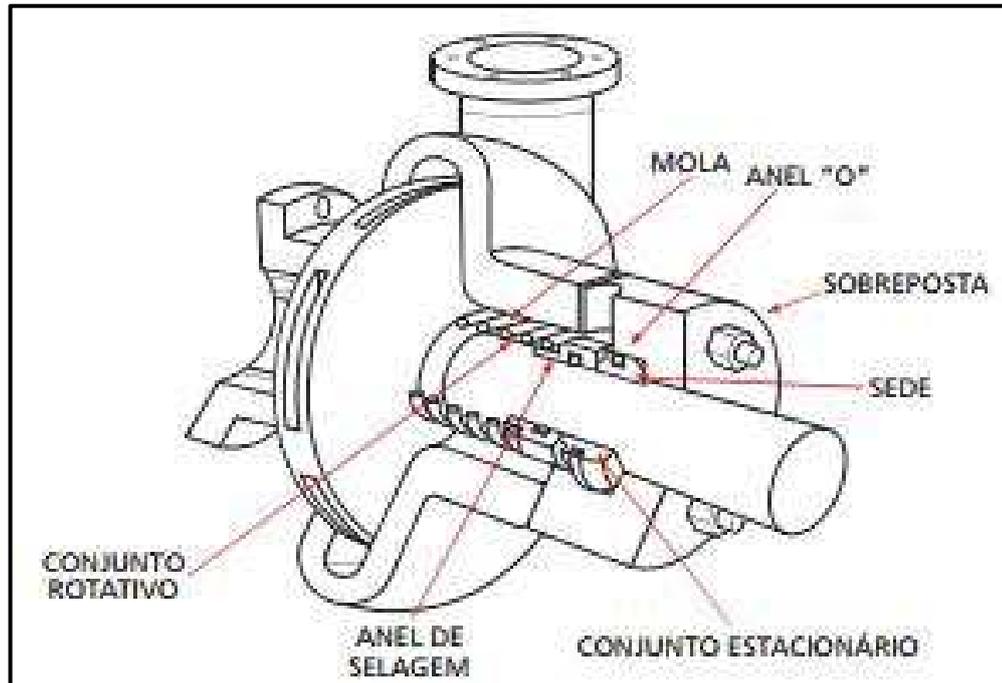
A selagem por gaxetas tem um custo de instalação inferior comparado com o selo mecânico, entretanto, existirá sempre um pequeno vazamento, ocasionando uma perda, que conseqüentemente refletirá no custo, além da contaminação ambiental, em função do fluido que está sendo recalçado (SANTOS, 2007).

De acordo com Mattos e Falco (1998), nas caixas de vedação convencionais (caixa de gaxetas), a selagem entre o eixo (ou luva do eixo) e a parte estacionária da caixa é realizada pelos anéis de gaxetas colocados entre duas superfícies e mantidos apertados pela sobreposta da caixa de gaxetas. Sendo que o vazamento em torno do eixo é controlado devido a grau de aperto da sobreposta. Todavia, com o passar do tempo, o vazamento continua independente se a sobreposta está ou não apertando as gaxetas, logo a potência de atrito aumenta aceleradamente, o calor não é dissipado por completo e por fim, a caixa de gaxetas falha na sua função.

Devido a essas características indesejáveis do sistema de vedação convencional, tornou-se necessário desenvolver um sistema de vedação mais eficiente, conhecido como selo mecânico.

O selo mecânico é um sistema de vedação com a finalidade de vedar o escape de fluido sob a pressão de uma câmara, na qual possui um eixo rotativo que atravessa seu corpo, consiste de dois subconjuntos, conjunto rotativo e conjunto estacionário Figura 16. Sendo que o conjunto rotativo é montado com interferência sob o eixo e o estacionário é acoplado na carcaça. É utilizado em diversos equipamentos rotativos, como bombas, compressores, misturadores, agitadores, etc. (INPACOM, 2017).

Figura 16 - Selo mecânico



Fonte: (Inpacom, 2017)

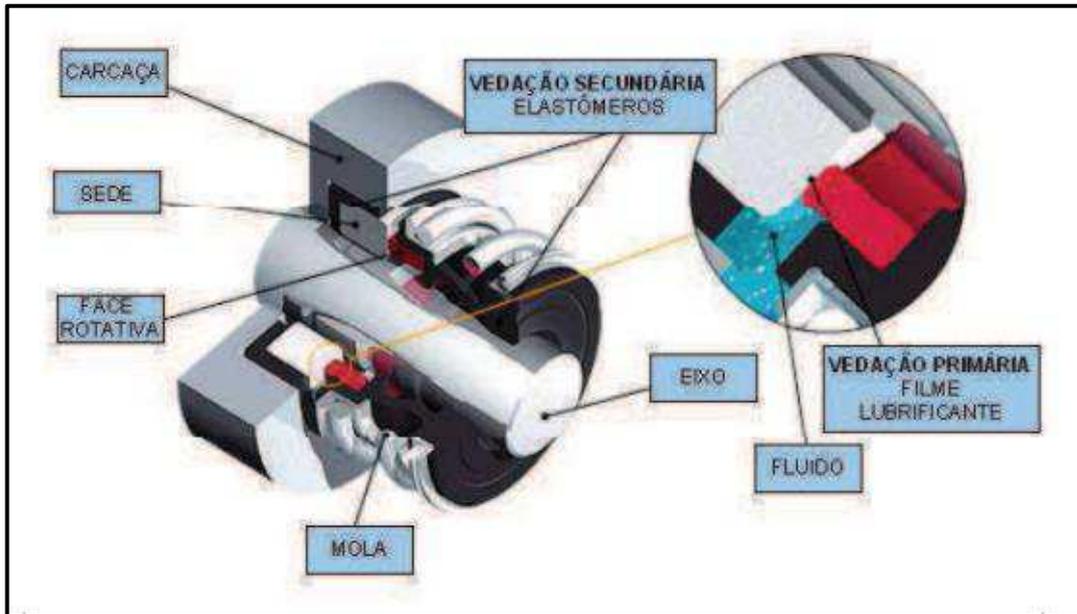
Geralmente o selo mecânico é utilizado em condições de operação que impedem o equipamento o uso do sistema de vedação convencional (vedação por gaxetas).

2.4.1.7 Princípio dos selos mecânicos

A função da vedação é assegurar a compressão adequada da mola, ocasionando uma pressão ideal entre as faces.

As superfícies de selagem consistem em duas superfícies altamente polidas, localizadas em um plano perpendicular ao eixo, sendo uma superfície ligada ao eixo e a outra estacionária, ligada a bomba. As superfícies polidas são mantidas em contato constante por molas produzindo contato entre as partes rotativas e estacionárias proporcionando poucas perdas por atrito. (MATTOS E FALCO, 1998 E INPACOM 2017).

Figura 17 - Vedação do selo mecânico



Fonte: (Inpacom, 2017)

Segundo Santos (2007), o selo mecânico é diversificado para aplicações e o seu conceito é constituído por:

- A vedação principal é formada pelo conjunto de sede (peça alojada na carcaça) e anel primário (peça rotativa fixada no eixo), que em contato constantemente tendem a evitar que o fluido migre para a atmosfera;
- Vedação secundária é responsável pelo conjunto rotativo do selo com o eixo e da sede com a carcaça do equipamento;
- Sistema de molas é responsável pelo contato constante das faces: sede x anel primário.

2.4.1.8 Seleção do selo mecânico

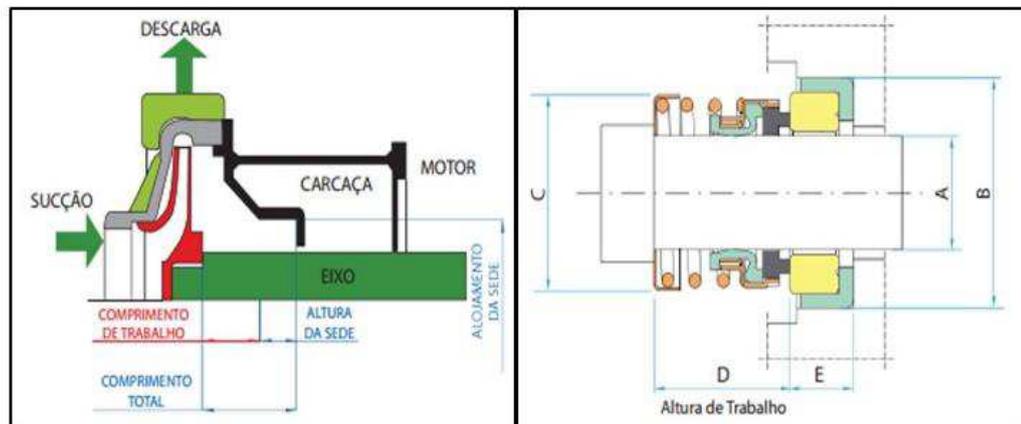
De acordo com o catálogo Inpacom (2017), para uma correta seleção de um selo mecânico para vedar um equipamento rotativo, necessita de corresponder alguns fatores:

Dimensões da caixa de selagem

- Diâmetro do eixo (A)
- Diâmetro do alojamento do conjunto estacionário (B)
- Diâmetro externo disponível (C)

- Comprimento de trabalho (D)
- Condições de operação
- Pressão de sucção
- Pressão de descarga
- Temperatura
- Rotação do eixo em rpm (rotações por minuto)

Figura 18 - Características para seleção do selo mecânico



Fonte: (Inpacom, 2017)

2.4.1.9 Vantagens da utilização do selo mecânico

De acordo com Ferraz (2008), as principais vantagens da utilização do selo mecânico, são:

1. Reduz o atrito entre o eixo da bomba e o elemento de vedação; consequentemente, reduz a perda de potência da bomba;
2. Elimina o desgaste prematuro do eixo e da bucha;
3. A vazão ou fuga do produto em operação é mínima ou invisível;
4. Tem capacidade de absorver o jogo e a deflexão normais do eixo rotativo;
5. Reduz o tempo de manutenção;
6. Permite operar com segurança fluidos tóxicos, corrosivos ou inflamáveis;
7. Evita a diluição ilegal ou resfriamento do fluido bombeado.

2.4.1.10 Desvantagens da utilização do selo mecânico

De acordo com Proença e Uchima (1987) e Revista Náutica Online, as principais desvantagens da utilização do selo mecânicos são:

1. Elevado custo inicial;
2. Em qualquer manutenção do mesmo há necessidade de desmontagem da bomba;
3. Requer mão-de-obra especializada na instalação;
4. Caso ocorra quebra das faces de contato, ocasionará um vazamento muito grande.

2.5 ANÁLISE DE FALHAS NO SISTEMA DE VEDAÇÕES

De acordo com GEITNER E BLOCH (2015), a Tabela 2, apresenta em porcentagem (%), por meio de uma análise estatística, os problemas de linha mais comuns que atingem os sistemas de bombeamento nas grandes indústrias.

Tabela 2 - Sumário típico de reparo das bombas centrífugas

Bombas centrífugas instaladas: 2.560	
Bombas centrífugas operando a qualquer momento: 1.252 (em média)	
Total de bombas reparadas em 1979: 768	
Bombas reparadas no local: 382	
Bombas reparadas nas oficinas internas: 267	
Bombas reparadas em oficinas externas: 119	
Causa da falha	Distribuição (%)
Vedações	34,5
Problemas em rolamentos	20,2
Eventos de vibrações	2,7
Vazamento de embalagem	16,3
Problemas de eixo/acoplamentos	10,5
Falha de carcaça/linhas auxiliares	4,8
Travamento	4,3
Desempenho ruim	2,5
Outras causas	4,2
Total	100

Fonte: (Geitner e Bloch, 2015)

Conforme Igor Karassik (1979, apud GEITNER E BLOCH, 2015), a Tabela 3, apresenta os problemas relacionados a área de vedação das bombas centrífugas.

Tabela 3 - Problemas relacionados ao sistema de vedação das bombas centrífugas

Problemas mecânicos - área de vedação
Eixo ou mangas do eixo desgastados ou marcados na embalagem
Tipo de embalagem incorreta para as condições operacionais
Embalagem instalada de maneira incorreta
Preme-gaxetas (sobrepota) muito apertada impede o fluxo de líquido para lubrificar a embalagem seja forçada para o interior da bomba
Folga excessiva no fundo da caixa de enchimento permite que a embalagem seja forçada para o interior da bomba
Incrustações ou grãos no líquido de vedação
Líquido de resfriamento adequado não fornecido para as caixas de enchimento resfriadas a água
Tipo incorreta de vedação mecânica para as condições prevalentes
Vedação mecânica instalada de maneira incorreta

Fonte: Adaptado (Geitner e Bloch, 2015)

2.5.1 Falhas nos selos mecânicos

Os gastos com manutenção gerado nas grandes refinarias e plantas químicas ocorrem devido aos reparos de bombas, em torno de 30%. Sendo que, em média 65% de cada dólar gasto no reparo de bombas são destinados aos selos (vedações) mecânicos. No entanto, é necessária uma análise cautelosa para determinar se o problema está na seleção ou na instalação do sistema de vedação, no ambiente ou na operação da bomba. É indispensável a inspeção nos componentes em busca de desgaste devido à corrosão, erosão, fusão, atritos, calor excessivo, escoriações etc. (GEITNER E BLOCH, 2015).

2.5.2 As principais causas de falhas nos selos

Quando o vazamento se torna excessivo, ocorre falha na vedação mecânica. Segundo Geitner e Bloch (2015), segue as causas comuns de falha de vedação:

- Manuseio incorreto dos componentes. Isso inclui permitir que os componentes de vedação fiquem sujos, trinquem, arranhem, sejam

pinçados ou danificados de alguma outra forma antes ou durante a montagem;

- Montagem incorreta da vedação. Isso inclui posicionamento incorreto dos componentes da vedação na cavidade;
- Seleção incorreta da vedação. Isso inclui selecionar os materiais de construção errados ou um projeto incorreto para a combinação de pressões, temperaturas, velocidades e propriedades do fluido;
- Inicialização incorreta. Isso inclui não pressurizar uma vedação dupla antes de inicializar uma bomba ou inadvertidamente usar uma vedação a seco;
- Controles ambientais inadequados. Isso inclui a falta de passagens secundárias adequadas, descarga externa ou controles de temperatura;
- Contaminação do fluido. Isso inclui a presença de partículas sólidas danosas no fluido da cavidade da vedação;
- Condições ruins do equipamento. Isso inclui perda de resistência, deflexão ou vibração excessiva do eixo;
- Vedação desgastada. A vedação pode ter completado um ciclo de vida satisfatório para os materiais de seleção se selagem selecionados.

3 METODOLOGIA

3.1 MÉTODO DE PESQUISA APLICADA

A metodologia utilizada no desenvolvimento deste trabalho, adequa-se a um estudo de caso, segmentado em duas etapas, na qual a primeira, baseia-se na revisão literária de conteúdos disponíveis no meio acadêmico e industrial, direcionado ao sistema de vedação de bombas centrifugas de polpa, com finalidade de expor a relação custo x benefício.

Já a segunda etapa, consiste na elaboração do estudo de caso, desenvolvido em uma Refinaria de grande porte, que obtém alumina através do processo Bayer, localizada em São Luís – MA. Na qual foi realizado a modificação no sistema de selagem das bombas de polpa, a troca de vedação tipo gaxeta por selo mecânico, sendo que a partir desta modificação, foi analisado a vida útil de trabalho do selo mecânico, seu custo em relação a gaxeta, o gasto com manutenção e a disponibilidade para o sistema.

O estudo de caso é uma análise de natureza empírica com o objetivo de investigar um determinado fenômeno, normalmente contemporâneo, dentro das circunstâncias atuais, quando as fronteiras entre o fenômeno e o contexto em que se se insere não são claramente definidas. Refere-se a um estudo aprofundado de um ou mais casos, permitindo seu amplo e detalhado conhecimento (GIL, 1996; BERTO; NAKANO, 2000).

A pesquisa deve estar traçada na confiabilidade e validade, ou seja, em parâmetros para avaliar a qualidade da análise. Pois é uma espécie de histórico de um fenômeno, extraído de vários elementos em que qualquer fato relevante à ocorrência de acontecimentos que descrevem um dado potencial para análise (MIGUEL E AUGUSTO, 2007).

Este estudo tem como propósito de investigar as seguintes perguntas: Quais são as vedações mais eficientes? Qual é o que promove maior custo x benefício? Qual que proporciona maior disponibilidade da bomba para o sistema?

Para obter as respostas das perguntas estabelecidas, possui a necessidade de realizar uma pesquisa exploratória, através uma pesquisa bibliográfica que inclui a análise de estudos de casos, pois o objetivo é criar uma visão geral acerca da proposta para utilizar o melhor sistema de vedação, para que possa atender as necessidades e reduzir o índice de contaminação do meio ambiente nas empresas.

3.2 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Para o desenvolvimento do presente trabalho, houve a necessidade de consultar a literatura disponível sobre a correta utilização do sistema de vedação das bombas centrífugas de polpa, com a troca das gaxetas por selo mecânico, identificando os resultados da sua implementação, dificuldades e principais resultados obtidos.

A Tabela 4, apresenta a estrutura das atividades a serem executadas para se obter o objetivo central do escopo do estudo tratado, apresentando a estrutura de forma clara e objetiva, para a melhor compreensão do trabalho que será implantado.

Tabela 4 - Organização do trabalho



Fonte: (Autor)

4 ESTUDO DE CASO

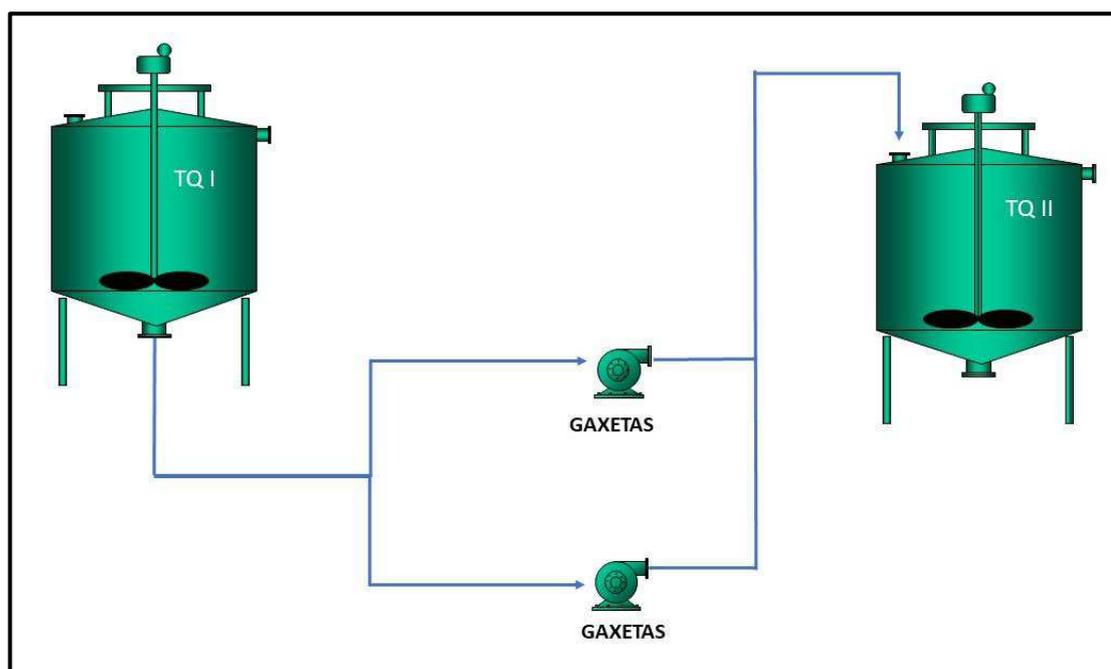
4.1 CARACTERÍSTICAS DAS INSTALAÇÕES E DO CONJUNTO MOTOBOMBA

Os equipamentos utilizados para o desenvolvimento desse estudo, são duas bombas centrífugas de polpa, utilizadas para o transporte de matérias sólidos. Estas bombas operam juntamente com alguns componentes indispensáveis, por exemplo, bases estruturais e metálicas, motores, painéis elétricos, acoplamentos mecânicos, tubulações de sucção e descarga, válvulas, dentre outros.

A Figura 19 apresenta a ilustração do cenário das bombas de polpa, sendo o TQ I e TQ II, tanques de estocagem de pasta com capacidade de estocar 2500m³. Em cada tanque, existe um raspador que acompanha a inclinação do fundo do tanque, arrastando os sólidos decantados para o cone, onde vai alimentar as bombas de transferência.

Ou seja, a função das bombas centrífugas de polpa do presente estudo de caso, denominadas bombas de transferência, é transferir o material bombeada (polpa) do TQ I para o TQ II com eficiência, sendo que as mesmas operam em paralelo, pois existe um revezamento de serviço entre as bombas a cada 3,5 dias por semana.

Figura 19 - Cenário das bombas de transferência



Fonte: (Elaborado pelo autor)

As características das bombas são:

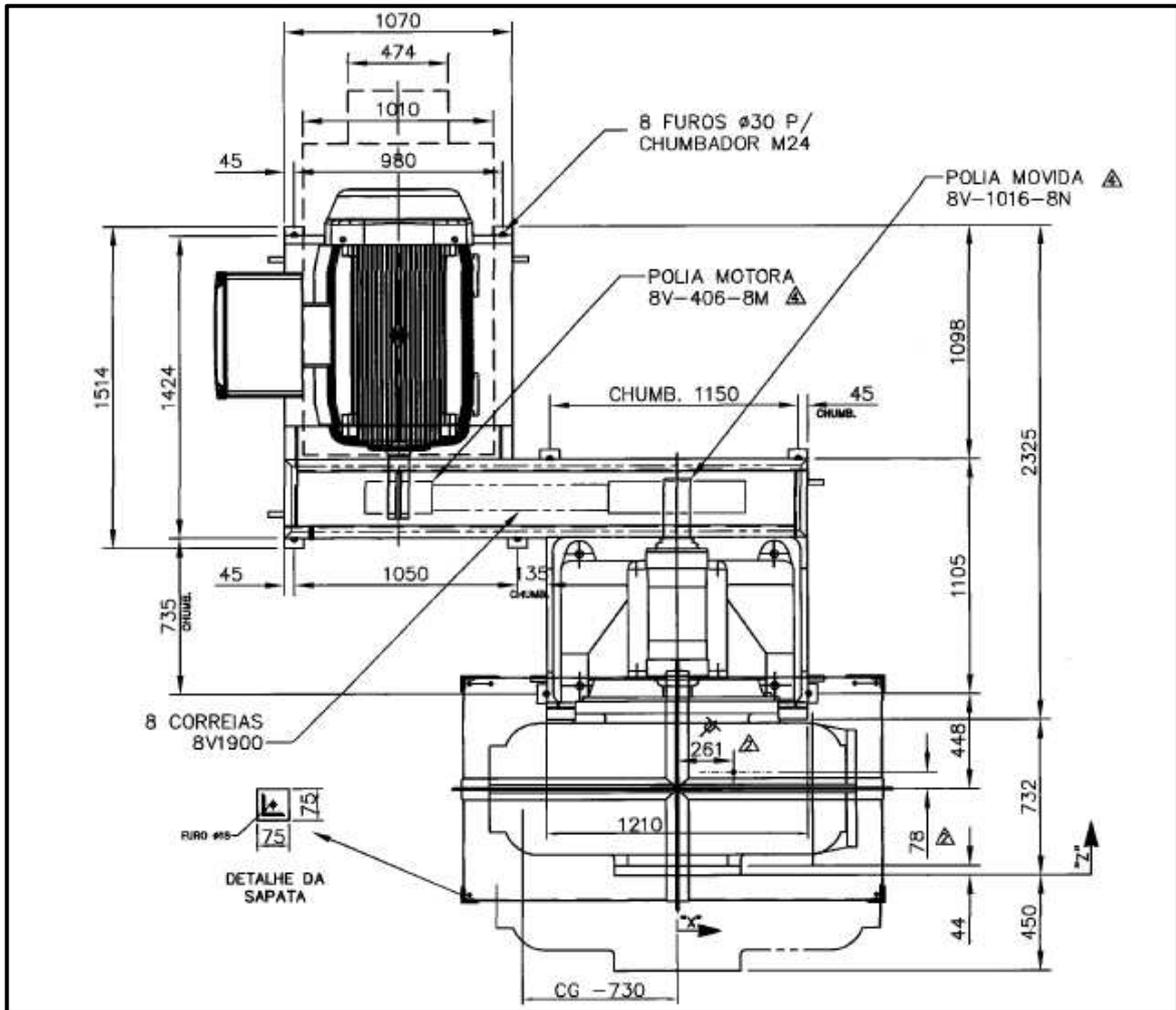
- Modelo: Horizontal pump 14/12 AH Weir
- Fluxo máximo: 1222m³/h
- Altura Manométrica Total (AMT): 18,2 m
- Rotação: 349 rpm
- Eficiência: 80.1%
- Potência: 75,7 kW
- Transmissão por conjunto polia/correia (i): 2,50
- Produto bombeado: polpa de bauxita cáustica a 98°C, densidade de 1716 kg/m³ e concentração sólidos: 1020 g/l

As características dos motores elétricos trifásicos são:

- Marca: WEG
- Potência: 250 HP = 184 kW
- Rotação: 880 rpm
- Voltagem: 440V
- Frequência: 60 HZ
- Número de polos: 8 polos

A Figura 20 ilustra o desenho dimensional de montagem da bomba 14/12 ST - AH e do motor 250 HP.

Figura 20 – Desenho dimensional de montagem (vista superior)

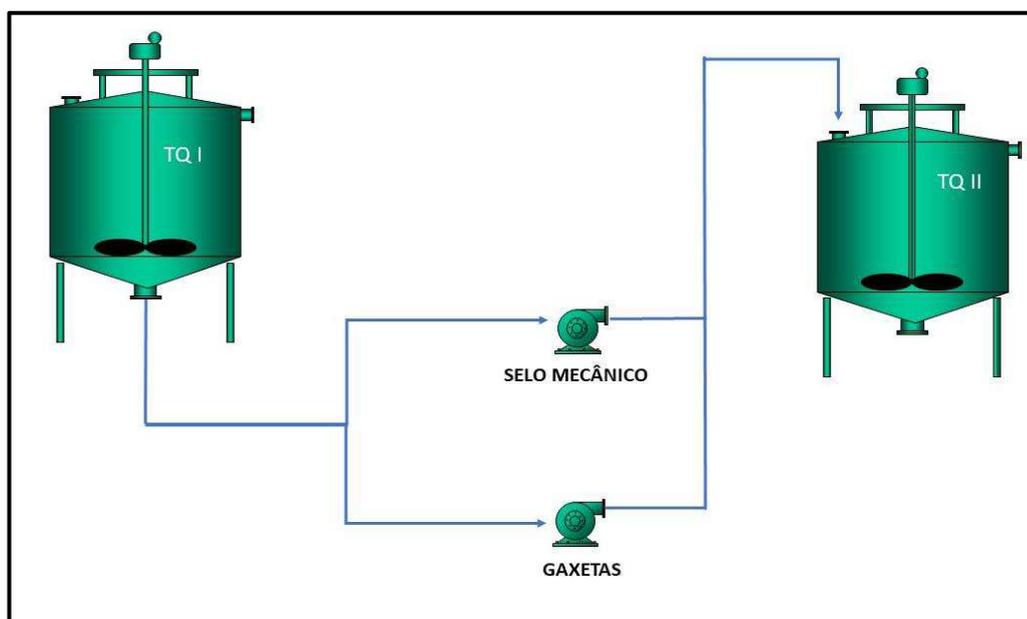


Fonte: (Weir)

No entanto, o presente estudo de caso, centralizou nas bombas centrífugas de polpa no cenário industrial, mas apropriadamente no sistema de vedação.

Sendo que antes da realização deste estudo, as duas bombas de polpa, 14/12 AH Weir, operavam utilizando o mesmo tipo de selagem, vedação tipo gaxeta, conforme pode ser observado na ilustração da Figura 19.

Figura 21 - Ilustração do cenário após modificação no sistema de vedação



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Para realizar a análise do melhor sistema de selagem das bombas de polpa, foram instalados ao mesmo tempo, vedações tipo gaxeta (conjunto novo), em uma bomba, e tipo selo mecânico, em outra bomba, conforme a Figura 21.

No início de outubro de 2016, a bomba centrífuga de polpa com vedação tipo gaxeta entra em operação, e depois de três dias e meio (3,5) parou de trabalhar, para que a bomba com vedação tipo selo mecânico entrasse em operação.

A partir do momento em que houve a partida da primeira bomba com vedação tipo gaxeta, observa-se o comportamento individual de cada bomba, para que a relação custo x benefício fosse analisada.

4.2 VEDAÇÃO TIPO GAXETA

O sistema de vedação da bomba é composto de 5 anéis gaxetas de teflon grafitado, anel lanterna e preme-gaxetas, além de utilizar água de processo para a sua selagem e refrigeração, e válvula controladora de fluxo 18 l/min.

As respectivas Figuras 22, 23 e 24, mostram a bomba nas instalações da refinaria com a vedação tipo gaxeta.

Figura 22 - Bomba centrífuga de polpa com vedação tipo gaxeta



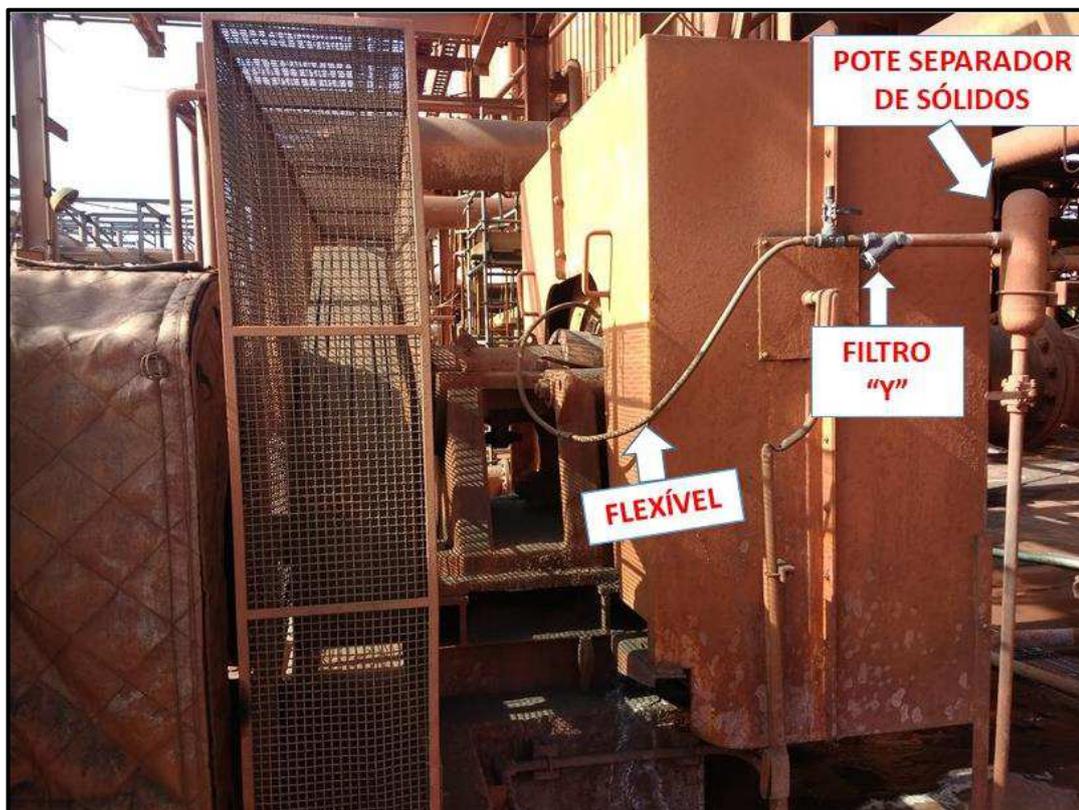
Fonte: (Elaborado pelo autor)

Figura 23 - Vedação tipo gaxeta



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Figura 24 - Selagem das bombas centrífugas de polpa vedação tipo gaxeta



Fonte: (Elaborado pelo autor)

4.3 VEDAÇÃO TIPO SELO MECÂNICO

Antes da implantação do selo mecânico na bomba centrífuga de polpa, foi necessário atender a todos os critérios de instalação exigidos pela refinaria, conforme a Tabela 5, caso contrário a bomba deverá ter gaxeta.

Tabela 5 - Critérios para implantação do selo mecânico

1	A bomba só parte com sucção plena (totalmente aberta).
2	A bomba só parte quando a descarga está com restrição plena (apenas aplicado a bombas com partida direta).
3	O procedimento de operação não permite que a bomba opere com sucção de outro sistema de capacidade inferior ao original.
4	O procedimento de operação não permite o estrangulamento de válvulas de sucção.
5	A área oferece água limpa para selagem e/ou resfriamento.

6	A rotação da bomba está entre 165 e 1687 rpm.
7	A temperatura de operação do fluido bombeado está entre -16°C e 120°C.
8	A pressão de operação da bomba é menor que 15,48 Kg/cm ² .
9	A descentralização da carcaça em relação ao eixo é menor que 0.25mm.
10	O desvio de perpendicularidade da carcaça é menor que 0.23mm.
11	A bomba opera no intervalo entre 70% a 120% do BEP.
12	A bomba possui rotor de alta eficiência (aplicável apenas a bombas de pasta).
13	O ar disperso no fluido é menor que 20%.
14	Há filtro na linha de sucção (aplicável apenas a bombas de pasta).
15	Na linha de sucção não há pontos com elevação maior que a saída do reservatório.
16	A sucção da bomba não permite a formação de bolsa de ar.
17	O NPSH disponível é pelo menos 1 mcl maior que o NPSH requerido (na máxima vazão e menor altura de sucção).
18	O arranjo das bombas de pasta permite total drenagem da mesma.
19	A área permite o descarte da água de resfriamento em canaletas de drenagem, pluvial quando necessário resfriamento (aplicável a fluidos acima de 70°C).
20	É impossível ocorrer contaminação na água de resfriamento do pote antes do seu descarte (aplicável a fluidos acima de 70°C).
21	A bomba está instalada em local onde a drenagem retorna ao processo.

Fonte: Adaptado (Refinaria)

A bomba centrífuga de polpa do presente trabalho atendeu todos os critérios para implantação do selo mecânico.

As Figuras 25 e 26 mostram a bomba nas instalações da refinaria com a vedação tipo selo mecânico

Figura 25 - Bomba centrífuga de polpa com vedação tipo selo mecânico



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Figura 26 - Vedação tipo selo mecânico



Fonte: (Elaborado pelo autor)

4.4 INTERVENÇÕES OCASIONADAS

No final de outubro de 2017, finalizou o tempo da análise no sistema de vedações das bombas centrífugas no cenário industrial, foi avaliado a performance das bombas durante um período total de 12 meses de operação, avaliando durante 6 meses o uso de vedação tipo gaxeta e 6 meses o uso de vedação tipo selo mecânico, pois as mesmas trabalham em regime de revezamento 3,5 dias por semanas.

A bomba que estava operando com vedação tipo gaxeta, sofreu diversas intervenções no período de análise, conforme pode ser observado na Tabela 6 abaixo. Já a bomba que operou com selo mecânico não teve intervenções de falhas. A bomba operou e continua operando normalmente, provavelmente vai sofrer uma intervenção a cada dois anos e meio, sendo que o selo mecânico pode ser retirado e recuperado, com o polimento das vedações primárias e substituições das vedações secundárias.

Tabela 6 – Número de intervenções ocasionadas nas bombas

Intervenções no Sistema	
Total de intervenções por gaxeta	Total de intervenções por selo mecânico
9	0
Trocas de gaxetas 7 Falha na vedação 1 Desgaste da luva 1	

Fonte: (Elaborado pelo autor)

As Figuras 27, 28 e 29, ilustram gaxetas estouradas e luva desgastada que ocasionaram intervenção durante o período de estudo.

Figura 27 - Gaxetas estouradas I



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Figura 28 - Gaxetas estouradas II



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Figura 29 - Luva desgastada



Fonte: (Elaborado pelo autor)

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir da análise realizada no período total de 12 meses, foi identificado que o sistema de vedação tipo gaxeta apresenta muitas falhas, ocasionando diretamente um custo elevado a longo prazo no que se refere a consumo de energia, assim como em relação ao quantitativo de paradas para manutenções, conforme pode ser observado na Tabela 7.

Na Tabela 7 a seguir, pode-se encontrar o quantitativo de consumo de energia elétrica para operação das bombas de acordo com o sistema de vedação aplicado.

Tabela 7 - Comparativo das vedações gaxeta *versus* selo mecânico

Dispositivo	Gaxeta	Selo mecânico
Tempo de operação h/dia	24	24
Consumo de energia elétrica kW/h	0.4	0.3

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Além do comparativo do quantitativo de horas de execução dos equipamentos em relação ao consumo de energia, podemos perceber ainda o quão diferente se dá o custo da aplicação destes em relação a seu investimento inicial, conforme dados abaixo.

Cálculos dos investimentos

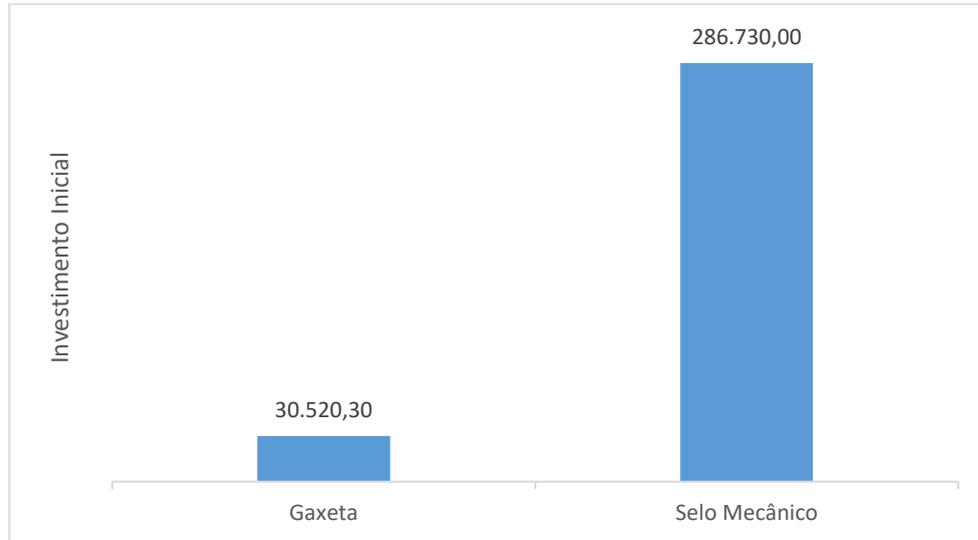
1. GAXETA

- Custo com gaxetas de 1": US\$ 19.099,5
- Luva para o eixo com proteção de carbeto de tungstênio: US\$ 11.170,8
- Mão de obra: US\$ 250,00
- Total: US\$ 30.520,3

2. SELO MECÂNICO

- Custo de um selo mecânico: US\$ 280.080,00
- Luva em aço inox: US\$ 6.400,00
- Mão de obra: US\$ 250,00
- Total: US\$ 286.730,00

Gráfico 1 - Investimento inicial com vedações tipo gaxeta e tipo selo mecânico



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Conforme Gráfico 1, percebe-se que o custo de um selo mecânico é relativamente mais alto comparado com gaxeta, mas se levarmos em consideração um período da análise, pode-se perceber o alto custo com água de selagem, além das paradas e custo com manutenção, ocasionando indisponibilidade da bomba para o sistema, pode-se notar que ao longo dos anos o custo com vedações tipo gaxeta seria mais dispendioso.

Baseados nos dados obtidos durante a análise de performance das bombas no período de estudo, calculou-se o valor anual dos gastos com água de selagem do sistema de vedação tipo selo mecânico, conforme a Tabela 8.

Tabela 8 - Gasto de água de selagem utilizando selo mecânico

0,18	x	3,21	=	US\$ 0,5778
gasto (m ³ /ano)		(valor do m ³)		

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Baseados nos dados obtidos, calculou-se o valor anual dos gastos com a água de selagem do sistema de vedação tipo gaxeta, conforme a Tabela 9.

Tabela 9 - Gasto de água de selagem utilizando gaxetas

26,4	X	3,21	=	US\$ 84,75
gasto (m ³ /ano)		(valor do m ³)		

Fonte: (Elaborado pelo autor)

O gráfico 2, apresenta em (%), a disponibilidade das bombas para o sistema. Sendo que um equipamento é disponível para o sistema, quando atende os critérios da Tabela 10.

Tabela 10 - Critérios de disponibilidade e indisponibilidade do equipamento

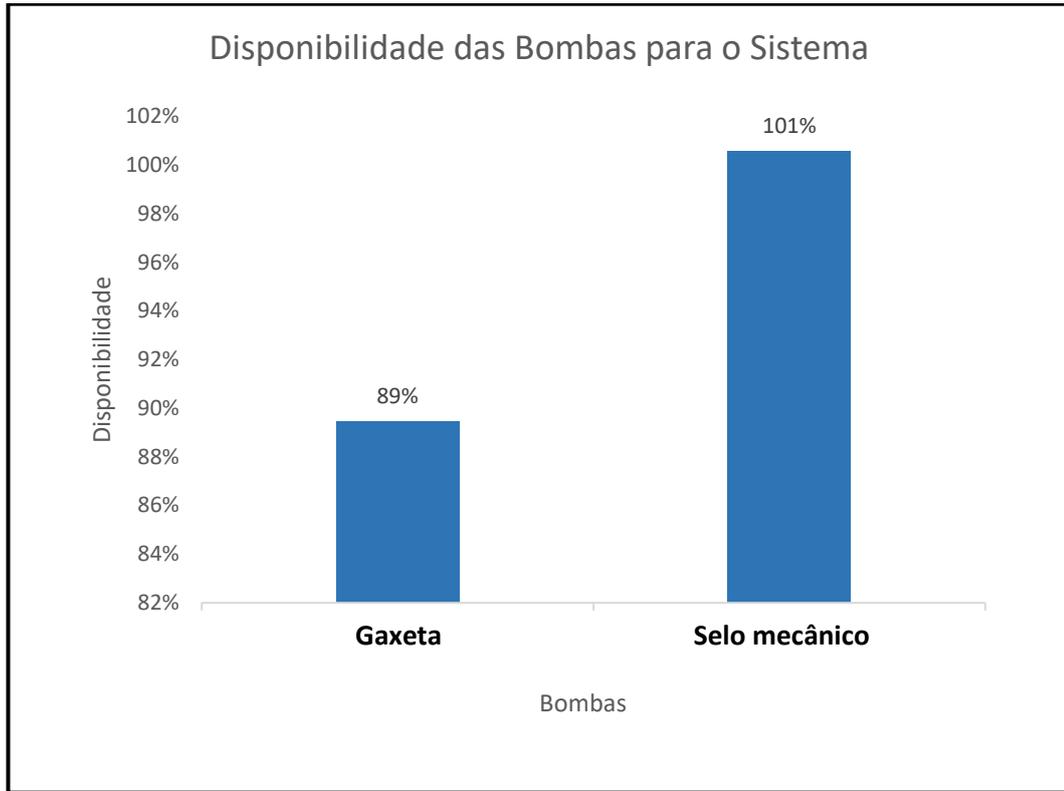
EQUIPAMENTO Bomba Centrífuga de Polpa	STATUS
	<i>Ligada</i>
	<i>Operando</i>
	<i>Disponível para operar</i>
	<i>Desligada</i>
	<i>Indisponível para operar</i>
	<i>Inoperante</i>

 Disponível para o sistema

 Indisponível para o sistema

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Gráfico 2 - Disponibilidade das bombas para o sistema



Fonte: (Elaborado pelo autor)

Os gastos com manutenção relacionados ao custo homem/hora permaneceram o mesmo, mas a diferença ocorreu na aquisição das peças sobressalentes dos equipamentos. Ou seja, cada sistema de vedação apresentou um valor específico relacionado a quantidades de peças e o número de intervenções para manutenções na bomba tipo selo mecânico e tipo gaxeta de acordo com as Tabelas 11,12 e 13.

Tabela 11 - Custo de manutenção anual da bomba com gaxeta

Material	Número de trocas (ano)	Valor por troca (US\$)
Luva do eixo	1	US\$11.170,8
Engaxetamento	8	US\$2.387,44
Mão-de-obra	1	US\$ 250,00

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Tabela 12 - Custo com ajuste das gaxetas

Custo operacional com ajuste das gaxetas (US\$)	
Custo com mão de obra por hora	US\$ 22,00
Número de pessoas necessárias	1
Número de horas por ano	54
Custo total por ano	US\$ 1.350,00

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Tabela 13 - Custo de manutenção anual com selo mecânico

Material	Número de trocas (ano)	Valor por troca (US\$)
Vedação secundária (anel O)	0	US\$576,00
Polimento da vedação primária	0	US\$1.344,50
Mão-de-obra	0	US\$ 250,00
Luva de eixo	0	US\$ 6.400,00

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Na Tabela 14, pode-se observar os custos anual dos sistemas de vedações.

Tabela 14 - Custo anual dos sistemas de vedação tipo gaxeta e selo mecânico

Gasto anual inicial do sistema gaxeta e selo mecânico US\$		
Dados examinados	Gaxeta	Selo mecânico
Gasto com água	84,75	0,5778
Energia	3.782,15	2.732,80
Custo operacional com ajuste	1.350,00	0
Custo com manutenção	32.520,32	0
Total	\$37.737,22	\$2.733,38

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Nas Tabela 15 e 16, pode-se observar através de análises estáticas o comparativo dos gastos relacionados ao sistema de vedação gaxeta e selo mecânico durante um período de 5 anos.

Tabela 15 - Custo da bomba com vedação tipo gaxeta

Custo com gaxetas						
	Inicial	1º ano	2º ano	3º ano	4º ano	5º ano
Gaxeta	19.099,50	19.099,50	19.099,50	19.099,50	19.099,50	19.099,50
Luva do eixo	11.170,80	11.170,80	22.341,60	11.170,80	22.341,60	11.170,80
Vazamento	-	84,75	84,75	84,75	84,75	84,75
Mão-de-obra	250,00	250,00	250,00	250,00	250,00	250,00
Ajuste c/ gaxetas	-	1.350,00	1.350,00	1.350,00	1.350,00	1.350,00
Energia	-	3.782,16	3.782,16	3.782,16	3.782,16	3.782,16
Total	30.520,30	35.737,21	46.908,01	35.737,21	46.908,01	35.737,21

Fonte: (Elaborado pelo autor)

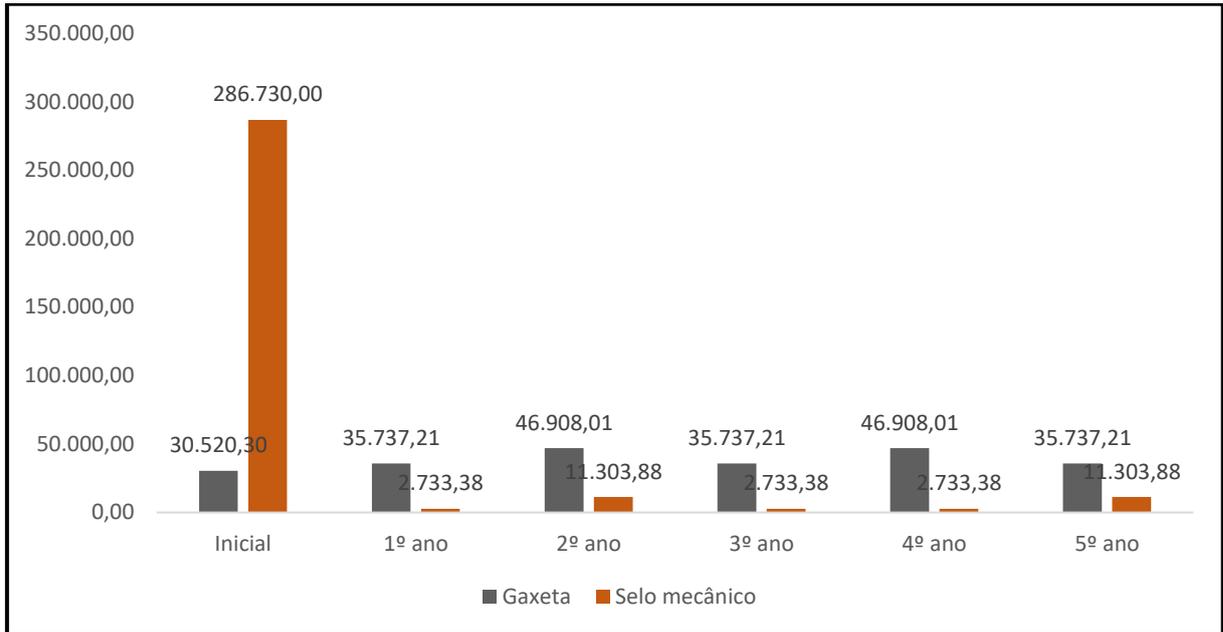
Tabela 16 - Custo com vedação tipo selo mecânico

Custo com selo mecânico						
	Inicial	1º ano	2º ano	3º ano	4º ano	5º ano
Selo mecânico	280.080,00	-	-	-	-	-
Luva do eixo	6.400,00	-	6.400,00			6.400,00
Vazamento	-	0,58	0,58	0,58	0,58	0,58
Mão-de-obra	250,00	-	250,00	-	-	250,00
Manutenção na vedação primária e secundária	-	-	1.920,50	-	-	1.920,50
Energia	-	2.732,80	2.732,80	2.732,80	2.732,80	2.732,80
Total	286.730,00	2.733,38	11.303,88	2.733,38	2.733,38	11.303,88

Fonte: (Elaborado pelo autor)

No Gráfico 3, representa o comparativo do custo total da vedação tipo gaxeta e selo mecânico.

Gráfico 3 - Comparativo do custo total entre gaxeta e selo mecânico (US\$)



Fonte: (Elaborado pelo autor)

No que se refere a máxima durabilidade, segurança operacional e máxima rentabilidade, a vedação por selo mecânico apresentou resultado completamente satisfatório, excedendo as expectativas de vida útil.

A bomba que estava com vedação tipo selo mecânico continua operando em regime contínuo em torno de 1 ano e 2 meses, não apresenta nenhum sinal de desgaste em relação ao sistema de vedação.

A partir da implantação do selo mecânico na bomba centrífuga de polpa, conseguimos:

- Reduzir o índice de manutenções do equipamento;
- Reduzir os custos de manutenções;
- Aumento da disponibilidade da bomba para o sistema.

6 CONCLUSÃO

As indústrias estão sempre buscando ações que possam melhorar a vida útil dos equipamentos, reduzindo o número de paradas para manutenção, pois influencia diretamente na meta de produção. Analisar o sistema de vedação das bombas centrífugas de polpa foi o desafio do presente trabalho, na busca por uma selagem eficiente, que proporcionasse a melhor operação do equipamento para o sistema.

Os resultados obtidos comprovam que a vedação por selo mecânico é muito mais eficiente em relação as gaxetas, sendo que a solução para grandes problemas enfrentados nas grandes refinarias.

No entanto, foi possível concluir com ênfase que a proposta da troca no sistema de selagem é viável em aspectos econômicos e técnicos, a partir da substituição do sistema de vedação das bombas centrífugas de polpa por selo mecânico.

Pode-se afirmar que a melhor solução para promover redução de custo a longo prazo é a substituição dos sistemas vedações gaxetas por selos mecânicos, obtendo maior eficiência, os resultados foram comprovados e identificados na própria refinaria que o estudo de caso foi realizado.

A prática comprova a teoria do estudo, houve uma redução significativa no número de manutenções a partir da implantação do selo mecânico no sistema de vedação e consequentemente proporcionando uma maior disponibilidade da bomba para o sistema.

As gaxetas possuem baixo custo inicial, processo de instalação na bomba, porém, tornam-se caras devido as frequentes trocas e por promover desgaste acelerado na luva do eixo em curto intervalo de tempo, além de proporcionar uma baixa disponibilidade do equipamento para o sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANTUNES, W. J. Análise da troca do selo mecânico pelo selo cartucho das bombas centrífugas B-3222 ABCD do sistema de venda e recirculação de escuros. 2012. 73f. Monografia (Programa de Pós-Graduação Engenharia da Confiabilidade Aplicada à Manutenção) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2012.

BERTO, R.M.V.S.; NAKANO, D. N. A Produção Científica nos Anais do Encontro Nacional de Engenharia de Produção: Um Levantamento de Métodos e Tipos de Pesquisa. *Produção*, v. 9, n. 2, pag. 65-76, 2000.

BRAGA, R. L. Sistema de vedações para soluções de bombeamento e desperdício de água. 2015. 43f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade de São Francisco, Campinas, 2015.

BRASIL, A. N. Bombas Classificação e Descrição. Disponível em: <https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasclassificacaoedescricao.pdf>. Acesso em: 28 outubro 2017.

FERRAZ, F. Noções Básicas de Elementos de Máquinas – CPM Programa de Certificação de Pessoal de Manutenção. SENAI/ES, 2008.

GEITNER, F. K.; BLOCH, H. P. **Análise e Solução de Falhas em Sistemas Mecânicos**. Tradução de Eduardo Kraszczuk. 1ª. ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2015.

GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. São Paulo: Atlas, 1996.

GIRDHAR, P. **Centrifugal pump maintenance. In: WORLD pumps: practical centrifugal pumps: design, operation and maintenance**. Oxford: Newnes, pag. 160-194, 2005.

GONÇALVES, H. et al. **Bomba Centrífuga de Polpa para Transportes de Fluidos com Sólidos em Suspensão**. In Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia. Foz do Iguaçu. Anais...Paraná: CONTECC 2016.

INPACOM. **Book de Selos Mecânicos**. Disponível em: < <http://inpacom.com.br/media/book-inpacom.pdf> >. Acesso em: 04 outubro 2017.

MACINTYRE, A. J. **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2ª. ed. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1987.

MATTOS, E. E.; FALCO, R. **Bombas Industriais**. 2ª. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 1998.

METSO. **Bombas de Polpa – Básico**. 1ª. ed. 2012.

MIGUEL, C.; AUGUSTO, P. **Estudo de caso na engenharia de produção: estruturação e recomendações para sua condução**. Production, São Paulo, vol. 17, n.1, pag. 216-229, jan./abr. 2007.

OLIVEIRA, E. P. **Bombas Operação e Manutenção**. CEFET-BA, 2012.

OMEL. **Escola de Bombas**. Disponível em: <<http://www.omel.com.br/artigos-tecnicos/escola-de-bombas/>>. Acesso em: 15 outubro 2017.

PETROBRAS. **Manutenção e Reparo das bombas**. Rio de Janeiro: Getúlio V. Drummond, 2006.

PINHEIRO, A. T. **Teste de performance em bombas centrífugas: um estudo de caso**. 2008, 60f. Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Estadual do Maranhão, São Luís, 2008.

PINHEIRO, D. A., **Instrumentação para água de selagem**. Disponível em: <http://www.ietec.com.br/site/techoje/categoria/impressao_artigo/852>. Acesso em: 03 outubro 2017.

PROCEL INDÚSTRIA. **9 Bombas Guia Básico**. Edição seriada, 2009.

PROENÇA, J. F.; UCHIMA, M. K. **Melhorias em sistema de vedações de bombas hidráulicas centrífugas não afogadas de grande porte (*)**. Revista DAE, São Paulo, vol. 47, n. 149, p. 1-4, jun.\set. 1987.

REVAL. **Bombas de Polpa**. 3ª. ed. 2014.

REVISTA NÁUTICA ONLINE. **Selo mecânico x gaxeta**. Disponível em: <<http://nautica.ind.br/forum//viewtopic.php?f=5&t=1576>>. Acesso em 05 de outubro 2007.

SANTOS, S. L. **Bombas & Instalações Hidráulicas**. 1ª. ed. São Paulo: LCTE Editora, 2007.

SILVA, V. D. **Bombas centrífugas de polpas**. 2011. 81f. Monografia (Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Minerais) – Universidade Federal de Minas Gerais, Minas Gerais, 2011.

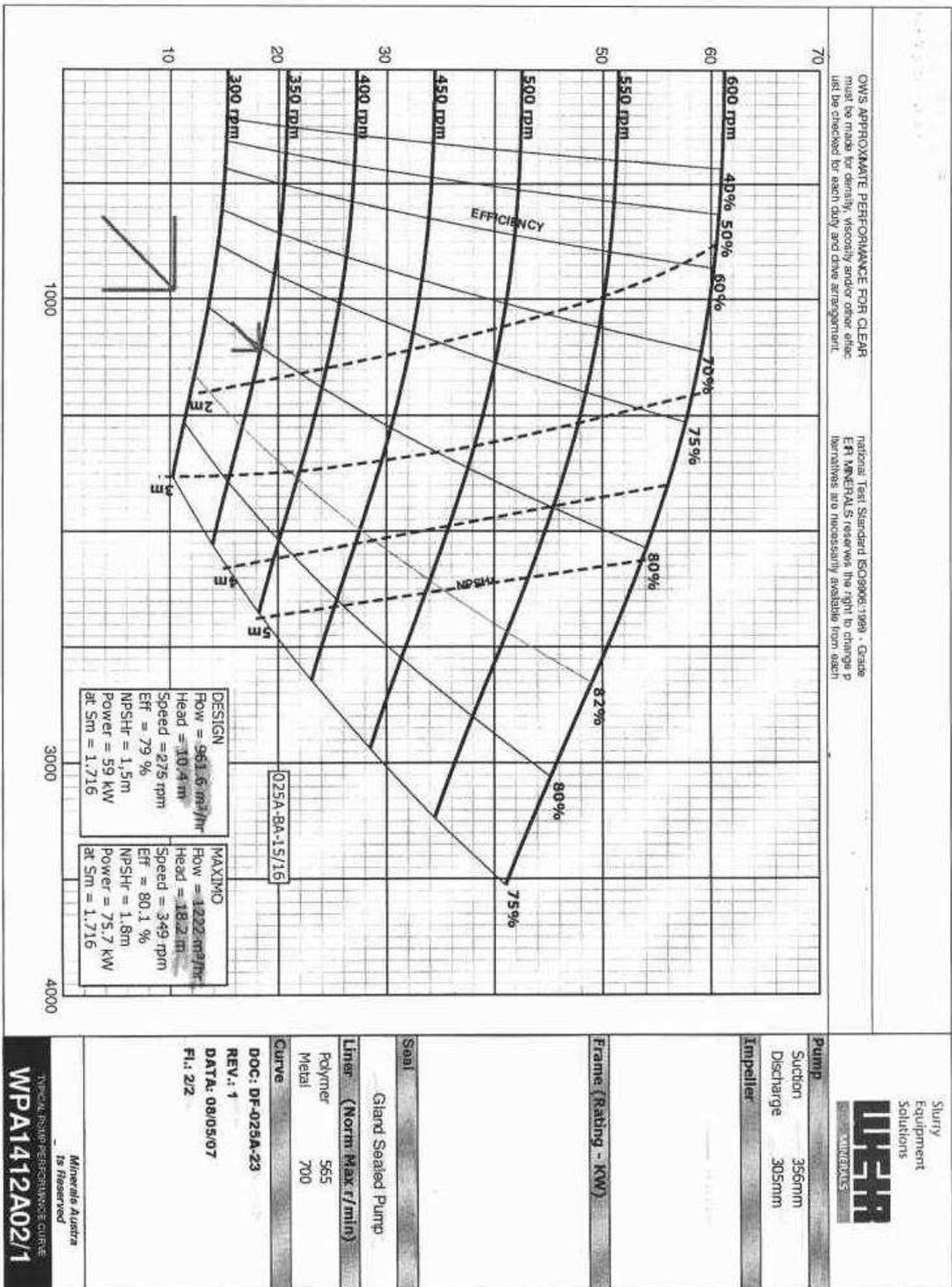
SOUZA, V. L. **Estudo técnico-econômico da substituição de gaxetas por selos mecânicos em bombas centrífugas**. 2009. 63f. Dissertação (Mestrado profissional em Engenharia Mecânica) - Universidade de Taubaté, Taubaté, 2009.

WARRING, R. H. **Vedadores Gaxetas**. Tradução de João Câmara Neiva e Augusto Câmara Neiva. 1ª. ed. São Paulo: Polígono, 1971.

WEIR, **Treinamento para seleção de bombas de polpa**. Ministrada por Israel Leite, 2011.

WEIR. **Warman AH, M**. Disponível em: <<https://www.global.weir/products/product-catalogue/warman-ah-m/>>. Acesso 10 outubro 2017.

ANEXO B - Curva da bomba



ANEXO C - Data sheet da bomba

EQUIPMENT DATA SHEET	
SLURRY PUMP	
GENERAL	
1	SERIAL NO.
2	EQUIPMENT NO. 025A-BA-15/16 EQUIPMENT NAME 14/12 ST AH
3	SERVICE BAUXITE SLURRY TRANSFER MANUFACTURER Weir do Brasil MODEL AH
4	LOCATION AREA 025A NO. REQUIRED 2 NO. WORKING 1
5	MOTOR DRIVE <input checked="" type="checkbox"/> TURBINE <input type="checkbox"/>
6	PUMP TO BE MANUFACTURED IN ACCORDANCE WITH THE FOLLOWING STDS.: <input type="checkbox"/> HI <input checked="" type="checkbox"/> MFR STD
7	PUMP SIZE 14/12 TYPE CENTRIFUGAL NO. STAGES 1
OPERATING CONDITIONS	
1	<input checked="" type="checkbox"/> PUMPED FLUID BAUXITE SLURRY <input checked="" type="checkbox"/> NPSH AVAILAB.(m)(Ground) 10,6 4,1
2	<input checked="" type="checkbox"/> PUMPING TEMP. (°C): NORM 99 MAX. <input checked="" type="checkbox"/> CAPACITY @ PT (m3/h): 961,6 1222,9
3	<input checked="" type="checkbox"/> SPECIFIC GRAVITY @ PT 1716 Kg/m3 <input checked="" type="checkbox"/> DISCHARGE PRESS (kPa(g)) 313,2 334,9
4	<input checked="" type="checkbox"/> VAPOR PRESSURE @ PT (kPa a) 82,4 <input checked="" type="checkbox"/> SUCTION PRESSURE (kPa(g)) 138,2 29,1
5	<input checked="" type="checkbox"/> VISCOSITY @ PT (cp) 0,9
6	<input type="checkbox"/> % SOLIDS W/W <input checked="" type="checkbox"/> DIFFERENTIAL PRESS (kPa) 175,0 305,8
7	¹¹ SITE AMBIENT TEMP. (°C): MAX. MIN. <input checked="" type="checkbox"/> DIFFERENTIAL HEAD (m) 10,4 18,2
8	SERVICE <input checked="" type="checkbox"/> CONTINUOUS <input type="checkbox"/> INTERMITTENT (STARTS/DAY) <input type="checkbox"/> HYDRAULIC hp
9	LOCATION: <input type="checkbox"/> INDOOR <input type="checkbox"/> HEATED <input type="checkbox"/> UNDER ROOF
10	<input checked="" type="checkbox"/> CAUSTIC CONCENTRATION (g/l) 200 <input checked="" type="checkbox"/> OUTDOOR <input checked="" type="checkbox"/> UNHEATED <input checked="" type="checkbox"/> EXPOSED
11	<input type="checkbox"/> UNUSUAL CONDITIONS
12	<input checked="" type="checkbox"/> CORROSION/EROSION CAUSED BY CAUSTIC SOLID GPL 971
13	% SOLIDS 36
14	REMARKS: THE CONDITION Q=961,6m³/h x ΔH=6,9m MUST BE CONSIDERED
PERFORMANCE	
23	<input checked="" type="checkbox"/> PROPOSAL CURVE NO. WPA1412A02 / 1 <input checked="" type="checkbox"/> MINIMUM CONTINUOUS FLOW (m3/h) 247 m³/h @ 350 rpm
24	<input checked="" type="checkbox"/> SPEED (rpm) 349 THERMAL STABLE
25	<input checked="" type="checkbox"/> NPSH REQUIRED (WATER)(m) 1,8 <input checked="" type="checkbox"/> ROTATION (FROM COUPLING END) <input checked="" type="checkbox"/> CW <input type="checkbox"/> CCW
26	<input checked="" type="checkbox"/> RATED bhp 177 <input checked="" type="checkbox"/> SUCTION SPECIFIC SPEED 6762 @1222,9m³/h
27	<input checked="" type="checkbox"/> MAXIMUM bhp WITH RATED IMPELLER 232 CV @ 350rpm <input checked="" type="checkbox"/> EFFICIENCY (%) 80,0
28	<input checked="" type="checkbox"/> MAXIMUM HEAD WITH RATED IMPELLER (m) 20,2 m @ 350rpm -(AT NORMAL CAP. AND RATED SUCT. PRESS.)
29	REMARKS:
30	
CONSTRUCTION	
31	CASING MOUNT HORIZONTAL NOZZLES SIZE RATING FACING LOCATION
32	<input type="checkbox"/> CENTERLINE <input type="checkbox"/> NEAR CENTERLINE <input checked="" type="checkbox"/> FOOT SUCTION 14" ESPECIAL FF AXIAL
33	<input type="checkbox"/> VERTICAL <input type="checkbox"/> IN LINE <input type="checkbox"/> BRACKET DISCHARGE 12" ESPECIAL FF RADIAL
34	<input type="checkbox"/> VERTICAL BARREL <input type="checkbox"/> SUMP PUMP <input type="checkbox"/> OTHER
35	CASING SPLIT <input type="checkbox"/> AXIAL <input checked="" type="checkbox"/> RADIAL BEARINGS (TYPE/NO.): ROLLER BEARING
36	CASING TYPE <input checked="" type="checkbox"/> VOLUTE <input type="checkbox"/> SINGLE <input type="checkbox"/> STAGGERED <input checked="" type="checkbox"/> RADIAL <input checked="" type="checkbox"/> THRUST
37	<input type="checkbox"/> DIFFUSER <input type="checkbox"/> DOUBLE LUBRICATION TYPE <input type="checkbox"/> RING OIL <input type="checkbox"/> OIL MIST <input checked="" type="checkbox"/> GREASE
38	<input checked="" type="checkbox"/> MAXIMUM ALLOWABLE PRESSURE: 2100 kPa(g) <input type="checkbox"/> FLOOD <input type="checkbox"/> FLINGER
39	COUPLING: V BELT
40	<input checked="" type="checkbox"/> HYDROSTATIC TEST PRESSURE: 3100 kPa(g) <input checked="" type="checkbox"/> MANUFACTURER WEIR
41	IMPELLER DIAMETER (mm). <input checked="" type="checkbox"/> TYPE SUPER "V"
42	<input checked="" type="checkbox"/> RATED 965 <input type="checkbox"/> MAX. <input type="checkbox"/> MIN. <input checked="" type="checkbox"/> MODEL "8V"
43	IMPELLER MOUNT <input type="checkbox"/> BETWEEN BEARINGS <input checked="" type="checkbox"/> OVERHUNG DRIVER HALF-COUPLING MOUNTED BY:
44	PACKING <input checked="" type="checkbox"/> PUMP MANUFACTURER <input type="checkbox"/> DRIVER MANUFACTURER
45	<input checked="" type="checkbox"/> MANUFACTURER TEADIT GLAND PLATE TAPS REQUIRED:
46	<input checked="" type="checkbox"/> TYPE 2006 <input type="checkbox"/> QUENCH <input type="checkbox"/> FLUSH <input type="checkbox"/> DRAIN <input type="checkbox"/> VENT
47	<input checked="" type="checkbox"/> SIZE/NO. OF RINGS G111/4 REMARKS
48	MECHANICAL SEAL:
49	<input type="checkbox"/> MFR
50	<input type="checkbox"/> MODEL <input checked="" type="checkbox"/> WEIGHT OF PUMP AND BASEPLATE (Kg) 6640
51	<input type="checkbox"/> MFR CODE <input checked="" type="checkbox"/> WEIGHT OF MOTOR (Kg) 1350
52	<input type="checkbox"/> API CLASS CODE <input type="checkbox"/> WEIGHT OF TURBINE (Kg)
53	<input type="checkbox"/> GLAND TYPE/MATERIAL <input checked="" type="checkbox"/> TOTAL ASSEMBLED WEIGHT (Kg) 7990
54	<input checked="" type="checkbox"/> PUMP SHEAVE DIA. 1016 <input checked="" type="checkbox"/> MOTOR SHEAVE DIA. 406 <input checked="" type="checkbox"/> NO. OF BELTS 8
55	REMARKS
56	Revision No. 00 01 02
57	Prepared by / Date FWA / 19-07-06 FWA/18-12-06 FWA/27-07-07
58	Reviewed/Checked by / Date RPQ / 19-07-06 RPQ/18-12-06 RPQ/27-07-07
59	Approval by / Date RKV / 19-07-06 RKV/18-12-06 RKV/27-07-07
60	Client Approval by / Date
61	Status IFP (UNCHECKED) IFP AS BUILT

ANEXO D - Data sheet do motor

EQUIPMENT DATA SHEET	
SLURRY PUMP	
AUXILIARY PIPING	
1	<input type="checkbox"/> SEAL FLUSH PIPING PLAN MATL <input type="checkbox"/> COOLING-WATER PIPING PLAN MATL
2	<input type="checkbox"/> AUXILIARY FLUSH PLAN MATL <input type="checkbox"/> TOTAL COOLING WATER REQUIRED (m3/h)
3	SEAL FLUSH PIPING: <input type="checkbox"/> THREADED <input type="checkbox"/> SOCKET WELDED <input type="checkbox"/> FLANGED <input type="checkbox"/> SIGHT FLOW INDICATORS REQUIRED
4	<input type="checkbox"/> EXTERNAL SEAL FLUSH FLUID REQUIRED <input checked="" type="checkbox"/> PACKING COOLING INJECTION REQUIRED
5	<input type="checkbox"/> m3/h <input type="checkbox"/> kPa(g) <input checked="" type="checkbox"/> m3/h 0,54 <input checked="" type="checkbox"/> kPa(g) 600
6	REMARKS: PACKING WATER SHALL BE FROM AN EXTERNAL SUPPLY
7	
8	
MATERIALS	
9	<input type="checkbox"/> TABLE E-1 CLASS (PER API 610) <input checked="" type="checkbox"/> SHAFT/SLEEVE AISI 1045 / J199
10	<input checked="" type="checkbox"/> BARREL/CASE A536 (DUCTILE IRON) <input checked="" type="checkbox"/> BASEPLATE (MATERIAL/TYPE) ASTM A36
11	<input checked="" type="checkbox"/> INNER CASE PARTS ASTM A 532 CLIII TPA <input type="checkbox"/> API STANDARD S10 STANDARD BASEPLATE NO.
12	<input checked="" type="checkbox"/> IMPELLER ASTM A 532 CLIII TPA <input type="checkbox"/> ANSI B73.1 STANDARD BASEPLATE NO.
13	<input type="checkbox"/> CASE/IMPELLER WEAR RINGS
14	REMARKS:
15	
INSPECTION AND TESTS	
16	TEST NONWITNESSED WITNESSED OBSERVED <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR NOZZLE WELDS:
17	PERFORMANCE <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> MAGNETIC PARTICLE <input type="checkbox"/> DYE PENETRANT
18	MECH. RUN TEST <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR CASTINGS:
19	NPSH <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> note1 <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC
20	HYDROSTATIC <input checked="" type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>
21	<input checked="" type="checkbox"/> SHOP INSPECTION <input type="checkbox"/> MATERIAL CERTIFICATION <input type="checkbox"/> INSPECTION REQUIRED FOR
22	<input type="checkbox"/> DISMANTLE AND INSPECT AFTER TEST <input type="checkbox"/> MAGNETIC PARTICLE <input type="checkbox"/> DYE PENETRANT
23	<input type="checkbox"/> CASTING REPAIR PROCEDURE APPROVAL <input type="checkbox"/> RADIOGRAPHIC <input type="checkbox"/> ULTRASONIC
24	REMARKS: (1) IF NPSHa - NPSHr < 1m / (2) OTHER TESTS ACCORDING TO ATTACHMENT 6
DRIVER DATA	
25	<input checked="" type="checkbox"/> MOTOR DRIVER BY <input type="checkbox"/> TURBINE DRIVER BY
26	<input checked="" type="checkbox"/> ITEM NO. <input checked="" type="checkbox"/> MTD BY PUMP MANUFACTURER <input type="checkbox"/> ITEM NO. <input type="checkbox"/> MTD BY
27	<input checked="" type="checkbox"/> HP 250 <input checked="" type="checkbox"/> RPM 880 <input checked="" type="checkbox"/> FRAME 586/7T <input type="checkbox"/> HP RPM <input type="checkbox"/> MAT'L
28	<input checked="" type="checkbox"/> MFR WEG <input type="checkbox"/> TYPE
29	<input checked="" type="checkbox"/> Service Factor 1,0 <input type="checkbox"/> INLET STEAM, psig <input type="checkbox"/> TEMP °F.
30	<input checked="" type="checkbox"/> TYPE <input checked="" type="checkbox"/> INSUL <input type="checkbox"/> EXHAUST, psig
31	<input checked="" type="checkbox"/> ENC <input type="checkbox"/> TEMP RISE °C. <input type="checkbox"/> STEAM RATE, FL lb/BHP/HR
32	<input checked="" type="checkbox"/> VOLTS/PHASE/HERTZ 440 V 3 PH 60 Hz <input type="checkbox"/> BEARINGS <input type="checkbox"/> LUBE
33	<input checked="" type="checkbox"/> BEARINGS ROLLER BRG <input checked="" type="checkbox"/> LUBE GREASE NOZZLES SIZE ANSI RATING FACING POSITION
34	<input checked="" type="checkbox"/> FULL LOAD AMPS 332 INLET
35	<input type="checkbox"/> DIRECT DRIVE <input checked="" type="checkbox"/> BELT DRIVE <input checked="" type="checkbox"/> ASD EXHAUST
36	REMARKS: PUMPS WILL OPERATE WITH FREQ. INVERTER TO BE SUPPLIED BY OTHERS
VERTICAL PUMPS	
37	<input type="checkbox"/> PIT OR SLUMP DEPTH (in.) <input type="checkbox"/> FLOAT AND ROD
38	MINIMUM SUBMERGENCE REQUIRED (in.) <input type="checkbox"/> CARBON STEEL <input type="checkbox"/> STAINLESS <input type="checkbox"/> BRONZE
39	COLUMN PIPE <input type="checkbox"/> FLANGED <input type="checkbox"/> THREADED <input type="checkbox"/> FLOAT SWITCH
40	LINE SHAFT <input type="checkbox"/> OPEN <input type="checkbox"/> ENCLOSED PUMP THRUST (lbs.):
41	GUIDE BUSHINGS <input type="checkbox"/> AT MINIMUM FLOW <input type="checkbox"/> AT DESIGN FLOW
42	<input type="checkbox"/> BOWL <input type="checkbox"/> LINE SHAFT AT RUNOUT: <input type="checkbox"/> UP <input type="checkbox"/> DOWN
43	GUIDE BUSHING LUBE <input type="checkbox"/> WATER <input type="checkbox"/> OIL <input type="checkbox"/> GREASE
44	REMARKS:
SHIPPING DATA	
45	PUMP WEIGHT (t): 5,870
46	MOTOR WEIGHT (t): 1,350
47	BASEPLATE WEIGHT (t): 0,770
48	TOTAL WEIGHT (t): 7,990
49	TOTAL VOLUME (m³):
NOTES	
50	The sound levels generated by the pump and driver shall be within the limits of the attached specification.
51	Maximum not to exceed 80 dBA at three feet unless otherwise specified by the Agent/Company.
52	The pump will be supplied with a system to reduce the noise level.
53	
54	
55	
56	
57	
58	
59	

ANEXO E - Curva do motor

