



INSTITUTO TECNOLÓGICO VALE



**Programa de Pós-Graduação em Instrumentação, Controle e Automação de
Processos de Mineração - PROFICAM
Universidade Federal De Ouro Preto - Escola de Minas
Instituto Tecnológico Vale**

Dissertação

**UM ESTUDO PARA O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM
BOMBAS DE VÁCUO DE ANEL LÍQUIDO APLICADAS NA
INDÚSTRIA DE PELOTIZAÇÃO DE MINÉRIO DE FERRO ATRAVÉS
DA INSTRUMENTAÇÃO E DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE**

Ronan Francis Barbosa Alves

**Ouro Preto
Minas Gerais, Brasil
2018**

Ronan Francis Barbosa Alves

**UM ESTUDO PARA O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM
BOMBAS DE VÁCUO DE ANEL LÍQUIDO APLICADAS NA
INDÚSTRIA DE PELOTIZAÇÃO DE MINÉRIO DE FERRO ATRAVÉS
DA INSTRUMENTAÇÃO E DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE**

Dissertação apresentada ao curso de Mestrado Profissional em Instrumentação, Controle e Automação de Processos de Mineração da Universidade Federal de Ouro Preto e do Instituto Tecnológico Vale, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Controle e Automação.

Orientador: Prof. Agnaldo José da Rocha Reis

Co-orientador: Prof. Sávio Augusto Lopes da Silva

Ouro Preto

2018

A474e Alves, Ronan Francis Barbosa.
 Um estudo para o aumento da eficiência energética em bombas de vácuo de anel líquido aplicadas na indústria de pelotização de minério de ferro através da instrumentação e de estratégias de controle [manuscrito] / Ronan Francis Barbosa Alves. - 2018.
 120f.: il.: color; grafs; tabs; quadros.

Orientador: Prof. Dr. Agnaldo José da Rocha Reis.
 Coorientador: Prof. Dr. Sávio Augusto Lopes da Silva.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Ouro Preto. Escola de Minas. Departamento de Engenharia de Controle e Automação e Técnicas Fundamentais. Programa de Pós Graduação em Instrumentação, Controle e Automação de Processos de Mineração.

Área de Concentração: Engenharia de Controle e Automação de Processos Minerais.

1. Bombas de Vácuo de Anel Líquido. 2. Eficiência Energética. 3. Filtragem. 4. Instrumentação. 5. Pelotização. I. Reis, Agnaldo José da Rocha. II. Silva, Sávio Augusto Lopes da. III. Universidade Federal de Ouro Preto. IV. Título. Catálogo: www.sisbin.ufop.br

CDU: 681.5:622.2

Mestrado Profissional em Instrumentação, Controle e Automação de Processos
de Mineração - PROFICAM

Um Estudo para o Aumento da Eficiência Energética em Bombas de Vácuo de
Anel Líquido Aplicadas na Indústria de Pelotização de Minério de Ferro Através
da Instrumentação e de Estratégias de Controle

Ronan Francis Barbosa Alves

Dissertação defendida e aprovada em 23 de outubro de 2018 pela banca
examinadora constituída pelos professores:

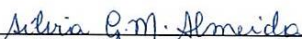


D.Sc. Agnaldo José da Rocha Reis
Orientador – Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP)



D.Sc. Sávio Augusto Lopes da Silva
Coorientador – Universidade Federal de Ouro Preto (UFOP)

D.Sc. Thiago Antonio Melo Euzébio
Membro interno – Instituto Tecnológico Vale (ITV)
Participação por videoconferência



D.Sc. Silvia Grasiella Moreira Almeida
Membro externo – Instituto Federal de Minas Gerais (IFMG)

Dedico à minha esposa Rafaela pelo amor e compreensão, aos meus pais Nilton e Maria e aos meus irmãos Rone e Tatiane.

AGRADECIMENTOS

Sempre agradecendo primeiramente a Deus pela vida e saúde concebida até aqui, permitindo que mais esta conquista seja possível;

À minha querida esposa Rafaela pela compreensão, incentivo, amor e apoio em mais este desafio;

Aos meus pais Nilton e Maria pela base sólida de caráter, determinação e por terem incentivado e patrocinado meus estudos até o curso técnico profissionalizante que determinou a escolha de minha carreira;

Aos meus irmãos Rone e Tatiane pelo companheirismo e incentivo;

Aos professores do ITV-UFOP que ministraram aulas enriquecedoras e marcantes;

Aos meus orientadores Agnaldo Reis e Sávio Silva pela paciência, atenção, conselhos e por dividirem um pouco de seu tempo comigo;

Ao amigo Ítalo Dias por dividir esta caminhada que não foi fácil, mas que nos rendeu muito conhecimento e satisfação.

Ao amigo de trabalho Douglas Cruz por descobrir este processo seletivo no último dia e me incentivado realizar a inscrição para que assim proporcionasse o início desta jornada.

Aos gestores Enio Pereira e Luiz Espinha pelo incentivo durante toda a caminhada;

Aos diversos companheiros de trabalho das áreas de IPCM, Elétrica, Mecânica e Operação da Gerência das Pelotizações de Minas Gerais que contribuíram para realização deste trabalho.

Em especial aos amigos da manutenção Cleyton Carvalho, Fuvio Rodrigues, Leandro Azevedo, Leonardo Gomes e Osvaldo Souza por dedicarem na implementação prática deste trabalho.

Ao senhor Tadeu Arolca por transmitir um pouco de seu vasto conhecimento.

A todos não citados nominalmente, mas que contribuíram de forma direta ou indireta para o desenvolvimento deste trabalho.

“E eu farei o que vocês pedirem em meu nome,
para que o Pai seja glorificado no Filho. O que
vocês pedirem em meu nome, eu farei”.

(João 14:13-14)

RESUMO

Resumo da Dissertação apresentada à Escola de Minas/UFOP e ao ITV como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M.Sc.)

UM ESTUDO PARA O AUMENTO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM BOMBAS DE VÁCUO DE ANEL LÍQUIDO APLICADAS NA INDÚSTRIA DE PELOTIZAÇÃO DE MINÉRIO DE FERRO ATRAVÉS DA INSTRUMENTAÇÃO E DE ESTRATÉGIAS DE CONTROLE

Ronan Francis Barbosa Alves

Outubro/2018

Orientadores: D.Sc. Agnaldo José da Rocha Reis

D.Sc. Sávio Augusto Lopes da Silva

Para aumentar a margem de lucro nos processos industriais, não basta manufaturar um alto volume de produção e ter um preço elevado para garantir uma elevada receita. Também é necessário reduzir os custos de produção e os desperdícios para buscar a excelência no mercado extremamente competitivo e garantir a sobrevivência perante aos concorrentes. O processo de Filtragem por filtros de discos rotativos em usinas de Pelotização, geralmente é o terceiro maior consumidor de energia elétrica entre os processos unitários. As bombas de vácuo de anel líquido são protagonistas e responsáveis por mais de 70% deste elevado consumo. A eficiência de uma bomba de vácuo e do processo de Filtragem estão diretamente associados ao bom funcionamento das bombas e para isso é necessária a garantia dos parâmetros de trabalho adequados para fornecer a melhor performance possível. Na maioria dos processos de Filtragem, não existem instrumentos básicos para monitoramento das condições de operação das bombas de vácuo. Desta forma, este trabalho visa não apenas descrever as melhores condições para aumento do desempenho em bombas de vácuo de anel líquido, mas também propõe os instrumentos e controles necessários para garantir a eficiência funcional e energética destes equipamentos.

Palavras-chave: Bombas de Vácuo de Anel Líquido, Eficiência Energética, Filtragem, Instrumentação, Pelotização.

ABSTRACT

Abstract of Dissertation presented to Escola de Minas/UFOP and ITV as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M.Sc.)
**A STUDY FOR INCREASE
ENERGETIC EFFICIENCY IN LIQUID RING VACUUM PUMPS APPLIED IN THE IRON ORE
PELLETIZING INDUSTRY THROUGH INSTRUMENTATION AND CONTROL STRATEGIES**

Ronan Francis Barbosa Alves

October/2018

Advisors: D.Sc. Agnaldo José da Rocha Reis
D.Sc. Sávio Augusto Lopes da Silva

To increase the profit margin in industrial processes, it is not enough to manufacture a high volume of production and to have a high price to guarantee a high revenue. It is also necessary to reduce production costs and waste to seek excellence in the extremely competitive market and ensure survival to competitors. The process of Filtration by rotary disc filters in Pelletizing plants is generally the third largest consumer of electricity. Liquid ring vacuum pumps are responsible for more than 70% of this high consumption. The efficiency of a vacuum pump and the filtration process are directly associated with the proper functioning of the pumps and for this it is necessary to guarantee the adequate working parameters to provide the best possible performance. In most Filtering processes, there are no basic instruments for monitoring the operating conditions of the vacuum pumps. In this way, this work aims not only to describe the best conditions to increase performance in liquid ring vacuum pumps, but also proposes the necessary instruments and controls to guarantee the functional and energetic efficiency of these equipments.

Keywords: *Energy Efficiency, Filtration, Instrumentation, Liquid Ring Vacuum Pumps, Pelletizing*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Localização da Mina de Fábrica no Quadrilátero Ferrífero.....	6
Figura 2 - Representação da medição de vácuo de Torricelli.....	9
Figura 3 - Vazamentos em tubulação de vácuo, filtro de disco e vaso separador de filtrado	15
Figura 4 - Tipos de medidores de pressão pela propriedade física	16
Figura 5 - Filtro de disco rotativo a vácuo	17
Figura 6 - Bomba de vácuo de anel líquido	21
Figura 7 - Vista explodida de uma bomba de anel líquido por placas de vácuo	22
Figura 8 - Detalhe carcaça, rotor e cabeçote da bomba de vácuo	22
Figura 9 - Etapas de funcionamento da bomba de vácuo de anel líquido	24
Figura 10 - Classificação das bombas de vácuo	25
Figura 11 - Setor de filtro de disco.....	26
Figura 12 - Vista explodida dos principais componentes do filtro de disco rotativo a vácuo	27
Figura 13 - Vista superior de um filtro de disco com defasamento entre as metades da árvore de setores	28
Figura 14 - Corte transversal de um filtro de discos funcionando.....	29
Figura 15 - Detalhamento da placa de vácuo fixa de um filtro de disco rotativo.....	29
Figura 16 - Representação recomendada do filtro pelo fabricante.....	30
Figura 17 - Arranjo correto das pernas barométricas.....	31
Figura 18 - Descarga de ar aspirado das bombas de vácuo	32
Figura 19 - Representação simplificada do sistema de vácuo da unidade de Mina Fábrica.....	34
Figura 20 - Percentual de consumo de energia das bombas de vácuo em relação à Unidade de Fábrica	36
Figura 21 - Análise de desempenho do vácuo da Filtragem de Mina Fábrica.....	37
Figura 22 - Medidas descritivas do sistema de vácuo.....	37
Figura 23 - Gráfico sequencial do vácuo do sistema.....	38
Figura 24 - Gráficos de análise do consumo específico da Filtragem	39
Figura 25 - Rotor danificado de bomba retirada de operação em Mina Fábrica	40

Figura 26 - Representação comparativa para diferentes temperaturas de líquido de selagem no interior da bomba	42
Figura 27 - Curva para correção da altitude e temperatura de trabalho da água de selagem	43
Figura 28 - Curva de vazão para a bomba de vácuo Nash modelo 2BE1703	44
Figura 29 - Curva vazão bomba 2BE1703 destacando patamares de pressão de trabalho.....	45
Figura 30 - Curva de potência requerida pela bomba de vácuo Nash 2BE1703	46
Figura 31 - Curva de vazão da bomba de vácuo Siemens 2BB9629	47
Figura 32 - Curva vazão e potência da bomba de vácuo Nash CL9003.....	48
Figura 33 - Relação do aumento da folga e perda da eficiência da bomba	50
Figura 34 - Dados de reforma de uma bomba de vácuo em Mina Fábrica.....	51
Figura 35 - Dimensões da bomba Siemens 2BB9629.....	52
Figura 36 - Escoamento de água irregular pelas descargas de água de selo da bomba.....	53
Figura 37 - Descarga de ar aspirado pelas bombas de vácuo em Mina Fábrica.....	54
Figura 38 - Coeficientes de Antoine.....	55
Figura 39 - Altitude de localização das bombas de vácuo em Mina Fábrica.....	56
Figura 40 - Pressão atmosférica x Altitude.....	56
Figura 41 - Exemplo de filtro apresentando "caixa baixa"	62
Figura 42 - Diagrama P&ID com instrumentos sugeridos para uma bomba de vácuo de anel líquido conforme norma ISA D-5.1.....	67
Figura 43 – Medidor de temperatura instalado no reservatório de alimentação de água das bombas de vácuo	69
Figura 44 - Medidores de temperatura instalados nas descargas da bomba de vácuo	69
Figura 45 - Instrumentos instalados na bomba de vácuo de anel líquido	70
Figura 46 - Vazões líquido de selagem lado acoplado e não acoplado.....	71
Figura 47 - Pressão de vácuo na bomba de vácuo durante partida	73
Figura 48 - Comparação da pressão de vácuo.....	76
Figura 49 - Gráfico Consumo de Energia Elétrica Filtragem Mina Fábrica.....	77
Figura 50 - Sinais instalados (esquerda) e boia com sensor indutivo (direita).....	78

Figura 51 - Ruínas da Fábrica Patriótica em Mina Fábrica	88
Figura 52 - Representação ilustrativa da disposição da Fábrica Patriótica	89

LISTA DE QUADROS E TABELAS

Quadro 1 - Cronologia histórica do vácuo.....	11
Quadro 2 - Instrumentos e benefícios no funcionamento das bombas de vácuo	67
Tabela 1 - Relação da pressão barométrica e altura mínima de água.....	31
Tabela 2- Principais características das bombas de vácuo de Mina Fábrica.....	35
Tabela 3 - Folgas admissíveis das bombas de vácuo aplicadas em Mina Fábrica	49
Tabela 4 - Coleta de temperaturas de água de selagem das bombas de vácuo em Mina Fábrica.....	52
Tabela 5 - Sugestões para otimizar a capacidade de geração de vácuo	65
Tabela 6 - Temperaturas água de selo para diferentes vazões	73

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

atm – Atmosfera

abs - Absoluta

CFM – Cubic Feet per Minute (Pés cúbicos por minuto)

CLP – Controlador Lógico Programável

cm - Centímetro

cm²/g – Centímetro quadrado por grama

C° - Graus Celsius

cpk – Índice de capacidade de processo

cv – Cavalo Vapor

CVRD - Companhia Vale do Rio Doce

ES – Espírito Santo

Fe – Ferro

g/l – Grama por litro

hp – Horse-power

IPCM – Inspeção, Planejamento e Controle da Manutenção

IPHAN – Instituto do Patrimônio Histórico e Artístico Nacional

ITV – Instituto Tecnológico Vale

k – Graus kelvin

kg/mol – Quilograma por mol

kgF/cm² - Quilograma-força por centímetro quadrado

km – quilômetro

LA – Lado acoplado

LOA – Lado oposto ao acoplado

m² - Metro quadrado

m³/h – Metro cúbico por hora

mbar – Mili bar

mca – Metro de coluna d'água

mm – Milímetro

mmHg – Milímetro de mercúrio

PGM's – Platinum Group Metals

PID – Proporcional integral derivativo

ppk – Índice de performance de processo

rel - Relativa

rpm – Rotações por minuto

t/h – Tonelada por hora

t/m² - Tonelada por metro quadrado

TUF – Taxa unitária de Filtragem

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Motivação	2
1.3 Questionamentos da Pesquisa	3
1.4 Escopo e Limitações.....	3
1.5 Organização do Texto.....	4
2 REFERENCIAL TEÓRICO E FUNDAMENTAÇÃO CIENTÍFICA.....	5
2.1 Vale.....	5
2.2 Mina Fábrica	5
2.3 Processo de Pelotização.....	6
2.4 Vácuo.....	9
2.5 Filtragem do Minério de Ferro	16
2.6 Bombas de Vácuo de Anel Líquido	20
2.7 Filtros de Disco Rotativos a Vácuo.....	25
2.8 Sistema de Vácuo	29
3 ANÁLISE SISTÊMICA DO PROCESSO DE FILTRAGEM.....	32
3.1 Visitas em Outras Unidades da Vale	32
3.2 Análise das Bombas de Vácuo da Mina de Fábrica	33
3.3 Análise dos Filtros de Discos Rotativos	58
3.4 Análise dos Filtros Versus Bombas de Vácuo	60
3.5 Sugestão de Instrumentação e Controle para Bombas de Vácuo.....	63
4 IMPLEMENTAÇÃO DA PROPOSTA.....	68

4.1 Especificação dos Instrumentos Sugeridos.....	68
4.2 Instalação dos Instrumentos	68
5 RESULTADOS.....	71
5.1 Monitoramento das Variáveis após Instrumentação e Controle	71
5.2 Ganhos do Trabalho	75
5.2 Contribuição Financeira do Trabalho	78
6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS	80
6.1 Respostas aos Questionamentos da pesquisa.....	81
6.2 Trabalhos Futuros.....	83
REFERÊNCIAS.....	85
APÊNDICE A	87
História Mina Fábrica.....	87
APÊNDICE B	91
Publicações	91
APÊNDICE C	92
Artigo ISA@Montreal Symposium 2018.....	92

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

A instrumentação contida no sistema das bombas de vácuo na Usina de Pelotização da Vale em Mina Fábrica é extremamente defasada ou quase inexistente, onde os únicos instrumentos instalados são para medição das temperaturas de enrolamentos e rolamentos dos motores de acionamento. Pela lei da termodinâmica e pelo conhecimento empírico, é possível notar quais bombas realmente produzem trabalho, ou seja, executam sua função de maneira eficiente. Os sistemas de descarga relativos a estas bombas escoam água pelo vertedouro de saída em temperatura maior que a temperatura da água de entrada da bomba, facilmente perceptível até mesmo por contato das mãos. Desta forma, é possível afirmar que as bombas de vácuo podem estar funcionando sem exercer a função básica de gerar vácuo suficiente ou até mesmo prejudicar o sistema quando estão em funcionamento, causando baixa eficiência na geração de vácuo. Estes fatos comprovados empiricamente, induzem os operadores da sala de controle na unidade de estudo a inserir mais bombas de vácuo em funcionamento no sistema de Filtragem de minério, consumindo ainda mais energia elétrica, ou seja, tenta-se compensar a baixa qualidade do vácuo gerado, aumentando a quantidade das bombas de vácuo operando nesta etapa do processo. Além da instrumentação buscando conhecer as temperaturas de entrada e saída para assim descobrir se uma bomba está ou não gerando vácuo aceitável, este trabalho busca apresentar também as condições adequadas para formação ideal do selo de anel líquido de água dentro da bomba de vácuo, pois este é o ponto chave da geração de vácuo segundo seu princípio de funcionamento. Com estas faixas de trabalho conhecidas, pode-se explorar ao máximo a eficiência funcional das bombas, ou seja, permitir o funcionamento apenas da quantidade realmente necessária das bombas de vácuo para fornecer ao processo a pressão de vácuo desejada e retirar a umidade da polpa dentro dos padrões técnicos estabelecidos. Além da eficiência funcional das bombas, espera-se também o aumento da eficiência energética das mesmas, fornecendo a maior vazão de ar aspirado possível para produzir o maior volume de produção desta etapa de processo com um número menor de bombas e consequentemente reduzir o consumo de energia elétrica.

Este trabalho contribui com a engenharia existente e aplicada em bombas de vácuo reunindo as melhores práticas para maximizar a eficiência em bombas de vácuo ao mesmo

tempo que expõe contribuições do autor para cálculo de temperatura de vapor nas bombas de vácuo, estratégias de monitoramento, controle e possíveis melhorias que podem ser aprofundadas por trabalhos futuros a partir das conclusões e conhecimento adquirido nesta dissertação.

1.2 Motivação

A instrumentação em bombas de vácuo ainda é algo pouco explorado na maioria dos processos de minério de ferro. Em usinas de Beneficiamento que não possuem a Pelotização como cliente interno da cadeia produtiva, geralmente não se tem a preocupação rigorosa com a umidade do material devido a outras prioridades do processo e por esse motivo geralmente são encontradas bombas de vácuo de anel líquido em piores condições de trabalho. Já as usinas de Pelotização possuem um processo em cadeia, onde o produto da Filtragem é prontamente fornecido às etapas posteriores, assim chega rapidamente ao processo de Pelotamento e Queima no forno de grelha móvel. Porém, mesmo desejando bombas de vácuo eficientes para retirada de umidade do material e impedir distúrbios nos processos posteriores, as bombas dos processos de Pelotização também apresentam deficiência de instrumentação que podem e devem ser exploradas.

Outro fator relevante que motiva esta pesquisa é o desconhecimento das principais partes interessadas quanto ao funcionamento das bombas de vácuo de anel líquido. A inexistência de instrumentos e controle adequados se deve muito ao fato do público alvo não conhecer o que é correto ou não acontecer nestes equipamentos. O simples fato de uma bomba de vácuo estar em funcionamento não garante que esta esteja gerando vácuo, pois existem inúmeros fatores que podem impedir ou diminuir sua função no processo.

O gasto unitário de transformação da Pelotização de Fábrica é elevado quando comparado ao de outras Pelotizações principalmente devido a questões de tributação no estado de Minas Gerais, maior custo dos insumos, menor capacidade de produção e diversas outras questões que penalizam quando comparada à outras unidades. Pelo cenário de austeridade e mercado cada vez mais competitivo, ser resiliente e produzir mais utilizando menos recursos é uma necessidade cada mais cotidiana. Neste contexto gastar menos energia elétrica para produzir o maior volume de *pellet feed* possível, gastar menos com reformas de bombas de vácuo e seus componentes é algo que pode contribuir muito com a cadeia produtiva.

A capacidade de replicação dos resultados deste estudo é outro grande incentivador, pois as etapas de Filtragem das Usinas de Pelotização possuem inúmeras bombas de vácuo que possuem elevada potência de acionamento unitário, onde na Vale Brasil por exemplo, existem 11 Usinas de Pelotização. Ressaltando que mesmo as unidades da Vale que não possuem processo de Pelotização, geralmente possuem processo de Filtragem do minério de ferro, tornando extremamente viável para o negócio estimular práticas que podem ser replicadas nestes equipamentos de tamanha relevância energética.

1.3 Questionamentos da Pesquisa

O desenvolvimento deste trabalho busca responder as seguintes questões que eram desejadas respostas durante o decorrer da pesquisa:

- Questão 1: O que é uma bomba de vácuo de anel líquido eficiente?
- Questão 2: Quais os principais fatores que provocam perda de eficiência nas bombas de vácuo de anel líquido?
- Questão 3: Quais são os instrumentos recomendados para monitoramento e controle de uma bomba de vácuo de anel líquido?
- Questão 4: Qual a faixa de trabalho de temperatura de água de selagem ideal para o correto funcionamento das bombas de vácuo?

1.4 Escopo e Limitações

O escopo desta pesquisa limitou-se no estudo de eficiência das bombas de vácuo de anel líquido da unidade de Mina Fábrica. Portanto não foram feitas análises mais aprofundadas em outras unidades que possuem etapa de Filtragem. Além disso, a pesquisa teve algumas limitações, dentre as quais destaca-se:

- A instrumentação foi realizada em apenas uma das seis bombas de vácuo devido principalmente ao elevado investimento financeiro necessário para aplicação em todas as bombas de vácuo com recursos da própria gerência. A execução nas outras bombas de vácuo está planejada para acontecer nos anos de 2019 e 2020.

1.5 Organização do Texto

O texto da dissertação está organizado conforme se segue. No Capítulo 2 são apresentados o referencial teórico e científico necessário para compreensão do assunto abordado na dissertação. No capítulo 3 é abordado um aprofundamento analítico da etapa de Filtragem da Pelotização de Mina Fábrica. Já no Capítulo 4, são explicitados os instrumentos sugeridos bem como a implementação prática do trabalho. O Capítulo 5 apresenta os resultados das implementações sugeridas. Por fim, no Capítulo 6 é apresentada a conclusão e indicações de trabalhos para continuidade desta pesquisa.

2 REFERENCIAL TEÓRICO E FUNDAMENTAÇÃO CIENTÍFICA

2.1 Vale

Após muitos investidores internacionais adquirirem terras próximas a Itabira-MG, fundaram em 1909 a *Brazilian Hematite Syndicate* com objetivo de exploração deste mineral. Em 1911 um empresário dos Estados Unidos chamado Percival Farguhar comprou todas ações da *Brazilian Hematite Syndicate* e alterou seu nome para *Itabira Iron Ore Co.* Percival construiu um plano de exportar minério de ferro através dos navios que já traziam carvão de seu sindicato nos Estados Unidos, porém não conseguiu sucesso em seu plano por oposições políticas brasileiras da época. Após anos de debate sobre o plano de Farguhar, o então presidente Getúlio Vargas encampou as reservas de ferro daquela região e fundou no conturbado período da segunda guerra mundial a então Companhia Vale do Rio Doce em 1º junho de 1942 que se originou como empresa estatal na cidade de Itabira. A mineradora foi privatizada em 6 de maio de 1997 durante o governo de Fernando Henrique Cardoso e atualmente é denominada apenas pela marca Vale. A empresa possui mais de 119.000 empregados atuando em 26 países nos 5 continentes. Possui operações não apenas no mercado de minério de ferro, mas também nos segmentos de Carvão, Cobalto, Cobre, Ferroligas, Fertilizantes, Manganês, Níquel, Pelotas e PGM's (Platinum Group Metals). Segundo o relatório de referência 2016 (Exercício Social 31/12/2015) a empresa possui um patrimônio líquido de mais de 139 bilhões de reais e mais de 345 bilhões de reais em ativos. Conforme relatório de produção, em 2016 a empresa obteve sua produção recorde de 348,8 milhões de toneladas na produção de minério de ferro. Segundo este mesmo relatório, a produção de pelotas foi de 46,2 milhões de toneladas, ficando em linha com a produção de 2015. No Brasil a empresa atua em 14 estados com 154.000 empregados próprios e terceiros. Além de ser líder no mercado de minério de ferro no país, possui importantes operações nas áreas de Logística, Energia e Siderurgia.

2.2 Mina Fábrica

O Complexo Fábrica é constituído pelas minas de João Pereira, Segredo e recentemente pela mina da Bandeira. Localiza-se nos municípios de Ouro Preto e Congonhas (próxima a cidade de Congonhas), no quilômetro 598 da BR040, a 65 km de Belo Horizonte, na porção

Sudoeste do Quadrilátero Ferrífero. Na Figura 1 pode-se observar a formação do quadrilátero ferrífero e a localização de Mina Fábrica.

Figura 1 - Localização da Mina de Fábrica no Quadrilátero Ferrífero



Fonte: Apresentação interna para visitantes do Complexo de Mina Fábrica (2017)

No Apêndice A são apresentadas algumas curiosidades sobre a história de Mina Fábrica.

2.3 Processo de Pelotização

A segunda guerra mundial incidiu diretamente nas minas que tradicionalmente abasteciam os países industrializados. Esta incidência foi tão forte que a maior parte delas se esgotou por causa do rendimento que lhes exigiu. Nestas circunstâncias, para reconstrução do pós-guerra, criou-se um grande mercado de minérios de ferro, mas não havia minas. A solução encontrada pelos países industrializados foi inicialmente a procura de novas minas nos países não industrializados como: Brasil, Chile, Venezuela, Peru, África, Austrália e Canadá. Posteriormente, o foco seria o beneficiamento e concentração de minérios pobres para torná-los economicamente utilizáveis no alto-forno, para obter materiais com qualidades superiores aos minérios naturais.

Quando se iniciou o período do pós-guerra, qualquer minério tinha mercado. Mas, à medida que avançava a recuperação, começou a exploração de novos minérios que tinham de competir em qualidade entre eles. Paralelamente, houve expansão da indústria siderúrgica,

apoiada pela introdução de novas técnicas, como também pelo desenvolvimento de processos visando obter maior produtividade operacional. Esta maior produtividade pôde ser obtida nos altos-fornos, observando-se que os mesmos marchavam com melhor rendimento, à proporção que se condicionava mais racionalmente sua carga. A observância desta prática permite trabalhar-se com menor consumo de combustível sólido, obtendo-se, ao mesmo tempo, maior produção diária.

De acordo com Borim (2000), para suprir a crescente necessidade da Indústria Siderúrgica e a utilização de minérios com baixo teor de ferro, desenvolveram-se pesquisas no setor de aglomeração, aperfeiçoando os métodos de sinterização e pesquisando outros processos como a Pelotização. A aglomeração começou a ser pesquisada seriamente nos Estados Unidos, Suécia e Alemanha desde 1912 a 1951. Em 1951 começou a primeira operação comercial de pelotização com a instalação das usinas de RESERVE MINING e ERIE MINING, nos Estados Unidos. No Brasil, a Companhia Vale do Rio Doce (CVRD) foi a pioneira, pois entrou no comércio de pelotas em 1969/70.

São três os processos de pelotização: Forno Vertical, Forno Rotativo com grelha móvel e Grelha Móvel. Ao considerar todos os aspectos, pode-se afirmar que o processo de Grelha Móvel, forno utilizado na Usina de Pelotização de Fábrica, apresenta algumas vantagens significativas.

Segundo Borim (2000), a aceitação das pelotas é tão grande na siderurgia, que estão sobrepondo aos minérios de ferro naturais. As pelotas garantem uma uniformidade física e química na composição da carga do alto-forno, aumentando o teor de ferro por metro cúbico de forno, ao substituir minérios de baixo teor de ferro por pelotas de mais de 65% de ferro. Isto faz com que o calor que antes se empregava para formar escórias, se utiliza agora para fundir ferro, conseqüentemente, diminuindo o consumo de combustível. A uniformidade de tamanhos, a ausência de finos e a sua forma esférica, permitem uma melhor permeabilidade à passagem de gases através da coluna do alto forno. As pelotas se reduzem mais rápida e facilmente que o minério natural, devido a sua estrutura que tem micro porosidade e composição química uniforme. A resistência das pelotas ao manuseio diminui a formação de finos, reduzindo as perdas.

O processo de Pelotização consiste basicamente em reunir partículas de minério de ferro em esferas de tamanhos predeterminados, chamadas “Pelotas”. Nunes (2004), define pelotas como bolas produzidas de concentrados e minérios de ferro de diferentes composições químicas

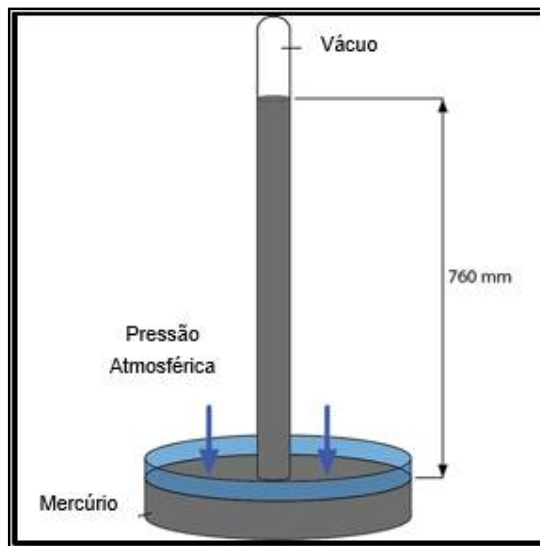
e mineralógicas, com propriedades tais como: distribuição uniforme de tamanho, grande concentração de ferro, alta porosidade, praticamente sem perdas ao fogo, com uniformidade mineralógica, com alta e uniforme característica mecânica e baixa tendência à abrasão.

O processo de Pelotização da Usina de Fábrica não possui etapa de Prensagem normalmente utilizada em outras Pelotizações. O processo é iniciado na etapa de Moagem onde a polpa de minério recebida pela Usina de Concentração passa pelo processo de cominuição dos moinhos de bola juntamente com o combustível sólido (coque ou antracito, que auxilia na combustão interna da pelota) e calcário (utilizado para corrigir basicidade da pelota) para reduzir a granulometria do material em até três vezes. Posteriormente, a polpa de minério é transportada para a etapa de Filtragem para retirada da parcela sólida do material através dos filtros de disco a vácuo. Em seguida, este material é transportado para a etapa de Mistura, onde são adicionados proporcionalmente bentonita (aglomerante na formação de pelotas), soda cáustica (possui a função de potencializar a ação aglomerante da bentonita) e finos de particulados (material recolhido dos precipitadores eletrostáticos no processo de Queima e Peneiramento) para se misturarem através dos misturadores rotativos. Logo após este material é direcionado à fase de Pelotamento, onde a pelota ganha forma esférica devido a rotação dos chamados tambores de pelotamento que são uma particularidade desta unidade de Pelotização da Vale, pois em todas as outras unidades são utilizados discos de pelotamento. Em seguida as chamadas “pelotas verdes” são levadas ao forno de grelha móvel para endurecimento e ganhar resistência física necessária para as etapas posteriores através do aquecimento em até 1300°C pela ação de óleo ou gás natural com auxílio dos ventiladores de processo que realizam um fluxo organizado de gases de modo a proporcionar a queima de pelotas com reaproveitamento de energia térmica. Na etapa seguinte à queima, as chamadas “pelotas queimadas” passam pelo processo de Peneiramento que consiste em classificar as pelotas quanto a sua granulometria para entregar ao processo posterior apenas as pelotas dentro dos parâmetros aceitáveis através da ação das peneiras vibratórias. Como última etapa do processo de Pelotização, as pelotas queimadas já classificadas e apresentando granulometria adequada, passam pelo processo de Empilhamento que basicamente consiste no transporte das pelotas queimadas do Peneiramento até o pátio de pelotas, prontas para serem vendidas aos clientes internos e externos.

2.4 Vácuo

Vácuo é uma palavra derivada do latim *vacuus* que significa vazio. Segundo Gama (2002), vácuo é um assunto que, desde que o homem adquiriu a faculdade de refletir sobre o mundo que o rodeia, tem fascinado os filósofos e cientistas. Desde o tempo de Aristóteles tem-se a noção de que o vácuo é uma impossibilidade lógica. Esta ideia permaneceu aceita desde o tempo dos gregos até meados do século XVII, por aproximadamente 1600 anos, quando Evangelista Torricelli realizou sua famosa experiência de emborcar um tubo de vidro cheio de mercúrio em um recipiente também contendo mercúrio em 1643, e observou uma coluna de aproximadamente 760 mm sustentar-se. Esta experiência demonstrada na Figura 2 é um marco porque mostrou, pela primeira vez, que poderia haver um espaço "vazio" acima da coluna de mercúrio e este vácuo impedia a transmissão de som, mas permitia a passagem da luz e da atração magnética. Além disso, foi prova indiscutível de que o mar de ar que forma a nossa atmosfera exerce uma pressão, que poderia ser medida através da altura da coluna de mercúrio, o que foi magistralmente mostrado por Pascal e seu cunhado Perier ao levar um sistema de Torricelli ao pico de uma montanha, anotando a variação da altura da coluna.

Figura 2 - Representação da medição de vácuo de Torricelli



Fonte: Adaptação de www.estgv.ipv.pt/PaginasPessoais/fmartins/Aluno/Hidrostatica (2017)

Ainda segundo Gama (2002), o sistema Torricelliano também constituiu a primeira bomba de vácuo, de um único movimento, e foi aperfeiçoada mais tarde, resultando na chamada bomba de Sprengel. Esta bomba através de Otto von Guericke na Alemanha realizou experimentos utilizando uma bomba d'água adaptada para esvaziar um barril de água. Guericke

modificou a bomba para a retirada de ar do barril, mas a impossibilidade de vedação levou-o a usar hemisférios de cobre selados com tiras de couro (molhadas com mistura à base de cera). Com isso, von Guericke demonstrou a possibilidade de usar vácuo para exercer grandes forças, como espetacularmente demonstrado pelo seu famoso experimento dos hemisférios de Magdeburgo, em 1654, em que duas pares de oito cavalos não foram capazes de separar dois hemisférios de diâmetro de 119 cm. Von Guericke aperfeiçoou a bomba mecânica de vácuo, melhorando sua vedação, aperfeiçoando a válvula de saída (cujo esquema ainda é usado hoje, substituindo água por óleo) e diminuindo o espaço morto no corpo da bomba. Desenvolvimentos posteriores seguiram a trajetória de aperfeiçoar o esquema de von Guericke, que se estendeu até o final do século XIX, seguido de um retorno ao conceito Torricelliano de bombas de "pistão" líquido de mercúrio, seguido do aparecimento das bombas mecânicas rotativas, e de adaptações de bombas de jato de vapor, turbo-mecânicas e finalmente bombas baseadas em ionização, combinação química, adsorção e adsorção criogênica.

O desenvolvimento das bombas de vácuo levou ao correspondente desenvolvimento de medidores de vácuo. O primeiro deles foi a própria coluna de mercúrio de Torricelli (desenvolvida por Boyle ao redor de 1660) capaz, com adaptação de verniers ou sistemas ópticos, de medir pressões com precisão de 0,001 mmHg. Em seguida, em 1874, H. G. McLeod introduziu o medidor, no qual se comprime um grande volume de gás a baixa pressão no pequeno volume de um capilar, e utilizando a lei de Boyle, pode determinar, com precisão, a pressão inicial do gás. Posteriormente vieram os medidores baseados em viscosidade dos gases em 1897, medidores baseados em condutividade térmica dos gases em 1906, medidores radiométricos por Knudsen em 1910, medidores de catodo quente em 1916 e medidores de catodo frio em 1937. Junto ao desenvolvimento de bombas e medidores de vácuo houve a necessidade de desenvolvimento dos componentes de vácuo onde o mais importante deles certamente foram os elementos de vedação.

Coloca-se abaixo o Quadro 1 pontuando os principais marcos do desenvolvimento científico e tecnológico de vácuo:

Quadro 1 - Cronologia histórica do vácuo

ANO	AUTOR	DESCOBERTA
1643-44	Evangelista Torricelli	Experimento da coluna de mercúrio
1650	Blaise Pascal	Variação da altura da coluna de mercúrio com a altura
1654	Otto von Guericke	Bomba mecânica de pistão, hemisférios de Magdeburgo
1662	Robert Boyle, E. Mariotte	Lei da pressão e volume de gases ideais
1712	Thomas Newcomen	Bomba de água à base de vapor d'água
1775	A. L. Lavoisier	Ar atmosférico como mistura de nitrogênio e oxigênio
1783	Daniel Bernoulli	Teoria Cinética dos Gases
1802	J. A. Charles, J. Gay-Lussac	Lei do volume e temperatura dos gases ideais
1811	Amedeo Avogadro	Número de Avogadro
1846	Isambard Brunel	Trem de propulsão atmosférica (vácuo)
1852	W. R. Grove	Primeira observação de evaporação catódica (sputtering)
1855/6	Geissler & Töpler	Bomba de vácuo com coluna de mercúrio alternante
1865/7	Sprengel	Bomba de vácuo por gotejamento de mercúrio
1874	H. G. McLeod	Medidor de vácuo por compressão de gás
1879	T. A. Edison	Lâmpada incandescente de filamento de carbono
1879	W. Crookes	Início do estudo de descargas elétricas em gases rarefeitos
1880	Elster & Geitel	Observação de emissão termo-iônica
1881	J. van der Waals	Equação de estado de gases reais
1883	Wroblewski & Olszewski	Liquefação de oxigênio e nitrogênio
1892	James Dewar	Recipiente de paredes duplas com vácuo neste espaço (dewar)
1892	James Dewar	Sugestão de bomba de vácuo por adsorção em carvão crio-resfriado
1895	W. K. Röntgen	Descoberta dos Raios X
1902	A. Fleming	Invenção do diodo a vácuo
1903	Siemens-Schuckert	Primeiras bombas de vácuo de anel líquido
1904	Arthur Wehnelt	Catodo com óxido para emissão termo-iônica de elétrons
1905	Wofgang Gaede	Bomba de vácuo rotativa de mercúrio
1906	Marcelo Pirani	Medidor de vácuo por condutividade térmica
1907	Lee De Forest	Válvula triodo a vácuo
1909	W. D. Coolidge	Metalurgia do pó de tungstênio, lâmpada com filamento de W
1909	M. Knudsen	Descrição do movimento molecular dos gases
1913	W. Gaede	Sugestão de Bomba de vácuo por arraste molecular
1915	W. Gaede	Sugestão de Bomba de vácuo difusora (mercúrio)
1915	Irving Langmuir	Lâmpada incandescente com gás inerte
1916	Irving Langmuir	Bomba de vácuo por condensação (mercúrio)
1916	O. E. Buckley	Medidor de ionização de catodo quente
1917	W. W. Crawford	Primeira bomba de vácuo difusora realmente operacional
1923	F. Holweck	Bomba molecular (cilindro liso e carcaça tipo rosca variável)
1935	W. Gaede	Bomba mecânica com "gas balast" (lastro de gás)
1936	K. Hickman	Bomba difusora de óleo

1937	F. M. Penning	Medidor de ionização de catodo frio
1943	M. Siegbahn	Bomba molecular (disco liso e carcaça tipo rosca variável dupla)
1950	R. T. Bayard, D. Alpert	Medidor de ionização de catodo quente para ultra alto vácuo
1952	P. della Porta	Desenvolvimento do primeiro anel aprisionador de liga de Ba (getter ring)
1953	H.J. Schwartz, R.G. Herb	Bomba de vácuo iônica
1956	W. Becker	Bomba turbomolecular (Arthur Pfeiffer GmbH)
1958	L. D. Hall	Bomba por evaporação catódica (diode sputter-ion pump)
1959	W.E. Gifford, H.O. McMahon	Máquina de refrigeração criogênica Gifford-McMahon (GM)
1962	P. della	Porta Bomba de aprisionador não evaporável (Nonevaporable Getter Pump)
1964	G. Kippling	Bomba criogênica de fluxo contínuo
1965	R. A. Douglas	Bomba de evaporação iônica tipo "Orbitron"
1966	W. E. Gifford	Bomba criogênica à base da máquina de refrigeração GM

Fonte: Adaptado GAMA (2002)

Segundo GAMA (2012), denomina-se vácuo à região do espaço em que a pressão é menor que a pressão atmosférica. O gás mais comumente tratado é o ar e o comportamento deste gás pode ser descrito pela equação de estado dos gases perfeitos, ou seja:

$$P * V = n * R * T \quad (1)$$

Além de gases (ar, na maioria das vezes), uma câmara de vácuo pode conter também outros gases que denominamos vapores. Este termo refere-se a um gás real que está abaixo de sua temperatura crítica. Quando temos uma substância líquida ou sólida, algumas das moléculas próximas à sua superfície possuem energia cinética suficiente para escapar para a atmosfera circundante, passando a formar um gás de moléculas ou átomos da substância. Aumentando a temperatura facilita-se sobremaneira este processo. Sistemas de vácuo podem conter vapores saturados e não saturados, e estes vapores mudam de estado de acordo com as condições de pressão, volume e temperatura do sistema de vácuo. Podemos dizer então:

- ✓ Qualquer superfície líquida dentro do sistema de vácuo é uma fonte de vapor, e, tanto quanto qualquer líquido permaneça no sistema, a menor pressão que se consegue atingir é a pressão de vapor deste líquido para a temperatura do sistema. Por exemplo, à temperatura ambiente a presença de água limita a pressão a 17 torr, enquanto que o mercúrio limita a pressão a 10,3 torr. Isto também é verdade para sólidos, e por isso os materiais de construção de câmaras de vácuo e seus componentes devem ter pressões de vapor consistentes com a mínima pressão desejada no sistema de vácuo.

- ✓ Se o vapor existente em um sistema de vácuo é comprimido como resultado de bombeamento ou medida de vácuo ou outras operações feitas no sistema, a sua pressão aumentará apenas até atingir o valor da pressão de vapor correspondente à temperatura do sistema. A partir daí ele condensará, e isto poderá ser prejudicial para as bombas de vácuo, ou levar a medidas incorretas de pressão do sistema.
- ✓ O abaixamento da temperatura do sistema, ou de uma parte dentro dele, reduzirá substancialmente a pressão de vapor dos gases presentes no sistema. Este fato é usado para a construção de armadilhas de nitrogênio líquido, anteparos refrigerados e bombas criogênicas.

Outra questão muito utilizada nos cálculos de sistemas a vácuo é o conceito de pressão absoluta. Para se entender o conceito de pressão absoluta é necessário entender os conceitos de pressão barométrica e pressão manométrica.

A pressão barométrica ou atmosférica é a força que o ar exerce sobre a superfície de contato ou também pode ser definida como o “peso” por unidade de área da coluna de ar acima desta posição. Como comentado anteriormente, Torricelli mediu este “peso” pela primeira vez em 1643. A medida que a altitude aumenta, diminui a pressão atmosférica e também a densidade do ar visto que este é compressível, contribuindo ainda mais para redução da pressão atmosférica. A pressão atmosférica não varia apenas com variações verticais, mas também com variações horizontais. Esta variação é decorrente principalmente da variação da densidade do ar. O fator que mais contribui para variação da densidade do ar é a relação de ar e vapor d’água pois o peso molecular médio da água é de 18,016kg/mol e do ar é de 28,87kg/mol, ou seja, uma massa de ar mais úmida exerce menos pressão comparando uma massa de ar mais seca à mesma temperatura e volume. Segundo estudo do Departamento de Geografia da Universidade de São Paulo, GALVANI (2014), a pressão atmosférica durante o dia oscila entre dois máximos (10h00 e 22h00) e dois mínimos (04h00 e 16h00) em regiões tropicais. Essa variação é devida à atração gravitacional da lua. Estes fenômenos podem ser facilmente percebidos pela variação das marés e segundo este mesmo trabalho, existe também a variação na parte sólida do planeta que pode ser elevada em até 45cm nas fases de lua cheia e nova, não sendo percebida porque tudo ao redor da superfície também é elevado. Estas fases da lua exercem maior intensidade sobre as marés e as partes sólidas do planeta devido a soma das ações gravitacionais da lua e do sol por estarem praticamente alinhados. Para ser medida a pressão barométrica são utilizados barômetros, como por exemplo o barômetro de mercúrio de Torricelli.

A pressão manométrica para pressões positivas ou vacuométricas para pressões negativas, também chamadas de pressões relativas, são as pressões medidas em relação à atmosfera local. A base para um vacuômetro ou manômetro indicar zero é estar sobre ação da atmosfera local mesmo que em altitudes diversas, ou seja, a altitude não é levada em consideração para estes instrumentos.

A pressão absoluta é a soma das pressões relativa e barométrica, pois determina a pressão utilizando como referência o vácuo absoluto.

$$P_{abs} = P_{rel} + P_{atm} \quad (2)$$

Muitos fenômenos da natureza são explicados pela ação do vácuo, como por exemplo as sequoias gigantes da Califórnia que atingem mais de 100m de altura. Segundo Rebelo (1993), o transporte da seiva não ocorre por arraste ou movimentos peristálticos e sim por pressões negativas nas colunas capilares que podem atingir -8 a -10atm.

O teste de vazamento, como é usualmente denominado o teste de estanqueidade, não é somente aplicável a sistemas de vácuo, mas também a uma ampla gama de produtos industriais, como vasos de pressão para gases e líquidos, refrigeradores e freezers, produtos especiais como relês, termostatos e componentes eletrônicos. Por vazamentos em sistemas de vácuo entendemos a entrada de ar na câmara através de um pequeno orifício na parede, de uma pequena fenda ou trinca em alguma junta soldada, ou de um risco radial na superfície de um flange, ou em um canal de anel de vedação ou qualquer outro ponto que possa permitir a tentativa do ar atmosférico equalizar a pressão com o meio interno que se deseja o vácuo.

Podemos ter também conjuntos de poros, denominados porosidade, originária de processos de manufatura ou de oxidação na soldagem dos materiais da câmara. Estes caminhos de penetração do gás externo na câmara podem ser pequenos, quando o fluxo de gás é pequeno, ou vice-versa. O fato de uma câmara possuir vazamentos não a torna, necessariamente, imprestável para ser usada como câmara de vácuo. A decisão de usá-la ou não vai depender da pressão de trabalho e do processo a ser realizado nesta câmara. No entanto, o vazamento impede de atingir-se a pressão de trabalho, ou faz que o tempo para alcançar esta pressão fique muito grande, e se o processo a se realizar na câmara é afetado pela contínua entrada de gás e umidade, então é imperativo localizar-se e sanar-se o vazamento. Existem detectores de vazamento de vários tipos como espectrômetros de massa, gases halógenos e medidores de vácuo.

Em Mina Fábrica o teste de estanqueidade é realizado através da injeção de água em todo o sistema de vácuo. Quando detectados pontos de vazamentos, em que estes proporcionam

entrada de ar falso quando a Filtragem está em regime de produção, são sanados tão logo seja possível para eliminar perdas por estas falhas. Seguem imagens na Figura 3 de um teste de estanqueidade realizado nesta unidade de estudo evidenciando furo em tubulação de vácuo, falhas na vedação no filtro de disco e vaso separador de filtrado respectivamente. O teste quinzenal é realizado sistematicamente com acompanhamento das partes interessadas em todo o sistema de vácuo e assim corrigidos os pontos detectados imediatamente ou programadas atividades com os recursos necessários para eliminação do vazamento.

Figura 3 - Vazamentos em tubulação de vácuo, filtro de disco e vaso separador de filtrado



Fonte: Fotografias na unidade da Vale de Mina Fábrica retiradas pelo autor da dissertação

Existem muitos medidores de pressão como por exemplo Bourdon, diafragma, tubo em “u”, diferencial, tubo inclinado, medidor McLeod e outros. Alguns medidores como manômetros de líquido medem diretamente esta pressão de vácuo e por isso são chamados de medidores diretos. Em contrapartida, medidores de membrana capacitiva medem indiretamente esta pressão de vácuo e por isso são chamados de medidores indiretos. A Figura 4 apresenta um comparativo entre alguns medidores.

Figura 4 - Tipos de medidores de pressão pela propriedade física

<i>Propriedade Física Envolvida</i>	<i>Tipo de Medidor</i>		<i>Tipo de Pressão</i>
Pressão exercida pelo gás	Mecânico	Bourdon	Total, independente do tipo de gás
		Diafragma	
	Coluna líquida	Tubo em U	
		Tubo inclinado	
		Diferencial	
	Compressão de gás	Medidor McLeod	Parcial, não condensável
Viscosidade do gás	Medidor por decremento		Total; depende da natureza do gás
	Girante		
	Medidor por Ressonância		
Taxa de transferência de momentum	Radiômetro, medidor de Knudsen		Total; aproximadamente independente da natureza do gás
Condutividade térmica	Medidor Pirani		Total; depende da natureza do gás
	Medidor de Termistor		
	Medidor de Termopar		
Ionização	Tubo de descarga		Total; depende da natureza do gás
	Medidor de catodo quente		
	Medidor de Bayard-Alpert		
	Medidor tipo extrator ou supressor, Medidor de Helmer		
	Medidor Defletor, Magnetron		
	Medidor Penning (catodo frio)		
	Medidor magnetron invertido		
	Medidor de Redhead		
	Medidor Alphasatron		
	Analísadores de pressão parcial		Parcial

Fonte: GAMA (2002)

2.5 Filtragem do Minério de Ferro

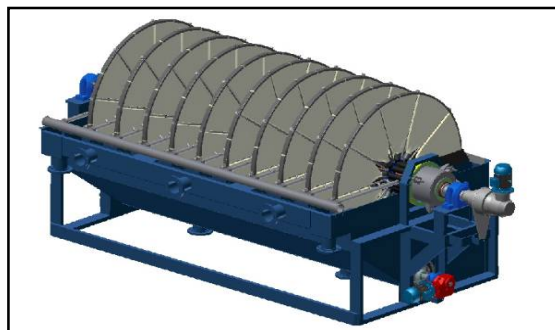
Uma das etapas de Pelotização conforme mencionado anteriormente é a Filtragem, que é responsável basicamente por receber a polpa de minério de ferro do processo de Moagem, retirar a parte sólida desta polpa com umidade dentro dos padrões técnicos aceitáveis e fornecer este material sólido para a etapa posterior do processo de Pelotização, chamada Mistura.

Segundo CHAVES (2013), Filtragem é a operação unitária de separação dos sólidos contidos numa suspensão em um líquido, mediante a passagem do líquido através de um meio

poroso, que retém as partículas sólidas. Este mesmo autor define o líquido que atravessa o meio poroso como “filtrado” e os sólidos retidos, de “torta”.

O material recebido nos tanques de polpa da Filtragem é direcionado para os Filtros de Disco a Vácuo (Figura 5), que são os responsáveis pela segregação entre o material filtrado e a água deste material. Já na bacia dos filtros de disco, a polpa é homogeneizada por um agitador de pás rotativas horizontal localizado na parte mais baixa da bacia dos filtros de disco para evitar que o material decante e seja uma mistura mais homogênea possível. Os discos do filtro de disco são compostos por setores revestidos de tecidos filtrantes. A união de todos os setores que possuem formato semelhante a um pedaço de pizza constitui o disco de setores e a união de todos os discos sustentados pela árvore do disco constitui o chamado filtro de disco. Estes discos, quando mergulhados na polpa sofrem em seu interior a ação do vácuo gerado nas bombas de vácuo, causando agregação de material sólido nas paredes externas dos tecidos filtrantes. Em movimento de giro do disco, os setores ao saírem de dentro da bacia, ainda com material agregado nos tecidos, continuam sob a ação do vácuo, permitindo que seja retirada maior parte de água, deixando apenas a “torta” de minério de ferro. Esta torta já formada no setor, ao passar pela zona de descarga, através de um sensor indutivo que aciona uma válvula solenóide de sopro, permite a liberação de ar comprimido para o interior dos setores na zona de descarga. Desta forma, este “ar de sopro” desprende o material sólido produzido pelo filtro agregado em sua parede externa, que por sua vez é direcionado para a etapa de Mistura através dos transportadores de correia localizados logo abaixo dos filtros de disco.

Figura 5 - Filtro de disco rotativo a vácuo



Fonte: www.vlc.com.br (2017)

Segundo Meyer (1980), a Filtragem do minério de ferro por filtros de disco é uma das mais utilizadas e recomendadas no processo de Pelotização. Os filtros de disco rotativos conseguem em pouco espaço de instalação obter grandes áreas de filtração através de sua

formação em formato de árvore para captura de material nos tecidos filtrantes dos discos em ambos os lados. Conforme Leite (2011) os filtros de disco a vácuo são os filtros mais utilizados na indústria de bens minerais brasileira, por apresentarem baixos custos de instalação e manutenção. Apesar disso, o sistema de vácuo desses filtros de grande porte necessita de bombas de vácuo com potências elevadas, construções robustas e espaço de ocupação destas relativamente elevado. Isso aumenta muito o custo operacional destas instalações, especialmente se o beneficiamento não ocorrer em escala de milhões de toneladas por ano.

Na etapa de Filtragem existem variáveis que influenciam diretamente no rendimento desta fase do processo de Pelotização, dentre as quais destacam-se:

- ✓ Densidade da polpa: A densidade do material deve estar dentro dos padrões mínimos estabelecidos pois uma densidade muito baixa implica em funcionar mais filtros de disco que o necessário para extrair uma mesma produção de *feed* que um número mínimo de filtros renderia. Este fato por exemplo, implica em funcionar mais bombas de vácuo e assim consumir mais energia elétrica. Baixas densidades também aumentam o tempo de formação. A densidade desejada para alimentação da Filtragem nesta unidade de estudo é de 2,03t/m³ a 2,05t/m³.
- ✓ Granulometria: A granulometria do material sólido presente na polpa também deve atender padrões mínimos de especificação para melhor rendimento da Filtragem. Maiores granulometrias de material exigem maior esforço para agregação nos tecidos das paredes externas dos setores e conseqüentemente necessidade de funcionamento do número adicional de bombas de vácuo e assim consumindo mais energia elétrica. Na unidade de estudo a granulometria desejada abaixo de 0,045mm é de 80%.
- ✓ Superfície específica ou blaine: A superfície específica é definida como a área superficial de uma unidade de peso de *pellet feed* moído, e é comumente expressada em cm²/g. A área superficial de interesse neste caso é exclusivamente composta pela soma das áreas superficiais externas de cada partícula que constitui o *pellet feed* moído. Esta variável é conhecida através de testes laboratoriais horários nesta unidade através de métodos diretos como o método de Blaine. A resistência da pelota verde é diretamente proporcional à superfície específica do *pellet feed*. Por outro lado, variando a superfície específica, necessitamos de diferentes quantidades de água para manter uniforme o tamanho da pelota. A relação entre umidade e superfície específica deve ser a menor possível a fim de melhorar o pelotamento e a secagem no forno. Esta relação deve ser

tal que corresponda a valores acima do mínimo que a resistência da pelota crua possa obter, sem prejuízo do processamento durante o seu transporte e sua secagem. A faixa desejável nesta unidade varia de 1600 cm²/g a 1800 cm²/g.

- ✓ Velocidade de rotação dos filtros de disco: Os acionamentos dos filtros de disco desta unidade possuem inversores de frequência. Desta forma, é possível variar sua rotação de acordo com o desejado e assim atingir a espessura de torta ideal para que esta etapa de Filtragem produza um maior volume de material. Desejáveis rotações nesta unidade de 0,70 rpm a 1,00 rpm nos filtros de disco.
- ✓ Nível de polpa na bacia: A alimentação da bacia dos filtros pode variar devido à alimentação de polpa ou até do próprio rendimento do filtro. Esta variação pode permitir que o nível de polpa na bacia abaixe de modo que os setores quando mergulhados, não estejam totalmente imersos nesta polpa. A agregação da parte sólida do material ocorre apenas na área mergulhada, sendo assim, a área não imersa na polpa captura um volume muito maior de ar do ambiente para o interior do setor pela ação do vácuo do processo que uma área que estivesse com polpa agregada. Esta facilidade na entrada de ar no interior dos setores causa a chamada “entrada de ar falso” tornando a pressão de vácuo mais positiva e assim prejudicando os patamares de pressão de vácuo aceitáveis. Para esta operação unitária de Filtragem não existe controle de nível de bacia, pois o filtro trabalha sempre transbordando polpa, objetivando que o setor esteja sempre totalmente mergulhado na polpa, ou seja, é sempre desejado nível máximo nas bacias dos filtros. O transbordo de polpa é direcionado por mangotes através da ação da gravidade para os tanques de recebimento de polpa da Filtragem.
- ✓ Pressão de sopro: A pressão do ar de sopro é uma variável que também deve ser monitorada pois uma pressão abaixo do especificado impede que o material agregado nos setores seja expulso totalmente, mergulhe novamente dentro da bacia e assim reduz a produtividade. Já uma pressão acima do especificado pode diminuir a vida útil e até rasgar os tecidos filtrantes, permitindo a entrada de “ar falso” no sistema de vácuo e dificultando a retirada de água da torta. Atualmente o sistema de ar de sopro é controlado por um cavalete de controle possuindo uma válvula reguladora de pressão auto pilotada. A pressão de sopro desejável varia de 1,8 kgF/cm² a 2,2 kgF/cm².
- ✓ Sólido filtrado: Esta variável de controle é obtida através de análise laboratorial horária. Consiste em retirar uma amostra da água descartada no processo de separação de sólido

da polpa de minério nos filtros de disco e medir a quantidade de partículas sólidas em gramas por litros de água na descarga da perna barométrica. Um valor além do especificado significa que existe a entrada de partículas sólidas através da aspiração e que provavelmente significa rasgos em tecidos filtrantes. Esta variável permite evidenciar estas possíveis entradas de ar falso nos tecidos filtrantes e que permitem também a entrada de partículas sólidas de minério de ferro. Desejável um percentual máximo nesta unidade de estudo de 5 g/l.

- ✓ Pressão de vácuo: É a pressão negativa ou depressão provocada nos filtros de disco a vácuo gerada a partir da aspiração de ar oriunda das bombas de vácuo. Esta é uma das variáveis mais importantes do processo de Filtragem, pois uma pressão de vácuo dentro dos valores de especificação do processo permite produzir o volume de material necessário dentro da faixa de umidade aceitável para os processos posteriores. Pressão de vácuo além do limite mais negativo de especificação significa gastar mais energia elétrica neste processo desnecessariamente e uma pressão de vácuo além do limite menos negativo de especificação, ou seja, pressão mais positiva, pode significar a retirada da parte sólida da polpa de minério com percentuais de umidade além dos estabelecidos e assim prejudicar as etapas de Pelotização posteriores. Desejável uma pressão de vácuo nesta unidade de estudo de -480 mmHg a -530 mmHg.
- ✓ Umidade: A umidade do material resultante da etapa de Filtragem, também chamado de *filter cake*, é o resultado da eficiência do processo de Filtragem. Esta variável é medida atualmente através de análise laboratorial realizada de duas em duas horas a partir de amostra de material coletado. Umidade fora dos parâmetros aceitáveis afetam a formação de pelotas no processo de Pelotamento. Excesso de umidade também contribui negativamente no processo de queima sendo algo indesejado, pois torna-se necessário gastar mais energia térmica que nos dias atuais possui o gás natural como insumo mais caro no processo de Pelotização. A umidade aceitável na Filtragem de Mina Fábrica é 10,6% a 10,9%.

2.6 Bombas de Vácuo de Anel Líquido

As primeiras bombas de anel líquido datam de 1903, quando uma patente foi concedida na Alemanha para a Siemens-Schuckert. A patente para bombas de vácuo de anel líquido e

compressores, foi concedida a Lewis H. Nash em 1914. Eles foram fabricados pela Nash Engineering Company em Norwalk, CT. Por volta da mesma época, na Áustria, a patente foi concedida à Siemens-Schuckertwerke para uma bomba de vácuo de anel líquido semelhante.

As bombas de vácuo de anel líquido são máquinas de um ou dois estágios que circulam líquido em seu interior no formato de anel para conduzir gases e vapores formando vácuo através de aspiração. Na unidade de Pelotização deste estudo, como na maioria dos processos de Filtragem de minério de ferro atuais, são utilizadas bombas de vácuo de anel líquido de um estágio, ou seja, os dois dutos de aspiração estão conectados em paralelo ao duto principal de vácuo do sistema e o rotor é composto de duas partes em geometria simétrica. Na Figura 6 é apresentada uma bomba de vácuo deste modelo.

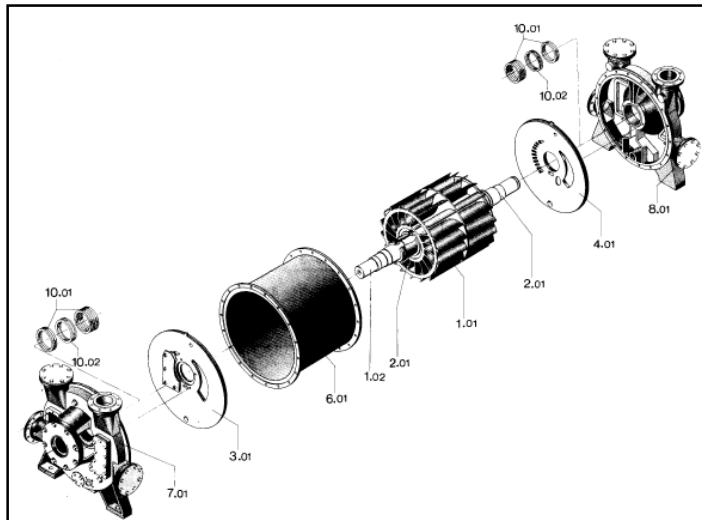
Figura 6 - Bomba de vácuo de anel líquido



Fonte: www.directindustry.com (2017)

Os principais componentes da bomba de vácuo responsáveis pela geração de vácuo são a câmara de vácuo, cilindro ou carcaça, as placas dos cabeçotes e o rotor ou também chamado de turbina em algumas literaturas. Alguns modelos utilizam cones ao invés de placas de vácuo. Uma visão explodida da bomba de vácuo com placas é ilustrada na Figura 7.

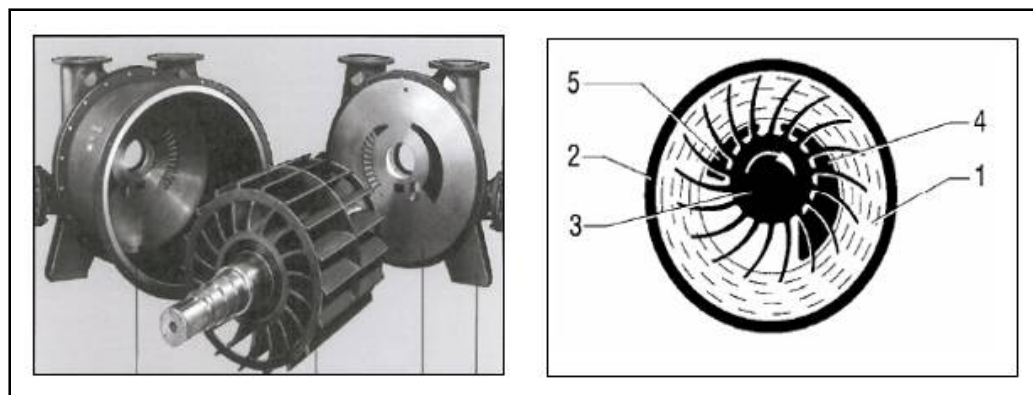
Figura 7 - Vista explodida de uma bomba de anel líquido por placas de vácuo



Fonte: Manual bomba de vácuo Nash 2BE1703

Conforme mostrado através da Figura 8, na câmara de vácuo (2) o eixo excêntrico (3) gira envolto pelo anel de água (1) aspirando o ar de processo pelo orifício de sucção dos cabeçotes (4) e comprimindo este mesmo ar para a descarga da bomba de vácuo (5). As placas dos cabeçotes são instaladas nas duas extremidades da bomba, pois existem duas aspirações e duas descargas de ar (uma em cada extremidade). O rotor possui uma repartição de disco separando ao meio as palhetas do mesmo e desta forma permitindo a aspiração e descarga da bomba em suas extremidades.

Figura 8 - Detalhe carcaça, rotor e cabeçote da bomba de vácuo

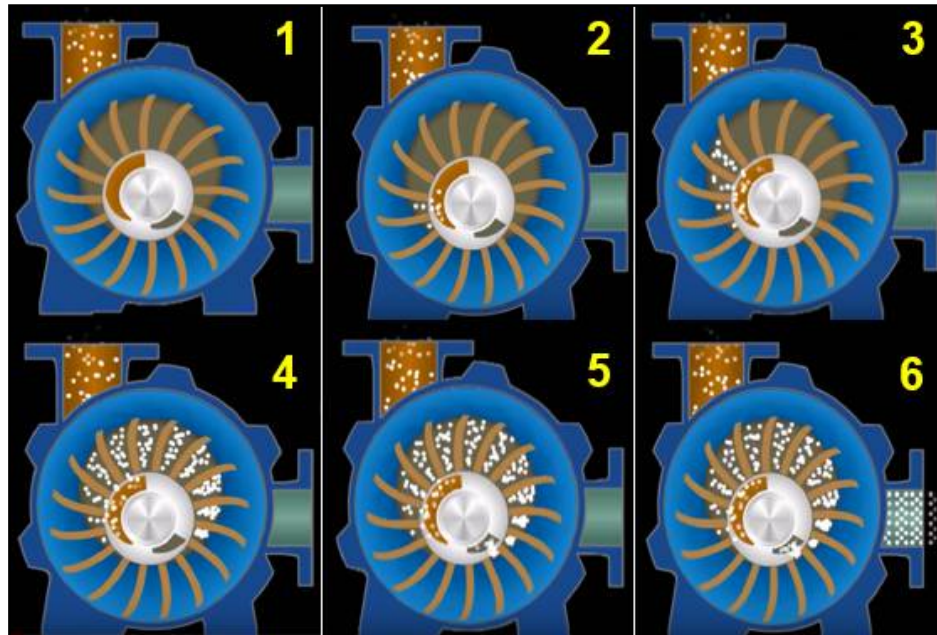


Fonte: Manual bomba de vácuo Siemens Modelo Elmo-F

Conforme a Figura 9, no interior da bomba de vácuo de anel líquido, o rotor em movimento de rotação encontra-se em posição excêntrica em relação à uma câmara cilíndrica chamada de corpo da bomba de vácuo, carcaça ou cilindro. O movimento de rotação do rotor

proporciona que o líquido de serviço gere um movimento em anel dentro da câmara e, de acordo com a rotação, movimenta-se como um pistão para dentro e para fora das palhetas do rotor. O fluido a ser aspirado, representado pelas bolinhas brancas, entra na sucção da bomba (etapa 1). O líquido afasta-se do centro do rotor e o gás penetra axialmente na câmara aumentando o volume através da abertura de aspiração (etapa 2). À medida que o rotor movimenta este fluido aspirado é conduzido pelo cilindro da bomba preso entre as palhetas do rotor (etapa 3). Cada vez mais próximo do orifício de descarga da bomba de vácuo, o fluido aspirado é comprimido entre as palhetas do rotor devido a excentricidade do rotor em relação ao cilindro, ou seja, a água de selagem de anel líquido pressiona o fluido entre esta água e as palhetas do rotor (etapa 4). O fluido aspirado e comprimido é descarregado pelo orifício de descarga da bomba (etapa 5) onde o líquido de serviço aproxima-se outra vez do centro do rotor através do giro do mesmo, empurrando axialmente o gás comprimido para fora, através da abertura de descarga. O fluido aspirado finalmente é descarregado, normalmente para a atmosfera, pelo duto de descarga da bomba (etapa 6). Lembrando que este ciclo ilustrativo representa o fluxo de aspiração de meia bomba de vácuo, pois a mesma é dividida em duas seções simétricas através de um disco e por isso realiza sucção e descarga em cada uma das extremidades através de dois cabeçotes semelhantes.

Figura 9 - Etapas de funcionamento da bomba de vácuo de anel líquido

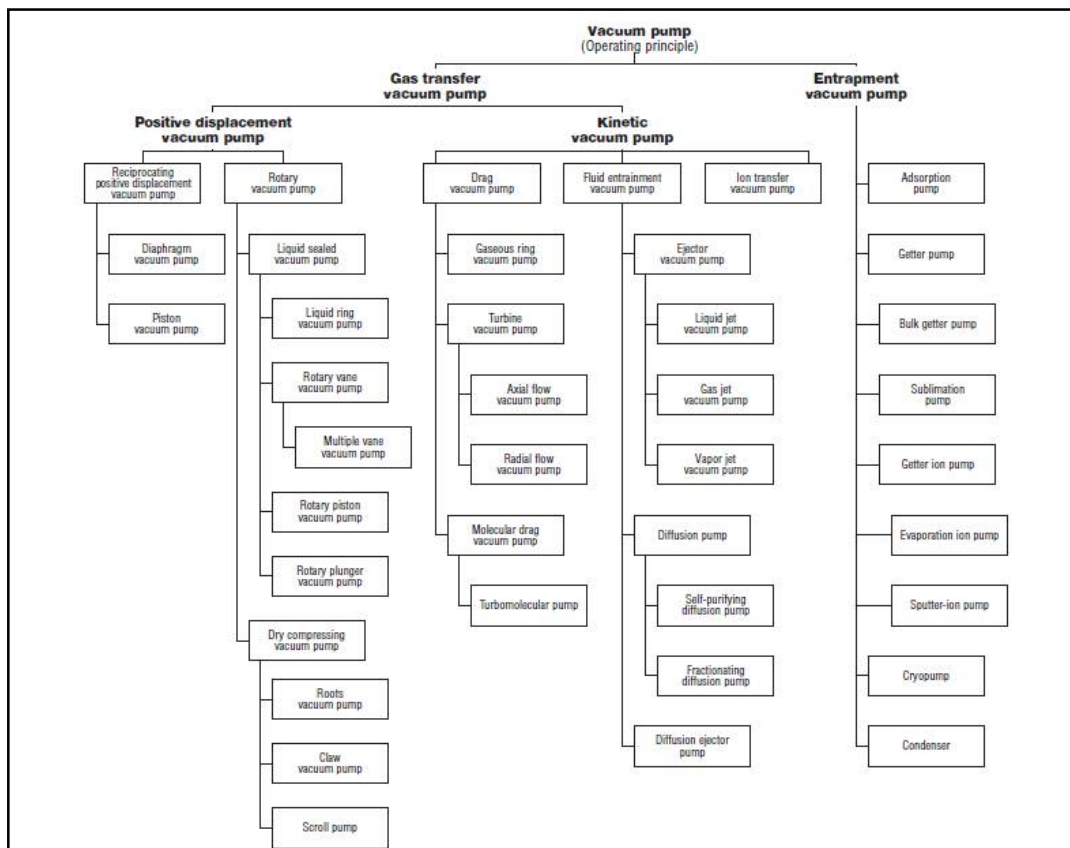


Fonte: Adaptado pelo autor a partir do endereço www.youtube.com/watch?v=4JGptnNr6c0 (2017)

O líquido de serviço das bombas de vácuo pode ser água ou outros líquidos. Nas bombas de vácuo deste trabalho é utilizada água. Durante a operação da bomba de vácuo ocorre a expulsão do gás comprimido e consequentemente a descarga contínua do líquido de serviço. Conforme manuais dos fabricantes, por este motivo, o anel líquido deverá ser continuamente realimentado com líquido de serviço novo e temperatura mais baixa possível. Além da sua função principal de gerar a circulação em anel para formação do vácuo, o líquido de serviço tem ainda a função de dissipar o calor gerado pela compressão, absorção de vapores condensados, vedar o espaço entre o rotor e o disco da abertura de passagem e, se necessário, arrefecer as partes interiores do anel de vedação do eixo. Os fabricantes também recomendam que o líquido de serviço deverá ser isento de partículas sólidas, tais como areia, caso contrário poderá haver um desgaste prematuro na máquina.

Conforme mencionado no livro de UMRATH (2007) as bombas de vácuo podem ser classificadas conforme organograma da Figura 10:

Figura 10 - Classificação das bombas de vácuo



Fonte: UMRATH (2007)

Conforme Figura 10, as bombas de vácuo de anel líquido (*liquid ring vacuum pumps*) são classificadas como bombas rotativas de transferência de gás por deslocamento positivo do grupo que possui selo formado por líquidos.

Ainda segundo UMRATH (2007), as bombas de vácuo de anel líquido podem transportar gases condensados, impurezas e vapores sem maiores problemas devido à robustez da máquina e simplicidade de projeto.

2.7 Filtros de Disco Rotativos a Vácuo

Os filtros de disco a vácuo são os modelos de filtros de disco mais utilizados na indústria de minério de ferro devido a sua facilidade de operação, manutenção e por ter a capacidade de retirar grande quantidade de material numa área reduzida de instalação. Os filtros de disco rotativos são formados basicamente por discos rotativos ao redor de um eixo de tubos chamado “árvore do filtro”, onde cada disco é constituído por um conjunto de setores. Cada setor é

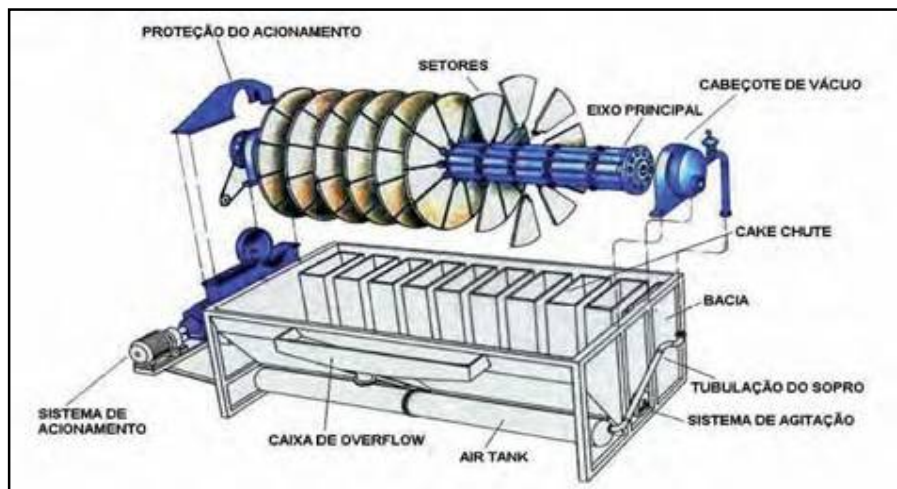
envolvido por um tecido filtrante, conforme Figura 11, que possui a função de agregar material sólido em suas paredes externas através da aspiração das bombas de vácuo. Os filtros de disco normalmente possuem acionamento de velocidade variável, o qual permite uma variação da velocidade de rotação do conjunto de discos e consequentemente da espessura de formação do material agregado nos setores, chamada “torta de minério filtrado” ou “*Filter Cake*”. O cabeçote de vácuo em conjunto com a placa de vácuo, permitem direcionar o fluxo de aspiração das bombas de vácuo aos tubos de aspiração da polpa e de ar de sopro no tubo que estiver passando pela área de descarga do filtro. Cada filtro também possui um reservatório de ar comprimido e válvulas de sopro em suas extremidades com a função de direcionar ar comprimido em volume suficiente para desprender a torta formada nas paredes externas dos setores durante a zona de descarga. Todo o conjunto de discos gira dentro da bacia de polpa de minério de ferro que possui em sua parte mais baixa um eixo agitador horizontal de pás rotativas responsável por homogeneizar a polpa e impedir que o material decante para o fundo da bacia. A caixa de *overflow* é necessária para redirecionar a polpa excedente quando o nível da bacia está além do máximo para o tanque principal de polpa da Filtragem por gravidade. Na Figura 12 é possível visualizar a disposição dos principais componentes de um filtro de disco a vácuo.

Figura 11 - Setor de filtro de disco



Fonte: www.processoindustrial.com.br (2017)

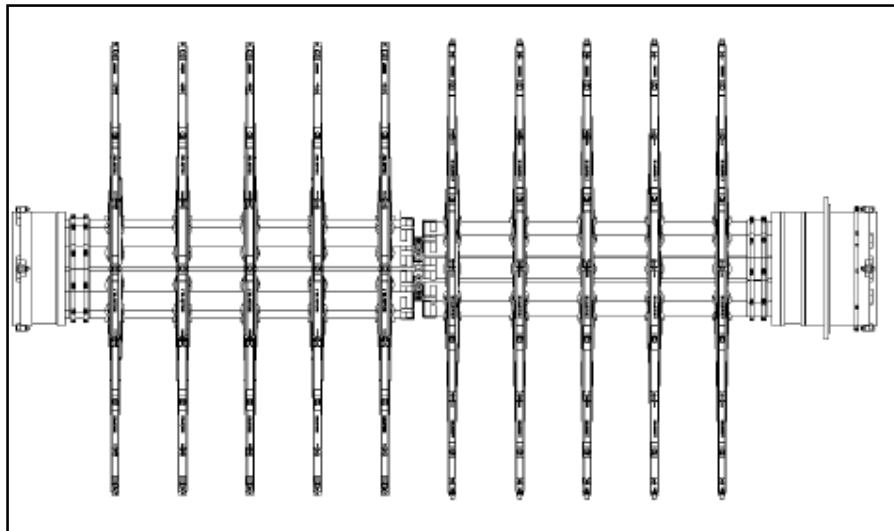
Figura 12 - Vista explodida dos principais componentes do filtro de disco rotativo a vácuo



Fonte: Apresentação fornecida pela empresa Alta Engenharia (2017)

Os filtros de disco são divididos em dois conjuntos ao meio do mesmo, onde cada extremidade possui seu cabeçote de aspiração e válvula de sopro. Desta forma, cada uma das duas seções dos filtros de discos opera sobre o mesmo eixo e velocidade de formação, porém de forma distinta. Nos filtros de disco mais antigos desta unidade de estudo, esta divisão ocorre, porém, todos os setores estão perfeitamente alinhados em ambas seções e por isso aspiram e descarregam material todos ao mesmo tempo. Já em filtros de disco mais novos denominados “Filtros Retrofitados” em Mina Fábrica, conforme a Figura 13, este alinhamento entre todos os setores não ocorre, pois, uma seção de discos é alinhada ao meio do setor da outra seção, permitindo assim maior produtividade do filtro. Este defasamento de um conjunto de discos em relação ao outro conjunto de discos, permite descarregar a torta filtrada de forma alternada entre as duas seções de discos. Desta forma, o reservatório de pressão do filtro de discos não sofre grandes distúrbios e permite que o pulso do chamado “ar de sopro” seja mais contínuo possível para desprendimento da torta de minério de ferro.

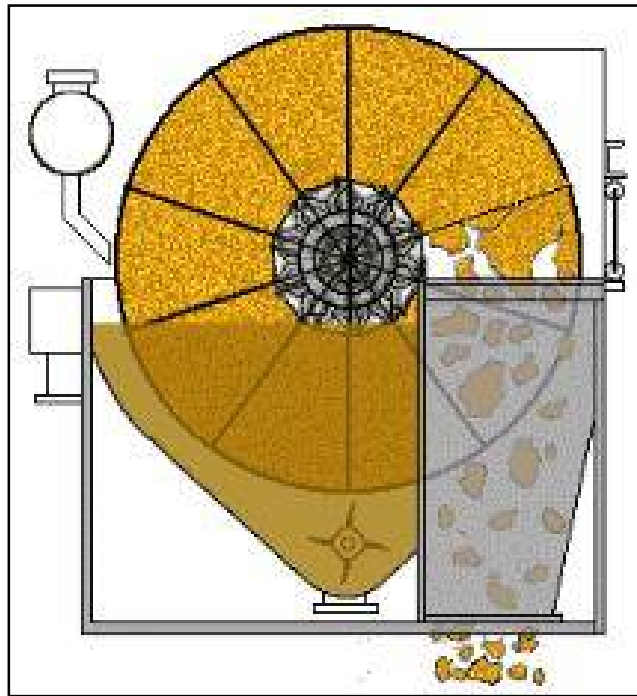
Figura 13 - Vista superior de um filtro de disco com defasamento entre as metades da árvore de setores



Fonte: Manual de Instruções Operação e Manutenção Brasfelt (2017)

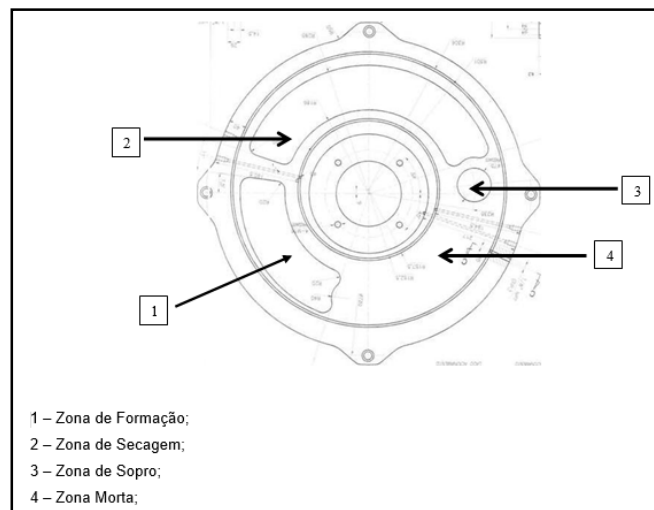
A separação de minério de ferro e água da polpa de minério de ferro recebida da etapa de Moagem é um processo cíclico e contínuo obtida através da ação de um conjunto de filtros de discos a vácuo dimensionados em quantidade suficiente para permitir a produção desejada. Conforme Figura 14, estes discos quando mergulhados na polpa sofrem em seu interior a ação do vácuo gerado nas bombas de vácuo, causando agregação de material sólido nas paredes externas dos tecidos filtrantes na zona de formação do filtro. Em movimento de giro do disco, os setores ao saírem de dentro da bacia, ainda com material agregado nos tecidos, continuam sob a ação do vácuo, permitindo que seja retirada maior parte de água, deixando apenas a torta de minério de ferro na zona de secagem. Esta torta já formada no setor, ao passar pela zona de descarga através de um sensor indutivo que aciona uma válvula solenóide, permite a liberação de ar comprimido para o interior dos setores na zona de descarga. Desta forma, este “ar de sopro” desprende o material sólido produzido pelo filtro que por sua vez é direcionado para a etapa de Mistura através de transportadores de correia. Na Figura 15 é apresentado um corte da placa de vácuo detalhando os ciclos descritos anteriormente.

Figura 14 - Corte transversal de um filtro de discos funcionando



Fonte: <https://www.911metallurgist.com/equipment/vacuum-disk-filter/> (2017)

Figura 15 - Detalhamento da placa de vácuo fixa de um filtro de disco rotativo



Fonte: Manual de Instruções Operação e Manutenção Brasfelt

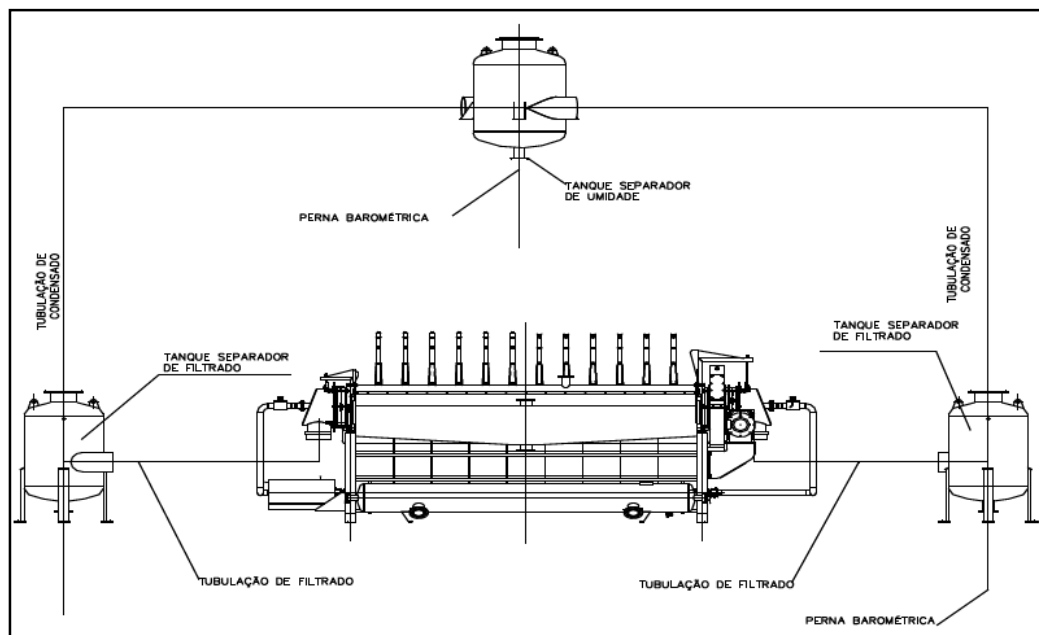
2.8 Sistema de Vácuo

O sistema de vácuo é composto não apenas pelos filtros de disco e pelas bombas de vácuo. Dentre os componentes mais importantes do sistema de vácuo estão os chamados vasos separadores de filtrado que possuem a função de separar a água e o ar, ambos provenientes do

filtro de disco, através da ação do vácuo gerado nas bombas de vácuo. A água proveniente da polpa, concentra-se na parte inferior do tanque separador de filtrado e por ação da gravidade escoar pela perna barométrica do sistema. Desta forma, a água é retirada do sistema sem que o vácuo presente dentro do filtro separador entre em contato com o ambiente externo, fato que provocaria uma tendência de equalizar as pressões interna e externa do separador de filtrado e conseqüentemente perda de pressão de vácuo no sistema. As bombas de vácuo são conectadas ao separador de filtrado através de tubulações conectadas na parte superior do separador e assim evitar a sucção de água para as bombas de vácuo.

É recomendável, segundo manual do fabricante dos filtros de discos, a instalação de um separador de umidade no sistema de vácuo. Este separador de umidade é inserido entre os separadores de filtrado e as bombas de vácuo em nível acima dos filtros de disco conforme exemplo esquemático da Figura 16. Desta forma, retira-se ainda mais a umidade que irá para as bombas de vácuo, aumentando sua eficiência de aspiração.

Figura 16 - Representação recomendada do filtro pelo fabricante

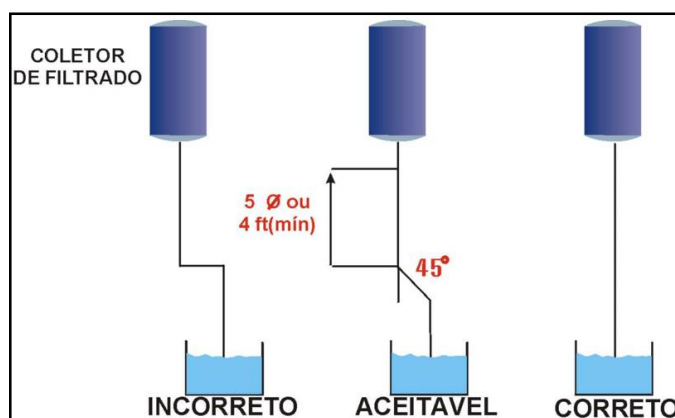


Fonte: Manual de Instruções Operação e Manutenção Brasfelt

A perna barométrica é um ponto que deve se ter muita atenção no dimensionamento da mesma, pois existem recomendações quanto ao diâmetro do tubo de descida, diâmetro do tanque de selo hidráulico, comprimento de inserção do tubo de descida dentro do tanque de selo hidráulico e também quanto às curvas das tubulações. Para melhor dimensionamento de pernas barométricas é recomendável consultar o fabricante dos filtros. Na unidade de Fábrica, estudo

deste trabalho, existe uma canalização logo abaixo aos vasos separadores que se comunicam em uma única tubulação descendo verticalmente até um tanque para selagem hidráulica. Este tipo de configuração não é recomendável conforme Figura 17. É aconselhável pelas propriedades barométricas que o selo hidráulico esteja conectado no mínimo a 10 metros dos separadores de filtrado ao nível do mar, de preferência sem curvas, para garantir que a água e o sólido presente nela desçam por gravidade e ofereçam resistência à aspiração das bombas de vácuo. Esta necessidade barométrica explica a causa dos processos de Filtragem normalmente estarem localizados em altura mais elevada que os demais. A Tabela 1 representa a equivalência barométrica da altura mínima de água para instalação do reservatório separador de filtrado.

Figura 17 - Arranjo correto das pernas barométricas



Fonte: Apresentação Gardner Denver Nash Brasil nas Indústrias Minerais

Tabela 1 - Relação da pressão barométrica e altura mínima de água

PRESSÃO BAROMÉTRICA (mmHg)	Altura (mca)
787,4	10,73
762,0	10,36
736,6	10,02
711,2	9,66
685,8	9,32
660,4	8,99
635,0	8,65
609,6	8,29
584,2	7,95

Fonte: Adaptado pelo autor a partir do treinamento de bombas de vácuo Nash

3 ANÁLISE SISTÊMICA DO PROCESSO DE FILTRAGEM

3.1 Visitas em Outras Unidades da Vale

Foram visitadas algumas unidades da própria Vale para conhecer as melhores práticas nos sistemas de Filtragem que utilizam bombas de vácuo de anel líquido. Estas visitas foram parte do programa de estudos inicial deste trabalho para buscar referências no processo de instrumentação e controle utilizados em bombas de vácuo pela Vale.

Na Filtragem da Usina de Pelotização de Vargem Grande estão instaladas 12 bombas de vácuo de anel líquido operando 12 filtros de disco em anel de vácuo. Estas bombas dispunham de indicador analógico de vácuo, pressostato de vácuo, fluxostato de água de selagem e válvula on/off de alimentação de água de selagem. Existe também nesta instalação medidor de nível no reservatório de separador de filtrado. Além do separador de filtrado, existe um reservatório separador de umidade na parte mais alta da instalação para reduzir a umidade aspirada pelas bombas de vácuo. Existe um ponto a ser desenvolvido nesta unidade quanto à temperatura de entrada da água de selagem, pois a mesma estava durante a visita acima de 40 °C, gerando muito vapor conforme pode ser visto na Figura 18 que ilustra a descarga das bombas de vácuo.

Figura 18 - Descarga de ar aspirado das bombas de vácuo



Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

Outra instalação visitada em Itabirito foi a Filtragem da Usina do Pico que possui 4 filtros de disco e 6 bombas de vácuo de anel líquido. Nesta instalação foram encontrados medidores

analógicos de vácuo nas bombas, válvulas de dreno automáticas e fluxostatos de água de selagem. Foram encontradas também nos reservatórios separadores de filtrado, sondas de nível capacitivas. Nesta unidade também foi visitada uma instalação piloto temporária para estudo de deslamagem de rejeito de minério de ferro contendo uma bomba de vácuo e um filtro de disco. Nesta última instalação foram encontrados medidor de vazão de água eletromagnético de selagem e válvula globo de controle, porém que não exerciam controle sobre a bomba funcionando como válvula on/off. Existe também no separador de filtrado, sonda capacitiva de nível e bomba para retirar filtrado do filtro de disco utilizando inversor de frequência, pressostato e fluxostato de água de selagem das gaxetas. Esta bomba de filtrado permite que as instalações sejam próximas ao solo exercendo a função da coluna barométrica.

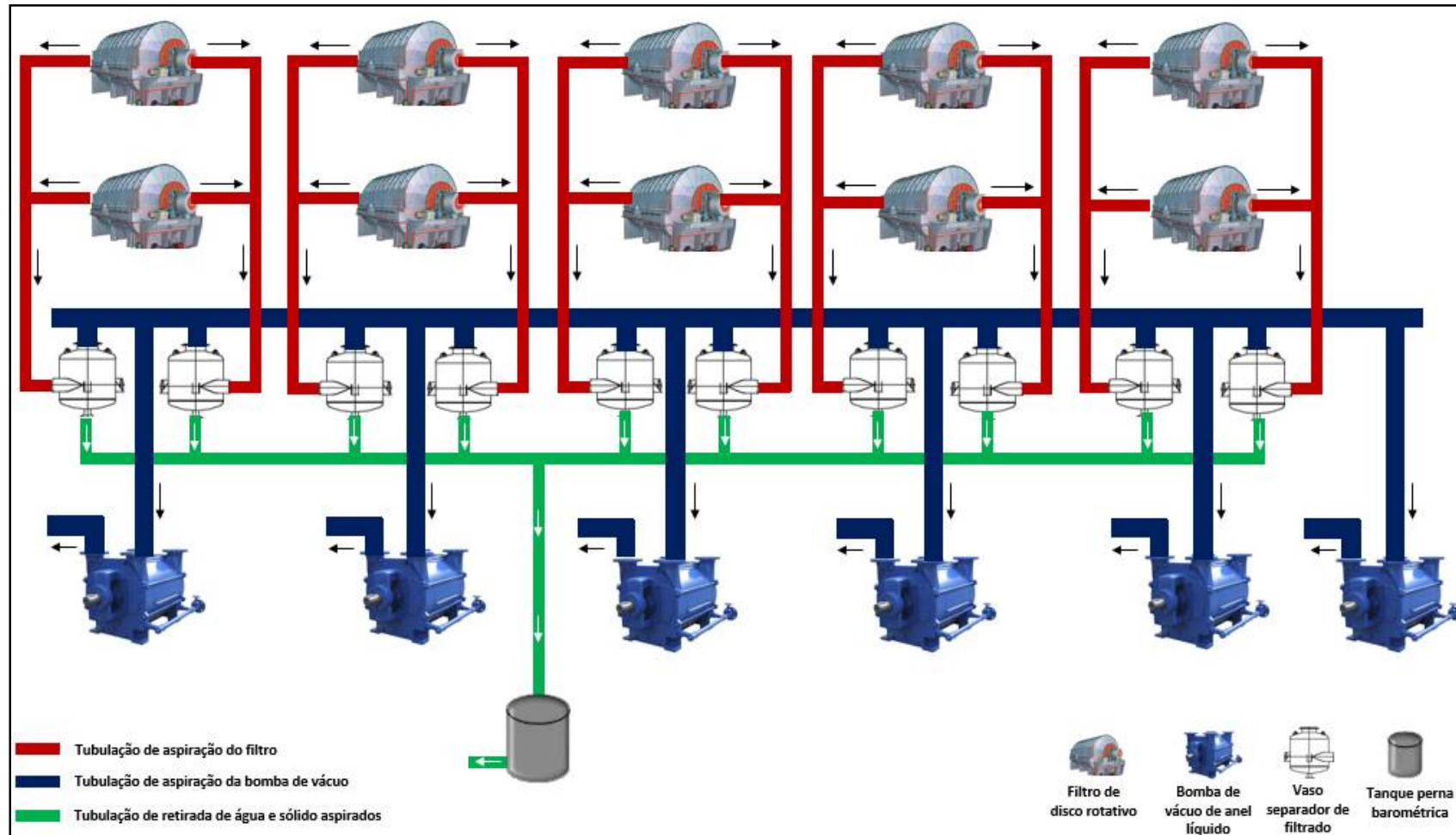
Também foram visitadas as Filtragens das Pelotizações das Usinas I, II, III, IV e VIII em Vitória. Foram encontradas em todas Usinas medidores analógicos tipo bourdon de vácuo, medidores de vazão de água de selagem, sonda de nível no reservatório separador de filtrado e existência de reservatório separador de umidade para reduzir aspiração de água pelas bombas de vácuo. Em particular, na Usina VIII, foram encontrados dois medidores de vazão de água de selagem por bomba de vácuo (um para cada lado do rotor) e também válvula on/off esfera de abertura de água de selagem do anel líquido.

Após estas visitas também foram entrevistados representantes da empresa Nash, referência nestes tipos de equipamentos, e a empresa Transpor (representante Nash em Minas Gerais), onde estes informaram que a instrumentação em outros processos semelhantes de outras empresas e da própria Vale não possuem algo diferente do cenário encontrado nas unidades visitadas.

3.2 Análise das Bombas de Vácuo da Mina de Fábrica

O sistema de vácuo da unidade de Filtragem deste estudo é composto basicamente por 6 bombas de vácuo de anel líquido, dez filtros de disco, dez separadores de filtrado, um tanque de água para retirada de água e sólido filtrado através de uma perna barométrica. Na Figura 19 é apresentado um esquemático simplificado deste sistema.

Figura 19 - Representação simplificada do sistema de vácuo da unidade de Mina Fábrica



Fonte: Elaborado pelo autor da dissertação

Na Tabela 2 são apresentados os principais dados das bombas de vácuo de anel líquido e seus respectivos acionamentos. As potências dos motores foram retiradas das placas de identificação dos mesmos e a rotação das bombas foi obtida experimentalmente com auxílio de medidor estroboscópio TKRS 10 SKF. As vazões de água e ar foram retiradas dos manuais dos fabricantes.

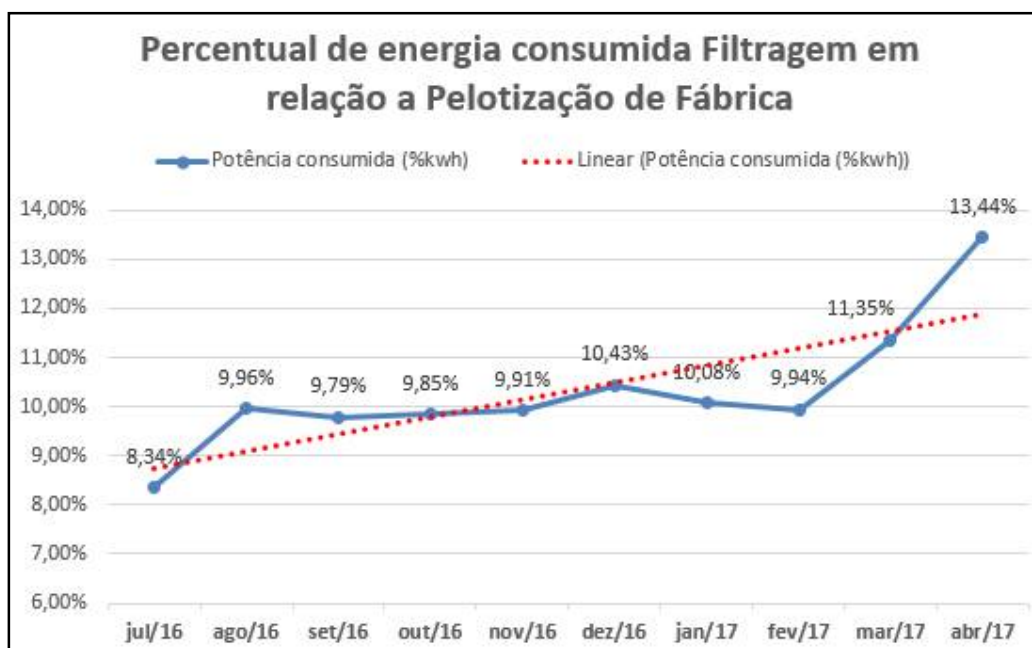
Tabela 2- Principais características das bombas de vácuo de Mina Fábrica

ID	Modelo bomba de vácuo	Vazão máxima ar de aspiração (m³/h)	Vazão de água selagem (m³/h)	Rotação bomba de vácuo (rpm)	Potência motor acionamento (cv)
A	Siemens 2BB9629	21500	46	322,4	600
B	Nash 2BE1 703	22500	43,4	322,4	761
C	Siemens 2BB9629	21500	46	322,4	761
E	Siemens 2BB9629	21500	46	322,4	761
F	Siemens 2BB9629	21500	46	322,4	600
G	Nash CL 9003/4	10449	31,8	297,1	750

Fonte: Elaborado pelo autor a partir dos manuais das bombas de vácuo

Sabe-se, pelo histórico da planta, que o consumo de energia elétrica da Usina de Pelotização, em relação a todo complexo de Fábrica, representa um percentual normalmente entre 67% a 70%. Já a etapa de Filtragem normalmente é responsável por consumir de 8% a 9% da energia da Usina de Pelotização de Fábrica, ficando atrás apenas das Etapas de Queima e Moagem respectivamente. Analisando os dados de consumo de energia desta planta através do gráfico da Figura 20, após a parada temporária de três meses da Usina de Pelotização de Fábrica em 2016, é possível perceber um ligeiro aumento no consumo de energia elétrica no fim do ano de 2016, tornando-se mais acentuado no ano de 2017 e apresentando tendência em piorar este indicador.

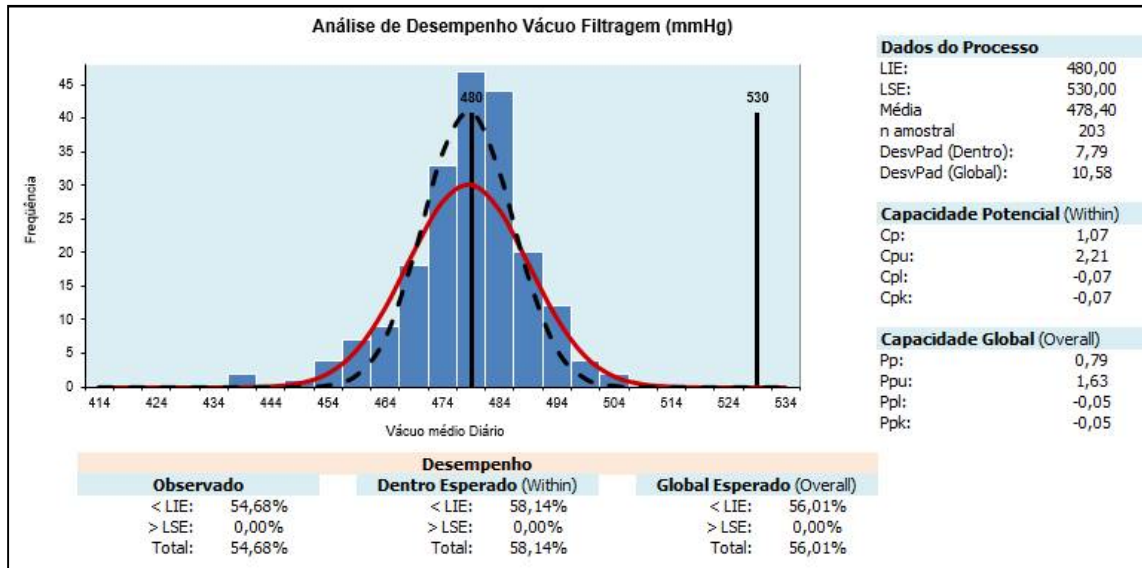
Figura 20 - Percentual de consumo de energia das bombas de vácuo em relação à Unidade de Fábrica



Fonte: Elaborado pelo autor da dissertação a partir de dados internos da unidade

Analizando o mesmo período após a parada temporária da planta, excluindo dias em que existiram menos de uma bomba de vácuo funcionando e utilizando o software *MacroTab* da Vale, é possível perceber que o vácuo do processo está fora dos limites de especificação. Esta percepção baseia-se no histograma da Figura 21 que apresenta características de normalidade, porém que apresentam moda em torno do limite mínimo de especificação. Foi evidenciado também que em 54,68% das 203 amostras válidas, apresentavam valores abaixo do limite mínimo de especificação, ou seja, em 54,68% dos 203 dias analisados o vácuo do sistema estava abaixo do limite mínimo de especificação. Também foi possível perceber ppk e cpk negativos, evidenciando um problema sistêmico que necessita do deslocamento da média e redução da variabilidade.

Figura 21 - Análise de desempenho do vácuo da Filtragem de Mina Fábrica



Fonte: Elaborado pelo autor da dissertação a partir de dados internos da unidade

Nas medidas descritivas da Figura 22 é possível verificar que a pressão de vácuo apresenta média e mediana praticamente coincidentes, confirmando a simetria encontrada no histograma. Chama atenção que até o terceiro quartil da amostra os valores estão pouco acima do limite mínimo de especificação e apresentando um desvio padrão de mais de 20% em relação à faixa de especificação desejada do processo.

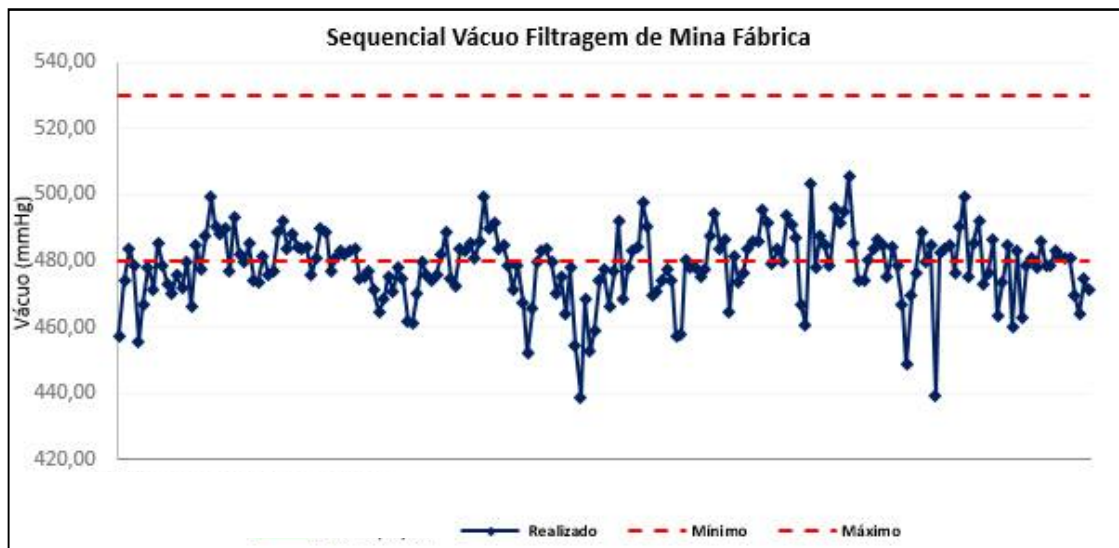
Figura 22 - Medidas descritivas do sistema de vácuo

Variável	Número de dados	Média	Desvio Padrão	Mínimo	1o. Quartil	Mediana	3o. Quartil	Máximo
Vácuo (mmHg)	203	478,40	10,58	438,86	473,81	478,59	484,73	505,69

Fonte: Elaborado pelo autor da dissertação a partir de dados internos da unidade

Foi verificado também através do gráfico sequencial da mesma amostra das pressões de vácuo, apresentado na Figura 23, que a baixa aderência aos limites de especificação é atemporal, ou seja, não é um problema existente em uma determinada faixa de tempo e sim um problema que permeia toda a amostragem do processo.

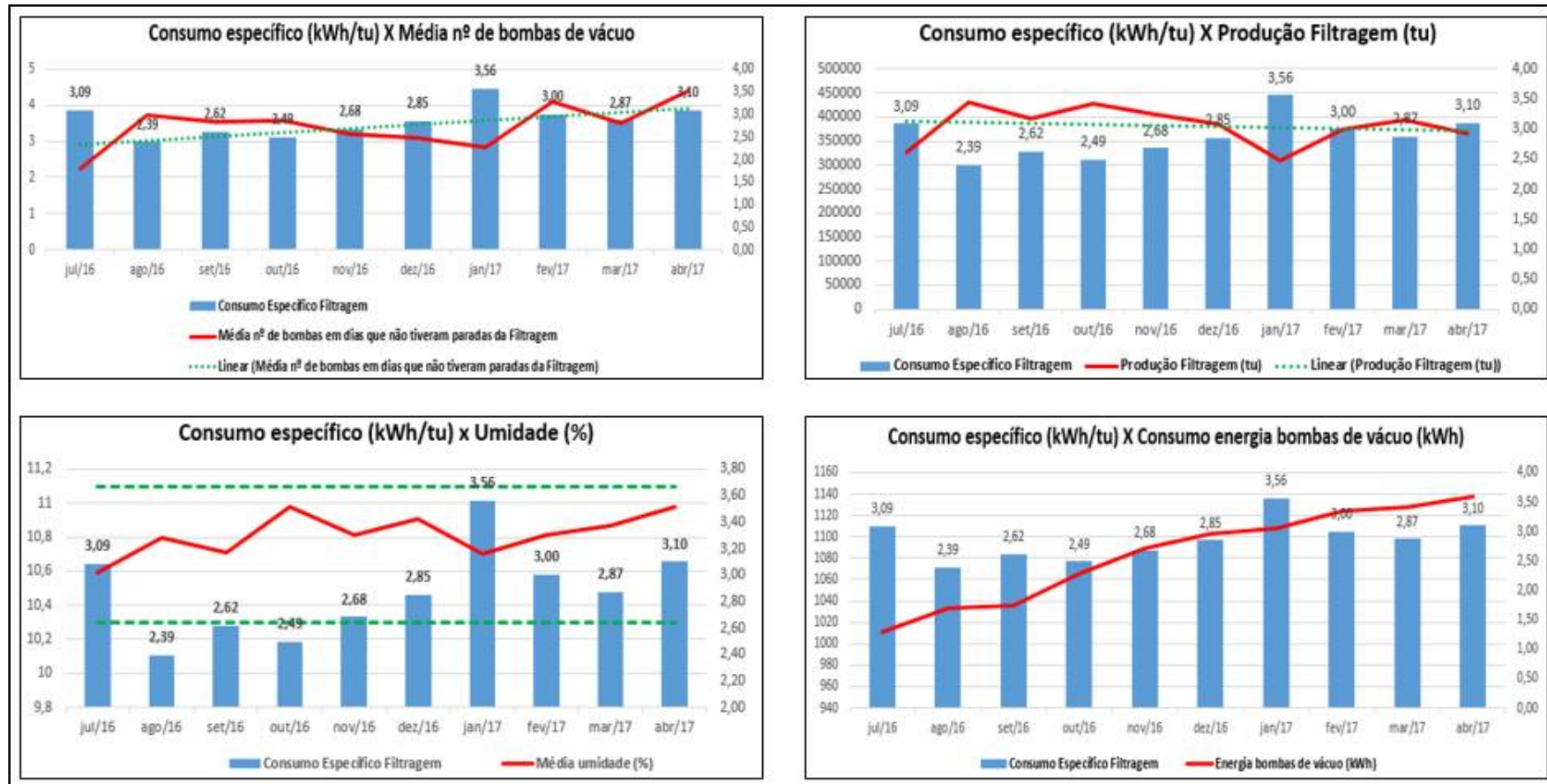
Figura 23 - Gráfico sequencial do vácuo do sistema



Fonte: Elaborado pelo autor da dissertação a partir de dados internos da unidade

A pressão do vácuo é uma variável de monitoramento da Filtragem, porém esta variável é fruto da vazão de aspiração das bombas de vácuo sobre o sistema de vácuo. Por isso, quando esta variável está baixa, normalmente requer mais bombas de vácuo em funcionamento pela sala de controle. Conforme gráficos da Figura 24, para compensar a deficiência na pressão de vácuo, o uso de bombas de vácuo foi intensificado e conseqüentemente do consumo de energia das mesmas. Percebe-se também que as variáveis de controle da Filtragem, umidade e produção de *filter cake* (tonelada úmida), tem se mantido relativamente dentro dos patamares aceitáveis de especificação. Contudo, o consumo específico, divisão entre a energia consumida pela produção, também possui tendência de acréscimo nos meses analisados devido principalmente ao numerador desta divisão, ou seja, pelo maior consumo de energia elétrica das bombas de vácuo.

Figura 24 - Gráficos de análise do consumo específico da Filtragem



Fonte: Elaborado pelo autor da dissertação a partir de dados internos da unidade

Outro aspecto encontrado frequentemente nas bombas de vácuo desta unidade quando são substituídas por não estarem mais gerando vácuo em quantidade suficiente, são os danos nas palhetas do rotor. O desgaste encontrado nos rotores desta unidade de Pelotização geralmente é muito pontual e não se assemelha a um desgaste por contato abrasivo que diminui a espessura das palhetas do rotor em toda sua extensão de forma uniforme. Estes danos que aparecem na forma de furos são causados por problemas de cavitação na bomba. Na Figura 25, pode-se observar uma bomba substituída em 2016 e enviada para reforma externa desta mesma unidade apresentando furos nas palhetas do rotor, apesar da espessura total da palheta ao redor dos furos estar em boas condições. Quando os furos afetam as palhetas desta forma, torna-se inexistente a geração de vácuo, pois já não existe mais a compressão do fluido no interior da bomba, ou seja, a bomba está funcionando sem exercer sua função de gerar vácuo para o sistema e consequentemente desperdiçando energia elétrica.

Figura 25 - Rotor danificado de bomba retirada de operação em Mina Fábrica



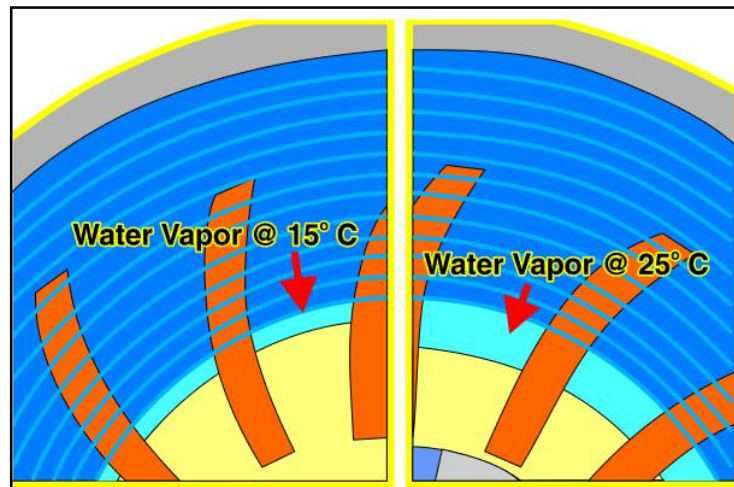
Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

A água ferve a 100°C ao nível do mar e à medida que a altitude é elevada esta temperatura de ebulição torna-se cada vez menor devido à pressão atmosférica exercida sobre a água também ser menor. Quando a água entra em ebulição no interior das bombas de vácuo são geradas implosões na forma de bolhas de ar que transportadas junto ao líquido de selagem causam a quebra de pedaços das partes rotativas ao tentarem comprimir o fluido juntamente com estas bolhas. Da mesma forma acontece dentro de uma bomba de vácuo de anel líquido, ou seja, quando a água de selagem do anel líquido entra em ebulição acontece a geração de bolhas provocando a chamada “cavitação”. A cavitação é um fenômeno já conhecido em

bombas dos mais diferentes tipos de fluidos. Conforme o manual da Sterling SIHI chamado *“Liquid Ring Vacuum Pumps & Compressors – Technical Details & Fields of Application”*, uma quantidade excessiva de vapor no líquido bombeado pode causar danos aos componentes internos da bomba, em especial às palhetas do rotor. Os danos causados por cavitação normalmente são pontuais nas partes rotativas, bem diferentes dos danos causados por desgaste abrasivo que depreciam toda a parte que entra em contato com o fluido. O mesmo manual cita que para evitar a cavitação é preciso que a bomba não esteja trabalhando em vazão de água de selagem muito abaixo dos padrões. Através das curvas das bombas de vácuo da unidade analisada é possível perceber que a cavitação é uma relação entre pressão e temperatura. Quanto menor a temperatura da água de selagem, menor a possibilidade de cavitação. Entretanto, mesmo em temperaturas baixas, porém com a pressão de trabalho próxima à pressão de vapor, a cavitação ainda sim pode ocorrer. Para ser evitada a cavitação normalmente é instalado um dispositivo de proteção quanto à cavitação. Este dispositivo consiste em fornecer um fluido não condensável à câmara do rotor, normalmente água fria, independente da entrada de formação de anel líquido. Para combater o efeito que a cavitação provoca nas bombas de vácuo, costuma-se ainda instalar a chamada “válvula quebra vácuo” que na pressão previamente ajustada abre para que o ar atmosférico entre no interior da bomba de vácuo e assim deixe a pressão interna mais positiva, saindo da região de cavitação. Bannwarth (2005), cita em sua obra que uma solução muito simples é a alimentação do ar atmosférico ou a recirculação do gás de processo do lado de descarga para o lado de sucção da bomba.

Qualquer geração de vapor dentro da bomba de vácuo pode acarretar na perda de eficiência, pois este vapor reduz o volume disponível entre as palhetas para aspiração do fluido do processo. Na Figura 26 é representada a diferença entre um líquido de selagem a 15°C e outro a 25°C, ilustrando a redução do volume útil de aspiração em temperaturas da água de selagem maiores. Por isso, torna-se atrativo trabalhar com temperaturas de líquido de selagem mais baixas.

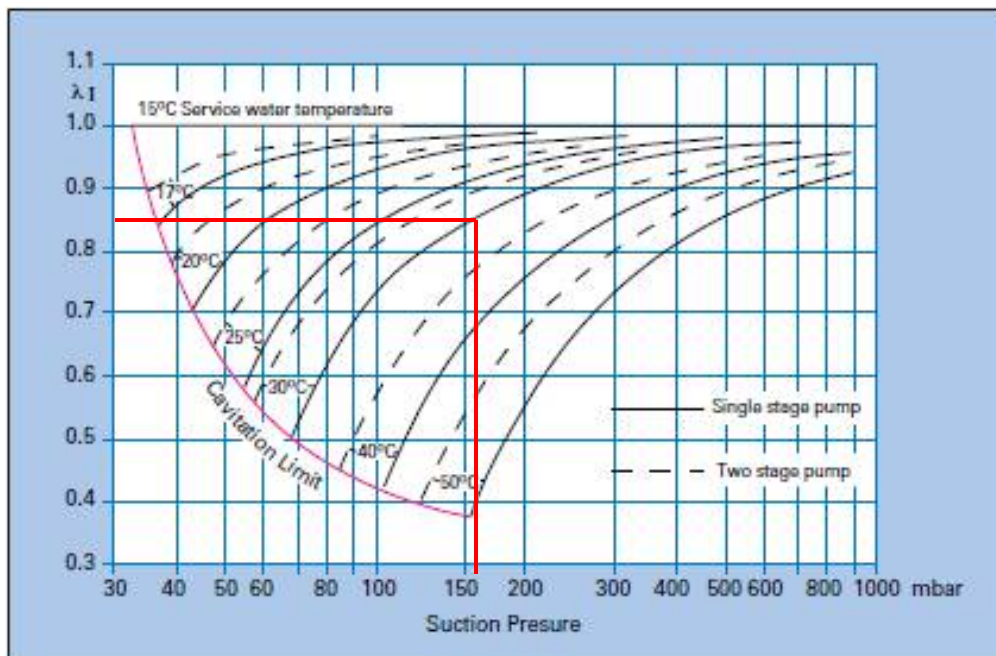
Figura 26 - Representação comparativa para diferentes temperaturas de líquido de selagem no interior da bomba



Fonte: Material treinamento Bombas de Vácuo Nash (2018)

O gráfico da Figura 27 apresenta o fator de correção da taxa de vazão volumétrica para bombas de vácuo de simples e duplo estágio no eixo das ordenadas. No eixo das abscissas é apresentada a pressão absoluta de trabalho. As curvas para diferentes temperaturas de água de selagem são apresentadas no gráfico para comparação. Esta correção é necessária, pois a vazão indicada pelos fabricantes de bombas de vácuo através das curvas dos respectivos modelos de bombas de vácuo de anel líquido é obtida com uma temperatura de água de serviço a 15°C e altitude ao nível do mar. Portanto, quando a instalação não estiver disposta nas condições apresentadas é necessário corrigir a vazão devido às perdas naturais de altitude e temperatura da água. No processo analisado existem apenas bombas de simples estágio, por isso serão analisados apenas os dados de linha contínua do gráfico para temperatura de água de selagem. A unidade de estudo não está ao nível do mar e também não possui naturalmente água ambiente em temperatura próxima de 15°C, por isso é necessário corrigir a vazão de aspiração das bombas de vácuo.

Figura 27 - Curva para correção da altitude e temperatura de trabalho da água de selagem



Fonte: Manual Sterling SIHI – Liquid Ring Vacuum Pumps & Compressors

No manual de especificações da bomba Nash 2BE1703, uma das bombas utilizadas na Filtragem desta unidade, apresenta-se uma pressão absoluta de sucção de 125mmHg. Convertendo essa pressão em mbar temos 166,65mbar. Tomando como temperatura padrão de entrada da água utilizada para selo de anel líquido nesta unidade em 30°C conforme rotineiramente é encontrada no ambiente, pode ser observado um fator de correção no gráfico apresentado da Figura 27 de 0,85. Esse fator informa que o simples fato da temperatura de água de selagem estar normalmente em torno de 30°C e a altitude da instalação das bombas elevada em relação ao nível do mar, provocam uma perda natural da vazão de aspiração em 15%. Importante notar nesta mesma curva que temperaturas de água de selagem menores que 15°C proporcionam aumento da capacidade de aspiração da bomba de vácuo.

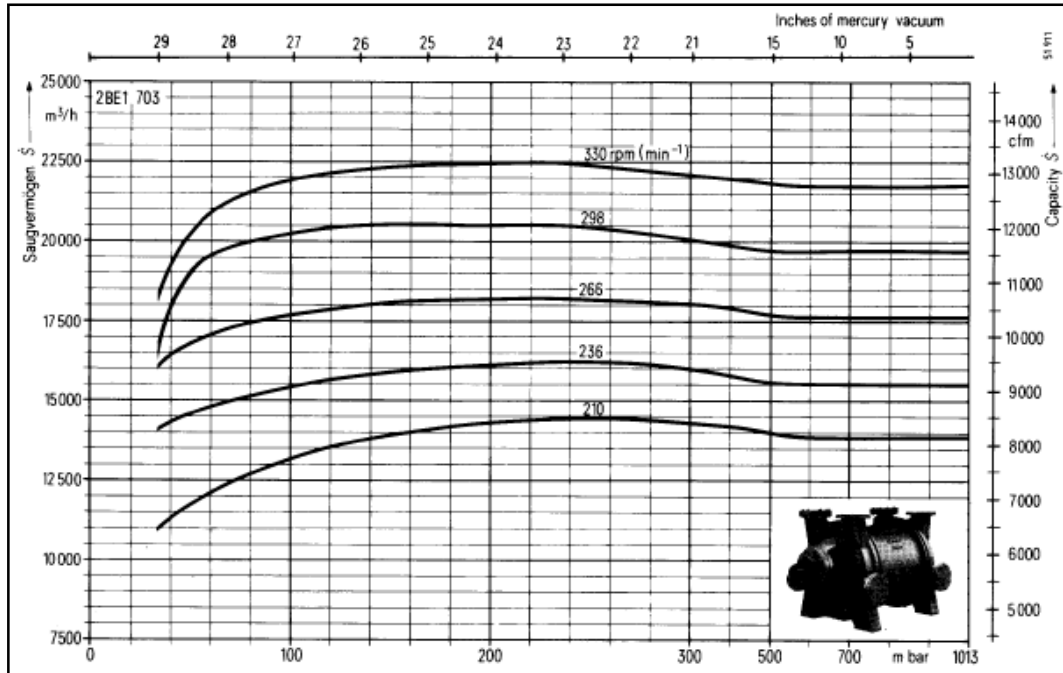
Para a bomba de vácuo analisada, no manual de especificações, o fabricante informa uma vazão de 22080m³/h em sua folha de dados para uma rotação de 330rpm, temperatura de ar saturado de 40°C e pressão de 125mmHg absoluto na aspiração. Para conhecer a vazão real do processo é necessário multiplicar esta vazão pelo fator de correção conforme abaixo:

$$V_1 = V_L * \lambda_1 = 22080 * 0,85 = 18768m^3/h \quad (3)$$

Portanto para uma condição de temperatura de líquido de serviço atual a vazão volumétrica máxima para esta bomba é reduzida de 15%, ou seja, passa de 22080m³/h para 18768m³/h.

Segue na Figura 28 a curva do manual desta mesma bomba de vácuo, construída com uma temperatura de líquido de serviço em 15°C e temperatura de ar saturado em 20°C.

Figura 28 - Curva de vazão para a bomba de vácuo Nash modelo 2BE1703



Fonte: Manual bomba de vácuo Nash 2BE1703

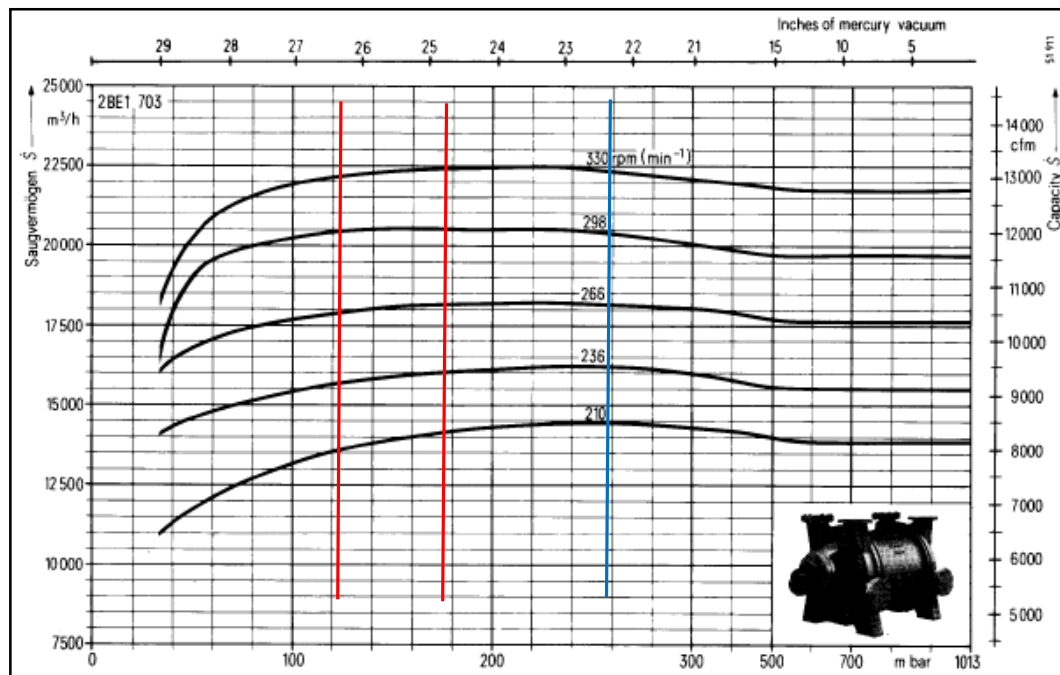
Analisando a curva em rotação de 330rpm e uma pressão absoluta considerada para a aplicação de 125mmHg (166,65mbar), é encontrada uma vazão volumétrica máxima de 22500m³/h em uma bomba nova. Como a velocidade real do rotor da bomba é igual a velocidade do eixo de saída do redutor (322,4 conforme medição apresentada anteriormente na Tabela 2), estima-se que a vazão reduz aproximadamente para 22025m³/h. Corrigindo esta vazão volumétrica para uma temperatura de água de selo de 30°C e pressão absoluta de 125mmHg, temos:

$$V_{2BE1703} = V_{curva} * \lambda_I = 22025 * 0,85 = 18721,25m^3/h \quad (4)$$

Conforme a Figura 29, segue agora a mesma curva, porém com os intervalos de especificação de pressão de trabalho absoluta ideal de 128mmHg (-530mmHg vacuométrico) a 178mmHg (-480mmHg vacuométrico) entre as linhas paralelas vermelhas. Inserida também uma linha na cor azul para destacar que a bomba para esta rotação começa a perder eficiência

máxima numa pressão absoluta de aproximadamente 260mbar (195mmHg), ou seja, quando este processo opera a uma pressão vacuométrica abaixo de -463mmHg. Pela mesma curva, percebe-se que a partir de uma pressão absoluta em aproximadamente 550mbar (412,5mmHg), observa-se que a vazão máxima será de 21750m³/h, ou seja, significa uma perda de 3% na vazão máxima da bomba de vácuo.

Figura 29 - Curva vazão bomba 2BE1703 destacando patamares de pressão de trabalho

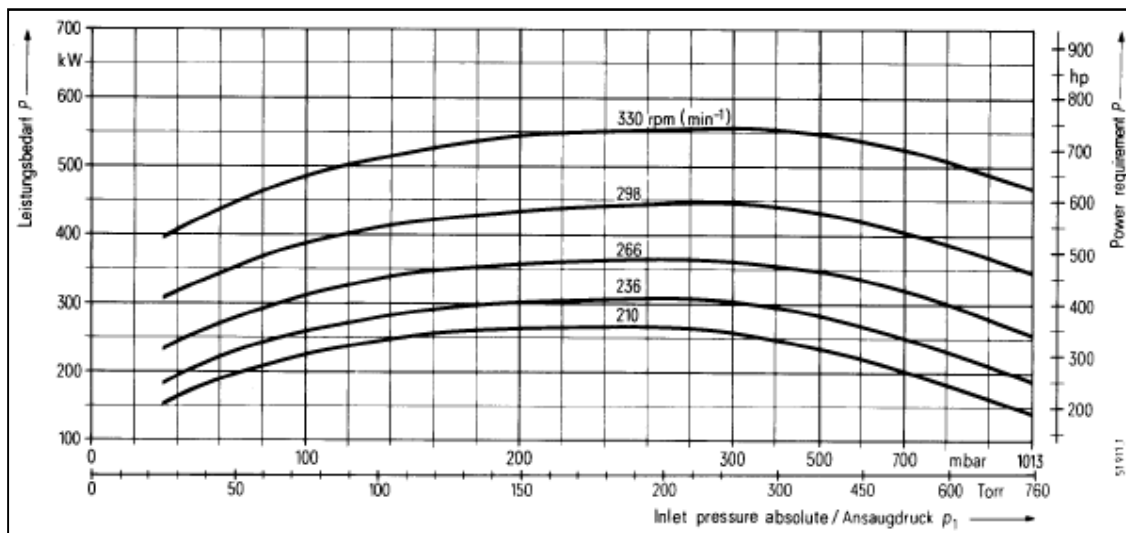


Fonte: Manual bomba de vácuo Nash 2BE1703

A folha de dados para esta bomba segundo o fabricante possui para esta aplicação uma pressão absoluta máxima de 75mmHg, ou seja, para operação em valores menores que esta pressão absoluta se perde consideravelmente a vazão máxima da bomba de vácuo.

A curva da Figura 30 apresenta a potência requerida em função da pressão absoluta e rotação de trabalho.

Figura 30 - Curva de potência requerida pela bomba de vácuo Nash 2BE1703



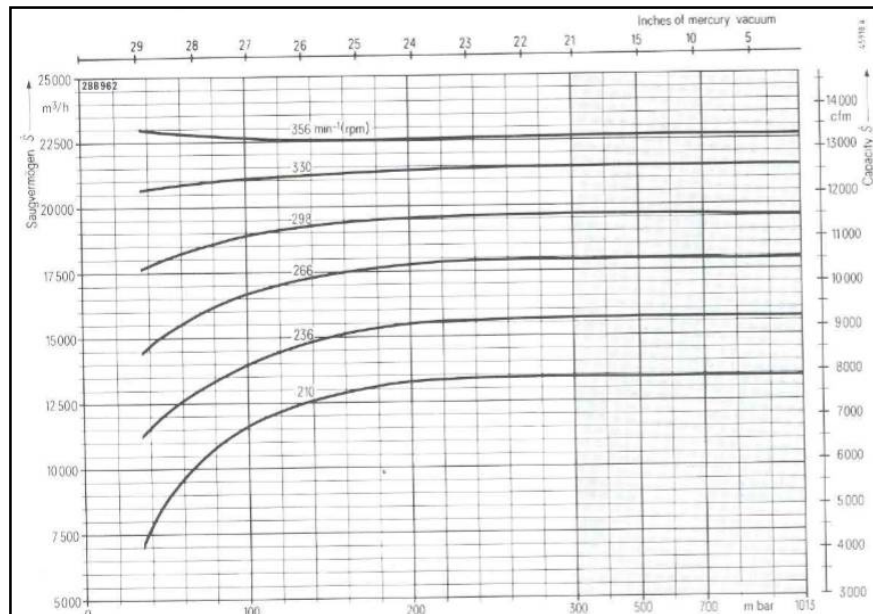
Fonte: Manual bomba de vácuo Nash 2BE1703

Conforme a curva apresentada na Figura 30, esta bomba em 330rpm na pressão absoluta de 125mmHg exige um motor de 700hp (709,71CV).

Importante ressaltar que ao nível do mar é possível alcançar uma pressão relativa de vácuo mais negativa que em regiões de altitude mais elevada e por isso conseguir com maior facilidade em retirar umidade do material, porém ao nível no mar uma mesma bomba de vácuo pode consumir maior potência devido à necessidade de maior esforço no transporte do fluido quando comparada à uma altitude mais elevada. É possível trabalhar em mesmas pressões absolutas mesmo em processos de altitudes diferentes, porém as leituras de pressão relativa do vácuo serão diferentes.

Analisando agora a curva da bomba 2BB9629 através da Figura 31, utilizada em quatro bombas de vácuo desta unidade, temos uma vazão volumétrica máxima de 21500m³/h para a velocidade de 330rpm e uma pressão absoluta de 125mmHg (166,65mbar). Como a velocidade real do rotor da bomba é igual a velocidade do eixo de saída do redutor (322,4 conforme medição apresentada anteriormente na Tabela 2), estima-se que a vazão reduz aproximadamente para 21025m³/h.

Figura 31 - Curva de vazão da bomba de vácuo Siemens 2BB9629



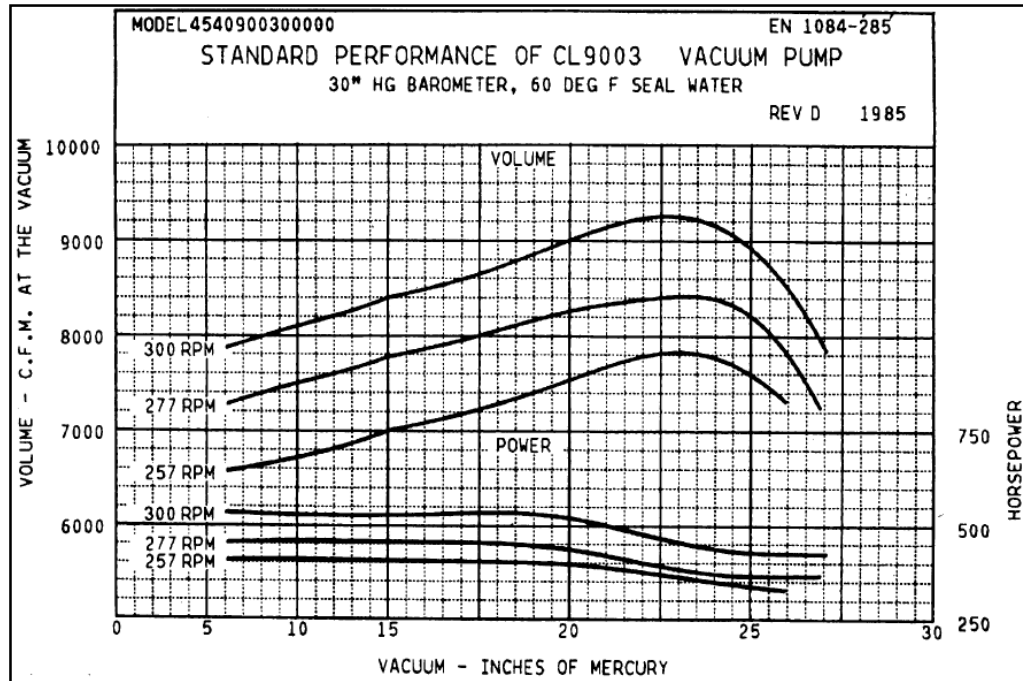
Fonte: Manual bomba de vácuo Siemens 2BB9629

Como esta curva também é plotada em referencial de altitude ao nível do mar e temperatura de água de selo em 15°C, também é necessário utilizar o fator de correção para temperatura de selo em 30°C e pressão absoluta da unidade de Fábrica em 125mmHg (166,65mbar) conforme demonstrado abaixo.

$$V_{2BB9629} = V_{curva} * \lambda_I = 11025 * 0,85 = 17871,25m^3/h \quad (5)$$

Para a bomba de modelo CL9003, utilizada em uma das seis bombas de vácuo desta unidade, temos uma vazão volumétrica máxima de 7800CFM ou 13252,28m³/h para a velocidade de 300rpm e uma pressão absoluta de 125mmHg (166,65mbar) conforme curva da Figura 32. Como a velocidade real do rotor da bomba é igual à velocidade do eixo de saída do redutor (297,1 conforme medição apresentada anteriormente na Tabela 2), estima-se que a vazão reduz aproximadamente para 13188m³/h.

Figura 32 - Curva vazão e potência da bomba de vácuo Nash CL9003



Fonte: Manual bomba de vácuo Nash CL9003

Adotando o mesmo fator de correção para temperatura de água de selo e altitude utilizada nos outros dois modelos, temos:

$$V_{CL9629} = V_{curva} * \lambda_I = 13252,28 * 0,85 = 11264,44 m^3/h \quad (6)$$

Para os seis modelos das bombas de vácuo utilizadas na Filtragem de Mina Fábrica, temos uma vazão volumétrica máxima conforme estimado abaixo:

$$V_{Máx} = 4 * V_{2BB9629} + V_{2BE1703} + V_{CL9003} \quad (7)$$

$$V_{Máx} = 4 * 17871,25 + 18721,25 + 13188 = 103.394,25 m^3/h$$

Portanto, admitindo um circuito ideal sem perdas de carga, bombas novas, correta formação de selo de anel líquido e ausência de entradas de ar falso no sistema, estima-se que a vazão volumétrica máxima para este sistema de vácuo com todas as bombas de vácuo funcionando ao mesmo tempo é de 103.394,25m³/h.

É necessário ressaltar que existem três modelos de bombas de vácuo instaladas na Mina de Fábrica conforme mencionado anteriormente e esta despadronização pode levar a comparações entre as bombas de forma equivocada pois possuem capacidades diferentes. Conforme as curvas de vazão volumétrica apresentadas para os três modelos de bombas, a faixa de trabalho para atingir máxima vazão de aspiração em todas as bombas de vácuo ao mesmo

tempo é de 233,85 a 250mbar (abs), equivalente a -482,6 a -470,48mmHg (rel), ou seja, uma faixa muito estreita de trabalho e que pode não atingir o objetivo de retirar a umidade do *filter cake* conforme padrão desejado. Excluindo o modelo CL9003, esta faixa passa para 180 a 250mbar (abs), equivalente a -522,99 a -470,48 (rel), ou seja, uma faixa mais adequada de trabalho que permite se aproximar da região mais negativa ótima das curvas. Por isso, sugere-se uma padronização dos modelos das bombas de vácuo para o modelo Nash 2BE1703 que ao ser realizado poderia aumentar a vazão de aspiração com o mesmo número de bombas em aproximadamente 9.238,75m³/h corrigidos pela perda natural em 15%. Essa alteração significaria um acréscimo de 8,76% na capacidade de vazão de aspiração das bombas de vácuo sem aumentar o número de ativos instalados, ou seja, apenas pela padronização dos equipamentos que facilitam até em peças sobressalentes e bombas reservas disponíveis. O modelo CL9003 nesta unidade possui algumas outras desvantagens além de apresentar uma vazão de aspiração menor, como por exemplo, possuir janelas cônicas que dificultam a medição das folgas axiais e possuir fonte de água de selagem diferente das demais.

Outro aspecto importante que deve ser analisado nas bombas de vácuo de anel líquido é a influência das folgas entre rotor e carcaça da bomba. As bombas, até pelo princípio de funcionamento, necessitam que as folgas entre os cabeçotes e a carcaça ou cilindro destas estejam dentro de uma faixa de distância entre o rotor para que o selo de anel líquido seja perfeitamente formado. Esta faixa de folga axial em milímetros é definida pelo fabricante e normalmente é fornecida no manual do equipamento. As folgas admissíveis para os três modelos de bombas de vácuo instaladas em Mina Fábrica são apresentadas na Tabela 3. As folgas máximas apresentadas na Tabela 3 são a soma das folgas de ambos os lados simétricos da bomba de vácuo e são medidas nas manutenções preventivas programadas.

Tabela 3 - Folgas admissíveis das bombas de vácuo aplicadas em Mina Fábrica

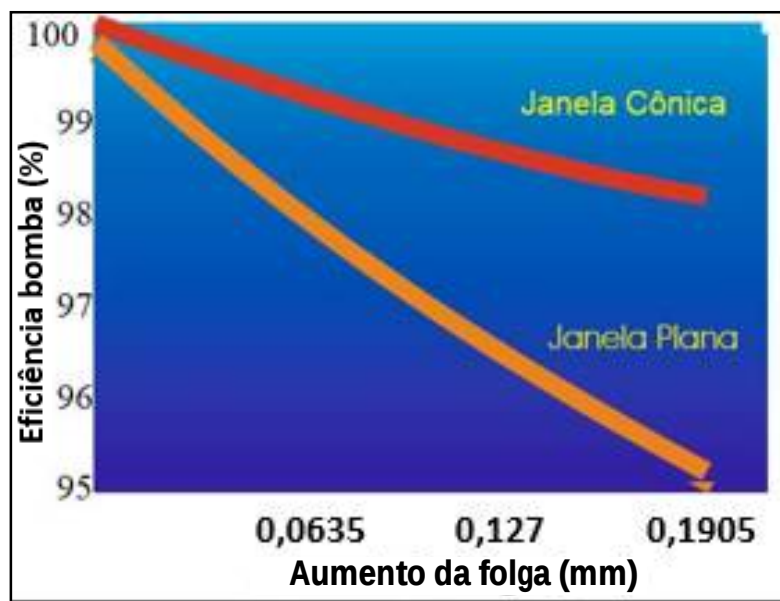
MODELO DA BOMBA	TIPO DE JANELA	LIMITE INFERIOR (mm)	LIMITE SUPERIOR (mm)
2BE1703 Nash	Plana	0,9	1,2
CL9003/4 Nash	Cônica	4,826	5,080
2BB9629 Siemens	Plana	0,7	1,2

Fonte: Manuais das bombas 2BE1703, CL9003/4 e 2BB9629

Folgas acima do valor estabelecido pelo fabricante contribuem para a perda de eficiência da bomba. Na Figura 33 é ilustrada a relação da folga e a perda de eficiência da bomba fornecida pelo fabricante das bombas na unidade de estudo. No eixo das abscissas é apresentado o

aumento da folga em milímetros e no eixo das ordenadas a perda percentual de vazão da bomba com esse aumento na folga entre carcaça e rotor além do máximo recomendado na Tabela 3.

Figura 33 - Relação do aumento da folga e perda da eficiência da bomba



Fonte: Apresentação Nash/Transpor Representações

Quando as folgas estão acima dos limites aceitáveis a bomba é enviada para recuperação externa por empresa especializada. Conforme Figura 34, a última destas bombas reformadas enviada para reforma externa modelo 2BB9629 apresentou folga axial somada de 3,2mm quando o limite máximo aceitável é de 1,2mm. É notável também que o excesso de folga foi recuperado no comprimento do rotor. Após reforma, a folga axial somada foi de 0,7mm, ou seja, limite mínimo aceitável de folga axial para este modelo de bomba. Normalmente durante as reformas é ajustada a folga no limite mínimo para que seja estendida a vida útil da bomba devido à redução natural que o processo de depreciação do equipamento causa durante o funcionamento. Nos modelos de bombas mais novos essa redução do volume do corpo da bomba não se faz necessária, pois normalmente essa folga é ajustada através da forma construtiva das placas de vácuo em suas extremidades.

Figura 34 - Dados de reforma de uma bomba de vácuo em Mina Fábrica

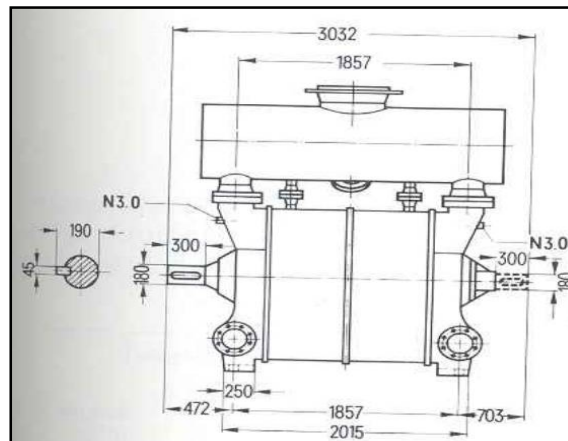
Rotor			
Medidas(mm)	Inicial	Final	Ref.
Ø do rotor:	1364,00	1367,00	API 610
Comprimento do rotor:	1360,00	1362,30	API 610
Tipo do Rotor: FECHADO		Material: FERRO FUNDIDO	
Carcaça			
Medidas(mm)	Inicial	Final	Ref.
Ø da carcaça:	1582,00	1582,00	API 610
Comprimento da carcaça:	1363,20	1363,00	API 610
Quando Rotor Semi-Aberto ou Aberto			
Medidas(mm)	Inicial	Final	Ref.
Folga entre rotor e tampa LA	1,60	0,35	API 610
Folga entre rotor e tampa LOA	1,60	0,35	API 610

Fonte: Relatório de reforma externa fornecido pela empresa externa

Conforme este mesmo relatório de reforma, em alguns modelos de bombas, principalmente nos mais antigos como o modelo Siemens 2BB9629, o processo de reforma exige uma redução do comprimento da carcaça ou também chamado cilindro da bomba. Esta redução na reforma apresentada pela Figura 34, mostra uma redução de 0,2mm. Reduções no comprimento da carcaça significam em reduzir o volume interno da bomba de vácuo e consequentemente reduzir a capacidade de aspiração da bomba devido a este encurtamento do cilindro. Reformas sucessivas da bomba ao passar dos anos podem contribuir significativamente para redução de sua capacidade de aspiração, fato este que deve ser considerado na escolha de reformar ou adquirir uma bomba nova de forma justificada.

Conforme a Figura 35, a bomba 2BB9629 aplicada em quatro das seis bombas desta unidade possuem originalmente 1857mm nas medidas de centro a centro dos flanges de descarga da bomba. As bombas A, C, E e F apresentavam, respectivamente, para esta cota as medidas de 1840mm, 1830mm, 1840mm e 1850mm. Levando em consideração o diâmetro interno da bomba de 1582mm, temos respectivamente para estas mesmas bombas um volume interno reduzido de aspiração em 1.82%, 2.88%, 1.82% e 0.75% apenas devido ao fato de encurtamento do cilindro por reformas realizadas ao longo dos anos.

Figura 35 - Dimensões da bomba Siemens 2BB9629



Fonte: Manual bomba de vácuo Siemens 2BB9629

Conforme Tabela 4 de coleta de dados das temperaturas da água de selagem do anel líquido das bombas de Fábrica, foi possível fazer algumas observações empíricas.

Tabela 4 - Coleta de temperaturas de água de selagem das bombas de vácuo em Mina Fábrica

ID	TE	BOMBA A		BOMBA B		BOMBA C		BOMBA E		BOMBA F		BOMBA G	
		TSE	TSD	TSE	TSD	TSE	TSD	TSE	TSD	TSE	TSD	TSE	TSD
1	24,7	30	31,2	35,4	35,6	31,4	31,7	31,3	31,8	31,4	31,4	36,7	57,1
2	24,7	29,8	31,1	35,6	35,6	31,6	31,6	31,4	31,8	31,5	31,6	36,6	56,6
3	24,6	29,6	31,0	35,4	35,5	31,6	31,7	31,3	31,8	31,4	31,4	36,8	56,5
4	24,7	29,8	31,0	35,5	35,5	31,9	31,9	31,4	31,9	31,6	31,7	36,7	56,8
5	24,4	29,8	30,9	38,3	38,3	33,8	33,7	34,0	33,8	31,6	31,6	35,9	55,2
6	24,5	29,7	30,5	37,6	37,8	33,8	33,8	33,9	33,9	31,6	31,7	35,8	55,0
7	24,5	29,8	30,6	37,9	37,9	33,7	33,8	33,7	33,9	31,5	31,5	35,8	55,1
8	24,4	29,6	30,5	38,1	38,2	33,6	33,6	33,6	33,8	31,4	31,4	35,7	55,1
9	24,6	29,8	30,6	34,8	35,0	31,8	31,8	32,7	33,0	33,1	33,0	39,1	48,2
10	24,6	29,6	30,3	34,8	34,9	31,7	31,7	32,7	33,1	33,0	33,0	38,9	48,3
11	24,5	29,7	30,2	34,4	35,1	31,5	31,6	32,5	33,0	32,9	33,1	38,9	48,2
12	24,6	29,6	30,2	34,3	35,1	31,6	31,7	32,4	32,9	33,0	33,0	38,8	48,2
13	22,8	28,7	29,7	33,4	53,0	31,1	31,1	31,8	31,8	31,8	31,4	37,6	51,0
14	23,3	29,2	30,1	34	50,4	NO	NO	31,8	31,8	31,8	31,8	37,3	50,6
15	22,4	NO	NO	31,1	49,0	28,9	28,8	29,6	29,4	28,7	28,6	36,4	50,5

TE = Temperatura da água na entrada do selo de anel líquido

TSD = Temperatura saída de água lado direito da bomba

TSE = Temperatura saída de água lado esquerdo da bomba

NO = Não Operando

*Todas as temperaturas medidas com mesmo termômetro de contato Fluke em temperatura ambiente entre 26°C e 36°C por 15 dias nos mesmos horários (por volta de 15:00)

Fonte: Medições realizadas pelo próprio autor da dissertação

A primeira destas observações trata-se da diferença de temperaturas das saídas do lado esquerdo e direito das bombas G e da bomba B nas últimas coletas. Este fato é causado pelo desequilíbrio da vazão de água entre ambas saídas da mesma bomba. Nestas duas bombas, trata-se em alguns momentos da ausência de saída de água em algum dos lados de descarga de água de anel líquido. Como esta vazão de água é baixíssima ou quase nula, a temperatura se eleva muito, causando esta temperatura excessiva e desequilibrada em relação ao outro lado de descarga de água da mesma bomba. Esta temperatura excessiva torna possível a pressão de vapor da água ser atingida, causando geração de vapor e cavitação. Estes fenômenos geram danos ao rotor e reduzem a eficiência parcial da bomba. A Figura 36 ilustra uma destas bombas que apresentava escoamento de água nulo em uma das suas duas descargas de água de selagem. Esta ausência de escoamento pode ser causada por entupimentos ou alguma válvula de alimentação de água fechada. Neste caso analisado tratava-se mesmo de entupimento por materiais sólidos de origem da água industrial capturada pela água de selo que podem ser evitados instalando filtro tipo “y” na tubulação de água.

Figura 36 - Escoamento de água irregular pelas descargas de água de selo da bomba



Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

Uma outra observação relevante encontrada no sistema de vácuo desta unidade com as bombas de vácuo operando nestas condições apresentadas anteriormente, foi a presença de vapor na descarga das bombas de vácuo. Na Figura 37 é possível perceber esta alta concentração de vapor indesejável para este processo na descarga das bombas de vácuo de Fábrica. Todas as descargas das bombas estão interligadas em paralelo através de uma construção civil chamada internamente de “galeria de ressonância”. Em outras unidades, normalmente esta interligação em paralelo é realizada através de tubulações que descarregam o ar aspirado para a atmosfera.

Figura 37 - Descarga de ar aspirado pelas bombas de vácuo em Mina Fábrica



Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

O excesso de vapor no processo de geração de vácuo, além dos malefícios causados pelo fenômeno da cavitação descrito anteriormente, é totalmente indesejado, pois o vapor ocupa um espaço que deveria ser da pressão negativa gerada pela bomba. Este fato reduz a eficiência da bomba de vácuo, ou seja, torna sua pressão de aspiração menos negativa.

Para cálculo da temperatura de vapor nas bombas de vácuo no processo de Filtragem analisado utilizou-se da Equação de Antoine. Esta equação correlaciona a temperatura e a pressão de vapor com auxílio de coeficientes obtidos experimentalmente apresentados na Figura 38. Para este trabalho utilizou-se dos coeficientes obtidos com a pressão dada em mmHg e a temperatura em kelvin. Verificou-se também que a faixa de trabalho da temperatura da água neste processo atende à restrição para aplicação da lei.

Figura 38 - Coeficientes de Antoine

$\ln(P) = \text{Ant}(A) - \frac{\text{Ant}(B)}{T + \text{Ant}(C)}$							
P = pressão de vapor (mmHg)				Máx = Temperatura máxima de aplicação da Lei			
T = Temperatura (kelvin)				Min = Temperatura mínima de aplicação da L			
		Composto	Ant (A)	Ant (B)	Ant (C)	Máx	Min
1	AR	Argon	15,2330	700,51	-5,84	94	81
2	BCl ₃	Boron Tricloride					
3	BF ₃	Boron Trifluoride					
4	BR ₂	Bromide	15,8441	2582,32	-51,56	354	259
5	ClNO	Nitrosyl Chloride	16,9505	2520,70	-23,46	285	210
6	Cl ₂	Chloride	15,9610	1978,32	-27,01	264	172
7	Cl ₃ P	Phosphorus Trichloride					
8	Cl ₄ Si	Silicon Tetrachloride	15,8019	2634,16	-43,15	364	238
9	D ₂	Deuterium	13,2954	157,80	0,00	25	19
10	D ₂ O	Deuterim oxide					
11	F ₂	Fluorine	15,6700	714,10	-6,00	91	59
12	F ₃ N	Nitrogen Trifluoride	15,6107	1155,69	-15,37	155	103
13	F ₄ Si	Silicon Tetrafluoride					
14	F ₆ S	Sulfur Hexafluoride	19,3785	2524,78	-11,16	220	159
15	HBr	Hydrogen Bromide	14,4687	1242,53	-47,86	221	184
16	HCl	Hydrogen Chloride	16,5040	1714,25	-14,45	200	137
17	HF	Hydrogen Fluoride	17,6958	3404,49	15,06	313	206
18	HI	Hydrogen Iodide	12,9149	957,96	-85,06	256	215
19	H ₂	Hydrogen	13,6333	164,90	3,19	25	14
20	H ₂ O	Water	18,3036	3816,44	-46,13	441	284
21	H ₂ S	Hydrogen sulfide	16,1040	1768,69	-26,06	230	190
22	NH ₃	Ammonia	16,9481	2132,50	-32,98	261	179
23	H ₂ N ₂	Hydrazine	17,9899	3877,65	-45,15	343	288
24	He(4)	Helium-4	12,2514	33,73	1,79	4,3	3,7

Fonte: <http://paginapessoal.utfpr.edu.br/lisandra/fisico-quimica-alimentos/anexos>

Equação de Antoine:

$$\ln P_v = A - \frac{B}{T + C} \quad (8)$$

P_v = Pressão de vapor em mmHg

A, B e C = Coeficientes da tabela de Antoine calculados experimentalmente

T = Temperatura de vapor em kelvin

Coeficientes A, B e C da água retirados da tabela de Antoine:

A=18,3036

B=3816,44

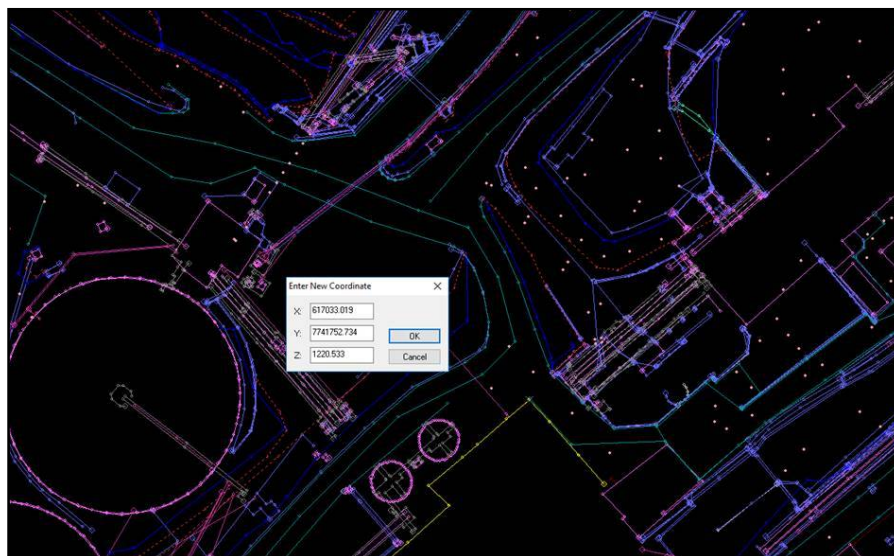
C=-46,13

O Procedimento Técnico de Processo da Filtragem da Usina de Pelotização em estudo estabelece que a pressão de vácuo de trabalho deve ser de -505mmHg +/- 25, ou seja, de -480mmHg a -530mmHg.

Para calcular a pressão absoluta no sistema é necessário conhecer a pressão atmosférica de exposição das bombas de vácuo. Utilizando o *software Datamine*, conforme Figura 39, foi retirada a cota topográfica do ponto de localização das bombas de vácuo de Mina Fábrica e

encontrada uma altitude de localização de 1220,53. Para este trabalho foi considerada uma altitude de 1200 metros pois já possui um valor tabelado para pressão atmosférica.

Figura 39 - Altitude de localização das bombas de vácuo em Mina Fábrica



Fonte: Software Datamine – Mina Fábrica

Conforme a Figura 40, a pressão atmosférica para uma altitude de 1200 metros é de 658 mmHg, pressão a qual foi utilizada nos cálculos da pressão absoluta ao nível de localização das bombas de vácuo instaladas na Filtragem de Mina Fábrica.

Figura 40 - Pressão atmosférica x Altitude

VARIAÇÃO DA PATM COM A ALTITUDE			
Altitude (m)	Pressão atmosférica (mmHg)	Altitude (m)	Pressão atmosférica (mmHg)
0	760	1200	658
200	742	1400	642
400	724	1600	627
600	707	1800	612
800	690	2000	598
1000	674	3000	527

Fonte: Apresentação Prof. Dr. Emerson Galvani – Departamento de Geografia USP

Dado que o cálculo da pressão absoluta é obtido através da soma entre as pressões atmosférica e relativa ou manométrica (neste trabalho vacuométrica), temos:

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{rel}$$

Onde:

$P_{abs} = \text{Pressão absoluta}$

$P_{atm} = \text{Pressão atmosférica}$

$P_{rel} = \text{Pressão relativa}$

Calculando a temperatura de vapor da água para a pressão mais negativa de trabalho segundo o procedimento técnico deste processo de Filtragem (-530mmHg):

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{rel} \rightarrow P_{abs} = 658 + (-530) \rightarrow P_{abs} = 128 \text{ mmHg}$$

$$\ln P_v = A - \frac{B}{T+C} \rightarrow \ln 128 = 18,3036 - \frac{3816,44}{T-46,13} \rightarrow 4,85203026392 - 18,3036 = -\frac{3816,44}{T-46,13}$$

$$\rightarrow 13,4515697361 = \frac{3816,44}{T-46,13} \rightarrow 13,4515697361T - 620,520911926 = 3816,44$$

$$\rightarrow T = \frac{4436,96091193}{13,4515697361} \rightarrow T = \mathbf{329,85k}$$

$$\text{Em graus Celsius: } T = k - 273,15 \rightarrow T = 329,85 - 273,15 \rightarrow T = \mathbf{56,70^\circ C}$$

Calculando a temperatura de vapor da água para a pressão menos negativa de trabalho segundo o procedimento técnico deste processo de Filtragem (-480mmHg):

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{rel} \rightarrow P_{abs} = 658 + (-480) \rightarrow P_{abs} = 178 \text{ mmHg}$$

$$\ln P_v = A - \frac{B}{T+C} \rightarrow \ln 178 = 18,3036 - \frac{3816,44}{T-46,13} \rightarrow 5,18178355029 - 18,3036 = -\frac{3816,44}{T-46,13}$$

$$\rightarrow 13,1218164497 = \frac{3816,44}{T-46,13} \rightarrow 13,1218164497T - 605,309392825 = 3816,44$$

$$\rightarrow T = \frac{4421,74939282}{13,1218164497} \rightarrow T = \mathbf{336,98k}$$

$$\text{Em graus Celsius: } T = k - 273,15 \rightarrow T = 336,98 - 273,15 \rightarrow T = \mathbf{63,83^\circ C}$$

Portanto, para que a água presente nas bombas de vácuo não esteja em uma temperatura que torne possível entrar em regime de vaporização, é necessário que a temperatura de saída da água de selagem das bombas de vácuo não seja superior a 56,70 °C para a pressão de trabalho nas faixas de -530 a 480 mmHg. Para pressões mais negativas que -530mmHg, esta temperatura de vaporização será ainda menor e consequentemente aumenta a possibilidade de gerar cavitação.

Para classificar a eficiência das bombas de vácuo de anel líquido na unidade de estudo, como na maioria dos processos de Filtragem por bombas conectadas em paralelo, as mesmas são desligadas individualmente de forma alternada e verifica-se a pressão de vácuo do sistema. Este processo além de não ser contínuo pode mascarar a real eficiência da bomba, pois falhas nas vedações das válvulas de vácuo em bombas inoperantes permitem a entrada de ar falso no sistema e assim permitem categorizar as bombas de forma equivocada. Nesta situação pode-se

por exemplo interpretar que uma bomba ineficiente contribui com uma melhor pressão de vácuo, quando na realidade é a bomba menos eficiente beneficiada por falhas de vedações em outras bombas fora do regime de operação do sistema de vácuo. Realizando o teste desta forma é testada a melhor configuração de bombas em funcionamento e não a eficiência individual destas. Além disso, este teste não garante que todas as variáveis da Filtragem estejam em iguais condições para todas as configurações testadas.

3.3 Análise dos Filtros de Discos Rotativos

Os filtros de disco desta unidade de Pelotização possuem atualmente, conforme descrito anteriormente neste trabalho, quatro filtros não retrofitados concebidos conforme projeto original e seis filtros retrofitados que receberam algumas melhorias para aumento do rendimento.

As principais melhorias realizadas nos filtros retrofitados estão no aumento do diâmetro dos tubos da árvore de setores que envolve o eixo principal do filtro e o defasamento entre as duas metades da árvore de setores. Outras melhorias não menos importantes também foram realizadas como, por exemplo, substituição dos vasos separadores de filtrado, substituição do acionamento por motoredutores, substituição dos cabeçotes, sistema de lubrificação automática centralizada, sistema de lavagem de setores e outros.

O defasamento entre as duas metades da árvore de setores permite que o filtro de disco descarregue o material agregado nas paredes externas dos tecidos filtrantes de forma alternada, ou seja, quando uma metade da árvore está descarregando o *filter cake* através da pressão de ar de sopro, a outra metade está ainda em zona de secagem. Esta forma de funcionamento permite maior eficiência no desprendimento de material dos tecidos filtrantes, pois é necessário menor volume de ar de sopro para realizar este desprendimento. Assim, o vaso de pressão ou “pulmão de ar” dedicado para cada filtro de disco consegue repor o volume de ar mais rapidamente e oferecer uma pressão mais contínua durante o sopro, além de ser possível trabalhar com pressões de ar de sopro menores que outrora. Nos filtros não retrofitados, como o ar de sopro é direcionado em toda a fileira de setores da árvore que está na zona de sopro ao mesmo tempo, pode ocorrer de não proporcionar um desprendimento eficiente e manter material agregado em suas paredes externas mesmo com o fim do sopro. Este material ainda agregado retorna para a bacia através do giro do disco e assim reduz a produtividade do filtro. Este sopro ao mesmo

tempo em toda a fileira da árvore exige um tempo maior de recuperação do volume do pulmão de ar e necessidade de trabalhar com pressões de sopro maiores, reduzindo a produtividade do filtro devido à necessidade de rotação mais baixa em relação ao filtro retrofitado, podendo também acarretar maior incidência de rasgo nos tecidos filtrantes.

Conforme mencionado anteriormente, outra alteração muito importante no filtro retrofitado é a substituição dos tubos de setores dos filtros de disco por tubos de diâmetros maiores. Estes tubos envolvem todo o eixo principal e sustentam o bocal dos setores. Este aumento nos diâmetros dos tubos da árvore de setores, reduz a perda de carga natural que o filtro de disco possui e assim aumenta naturalmente a eficiência e rendimento do mesmo. Segundo Carvalho (2003), dentre as inúmeras fórmulas para cálculo da perda de carga em tubulações, destaca-se a equação de Darcy-Weisbach, também chamada de equação universal para cálculo da perda de carga. Esta equação pode ser descrita abaixo:

$$P_c = f * \frac{L}{D} * \frac{v}{2 * g} \quad (9)$$

Como $v = \left(\frac{Q}{A}\right)^2$ e $A = \left(\frac{\pi * D^2}{4}\right)$, pode-se escrever:

$$P_c = \frac{f}{32 * \pi^2 * g} * \frac{L * Q^2}{D^5} = k * \frac{L * Q^2}{D^5} \quad (10)$$

Sendo:

P_c = Perda de carga em metros

f = coeficiente de atrito adimensional. Pode ser calculado por equação de Swamme

g = aceleração da gravidade em m/s^2

Q = vazão em m^3/s

L = comprimento do tubo em metros

D = diâmetro do tubo em metros

Esta equação permite observar que a perda de carga é inversamente proporcional à quinta potência do diâmetro do tubo analisado, ou seja, aumentar o diâmetro interno do tubo proporciona uma considerável redução da perda de carga natural do filtro de disco.

Para efeitos comparativos entre a diferenças dos filtros retrofitados e não retrofitados, a partir desta equação, faremos a análise conforme descrito a seguir:

Primeiramente, analisamos a perda de carga no filtro de disco não retrofitado cujo comprimento real do tubo é de 1,8m e o diâmetro interno é 0,04m. Consideremos ainda apenas

para efeito de cálculo demonstrativo, uma vazão de 100m³/s e um valor para a constante k=10. Substituindo na fórmula de Darcy-Weisbach, temos:

$$P_{c \text{ não retrofitado}} = k * \frac{L * Q^2}{D^5} = 10 * \frac{1,8 * 100^2}{0,04^5} = 1,76 * 10^{12} m$$

Analisando agora a perda de carga no filtro de disco retrofitado cujo comprimento real do tubo é de 1,8m e o diâmetro interno é 0,11m. Consideremos ainda apenas para efeito de cálculo demonstrativo, novamente uma vazão de 100m³/s e um valor para a constante k=10. Substituindo na fórmula de Darcy-Weisbach, temos:

$$P_{c \text{ retrofitado}} = k * \frac{L * Q^2}{D^5} = 10 * \frac{1,8 * 100^2}{0,11^5} = 1,12 * 10^{10} m$$

Dividindo a perda de carga encontrada num filtro não retrofitado por um filtro retrofitado, resulta em 157,14. Portanto, pode-se afirmar que este aumento no diâmetro interno do tubo da árvore de setores para 110mm, proporcionou uma redução na perda de carga natural dos tubos da árvore em mais de 157 vezes comparada a um filtro não retrofitado. Esta redução da perda de carga natural significa em aumento da produtividade do filtro de disco e assim o mesmo pode funcionar com rotações mais altas para alavancar a produção.

Um aspecto importante em salientar para filtros de disco retrofitados e não retrofitados é quanto à vazão de consumo que estes exigem das bombas de vácuo. Por apresentarem maior produtividade, os filtros retrofitados são normalmente conhecidos por consumirem maior vazão de aspiração das bombas de vácuo que os filtros não retrofitados. Esta conclusão é precipitada e um mito, pois para uma mesma área de filtração e com os mesmos elementos filtrantes, a vazão é exatamente a mesma, ou seja, apesar dos filtros de disco retrofitados funcionarem a uma velocidade de giro maior, estes estão expostos à mesma área de filtração. A redução da perda de carga não aumenta a vazão exigida pelo filtro, apenas aumenta o rendimento efetivo da aspiração, com isso proporciona uma melhor retirada da umidade do material e consequentemente um aumento na produtividade do filtro. Aumentaria a necessidade de aspiração se a área filtrante dos setores também fosse alterada, mas não é o caso desta unidade, pois os setores são idênticos para ambos modelos de filtros de disco.

3.4 Análise dos Filtros Versus Bombas de Vácuo

Já que um dos objetivos do *retrofitting* é a redução do consumo de energia e as bombas de vácuo são os principais consumidores, pode ser perguntado como é possível economizar

energia com as bombas de vácuo já que a vazão exigida de aspiração para ambos tipos de filtros é a mesma. A resposta está na TUF (Taxa Unitária de Filtragem), pois um filtro retrofitado produz muito mais que um filtro não retrofitado e por isso necessitam de menos filtros de disco funcionando para ser produzida uma mesma quantidade de *filter cake*. Como esclarecido que ambos os filtros de disco possuem mesmo consumo de vazão das bombas de vácuo, um menor número de filtros de disco funcionando significa em reduzir a necessidade de bombas de vácuo em funcionamento e consequentemente reduzir o consumo de energia elétrica. Portanto, o *retrofitting* nesta unidade proporciona a possibilidade de reduzir o consumo de energia elétrica pela necessidade reduzida do número de filtros de disco em funcionamento.

Segundo os manuais do fabricante dos filtros de disco de Mina Fábrica, cada filtro necessita de uma vazão de aspiração de 81,5CFM por m², ou seja, 138,4694m³/h por m² de área filtrante. Como cada filtro de disco possui 100m² de área filtrante, implica dizer que cada filtro necessita de 13.846,94m³/h.

$$Vazão_{filtro} = vazão\ por\ m^2 * m^2\ por\ filtro = 138,4694 * 100 = 13846,94m^3/h$$

Conforme calculado anteriormente, se todas as bombas de vácuo desta unidade estiverem funcionando ao mesmo tempo em condições ideais, ou seja, considerando bombas novas em eficiência máxima, sem perdas de carga e por entrada de ar falso no sistema, é gerada uma vazão volumétrica de 103.394,25m³/h pelas bombas de vácuo.

$$Quantidade\ de\ filtros = \frac{vazão\ gerada\ pelas\ bombas}{vazão\ de\ consumo\ / filtro} = \frac{103394,25}{13846,94} \quad (11)$$

$$= 7,47$$

Portanto, em condições ideais, as bombas de vácuo em Mina Fábrica suportam funcionar no máximo 7 filtros de disco ao mesmo tempo num cenário ideal que é muito difícil de ocorrer. Contudo, sabe-se que este valor é apenas ideal, pois na realidade existem perdas de carga, entradas de ar falso conforme evidenciado pelos testes de estanqueidade, incidência de nível de polpa na bacia do filtro abaixo do recomendado (denominada “caixa baixa” permitindo entrada de ar falso livremente para o sistema de vácuo conforme Figura 41), rasgo em tecidos filtrantes dos setores e baixa eficiência das bombas de vácuo por exemplo.

Figura 41 - Exemplo de filtro apresentando "caixa baixa"



Fonte: Fotografia capturada pelo próprio autor em Mina Fábrica

Nesta etapa de filtragem analisada, por diversas vezes eram encontrados número de filtros funcionando em quantidade maior que 7, fato que contribui muito para queda da pressão de vácuo. Conforme calculado abaixo, fazendo agora um cálculo contrário ao anterior, se todos os filtros de disco desta unidade estiverem funcionando ao mesmo tempo, significa uma necessidade de consumo de $138.469,4\text{m}^3/\text{h}$, ou seja, um déficit de geração de vácuo de $35.075,15\text{m}^3/\text{h}$. Este déficit implicaria por exemplo na necessidade de instalação de mais duas bombas de vácuo 2BE1703.

$$\begin{aligned} \text{Consumo máximo vácuo} & \quad (12) \\ &= (\text{vazão de consumo por filtro} \\ &\quad * \text{quantidade de filtros max}) \\ &\quad - \text{vazão gerada pelas bombas} \end{aligned}$$

$$\text{Consumo máximo vácuo} = (13846,94 * 10) - 103394,25 = 35.075,15\text{m}^3/\text{h}$$

É importante ressaltar que os filtros retrofitados apesar de consumirem mesma vazão de vácuo, produzem maior quantidade de material como explicado anteriormente. Por isso, deve-se priorizar o funcionamento destes filtros para uma redução do consumo de vácuo, consequentemente do número de bombas de vácuo funcionando e consumo de energia elétrica.

A eficiência funcional das bombas de vácuo está relacionada ao funcionamento do menor número de bombas de vácuo operando para um determinado número de filtros de disco. Já a eficiência energética, também objetivo deste trabalho, será conseguida através da maior

eficiência das bombas de vácuo, ou seja, explorar o máximo rendimento das bombas através de instrumentos e controles que permitam a maior geração de vácuo possível.

3.5 Sugestão de Instrumentação e Controle para Bombas de Vácuo

Para atingir o objetivo deste trabalho é necessária uma melhor instrumentação das bombas de vácuo da unidade de Pelotização estudada. Para melhor rendimento das bombas, ou seja, para maximizar a vazão gerada por cada bomba de vácuo é necessário que estas estejam trabalhando dentro de seus patamares ótimos. O primeiro passo para escolher os instrumentos que são realmente necessários para as bombas de vácuo é conhecer o seu funcionamento ideal.

Os manuais dos fabricantes já recomendam uma instrumentação básica como por exemplo válvula de controle e medidor de vazão de água de selagem. O benefício que cada instrumento oferece deve ser levado em consideração para implantar instrumentos realmente necessários, ou seja, ter instrumentos capazes de interpretar as grandezas que realmente precisam ser medidas e assim tomar decisões adequadas no aspecto de controle.

Aliasso (2005) apresenta em seu trabalho algumas soluções para facilitar o controle de bombas de vácuo de anel líquido, como por exemplo a instalação de válvulas de retenção do fluxo na sucção da bomba para evitar o refluxo no sistema, caso a bomba apresente problemas. O trabalho também sugere que um medidor de pressão na sucção da bomba contribui para conhecer aproximadamente os níveis de geração de vácuo da bomba, mas que em casos de identificação de problemas o medidor de pressão mais aconselhável é o manômetro tipo “u” ou o eletrônico devido à necessidade de precisão. Indica também que no filtro separador é aconselhável a instalação de um nível visível para detectar fragilidades no mesmo devido ao desgaste de sua vida útil. Ainda neste trabalho, Aliasso (2005) relata que é recomendável utilizar uma válvula controladora, normalmente tipo globo, na entrada de água da bomba e que a pressão de ajuste da água para selagem interna normalmente é fornecida pelo fabricante, podendo também ser monitorada por instrumento de pressão. O mesmo trabalho também recomenda a utilização de medidores de fluxo e temperatura na entrada da água de selagem da bomba de vácuo para verificarem a ausência de fluxo e se a temperatura está acima do recomendável pelo fabricante. Relata ainda que para bombas que possuem vedação por gaxetas, indica-se a instalação de medidores de fluxo para verificar o arrefecimento das partes mecânicas

da bomba e caso o líquido de entrada contenha partículas sólidas, informa que uma boa prática é a instalação de filtros de partículas sólidas como por exemplo o filtro tipo “y”.

Na publicação de FRANK (2012), são apresentados alguns controles que podem ser realizados em bombas de vácuo. Uma aplicação vantajosa para utilização de inversores de frequência, seria por exemplo no acionamento da bomba para controlar o vácuo de um processo que apresente grande volume de carga no arranque, onde posteriormente seria apenas necessária rotação baixa para manter o selo de anel líquido, economizando energia elétrica e evitando desgaste da bomba. Este trabalho comenta também sobre o controle de vácuo através da utilização de bombas de vácuo em paralelo, o qual descreve como controle não ideal pois as bombas geralmente não operam e desgastam de maneira idêntica. Em contrapartida, bombas de vácuo em paralelo são geralmente instaladas em quantidade que fornece capacidade superior ao necessário, fato este que pode ser uma boa vantagem para facilitar manutenções. Este trabalho descreve também algumas outras estratégias para facilitar o controle do vácuo, como por exemplo utilização de sistemas de bombas de vácuo de dois estágios, utilização de válvulas de alívio para evitar pressões muito negativas e reservatórios de vácuo para acomodar flutuações do sistema.

Wiley (1998) comenta em seu livro que a geração de vácuo provoca a compressão de até 15 vezes a pressão atmosférica e que este processo geralmente necessita de bombeamento contínuo, que por sua vez solicita grande quantidade de energia elétrica. Ainda neste trabalho é informado que existem muitas formas de medir a eficiência de uma bomba de vácuo além de energia consumida em relação a pressão de vácuo. Como exemplo destas outras formas apresenta a relação de pressão de vácuo em relação ao fluxo de água de selagem. Este trabalho ressalta também que os valores alcançados de pressão de vácuo gerado por uma única bomba devem ser distintos quando conectados a um sistema, pois podem nunca ser atingida a pressão máxima da bomba por diversos fatores como por exemplo perdas de carga e entradas de “ar falso” no sistema.

Bannwarth (2005) cita algumas possibilidades para aumento da capacidade de geração de vácuo, juntamente com as vantagens e desvantagens do uso de cada uma delas, as quais são apresentadas na Tabela 5. Dentre estas possibilidades cita o controle de velocidade das bombas e o funcionamento de bombas em paralelo assim como é a configuração utilizada nesta unidade de estudo. Menciona também o controle de suprimento do fluido aspirado que pode tornar-se

uma desvantagem se a bomba não possuir controle de velocidade para economizar energia elétrica e o controle do líquido de selagem no intuito de proporcionar a menor temperatura de entrada do líquido. Sugere ainda a combinação destas técnicas que poderão otimizar e maximizar a geração de vácuo, reduzindo o consumo de energia elétrica.

Tabela 5 - Sugestões para otimizar a capacidade de geração de vácuo

Modo de Ajuste da Capacidade de Sucção	Faixa de Ajuste da Capacidade de Sucção	Vantagens	Desvantagens
Velocidade da bomba	40-100%	Ajuste de frequência e baixo consumo de energia elétrica	Alto custo de investimento
Operação de bombas em paralelo	10-100%	Baixo consumo de energia elétrica	Moderado custo de investimento
Fornecimento externo de gás	0-100%	Baixo custo de investimento	Alto consumo de energia elétrica
Temperatura do anel líquido	80-100% (gás seco) 40-100% (gás úmido)	Baixo custo de investimento. Baixo consumo de água de refrigeração	Curta faixa de ajuste
Combinação de diferentes modos de ajuste	0-100%	Ajuste de frequência, baixos consumos de energia elétrica e água de refrigeração	Alto custo de investimento

Fonte: Bannwarth (2005)

A instalação de inversores de frequência sugerida por Frank (2012) e Bannwarth (2005), dependendo das potências e nível de tensão dos motores, requerem alto grau de investimento e também um elevado espaço para instalação de robusto conjunto de inversores normalmente interligados em série para atingir o nível de tensão adequado. Devido a estes fatores, esta dissertação busca potencializar a geração de vácuo do sistema apenas através da instrumentação das bombas de vácuo.

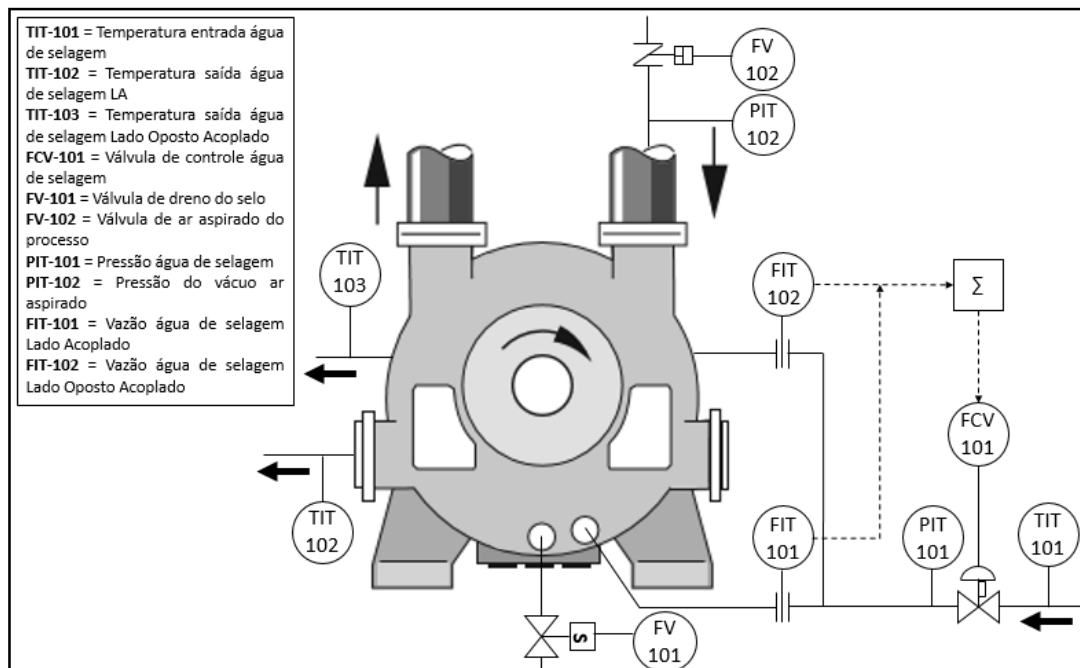
Dentre os instrumentos sugeridos para implementação deste trabalho, além dos instrumentos já recomendados pelos fabricantes, destaca-se a instalação de um medidor de temperatura na entrada de água de selo e dois medidores de temperatura na descarga de água de selagem das bombas. De maneira empírica, é notável que para uma mesma temperatura de água de selagem, as bombas de vácuo descarregam água em diferentes temperaturas. Esse aumento da temperatura é causado principalmente pela compressão exercida pelas bombas

sobre os fluidos internos no processo de aspiração das mesmas. Esta diferença de temperaturas entre entrada e saída da bomba, significa um maior ou menor rendimento da bomba. Pois uma temperatura maior que o valor normal pode por exemplo significar que a vazão de água de selo está abaixo dos níveis recomendados pelo fabricante e uma menor temperatura que o valor típico pode significar que a vazão de água está muito além do recomendável. O funcionamento da bomba está baseado na correta formação de seu anel líquido, por isso, excesso de água oferece o chamado “afogamento” da bomba, significando em excesso de água no interior da bomba e impedindo uma maior aspiração de fluidos do sistema de vácuo devido principalmente a redução do volume de ar aspirado, pois a água é incompressível. Já uma menor vazão de água pode prejudicar a formação de anel líquido e a bomba nem mesmo gerar vácuo, pois esta necessita da água para vedar as partes móveis do rotor e assim aspirar fluidos apenas das janelas de aspiração da bomba. Os fabricantes normalmente citam nos manuais que a vazão de água de selo pode variar em até 25% do valor recomendado sem prejudicar a eficiência da bomba em condições ideais.

É importante ressaltar que o diferencial entre as medições de temperatura de entrada e saída da bomba podem significar mais que a correta vazão de vácuo, pois a medida que a bomba é depreciada, mesmo em condições recomendadas de vazão de selo, a bomba não atinge mais a capacidade natural de aspiração. Essa perda de eficiência pode ser explicada por uma menor temperatura na descarga de água da bomba. Mas qual seria o valor adequado da temperatura de saída da água das bombas de vácuo? Essa resposta será encontrada nos testes com as bombas já instrumentadas.

A Figura 42 e o Quadro 2 apresentam uma lista sugerida de instrumentos para serem instalados em cada bomba de vácuo em Mina Fábrica e seus respectivos benefícios:

Figura 42 - Diagrama P&ID com instrumentos sugeridos para uma bomba de vácuo de anel líquido conforme norma ISA D-5.1



Fonte: Autor da dissertação

Quadro 2 - Instrumentos e benefícios no funcionamento das bombas de vácuo

INSTRUMENTO	BENEFÍCIO
Medidor de temperatura de entrada de água de selagem	Conhecer se a água de selo de entrada apresenta temperatura conforme esperado nas condições de projeto e eficiência dos processos de fornecimento de água
Medidor de temperatura de saída de água de selagem	Conhecer através da elevação de temperatura da água em relação à entrada se as bombas estão gerando trabalho de maneira adequada. Instalação de dois medidores de temperatura, um em cada lado da descarga, para verificar possível entupimento das bombas, danos em um dos lados do rotor ou assimetria na distribuição
Medidor de pressão de vácuo de aspiração	Conhecer a pressão individualizada de aspiração de cada bomba e também verificar pressões de cavitação da bomba para atuação de controle preventivo
Medidor de vazão de água de selagem	Verificar se a vazão de entrada de água de selagem está dentro dos padrões recomendados pelo fabricante. Instalação de dois medidores de vazão para verificar distribuição simétrica em ambos lados do rotor
Válvula de controle de água de selagem	Controlar o fluxo adequado de vazão de água conforme recomendações do fabricante das bombas de vácuo
Medidor de pressão de água de selagem	Verificar se a pressão de alimentação de água de selagem está em patamares recomendados pelo fabricante das bombas
Válvula de dreno automática	Após parada da bomba é desejável que esta seja drenada pois em uma nova partida com água em seu interior pode causar sobrecarga e até mesmo danos nas paletas do rotor
Válvula de vácuo automática	Já existente nas bombas desta unidade de Filtragem. Proporciona em caso de paradas da bomba o bloqueio de entrada de ar no sistema

Fonte: Autor da dissertação

4 IMPLEMENTAÇÃO DA PROPOSTA

4.1 Especificação dos Instrumentos Sugeridos

Para implementação dos instrumentos sugeridos foram especificados instrumentos que poderiam ser intercambiáveis com outras aplicações do processo de Pelotização desta unidade para padronização e facilitar estoque sobressalente dos mesmos. Seguem abaixo as especificações técnicas e quantidade dos instrumentos adquiridos.

- 3 termoresistências tipo PT100, fabricante ECIL, modelo TS13/PC1-S/316-08-S-100/KNE-98/21/4BP-4RC;
- 2 medidores de vazão eletromagnéticos 3 polegadas, fabricante Emerson, modelo 8705PSA030C1W0G1Q4;
- 1 válvula de controle esfera segmentada de 3 polegadas, fabricante Emerson, modelo VW3IV20521 posicionador 3620j;
- 1 transmissor de pressão 10bar, fabricante IFM, modelo PN2594;
- 1 transmissor de pressão -1 a 1 bar, fabricante IFM, modelo PI2899;
- 1 válvula de dreno 2 polegadas, fabricante ASCO, modelo SCX8210100 - 240/60.

4.2 Instalação dos Instrumentos

Como a estratégia para execução deste trabalho é aplicar os instrumentos e controle em apenas uma bomba de vácuo, foi necessário escolher uma das seis bombas de vácuo para receber esta melhoria. A bomba escolhida deve-se ao fato de ser a bomba mais nova do sistema instalado já no modelo Nash 2BE1703.

Conforme Figura 43 foi instalado um medidor de temperatura do líquido de selagem no reservatório de água de distribuição comum para todas as bombas de vácuo. Esta instalação foi realizada em altura suficiente para obter contato com a água mesmo que o nível esteja em valor considerado mínimo para o processo. Não foi instalado próximo ao fundo do reservatório devido a possibilidade de existir contaminantes no mesmo e assim permitir que o instrumento fosse danificado em tarefas programadas de limpeza.

Figura 43 – Medidor de temperatura instalado no reservatório de alimentação de água das bombas de vácuo



Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

A Figura 44 apresenta os outros dois medidores de temperatura que foram instalados nos vertedouros de descarga de água da bomba de vácuo, um para cada lado de descarga da bomba.

Figura 44 - Medidores de temperatura instalados nas descargas da bomba de vácuo

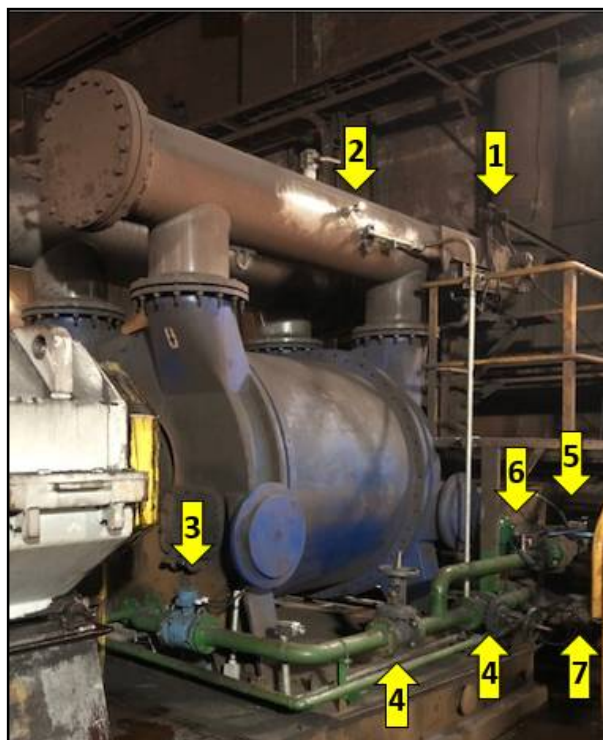


Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

Na Figura 45 são destacados os instrumentos que foram instalados na bomba de vácuo de anel líquido. A válvula de vácuo (1), responsável por conectar e desconectar a bomba ao sistema de vácuo, era o único instrumento que já existia na bomba de vácuo. O medidor de pressão de vácuo (2) foi instalado no duto de sucção da bomba. Os medidores de vazão de água de selagem (3) foram instalados um em cada lado da bomba de vácuo. Para regular a simetria de distribuição de água em ambos lados da bomba de vácuo foram instaladas válvulas manuais de água (4). A válvula de controle esfera segmentada juntamente com seu posicionador (5) foi montada na

alimentação da água de selagem da bomba. O medidor de pressão de água de selagem (6) pode ser visualizado logo após a válvula de controle. Por fim, a válvula de dreno de água de selo (7) para ambos lados da bomba de vácuo é identificada logo abaixo da válvula de controle.

Figura 45 - Instrumentos instalados na bomba de vácuo de anel líquido



Fonte: Fotografia retirada pelo autor da dissertação

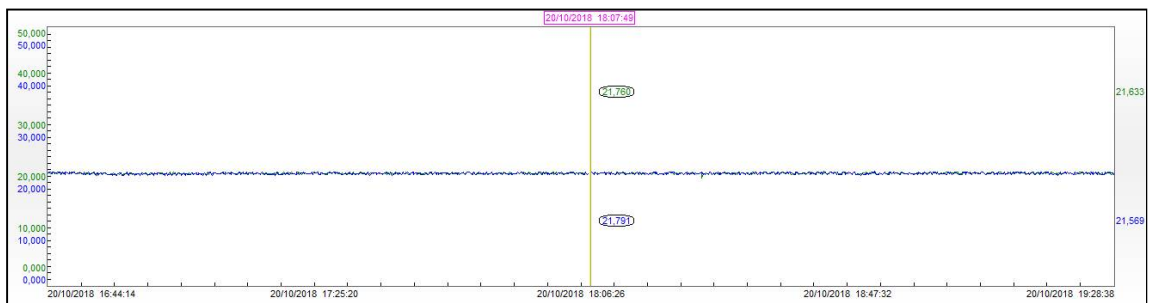
Toda a montagem das tubulações respeitou os critérios para uma correta medição dos instrumentos instalados conforme orientam os fabricantes, como por exemplo comprimentos em trecho reto e tubo cheio para os medidores de vazão. Também importante salientar que a montagem da tubulação de água foi modificada de modo a distribuir de forma simétrica o líquido de selagem, pois o *layout* anterior facilitava um fluxo preferencial de água para o lado não acoplado da bomba de vácuo.

5 RESULTADOS

5.1 Monitoramento das Variáveis após Instrumentação e Controle

O primeiro passo após a instalação de todos os instrumentos foi a criação de controle PID para controlar o fluxo de água total dentro da bomba de vácuo através da abertura da válvula de controle. Para a variável a ser controlada, fluxo de água de selo, foi objetivado o *setpoint* de 43,4m³/h, pois é a vazão recomendada pelo fabricante deste modelo de bomba de vácuo. Desta forma, conforme a Figura 46, percebe-se que a implementação do controle funcionou muito bem para o objetivo inicial proposto, pois o somatório dos dois medidores de vazão da bomba de vácuo estudada apresentam valores controlados.

Figura 46 - Vazões líquido de selagem lado acoplado e não acoplado



Fonte: Sistema Infoplus para monitoramento de variáveis da unidade de Mina Fábrica

Para monitoramento do controle de alimentação do líquido de selagem foi implementada lógica no CLP para detectar possíveis problemas nesta alimentação através do alarme “Desvio de regulagem. Excesso de água de selo” para fluxo maior que 5% durante 30 segundos consecutivos e “Desvio de regulagem. Baixo fluxo de água de selo” para fluxo menor que 5% durante 30 segundos consecutivos.

Para verificar a simetria na distribuição do líquido de selagem na alimentação da bomba de vácuo foi criado o alarme “Assimetria na alimentação da água de selo” caso a diferença entre as medições nos dois medidores de vazão seja maior que 10% por mais de 1 minuto consecutivo.

Após o ajuste de fluxo de água ideal recomendado pelo fabricante não foi possível notar diferença significativa na eficiência da bomba de vácuo comparando a medição de pressão de vácuo individualizada e a pressão de vácuo do sistema de vácuo como um todo. Este fato é explicado pela bomba em funcionamento estar interligada ao sistema em paralelo, por isso a pressão é equalizada para todos os pontos conectados. Outro fato contribuinte está relacionado

ao fato de apenas uma bomba de vácuo instrumentada não representar significativamente ganho para todo o sistema.

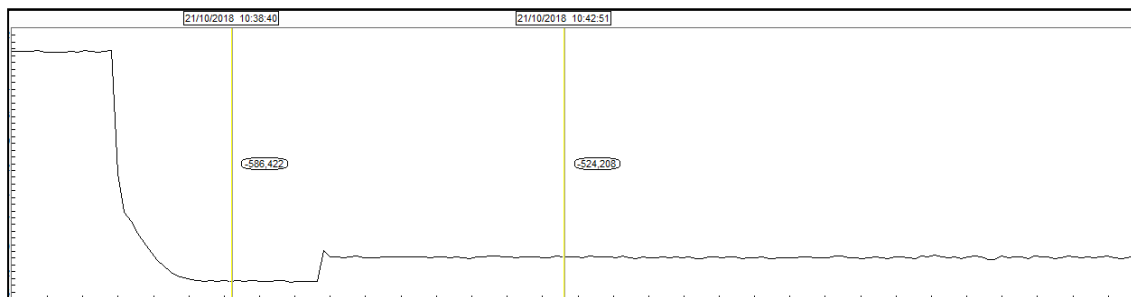
Foram realizados testes de partida da bomba de vácuo com diferentes vazões de água de selagem em torno do valor recomendado pelo fabricante para se verificar o tempo necessário para a bomba de vácuo estabilizar a saída do líquido de selagem pela descarga da mesma. Este tempo para vazões até 25% menores que o valor recomendado foi de 90 segundos. Logo, a partir deste tempo já pode-se abrir a válvula de vácuo e conectar a bomba ao sistema. Importante ressaltar que o fabricante recomenda conectar a bomba ao sistema em tempos de abertura entre 5 e 10 segundos após a partida da bomba para sistemas que possuem líquido de selagem pressurizados. Porém, em Mina Fábrica, a bomba estudada não possui alimentação de líquido de selagem pressurizada, por isso a necessidade deste tempo maior de estabilização para que a própria rotação da bomba de vácuo arraste o líquido de selagem do reservatório de água para seu interior. Antes do trabalho este tempo de abertura da válvula de vácuo acontecia após 5 minutos.

Nestes testes de partida da bomba de vácuo percebeu-se uma contribuição importante do medidor de pressão de vácuo instalado na mesma, pois antes de conectar a bomba ao sistema através da abertura da válvula de vácuo é possível verificar o valor mais negativo de pressão que a bomba atinge. Assim, é possível monitorar se a bomba de vácuo apresenta distúrbios na geração de vácuo antes mesmo de conectá-la ao sistema.

A Figura 47 apresenta a partida desta bomba de vácuo onde a pressão mais negativa é encontrada após a estabilização das vazões do líquido de selagem no valor aproximado de -586mmHg. Após abertura da válvula de vácuo para interligar a bomba ao sistema de vácuo esta pressão torna-se menos negativa no valor aproximado de -524mmHg.

Durante o tempo de partida da bomba, anterior à abertura da válvula de vácuo para conectar a bomba ao sistema, é monitorada a pressão de vácuo individualizada. Por isso foi criado um alarme para sala de controle caso a bomba não atinja a pressão de -550mmHg denominado “Perda de Eficiência na Bomba”. O valor mais negativo atingido durante os testes nesta bomba foi -586mmHg, por isso definiu-se o valor de -550mmHg como gatilho para uma análise mais aprofundada das anomalias que podem estar prejudicando a bomba.

Figura 47 - Pressão de vácuo na bomba de vácuo durante partida



Fonte: Sistema Infoplus para monitoramento de variáveis da unidade de Mina Fábrica

Após a bomba de vácuo já estar em regime de funcionamento e estar conectada ao sistema, foram realizados testes para verificar as temperaturas do líquido de selagem para diferentes vazões de água em torno do valor recomendado pelo fabricante de 43,4m³/h. A Tabela 6 apresenta os valores encontrados evidenciando que existe uma elevação da temperatura de descarga da água do selo hidráulico. Notável que para vazões maiores que o valor recomendado as temperaturas são menores e para valores menores as temperaturas são maiores.

Tabela 6 - Temperaturas água de selo para diferentes vazões

Ajuste da vazão de água em torno do valor recomendado pelo fabricante	-20%	-15%	-10%	-5%	0%	+5%	+10%	+15%	+20%
Vazão LA (m³/h)	17,82	18,26	19,27	20,55	21,3	22,97	24,05	24,22	26,31
Vazão LOA (m³/h)	17,57	18,48	19,34	20,39	21,18	23,00	24,11	25,36	25,07
Temp. LA (°C)	40,56	39,91	39,10	38,85	38,00	37,65	37,16	37,37	37,34
Temp. LOA (°C)	40,78	40,32	39,42	39,21	38,30	37,89	37,40	37,71	37,58
Temp. Entrada (°C)	27,90	27,91	27,82	27,85	27,74	27,68	27,69	27,95	27,98
Δt LA e Entrada (°C)	12,66	12,00	11,28	11,00	10,26	9,97	9,47	9,42	9,36
Δt LOA e Entrada (°C)	12,88	12,41	11,60	11,36	10,56	10,21	9,71	9,76	9,60

Fonte: Autor da dissertação

Definido durante a implementação que o valor desejado da vazão de água de selagem seria considerado aceitável em valores maiores ou menores em até 5% em torno do valor recomendado pelo fabricante. Excesso de água de selagem podem causar redução do volume de aspiração causando “afogamento” da bomba de vácuo e baixa alimentação da água de selagem pode impedir a correta formação do anel líquido e possível cavitação.

Então, foi possível definir também a faixa desejada da diferença entre as temperaturas de entrada e saída do líquido de selagem (Δt). Como os valores encontrados para esta faixa de vazão de água de selagem adotada como normal foram de 9,97°C a 11,36°C, definiu-se que a faixa desejável de aquecimento da água de selo deva estar entre 9°C e 12 °C. A partir desta definição foi criado o alarme “Aquecimento excessivo ou baixo fluxo água descarga” para temperaturas maiores que 12°C por mais de 1 minuto consecutivo e “Baixa eficiência ou fluxo excessivo de água” para temperaturas menores que 9°C por mais de 1 minuto consecutivo.

Já conhecida a faixa desejável de elevação de temperatura da água após passar pelo interior da bomba de vácuo e também já ser conhecida a temperatura de vapor no interior da bomba conforme demonstrado no capítulo 3 em torno de 56°C, é possível definir também um alarme para monitorar a temperatura de alimentação da água de selagem. Desta forma foi definido que o valor máximo aceitável para temperatura de alimentação da água de selagem seria de 35°C e se este valor ultrapassar este limite por mais de 1 minuto consecutivo irá sinalizar para o sistema supervisorio “Temperatura excessiva alimentação água de selo”.

Também foram criados alarmes para os valores absolutos da temperatura da água de descarga das bombas de vácuo para não atingir a temperatura de vapor informada anteriormente na pressão típica de vácuo do sistema (até -530mmHg) e assim causar cavitação. Foram definidos alarmes individuais para as temperaturas de descarga da bomba de vácuo caso estas ultrapassem 50°C por mais de 1 minuto consecutivo. Os alarmes criados no CLP para este monitoramento foram “Temperatura excessiva descarga da bomba LA. Risco de cavitação” para a descarga do lado acoplado e “Temperatura excessiva descarga da bomba LOA. Risco de cavitação” para a descarga do lado oposto ao acoplado. Além dos alarmes descritos foi definido que a válvula de controle abrirá 100% após 2 minutos consecutivos da temperatura da água acima de 50°C para qualquer uma das descargas e assim proteger o sistema contra a cavitação.

A pressão da entrada de água de selo da bomba não apresentou valor relevante devido a alimentação de água de selagem não ser pressurizada, volume do reservatório ser relativamente reduzido e também o líquido de selagem ser arrastado para o interior da bomba pelo próprio movimento das palhetas das bombas de vácuo. Portanto, para este modelo de aplicação esta medição é desnecessária. Para sistemas onde a alimentação da água de selo é pressurizada é recomendável monitorar a pressão da água de selagem.

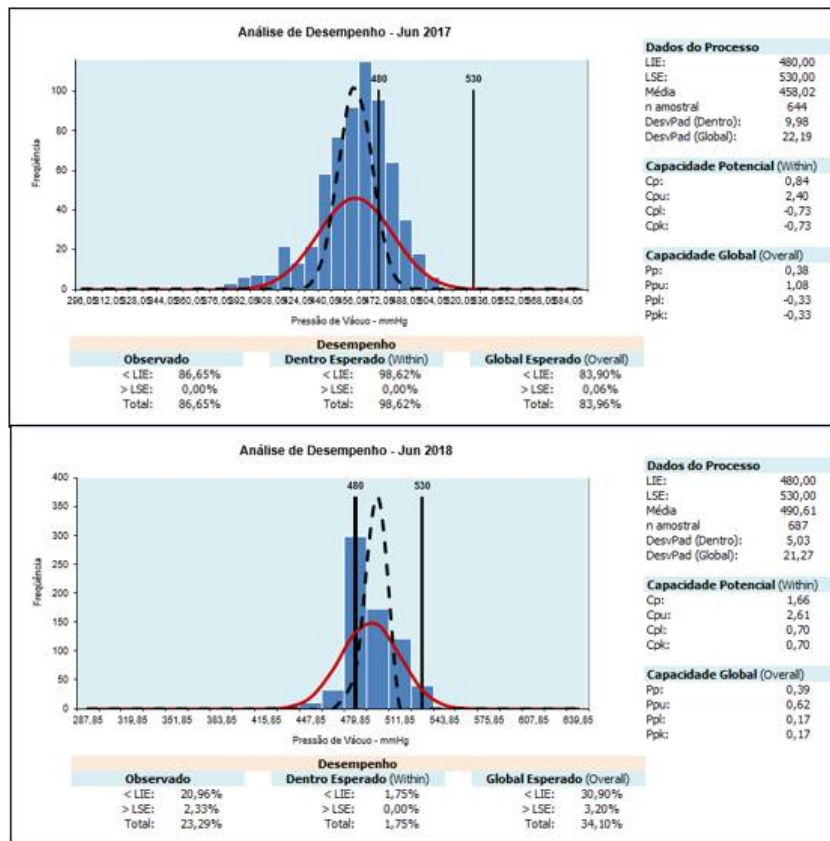
Quando as bombas estiverem todas padronizadas no mesmo modelo de bomba de vácuo poderão ser realizados testes individualizados de partida e a partir dos valores apresentados na pressão de vácuo será possível realizar um ranqueamento das bombas de vácuo. Poderão também ser analisados e comparados os demais fatores neste ranqueamento como por exemplo a diferenciação das temperaturas do líquido de selagem com a bomba em regime de funcionamento.

5.2 Ganhos do Trabalho

Esta pesquisa tinha o objetivo principal de conhecer mais especificamente o funcionamento, melhores práticas e propor melhorias para as bombas de vácuo de anel líquido, porém para entendimento do assunto abordado era necessário entender a Filtragem como um todo e por isso foram realizadas ações que proporcionaram ganhos além dos esperados.

Todas as medidas implantadas durante o trabalho em conjunto com todas as partes interessadas contribuíram muito para a mudança de patamar da pressão de vácuo. Pode-se observar na Figura 48 a redução da variabilidade, deslocamento da média para dentro dos limites de especificação do processo e aumento em 7,12% na pressão de vácuo média do processo.

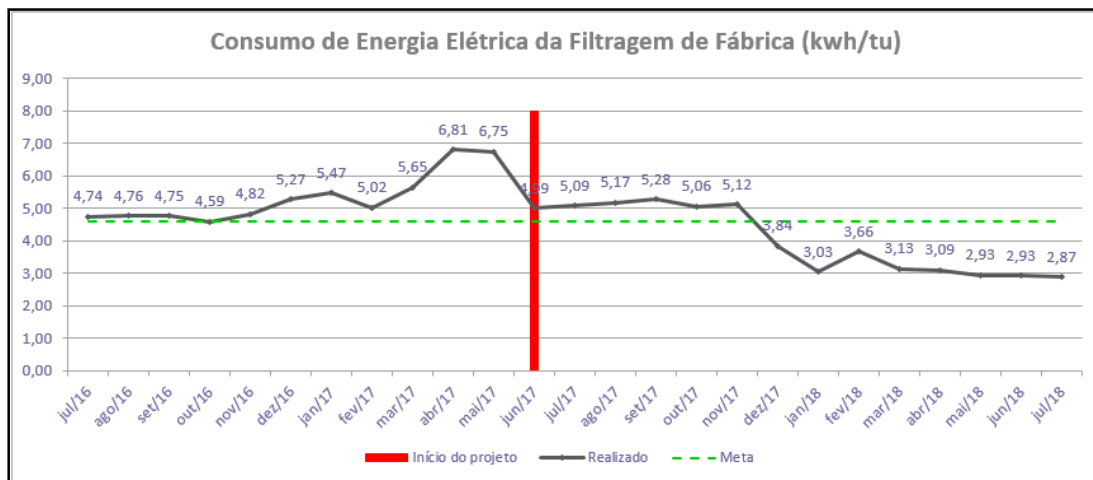
Figura 48 - Comparação da pressão de vácuo



Fonte: Autor da dissertação a partir de dados do PIMS em Mina Fábrica

O consumo específico de energia elétrica da Filtragem é medido em quilowatt hora por tonelada úmida produzida na Filtragem. Este indicador é diretamente relacionado ao consumo de energia elétrica das bombas de vácuo pois estas representam mais de 70% do consumo de energia elétrica da Filtragem. Como o patamar de produção não sofreu alteração representativa, é notável na Figura 49 que houve redução significativa do consumo específico de energia elétrica das bombas de vácuo e consequentemente da Filtragem. Percebe-se que após início das implementações das ações de retomada da rotina, como por exemplo realização dos testes de estanqueidade, ocorreu a restauração dos patamares normais já alcançados anteriormente ao mês de junho de 2017. Em meados de dezembro de 2017 passou-se a utilizar preferencialmente apenas filtros retrofitados, fato este que contribuiu para alavancagem na redução deste indicador e posteriormente o indicador continuou melhorando devido a substituições em bombas de vácuo por modelo padronizado dentre outras melhorias na instrumentação de uma bomba de vácuo piloto e melhor monitoramento do líquido de selagem das bombas de vácuo.

Figura 49 - Gráfico Consumo de Energia Elétrica Filtragem Mina Fábrica



Fonte: Autor da dissertação a partir de dados do PIMS em Mina Fábrica

Um dos benefícios durante o desenvolvimento deste trabalho foi a criação de um dispositivo para detecção de caixa baixa nos filtros de disco. Anteriormente um único Operador era responsável por monitorar todos os filtros, porém devido a suas atividades durante a jornada de trabalho, nem sempre era possível detectar imediatamente este efeito que é muito danoso para a Filtragem, pois expõe uma grande área dos tecidos filtrantes à passagem sem resistência do ar atmosférico. Assim, às vezes era detectado este fenômeno apenas quando a pressão relativa do sistema como um todo já estava menos negativa e assim prejudicando a retirada de umidade e reduzindo a captura de material filtrado. O dispositivo em questão consiste numa boia de caixa d'água (2 polegadas) adaptada verticalmente na bacia de polpa, que ao perder nível deixa de atuar a ponta da haste no sensor indutivo de monitoramento. Este sensor passa o sinal ao CLP que além de atuar a saída para acender um sinaleiro vermelho do filtro, gera um alarme para a sala de controle. Se existir "caixa baixa", o sinaleiro vermelho acende após 10 segundos consecutivos, se estiver com o nível adequado o sinaleiro verde acenderá após o mesmo tempo. Isso reduziu não apenas o tempo de atuação do Operador para resolução rápida quando o fenômeno ocorre, como também reduziu drasticamente o tempo de exposição dos filtros ao fenômeno de caixa baixa. Antes da melhoria o tempo de exposição à caixa baixa diário passava de horas e atualmente é de poucos minutos. Na Figura 50 é possível verificar a instalação deste simples dispositivo em funcionamento. No futuro, com os investimentos previstos que a planta receberá nesta etapa do processo, este fenômeno será evitado automaticamente através de válvula de controle na alimentação de polpa dos filtros de disco.

Figura 50 - Sinais instalados (esquerda) e boia com sensor indutivo (direita)



Fonte: Autor da dissertação

Outro ganho muito relevante foi quanto a utilização dos filtros retrofitados como prioridade e limitando-se a funcionar no máximo um filtro por bomba de vácuo. Como existem apenas seis bombas de vácuo e seis filtros retrofitados, foi objetivado e acordado com as partes interessadas a necessidade de funcionar desta maneira para otimizar a produção e a captura de umidade. O resultado foi a mudança de patamar da TUF média de $1,17\text{t/m}^2$ para $1,47\text{t/m}^2$, ou seja, produção com alto rendimento dos filtros de disco, utilizando menos bombas de vácuo e consequentemente menor consumo de energia elétrica.

Muitas outras pequenas melhorias foram realizadas, como por exemplo, a alteração do tempo de abertura da válvula de vácuo automática das bombas de vácuo, pois esta apenas conectava a bomba ao sistema após cinco minutos da mesma em funcionamento, podendo trabalhar muito tempo em regiões de cavitação. Assim foi alterado para 90 segundos, tempo suficiente para formação do anel líquido no interior da bomba de vácuo.

5.2 Contribuição Financeira do Trabalho

Conforme demonstrado na Figura 49, este trabalho contribuiu muito para reduzir o consumo específico de energia elétrica da Filtragem desta unidade. Entre os meses de dezembro de 2017 a julho de 2018 estima-se uma economia de mais de R\$328.000,00 no valor gasto com energia elétrica nesta etapa do processo.

Outros valores não mensurados, mas que consequentemente espera-se redução estão relacionados a componentes e peças de filtros de disco, pois o número destes funcionando ao mesmo tempo reduziu drasticamente e consequentemente a depreciação dos mesmos.

Após replicação da instrumentação nas demais bombas de vácuo e padronização do parque de bombas de vácuo instalado, término previsto para 2020, espera-se reduzir o gasto com reformas externas em bombas de vácuo. Na maioria das vezes são enviadas bombas de vácuo para reforma externa por danos irreversíveis (furos) nas palhetas rotativas causados por cavitação. A instrumentação das bombas irá prevenir que este fenômeno aconteça antecipadamente e assim evitar esta necessidade de gastos de mais de R\$120.000,00 por reforma.

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho permite a quebra do paradigma adquirido pelo conhecimento tácito dos profissionais que atuam nestes equipamentos onde estabelecia que quanto mais negativa a pressão de vácuo, melhor seria o desempenho das bombas de vácuo e do processo. Seria verdade se não fosse a pressão de vapor e o fenômeno da cavitação que esta pressão sendo muito negativa pode causar, conforme demonstrado no decorrer do trabalho.

Outro paradigma implicava que a maioria das profissionais que trabalham nesta unidade pensavam que os filtros de disco rotativos a vácuo retrofitados demandavam maior aspiração de vácuo que os filtros não retrofitados. Comprovado que este fato não procede, pois a área filtrante é exatamente a mesma para ambos e o fator que contribui para o filtro retrofitado ser mais eficiente está relacionado principalmente à menor perda de carga natural do mesmo.

O trabalho proporcionou também a confirmação de que a vazão máxima nas curvas das bombas de vácuo é inversamente proporcional à altitude da instalação e também à temperatura da água de selagem, e por isso esta vazão de aspiração possui uma perda natural dependendo do ambiente que a mesma for instalada.

É possível também raciocinar que nem sempre uma pressão de vácuo do sistema abaixo da faixa desejada significa ineficiência das bombas de vácuo. Existem muitos fatores que levam a redução da pressão de vácuo, afinal a pressão de vácuo é uma relação entre a vazão de aspiração e o meio que este fluido percorre, ou seja, para uma boa vazão de aspiração é possível ter uma baixa pressão de vácuo por anomalias no sistema como por exemplo a entrada de “ar falso”, excesso de filtros de discos em funcionamento e problemas de vedações.

Discute-se ainda que a chave para o bom desempenho das bombas de vácuo está diretamente ligada ao monitoramento e controle da água de selo hidráulico. Conhecendo as corretas faixas de trabalho de vazão, pressão e temperaturas desta água, pode-se explorar ao máximo a eficiência funcional, ou seja, permitir o funcionamento apenas da quantidade realmente necessária de bombas de vácuo para fornecer ao processo a pressão de vácuo desejada e retirar a umidade da polpa dentro dos padrões técnicos estabelecidos.

Além da eficiência funcional das bombas, consegue-se também o aumento da eficiência energética das mesmas, fornecendo a maior vazão de ar aspirado possível, produzindo o maior volume de produção desta etapa de processo com um número menor de bombas e consequentemente reduzindo o consumo de energia elétrica desta fase unitária.

Por todo exposto no conteúdo desta dissertação, recomenda-se instrumentar as demais cinco bombas de vácuo para maximizar a geração de vácuo do sistema e padronizar o parque instalado no modelo 2BE1703, pois conforme a curva característica deste modelo, apresenta maior estabilidade na vazão de aspiração da bomba em maior amplitude que os demais modelos. Além disso, recomenda-se evitar o funcionamento do modelo CL9003 até que seja padronizado o parque de bombas de vácuo, pois esta apresenta inúmeras desvantagens perante os outros modelos como por exemplo ser a única interligada à sistema pressurizado de água de selagem, dificuldade na medição das folgas devido ser uma bomba de vácuo cônica, apresentar curva característica com amplitude em capacidade reduzida de geração de vácuo e também não possuir estabilidade de geração de vácuo para diferentes pressões conforme explicitado por esta mesma curva.

6.1 Respostas aos Questionamentos da pesquisa

Questão 1: O que é uma bomba de vácuo de anel líquido eficiente?

Segundo SÁ (2016), eficiência energética pode ser definida como a redução do consumo de energia mantendo os mesmos serviços, está diretamente relacionada com a utilização racional de energia e traduz-se na otimização da transformação e da utilização da energia.

Conforme demonstrado no trabalho, para uma bomba de vácuo ser considerada eficiente é necessário que a mesma exerça trabalho em regime de funcionamento com vazão mais elevada e próxima possível da vazão nominal de sua curva de projeto. Para isso, é necessário reduzir perdas e principalmente otimizar a formação do selo hidráulico, princípio básico para seu perfeito funcionamento.

Bombas de vácuo eficientes permitem melhor geração de vácuo no sistema, que por sua vez permite maior retirada de umidade possível da torta, necessitando menos bombas de vácuo para um mesmo patamar de produção, resultando ainda em menor consumo específico desta etapa de Pelotização e consequentemente reduzindo o consumo de energia elétrica.

Questão 2: Quais os principais fatores que provocam perda de eficiência nas bombas de vácuo de anel líquido?

No decorrer do trabalho foi demonstrado que inúmeros fatores podem causar uma menor eficiência das bombas de vácuo. Dentre os quais se destacam:

- Furos em tubulações, vedações de válvulas com folga ou passagem, vedações nos filtros de disco ou qualquer outro ponto de entrada de ar atmosférico no sistema de vácuo, os quais permitem a entrada de “ar falso” e provocam uma pressão de vácuo mais positiva.

- Vazamentos da água de selagem da bomba de vácuo pela carcaça, pois prejudicam a formação do selo hidráulico ideal no interior da bomba.
- Excesso ou baixo fluxo de água de selagem da bomba.
- Número de filtros de disco funcionando em quantidade superior ao dimensionamento da capacidade das bombas de vácuo.
- Excesso da folga entre a carcaça e o rotor da bomba.
- Cavitação no interior da bomba provocada por trabalhar em regiões muito negativas de pressão relativa e temperatura de água de selagem acima da pressão de vapor. A cavitação gera furos nas palhetas do rotor que prejudicam a compressão e podem permitir que as bombas funcionem sem sequer contribuir para a geração de vácuo ou até prejudicar o sistema de vácuo exercendo função contrária, desperdiçando energia elétrica.

Questão 3: Quais são os instrumentos recomendados para monitoramento e controle de uma bomba de vácuo de anel líquido?

Conforme demonstrado anteriormente, os instrumentos sugeridos baseiam-se no monitoramento e controle das condições para se maximizar o perfeito funcionamento do selo hidráulico das bombas de vácuo de anel líquido, visto que este é a chave para uma bomba eficiente. Para isso recomenda-se utilizar na entrada da água de selagem uma válvula de controle, medidores de vazão, medidor de temperatura e pressão. Recomenda-se ainda medidor de pressão do vácuo gerado, medição das temperaturas da água de saída da bomba, válvula de dreno e de aspiração automáticas.

Além dos instrumentos sugeridos pelo fabricante e literatura do estado da arte reunindo as melhores práticas, este trabalho sugere um monitoramento da diferenciação das temperaturas de entrada e saída da água de selo com objetivo de verificar possíveis falhas no processo de geração de vácuo, depreciação das bombas, proximidade com a temperatura de vapor e perda de simetria na distribuição da água no interior da bomba. Sugere ainda não apenas um medidor de vazão para a alimentação das bombas de vácuo, mas dois, um para cada lado da bomba de vácuo, a fim de detectar possíveis perdas de simetria na distribuição do fluxo de água e possíveis entupimentos por contaminação da água.

Questão 4: Qual a faixa de trabalho de temperatura de água de selagem ideal para o correto funcionamento das bombas de vácuo?

Esta faixa pode variar para cada modelo de bomba de vácuo, por isso torna-se interessante a instrumentação das bombas de vácuo e assim conhecer a elevação de temperatura normal para

manter o correto funcionamento e consequentemente maximizar sua geração de vácuo. O fabricante das bombas de vácuo de Mina Fábrica estabelece uma variação aceitável das temperaturas de entrada e saída da água das bombas de vácuo entre 10°C e 15°C. Porém, pelos testes realizados no modelo 2BE1703 da Nash após implantação dos instrumentos de monitoramento e controle, foi demonstrado um Δt aceitável entre 9°C e 12°C para manter a vazão de água de selo variando apenas 5% em torno do valor recomendado pelo fabricante. Uma diferenciação nestas temperaturas menor que 9°C sugere excesso de água de selagem causando afogamento da bomba de vácuo e uma diferenciação maior que 12°C sugere baixo fluxo de água de selo hidráulico que pode prejudicar a perfeita formação do anel líquido.

6.2 Trabalhos Futuros

Conforme evidenciado por esta dissertação, quanto menor a temperatura de entrada da água de selo hidráulico das bombas de vácuo, maior será sua vazão de aspiração e consequentemente maior sua eficiência. Logo, seria interessante um trabalho para desenvolver um método ou técnica para resfriar a água de selagem de modo a satisfazer uma vantagem relacionando custo e benefício. Durante este trabalho não foi possível focar neste assunto, mas iniciaram-se estudos conceituais sobre trabalhar com resfriamento via trocadores de calor utilizando outro fluido. Outro caminho a ser estudado seria uma refrigeração mecânica, mas que até o momento não mostrou ser financeiramente vantajosa. Torres de resfriamento também não mostraram ser o melhor caminho, pois a temperatura da água de entrada das bombas de vácuo da unidade de estudo já é muito próxima da temperatura de bulbo úmido. Estas torres de resfriamento, justificam-se em locais que trabalham com circuito fechado e não possuem tempo suficiente para resfriamento da água à temperatura ambiente, fato este que não é o caso da unidade de Pelotização estudada.

Uma grandeza interessante em se medir é a vazão de aspiração da bomba de vácuo, pois da mesma forma que os compressores, estes equipamentos quando especificados e adquiridos, são fornecidas as curvas de vazão dos mesmos. Desta forma, seria mais fácil caracterizar a eficiência de uma bomba de vácuo de forma direta medindo a vazão de aspiração. Esta medição, assim como as medições de temperatura de descarga da água de selagem, não foi encontrada em nenhuma aplicação existente até o momento na Vale nem externa à Vale segundo os próprios fabricantes. A diferença entre estas duas medições é que a temperatura de descarga da água das bombas pelo menos é citada por alguns autores, como por exemplo Aliasso (2005), já a medição de ar aspirado não foi encontrada no estado da arte pesquisado. As bombas de vácuo

não geram pressão e sim capturam uma determinada vazão do fluido aspirado. A pressão de vácuo, no caso das bombas de vácuo, é resultado da vazão de fluido aspirado no sistema em que as mesmas estão instaladas, ou seja, a vazão de aspiração das bombas pode ser a mesma para diferentes pressões de vácuo. É comum entre algumas pessoas dizer que as bombas de vácuo não são eficientes apenas analisando a pressão de vácuo do sistema, porém a queda da pressão de vácuo pode estar mais associada ao sistema de vácuo que as próprias bombas, como por exemplo entradas de ar falso, excesso de filtros de disco em funcionamento ou até mesmo problemas de selagem hidráulica nas pernas barométricas. Por estes motivos seria interessante estudar e desenvolver um medidor de vazão de aspiração para estas bombas. Não é usual este tipo de medidor pois geralmente seu custo é muito elevado para diâmetros maiores, como por exemplo diâmetro de vinte polegadas nesta unidade de Filtragem.

Não foi pesquisado neste trabalho, mas a instalação de medidores de vibração na bomba de vácuo poderia contribuir para associar possíveis efeitos de cavitação antecipadamente e através destas informações associadas à melhor estratégia de controle evitar danos aos equipamentos.

Outra questão que poderia ser estudada e desenvolvida relativa ao tema seria a questão de revestimentos nas palhetas dos rotores e placas das bombas de vácuo. Existem materiais mais resistentes que poderiam aumentar a vida útil das bombas, reduzindo desgastes internos por corrosão, abrasão ou cavitação e assim manter as bombas eficientes por mais tempo.

REFERÊNCIAS

- ALIASSO, Joseph. How to Control Liquid Ring Vacuum Pumps. **Pumps & Systems Magazine**, Abril, 2005.
- BANNWARTH, Helmut. **Liquid Ring Vacuum Pumps, Compressors and Systems**. Gundelfingen: Wiley-VCH, 2005.
- Bega, Egídio Alberto et al. **Instrumentação Industrial**. 2. ed. Rio de Janeiro: Inter ciência, 2006.
- Bombas de vácuo Nash**. Disponível em: <<http://www.gdnash.com.br/>>. Acesso em 22/02/2016.
- Bombas de vácuo Siemens**. Disponível em: <<http://www.bresimar.pt/pt/siemens>>. Acesso em 22/02/2016.
- BORIM, José Carlos. **Modelagem e Controle um Processo de Endurecimento de Pelotas de Minério Ferro**. 97f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2000.
- BRASFELT. **Manual de funcionamento de Filtros de Disco a Vácuo Brasfelt**. Belo Horizonte, 2016.
- CARVALHO, J. de A. **Instalação de Bombeamento para Irrigação**. Ed.FLA/FAEPE. 2003. 230p.
- CHAVES, Arthur Pinto. **Teoria e Prática do Tratamento de Minérios**. 2. ed. São Paulo: Signus, 2004.
- CHAVES, Arthur Pinto. **Teoria e Prática do Tratamento de Minérios – Desaguamento, Espessamento e Filtragem**. 4. Ed. Oficina de Textos: São Paulo, 2013.
- FRANK, Moerman et al. Control Your Vacuum to Your Needs. **Pumps Technology Magazine**, Junho, 2012.
- Funcionamento bombas de vácuo de anel líquido**. Disponível em: <<https://www.youtube.com/watch?v=4JGptnNr6c0>>. Acesso em 16/04/2017.
- GALVANI, Prof. Dr. Emerson. **Pressão Atmosférica**. Departamento de Geografia – Laboratório de Climatologia e Biogeografia - Universidade de São Paulo, 2014.
- GAMA, Sérgio. **Introdução à Ciência e Tecnologia de Vácuo**. São Paulo. 2002.
- GIL, Antonio Carlos. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002.
- LEITE, Wanderson Pereira. **Recuperação e Recirculação de Água no Processamento Mineral**. 51f. Monografia (Especialização de Engenharia em Recursos Minerais) - CEERMIN, Universidade Federal de Minas Gerais, 2011.

- MEYER, Kurt. **Pelletizing of Iron Ores**. Berlin: Springer-Verlag, 1980.
- NASH, Gardner Denver. **Bombas de Vácuo – Manual de Instruções 2BE1 30 a 2BE1 70**. Alemanha, 2006.
- NASH, Gardner Denver. **Bomba de Vácuo e Compressores de Anel Líquido Nash Modelo CL**. Campinas, 2009.
- NUNES, José Eduardo Fernandes. **Controle de um Processo de Pelotização: Realimentação por Imagem**. 67f. Monografia (Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica), Universidade Federal de Minas Gerais, 2004.
- PINHO, Frederico Alves e NEIVA, Ismael Krishma de Andrade. **200 anos Fábrica Patriótica: A primeira indústria de ferro do Brasil**. Belo Horizonte: Vale, 2012.
- REBELO, Luiz Paulo et al. **Líquidos a Pressões Negativas**. Revista Química - 51, 1993.
- Relatórios Vale**. Disponível em: <<http://www.vale.com>>. Acesso em 24/04/2017.
- SÁ, André Fernando Ribeiro. **Guia de Aplicações de Gestão de Energia e Eficiência Energética**. 3. ed. Publindustria: Espanha, 2016.
- SIEMENS. **Manual bomba de vácuo Siemens modelo Elmo-F**. Alemanha, 2010.
- SIHI. Manual Sterling SIHI – Sterling Fluids Systems Group. **Liquid Ring Vacuum Pumps & Compressors – Technical Details & Fields of Application**
- UMRATH, Walter. **Fundamentals Vacuum Technology**. Colônia. 2007.
- VALE. Livro **Complexo Minas Oeste** – Publicação interna da Vale
- VALE. **Vale: Nossa História**. Rio de Janeiro: Verso Brasil, 2012.
- WILEY, J. M. Lafferty. **Foundations of Vacuum Science and Technology**. 1. Nova York, 1998.

APÊNDICE A

História Mina Fábrica

Esta mina possui valor histórico para o minério de ferro brasileiro onde o patrimônio da Mineração de Fábrica inclui o sítio histórico, Figura 51, de uma das primeiras usinas de fundição de ferro no Brasil, estabelecida por ordem do rei de Portugal e construída em 1812 pelo Barão Von Eschwege, engenheiro alemão de minas e metalurgia. Naquela época, a primeira fábrica de ferro do Brasil em escala industrial estabelecida nesta localização foi chamada de Fábrica Patriótica. Segundo o Livro Complexo Minas Oeste, de publicação interna da Vale, o Barão de Eschwege chegou ao Brasil em 1808, como funcionário da Coroa Portuguesa. Eschwege era engenheiro e naturalista, tendo sido nomeado Tenente-Coronel do Real Corpo de Engenheiros de Vila Rica, Intendente das Minas de Ouro e Curador do Real Gabinete de Mineralogia. Eschwege teve no Estado de Minas Gerais o centro de suas atividades. Ali, se desenvolveu o seu trabalho pioneiro em geologia, topografia, mineração de ouro e fundição de ferro. No início, foi enviado para dirigir o arranque da exploração mineira, melhorar as técnicas de extração e reativar a exploração das minas de ouro, em crise na época. Dentre as suas tarefas, constava ainda a pacificação dos índios Botocudos, trabalho que se mostrou impossível de ser cumprido assim que o barão descobriu, depois de ter seus emissários devorados, descobrindo que os Botocudos eram uma tribo de canibais. Ao final de 1812, com a inauguração da sua fábrica, o Barão de Eschwege dava o primeiro passo para transformar a região em um dos maiores polos de extração de minério de ferro do mundo e abrir caminho para o futuro da indústria siderúrgica no país. Segundo Orville Derby, um dos maiores conhecedores da geologia brasileira, Eschwege foi o “o pai da geologia no país” e “um homem a quem a nação brasileira deve gratidão”.

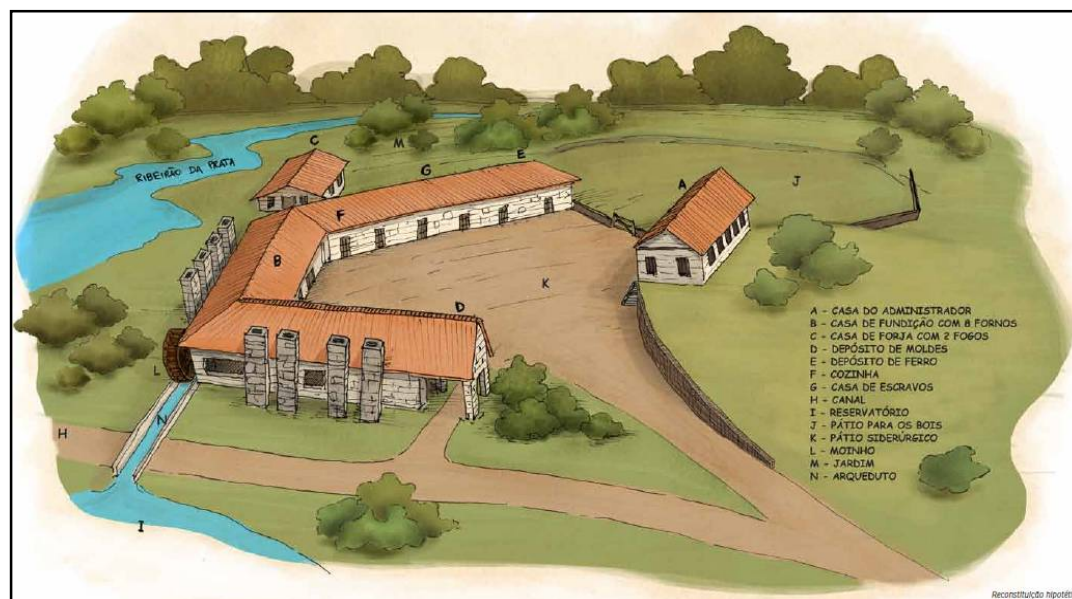
Figura 51 - Ruínas da Fábrica Patriótica em Mina Fábrica



Fonte: Livro Complexo Minas Oeste

Os trabalhos de construção tiveram início no final do ano de 1811, em um terreno de propriedade do Barão de Paraopeba que mais tarde seria sócio na fábrica às margens do Ribeirão do Prata. Algum tempo depois, no dia 12 de dezembro de 1812, deu-se a primeira corrida de ferro no Brasil. De acordo com o projeto inicial da fábrica, foram instalados quatro fornos, duas forjas de ferro, um malho e um engenho de socar, todos no mesmo prédio. O malho, primeiro do Brasil movido a força hidráulica, foi trazido da Inglaterra pelo governo brasileiro e doado à fábrica, assim como os respectivos cabos, bigornas e aspas. Com a intensificação das atividades após alguns anos, a fábrica passou por uma ampliação. Em um nível inferior ao primeiro prédio, foi construído um telheiro para a instalação do malho entre as duas forjas. Esta nova disposição permitiu a instalação de quatro outros pequenos fornos de fundição no mesmo prédio e possibilitou o uso alternado deles. Naquela época, o grosso da produção era constituído por pregos e ferraduras. Apesar de pequena, a capacidade de produção da fábrica foi muito representativa para a evolução da indústria de ferro. Nos oito anos de operação, somou 142 toneladas, ou seja, aproximadamente 18 toneladas na média anual. As ruínas que restam da fábrica existentes são todas em pedra de minério de ferro e ocupam uma área total de 4.700 m². Em seu interior haviam seis casas ou compartimentos com corredores, portas e aberturas diversas que seriam uma espécie de janela alta e óculos de observação, cuja disposição pode ser observada na Figura 52. Após alguns anos de funcionamento da fábrica, produzindo em escala industrial, o barão teve divergências com os principais acionistas da empresa e retornou à Europa. Isso foi em 1822, provavelmente, época em que a fábrica encerrou as suas atividades. Mais do que uma fábrica, as ruínas remanescentes representam hoje um testemunho histórico da indústria de ferro e do próprio país. A sua importância foi reconhecida pelo IPHAN – Instituto do Patrimônio Histórico e Artístico Nacional - como objeto de tombamento.

Figura 52 - Representação ilustrativa da disposição da Fábrica Patriótica



Fonte: Livro Vale: Nossa História (2012)

Segundo o livro *Fábrica Patriótica* (PINHO e NEIVA), a Usina Patriótica funcionou por dez anos, até o ano de 1822. Vários foram os fatores que impediram que se mantivesse perene ao longo do tempo. As despesas aumentaram, especialmente com o consumo de carvão que, de acordo com Eschwege, era cinco vezes menor à época em que a Fábrica estava sob a sua direção. Novos administradores que assumiram o empreendimento, pouco antes de o Barão deixar o Brasil, não conseguiram concorrer no mercado que surgia e que era dominado por pequenas e menos dispendiosas fábricas de ferro espalhadas por Minas Gerais. Ainda segundo este livro, algumas dessas fábricas nasceram a partir do exemplo da Patriótica. Enquanto esteve em Minas, Eschwege distribuiu instruções para a instalação de pequenas fundições voltadas para a produção doméstica de ferro. Em Itabira, ainda em 1812, um homem valeu-se de orientações de Eschwege para, pela primeira vez, estirar ferro por meio de um malho hidráulico, técnica até então desconhecida no Brasil. O modelo de Eschwege disseminou-se por várias regiões, entre as quais Cocais e Antônio Pereira. Às vezes, às escondidas, mestres carpinteiros eram enviados à Patriótica para tomar as medidas das máquinas e dos fornos, a fim de construir fábricas semelhantes. Em sua obra “*Pluto brasiliensis*”, Eschwege constata que, antes mesmo de sua volta à Europa, pelo menos quatro empreendedores da região imitaram as instalações de sua usina de ferro. O exemplo da Fábrica Patriótica desencadeou uma onda que produziu consequências para a atividade siderúrgica no país, visto que suas inovações técnicas serviram de base para muitos homens que resolveram investir na fabricação de ferro. A experiência do alemão frente à Fábrica Patriótica, bem como suas instruções a

pequenos empreendedores impulsionaram a nascente siderurgia em Minas Gerais. Os ecos desse empreendimento ainda ressoam na sociedade contemporânea. Nos dias de hoje, a mineração de ferro, a siderurgia e a metalurgia são ainda os setores que mais contribuem para a economia do Estado.

As empresas do grupo Ferteco foram incorporadas em 1913 e 1923. A ligação da Mineração de Fábrica ao sistema ferroviário da VALE e ao Porto de Tubarão (ES), aliada a construção das usinas de Concentração e Pelotização em meados dos anos de 70, criou a base para o aumento da capacidade de produção para aproximadamente 20 milhões de toneladas/ano de minério de ferro, dos quais 4 milhões de toneladas são de pelotas da Usina de Fábrica. Mina Fábrica atende ao mercado mundial e doméstico com seus produtos altamente industrializados: "*sinter feed*", concentrados e pelotas, bem como minério granulado para processo de redução direta e para consumo em altos-fornos.

APÊNDICE B

Publicações

Durante o desenvolvimento da pesquisa, o seguinte trabalho foi publicado em congresso:

- “A Study for Increase Energetic Efficiency in Liquid Ring Vacuum Pumps Applied in the Iron Ore Pelletizing Industry Through Instrumentation and Control Strategies” no ISA@Montreal Symposium 2018, Canada.

APÊNDICE C

Artigo ISA@Montreal Symposium 2018

A STUDY FOR INCREASE ENERGETIC EFFICIENCY IN LIQUID RING VACUUM PUMPS APPLIED IN THE IRON ORE PELLETIZING INDUSTRY THROUGH INSTRUMENTATION AND CONTROL STRATEGIES

Ronan F. B. Alves¹, Agnaldo J. da Rocha Reis², Sávio L. Silva²

Mina de Fábrica, Vale/PROFICAM (UFOP/ITV)¹

Departamento de Eng. de Controle e Automação, Escola de Minas, UFOP/PROFICAM²

E-mails: ronan07_alves@yahoo.com.br; agnreis@gmail.com, saviolsil@gmail.com

Abstract – To increase the profit margin in industrial processes, it is not enough to manufacture a high volume of production and to have a high price to guarantee a high revenue. It is also necessary to reduce production costs and waste to seek excellence in the extremely competitive market and ensure survival to competitors. The process of Filtration by rotary disc filters in Pelletizing plants is generally the third largest consumer of electricity. Liquid ring vacuum pumps are responsible for more than 70% of this high consumption. The efficiency of a vacuum pump and the filtration process are directly associated with the proper functioning of the pumps and for this it is necessary to guarantee the adequate working parameters to provide the best possible performance. In most Filtering processes, there are no basic instruments for monitoring the operating conditions of the vacuum pumps. In this way, this work aims not only to describe the best conditions to increase performance in liquid ring vacuum pumps, but also proposes the necessary instruments and controls to guarantee the functional and energetic efficiency of these equipments.

Keywords – Liquid Ring Vacuum Pumps, Filtration, Energy Efficiency, Instrumentation, Control, Pelletizing

1 Introduction

This practical study was developed at the Pelletizing Plant of the Fábrica Mine, near the city of Congonhas, Minas Gerais. Peculiarities of this unit include the fact that there is the only one such unit that does Pelletizing by drum in Brazil and the presence of ruins listed by the National Historical and Artistic Heritage Institute (IPHAN) because they are one of the first iron smelting industries in Brazil. The instrumentation contained in the vacuum pump system of this unit studied is extremely outdated, where the only instruments installed are those for measuring the winding and bearing temperatures of the drive motors. By the law of thermodynamics and by empirical knowledge, it can be observed that the pumps that actually produce work, that is, that perform their function efficiently, let water out through their discharge spouts at a temperature that is higher than the inlet water temperature of the pump. This can easily be perceived by hand contact. On the other hand, when these inlet and outlet temperatures are not different, it can be stated that vacuum pumps can operate without the basic function of generating sufficient vacuum or even damaging the system when operating, causing low efficiency in the generation of vacuum. These proven facts lead the control room operators in the study unit to insert even more vacuum pumps in operation in the ore filtration system, consuming even more electricity. In other words, in trying to compensate for the low amount of vacuum generated, they increase the amount of vacuum pumps operating at this stage of the process. This work seeks to present the adequate conditions for ideal formation of the liquid ring seal of water inside the pump vacuum, since it is the key point of the vacuum generation according to its operating principle, besides using the instrumentation to verify the water inlet and outlet temperature ranges in order to find

out if a pump is or is not generating an acceptable vacuum.

This article is organized as follows. In section 2 - Contextualization - the topics: Pelletizing, Ore Filtration Process and Liquid Ring Vacuum Pumps are described. The factors that most impact the efficiency of a vacuum pump are discussed in Section 3. A first time study into the sealing liquid of the vacuum pumps is a subject of Section 4. Section 5 presents the proposed instrumentation and control to increase the efficiency of vacuum pumps. Finally, the conclusions and suggestions for future work are presented in Section 6.

2 Contextualization

2.1 Pelletizing

The Pelletizing process basically consists of collecting pellet feed particles in predetermined sizes, called "pellets" which after heating in a mobile grate furnace, gain physical consistency to be transported to the steelworks. The Pelletizing process is constituted in most of the processes by the stages of Grinding, Filtering, Mixing, Pelletizing, Burning, Screening and Stacking. Some processes also have the pressing stage of the ore.

According to Borim (Borim, 2000), the acceptance of pellets is so great in the steel industry that they are outstripping natural iron ores. According to this same author, the pellets, mainly due to their granulometric uniformity, their smaller amount of fines, and their spherical shape, guarantee a physical and chemical uniformity in the composition of the blast furnace charge, which increases the iron content per cubic meter of the furnace reducing the consumption of fuel, allows for better permeability so that gases may pass through the blast furnace column, and breaks down more easily than natural ore due to its

structure that has micro porosity and uniform chemical composition.

2.2 Ore Filtration Process

One of the stages of Pelletizing is the Filtration process, which is basically responsible for receiving the iron ore pulp from the Grinding process, removing the solid part of this pulp with humidity within acceptable technical standards, and providing this solid material for the later stage of the Pelletizing process. The material received in the Filtration pulp tanks is directed to the Vacuum Rotary Disk Filters (VRDF), which are responsible for the segregation between the filtrate and the water of this material. The discs of the filter consist of sectors coated with filter cloths. The union of all sectors that are shaped like a "piece of pizza" constitutes the sector disk and the union of all discs supported by the disk tree constitutes the so-called disk filter. These disks, when immersed in the pulp, undergo the action of the vacuum generated in the vacuum pumps, causing aggregation of solid material in the outer walls of the filtering fabrics. In a rotating movement of the disk, the sectors leaving the basin, still with aggregate material in the tissues, continue under the action of the vacuum, allowing more water to be removed, leaving only the "pie" of iron ore. This pie already formed in the sector, when passing through the discharge zone, through an inductive sensor that drives a solenoid blow valve, allows the release of compressed air to the interior of the sectors in the discharge zone. In this way, this "blowing air" releases the solid material produced by the aggregate filter into its outer wall, which in turn is directed to the Mixing step through the belt conveyors located below the filters. According to Meyer (Meyer, 1980), Filtration of iron ore by disc filters is one of the most used and recommended methods in the Pelletizing process. VRDFs are able to achieve large filtration space in a small

space of installation through their formation in tree format to capture material in the filter cloths of the disks on both sides. Fig. 1 is an illustration of a VRDF and Fig. 2 is a view of the main components of this equipment.



Fig. 1 – Vacuum Rotary Disk Filter

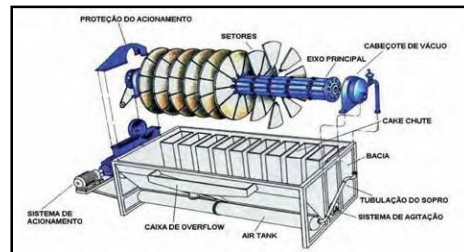


Fig. 2 - View of the main components of the VRDF

2.3 Liquid Ring Vacuum Pumps

Liquid ring vacuum pumps (LRVP) are one or two stage machines that circulate liquid inside the ring in order to conduct gases and vapors into vacuum through aspiration. In the Pelletizing unit of this study, as in most current iron ore filtration processes, one stage LRVP is used, the two suction ducts are connected in parallel to the main vacuum duct of the system, and the rotor is composed of two parts in symmetrical geometry. Fig. 3 shows a LRVP model.



Fig. 3 – Liquid Ring Vacuum Pump

As shown in Fig. 4, the operation of a LRVP can be explained in general terms. In the vacuum chamber (2) the eccentric shaft (3) rotates wrapped by the water ring (1) by sucking the process air through the suction port of the heads (4) and compressing this same air for the discharge of the vacuum pump (5). The head plates are installed at both ends of the pump, as there are two aspirations and two air discharges (one at each end). The rotor, which is composed of the shaft and pallets, has a partition of disc separating its pallets in half and in this way allowing the suction and discharge of the pump on both sides of its ends.

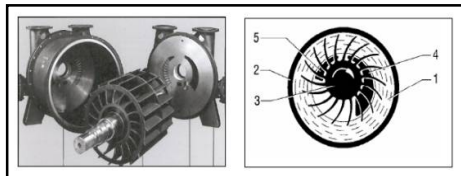


Fig. 4 - Detail of carcass, rotor and head of a LRVP

According to Fig. 5, within the LRVP, the rotating rotor is eccentrically positioned in relation to a cylindrical chamber called a vacuum pump housing, casing or cylinder. The rotational movement of the rotor ensures that the service liquid generates a ring movement within the chamber and, according to the rotation, moves as a piston in and out of the rotor blades. The fluid to be aspirated, represented by the white balls, enters the suction of the pump (step 1). The

liquid moves away from the center of the rotor and the gas penetrates axially into the chamber by increasing the volume through the suction opening (step 2). As the rotor moves this aspirated fluid it is driven by the pump cylinder trapped between the rotor blades (step 3). As it gets closer to the discharge port of the vacuum pump, the aspirated fluid is compressed between the rotor blades and the water due to the eccentricity of the rotor in relation to the cylinder, i.e., the liquid ring sealing water presses the fluid between this water and the rotor blades (step 4). The aspirated and compressed fluid is discharged through the discharge orifice of the pump (step 5) where the service liquid approaches the center of the rotor again by rotating the latter by axially pushing the compressed gas outwardly through the discharge opening. The aspirated fluid is finally discharged, usually to the atmosphere, through the discharge duct of the pump (step 6)¹. The cycle is restarted without the presence of aspirated air between the pallets and the seal water, so when the pallets pass again through the aspiration aperture, they capture the process fluid by the action of the vacuum generated with the spacing of the water from the axis. The LRVP service liquid can be water or other liquids. During the operation of the pump, the compressed gas is expelled and consequently the continuous discharge of the service liquid takes place. According to the Nash manufacturer manuals, this is why the liquid ring must be continually replenished with new service liquid and the lowest possible temperature (Nash, 2006). In addition to its primary function of generating the movement ring producing a vacuum by suction, the service liquid also has the function of dissipating the heat

suction and discharge at each end through two heads with vacuum plates.

¹ It should be noted that this illustrative cycle represents the aspiration flow of a half vacuum pump, since it is divided into two symmetrical sections through a disc and therefore performs

generated by compression, absorbing condensed vapors, sealing the space between the rotor and the disc of the passage opening and, if necessary, cooling the inner parts of the shaft sealing ring. The LRVP may be interconnected individually to the disc filter, but the most common practice is to have them interconnected with the VRDF in a ring system, because when they are installed in a parallel manner it makes maintenance easier and ensures operational advantages in the whole filtering system.

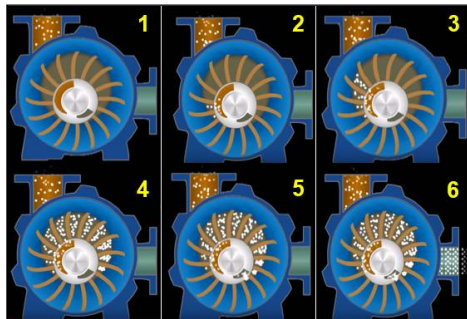


Fig. 5 - Stages of Operation of LRVP

3 Factors Affecting the Efficiency of LRVP

For a LRVP to be considered efficient it is necessary that its suction flow be as near as possible to the flow rate obtained by the manufacturer under pre-established conditions and controlled environment. To meet this requirement, it is necessary to eliminate or reduce losses that contribute to the inadequate operation of the pumps or that impair their ability to operate. Among the main factors that undermine LRVP efficiency are:

- Piping holes, loose valve seals, disc filter seals, or any other atmospheric air entry point in the vacuum system, which allow "false air" to enter and cause a more positive vacuum pressure. These problems can be detected by periodically sealing the vacuum system. Normally these watertightness tests are performed with water since it is

easy to detect leaks visually that way.

- Sealing water leaks from the vacuum pump by the housing, as they hamper the formation of the ideal hydraulic seal inside the pump.
- Excess or low flow of sealing water from the pump. Excess sealing water can cause so-called "drowning" of the pump and thus reduce the volume of air drawn. A low flow causes improper formation of the hydraulic seal inside the vacuum pump.
- A greater number of disc filters working than the vacuum pumps are designed to handle. A larger number of working disc filters than the suction capacity of the vacuum pumps can cause vacuum reduction of the system and thus cause a less negative pressure.
- Excessive clearance between casing and pump rotor. These gaps are measured in millimeters and, according to Nash, for example, an increase in 0.2mm backlash beyond the maximum allowed for flat window pumps can decrease pump efficiency by 5% (Nash, 2006). These gaps should be measured periodically to anticipate replacing the vacuum head plates or even a pump overhaul.
- Cavitation inside the pump. This effect is caused when water boils and implosions are generated in the form of air bubbles inside the pump, which are carried along with the sealing liquid and cause pieces of the rotating parts to break as they try to compress the fluid. According to the SIHI manual (SIHI, 2010), too much steam in the pumped liquid can cause damage to the internal components of the pump, especially the rotor blades. The damage caused by cavitation is usually punctual in

the rotating parts (see Fig. 6), quite different from the damage caused by abrasive wear that evenly impacts the entire surface in contact with the fluid.



Fig.6 – Punctual holes caused by cavitation in the pallets of a LRVP in the Pelletizing unit studied

In order to classify the efficiency of the LRVP in the study unit, as in most of the processes of Filtering by pumps connected in parallel, they are individually and alternately switched off and the vacuum pressure is checked. This process, besides not being continuous, can mask the actual efficiency of the pump, because vacuum seal valve failures allow false air to enter the system and thus categorize the pumps in the wrong way. For instance, in this situation one may interpret that an inefficient pump contributes with a better vacuum pressure, when in fact it is the less efficient pump that is benefiting from failures of the seals in other pumps outside the system of operation of the vacuum system.

4 Applied Study of Vacuum Pump Sealing Fluid

This study was developed from the state of the art research, surveys and measurements at the Pelletizing unit studied.

Water boils at 100 °C at sea level and as the altitude is elevated this boiling temperature becomes lower due to the lower atmospheric pressure exerted on the water. The suction flow curves of vacuum pump

provided by the manufacturers are based on sea level altitude and service water temperature at 15 °C. From the curves of the vacuum pumps (see Fig. 7 and Fig. 8) it can be seen that cavitation is a relation between pressure and temperature. The lower the sealing water temperature, the lower the possibility of cavitation. However, even at low temperatures, but with the working pressure close to vapor pressure, cavitation still can occur. In order to avoid cavitation, a cavitation protection device is usually installed. This device consists of installing a vacuum shutoff valve, controlling the vacuum pressure or supplying a non-condensable fluid to the rotor chamber, usually cold water, independent from the liquid ring forming port. However, there are many pumps that do not have this possibility of forcing cold water injection and even when it exists in tropical countries like Brazil it is not common to find water supply equal to or less than 15 °C.

To interpret the manufacturers' vacuum pump curves it is important to know the absolute working pressure of the pump since most of the curves provide the ratio of the suction flow to absolute pressure. At the plant considered in this study, the vacuum pumps are located approximately 1200m above sea level, which is approximately equivalent to an atmospheric pressure of 658mmHg.

The relative pressure should be considered for the worst case, so for the most negative working pressure, which in this study unit corresponds to -530mmHg according to operational standards to reach the moisture of the ore pie in the acceptable parameters. In this way, the absolute pressure can be calculated according to Eq.1 and in this case it is 128mmHg.

$$P_{abs} = P_{atm} + P_{rel} \quad (1)$$

$$P_{abs} = 658 + (-530) = 128mmHg$$

Fig. 7 shows the correction factor of the volumetric flow rate for a LRVP. In the analyzed process there are only single stage pumps, sealing liquid feed at about 30°C and absolute pressure at 128mmHg (170.65 mbar). From these parameters, an approximate correction factor of 0.85 is found in the curve, that is, for this process the maximum flow rate of the vacuum pump has a natural loss of 15% just because it has sealing water working at 30°C and has LRVP installed at an altitude of 1200m.

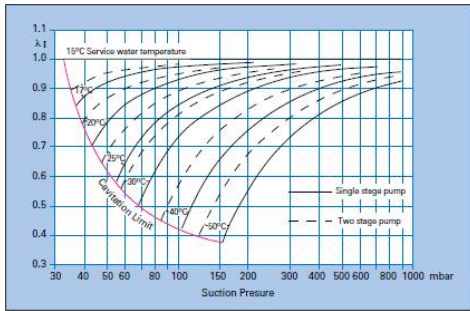


Fig. 7 - Volumetric Flow Correction Factor for Altitude and Temperature of Sealing Water in LRVP

Analyzing the rotational curve of 330rpm (see Fig. 8) and an absolute pressure considered for the application of 128mmHg, a maximum volumetric flow rate of 22500m³/h is found in a new Nash 2BE1703 pump. Correcting this volumetric flow rate to a seal water temperature of 30°C and absolute pressure of 128mmHg, we have:

$$V_{2BE1703} = V_{Curva} * \lambda_1 \quad (2)$$

$$V_{2BE1703} = 22500 * 0,85 = 19.125m^3/h$$

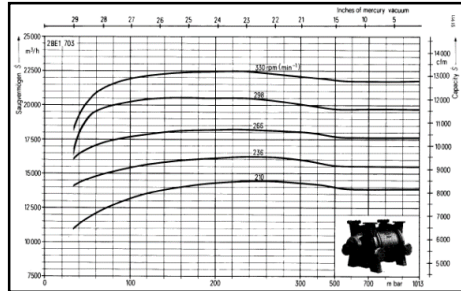


Fig. 8 - Nash LRVP curve model 2BE1703

For the calculation of the vapor temperature in the vacuum pumps in the process of Filtration analyzed, the Antoine

Equation (Eq. 3) was used according to Reid (Reid, 1988). This equation correlates temperature and vapor pressure with the help of experimentally and tabulated coefficients for different fluids (A, B, and C). In this study, the coefficients A, B and C of the water are considered, respectively: A = 18,3036, B = 3816,44 and C = -46,13. Calculating the water vapor temperature for the most negative absolute working pressure according to the operating procedure of this Filtration process (128mmHg), we have:

$$\ln P_v = A - \frac{B}{T + C} \quad (3)$$

$$\ln 128 = 18,3036 - \frac{3816,44}{T - 46,13}$$

$$T = 329,85k = 56,70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Therefore, in order for the water in the vacuum pumps not to be at a temperature which makes vaporization possible and consequently to undergo cavitation, it is necessary that the outlet temperature of the sealing water in the vacuum pumps not exceed 56.70 °C for the most negative working relative pressure at -530mmHg. The equipment of the unit studied in this article does not have continuous monitoring of these temperatures, however, temperatures above the vapor temperature calculated in one-off measurements have already been found and the effects of cavitation as seen in Fig. 6 have been observed, indicating weaknesses that can cause cavitations and low efficiency of LRVP.

The excess vapor in the vacuum generation process, in addition to causing the malfunctions of the cavitation phenomenon described above, is totally undesirable, since the vapor occupies a space that should be the negative pressure generated by the pump. This fact reduces the efficiency of the vacuum pump, that is, it makes its suction pressure less negative.

5 Proposal for Improvement in Instrumentation and Control to Increase the Efficiency of Vacuum Pumps

In this section, we present some results found in the literature and the proposed methodology for increasing the efficiency of LRVP.

5.1 Literature Review

Manufacturers' manuals already recommend basic instrumentation such as control valve and flow meter, both in the sealing of the water supply. The benefit that each instrument offers should be taken into account in order to deploy instruments that are really necessary, that is, to have instruments capable of interpreting the quantities that really need to be measured and thus to make adequate decisions in the control aspect.

Aliasso (Aliasso, 2005) presents in his work some solutions to enable easier control of LRVP, as for example the installation of check valves of the flow in the suction of the pump to avoid reflux in the system, if this presents problems. The author also suggests that a pressure gauge in the pump suction contributes to know the approximate levels of vacuum generation in the pump. It also indicates that it is advisable to install a level indication in the filter separator to detect weaknesses in it due to the wear of its useful life. It also reports that it is advisable to use a normally balloon-type control valve at the water inlet of the pump and that the set water pressure for internal sealing is also monitored. Other recommendations are: use of flow and temperature meters at the LRVP sealing water inlet to verify the absence of flow and if the temperature exceeds the manufacturer's maximum recommended limit; installation of flow meters to verify the cooling of the mechanical parts of the

pump (for pumps having gasket seals); installation of solid particulate filters.

Frank (Frank, 2012) has strategies that can be applied in LRVP. An advantageous application for the use of frequency inverters would be, for example, in driving the pump to control the vacuum of a process having a high load volume at start up, where subsequently only low rotation would be required to maintain the liquid ring seal, thus saving electrical energy and avoiding wear of the pump. Other strategies to make vacuum control easier would be: the use of two-stage LRVP systems, use of relief valves to avoid very negative pressures and vacuum reservoirs to accommodate system fluctuations.

Finally, Wiley (1998) comments in his book that vacuum generation causes compression of up to 15 times atmospheric pressure and that this process usually requires continuous pumping, which in turn requires a large amount of electrical energy. This same author further informs us that there are many ways to measure the efficiency of a LRVP other than by the energy consumed in relation to vacuum pressure. As an example of these other forms, he points out the vacuum pressure ratio in relation to the sealing water flow. It should also be noted that the values of vacuum pressure generated by a single pump must be different when connected to a system because the maximum pump pressure may never be reached due to a number of factors, such as load losses and "false air".

5.2 Propose Methodology

From the foregoing, the following decisions were made in order to devise a strategy that was technically and economically viable so that the efficiency of the LRVP of the plant under study could be increased. The installation of Frequency

Inverters (IF) suggested by Frank, depending on the power and voltage levels of the motors, requires a high degree of investment and also a large space for installation. Due to these factors, this article seeks to potentiate the vacuum generation of the system only through the instrumentation of the LRVP, because in the study unit, as in most industrial applications, the installation of frequency inverters is still not feasible from the economic point of view for high-voltage drives at individual 750HP pumps.

Among the instruments suggested for implementation in this work, in addition to the tools already recommended by the manufacturers (control valve, water flowmeter and pressure sensing the feeding of sealing water), there is the installation of an entry in the temperature gauge of seal water and two temperature gauges in the sealing water discharge of the pumps. Empirically, it is noteworthy that for the same feed temperature in the sealing water, the LRVP discharge water at different temperatures when compared to one another after the vacuum generation process. This increase in temperature is mainly caused by the compression exerted by the pumps on the internal fluids in the process of suctioning them. The difference in temperature between inlet and outlet of the pump implies a higher or lower efficiency of the pump. A temperature higher than the nominal value may mean that the seal water flow is below the levels recommended by the manufacturer and a temperature lower than the typical value may mean that the water flow is far beyond recommended. The operation of the pump is based on the correct formation of its liquid ring. Therefore, excess water causes the so-called "drowning" of the pump and a lower water flow can impair the formation of the liquid ring. Incidentally, some manufacturers like Nash (Nash, 2009), often state in their manuals that the seal water flow can vary by up to 25% higher

than recommended without damaging the pump efficiency under ideal conditions. However, a decrease in the recommended flow rate would mean a loss of yield.

It is important to note that the differential between the inlet and outlet temperature measurements of the pump can signal more than the correct vacuum flow, because as the pump is worn, even under recommended seal flow conditions, the pump no longer reaches the natural aspiration capacity. This loss of efficiency can be explained by a lower temperature in the pump water discharge. But what would the appropriate value of the water outlet temperature be? The answer is found in tests with pumps already instrumented; however, they should normally be within a range of 10°C to 15°C above the hydraulic seal feed water.

Finally, once we have taken into account the best practices in mining companies, manuals of manufacturers, and the state of the art in optimizing the performance of the LRVP, the instruments which we recommend for installation in the Unit under study are as follows:

- A Sealing water inlet temperature gauge: To know if the incoming seal water presents temperature as expected under the design conditions and efficiency of the water supply processes. The lower this temperature, the better the suction flow.
- Sealing water outlet temperature gauges to know if the pumps are generating work properly. It is suggested to install two temperature gauges, one on each side of the discharge, to check for possible pump clogging, preferential flow or damage to the rotor.
- A Sealing water flow meter to check if the water inlet sealing flow is within the standards recommended by the manufacturer. We suggest

installing two flowmeters to verify the symmetrical distribution of seal water on both sides of the rotor.

- A Vacuum suction pressure gauge to know the individual suction pressure of each pump and also to check the pump cavitation pressures for preventive control.
- A Sealing water control valve to control the proper flow of water according to the recommendations of the vacuum pump manufacturer.
- A Sealing water pressure gauge to check if the sealing water supply pressure is at optimal levels as recommended by the pump manufacturer.
- An automatic drain valve because after the pump stops it is best for it to be drained since the excess water inside it can cause an overload and even damage the rotor blades when it starts back up. To avoid corrosion, it is also recommended to drain out the water after long periods of non-operation.
- An automatic vacuum valve that will provide, in the event of pump stops, the blockage of the air inlet to the system, i.e. the insulation of the vacuum pump in relation to the vacuum system.

The arrangement of the suggested instruments for a LRVP is presented in Fig. 9.

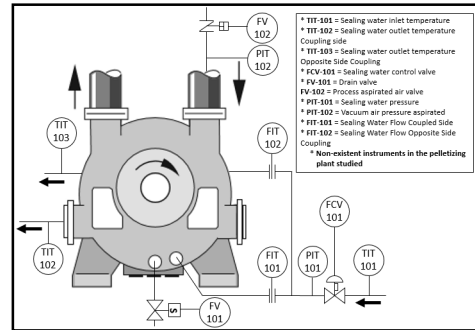


Fig. 9 - P & ID diagram with suggested instruments for a LRVP according to ISA D-5.1

The controls suggested for a good performance of the already instrumented pumps focus on guaranteeing the perfect formation of the liquid ring of hydraulic sealing. For this we recommend a control valve opening PID control as a manipulated variable in order to guarantee the manufacturer's recommended water flow as a variable to be controlled. Hence we suggest installing two flowmeters, one for each water inlet of the pump, so that the flow control can be performed by the sum of the two flows through a single control valve. A single flow meter can be applied to the control valve in the single line of water prior to splitting for the two vacuum pump heads, but the installation of two meters can monitor through logic in the PLC a possible dispersion in the consumption symmetry of water from the pump and thus generate a preventive alarm for the control room. In this way, problems in the LRVP are anticipated, such as clogging of contaminating materials.

Another very important but unusual control is the differential between the inlet and outlet water temperatures of the pump. It is important to monitor this differential which can mean excess water, low flow or even a worn pump in spite of an ideal flow as recommended by the manufacturer. Hence logic will be developed in the PLC for alarms of low temperature difference (which prevent excess water and anticipate the diagnosis of depreciation in the rotor

gaps) and high temperature difference (to prevent the generation of steam and cavitation). Once the temperature differentials for the water flow recommended by the manufacturer after testing are known, the sealing water supply valve can be controlled through this differential.

For the sealing water pressure, continuous monitoring is required if the sealing water pressure is supplied according to the parameters established by the manufacturer and thus alarm should go off if it is out of acceptable standards.

The individualized pressure must be monitored so as to indicate if a LRVP is harming the vacuum system for example. It is also possible to monitor the formation of the hydraulic seal by this variable during the start of the pump and when it is at the appropriate suction pressure level, to release logic for opening the vacuum valve and thus connect it to the system.

The vacuum valve should be closed whenever the vacuum pump stops to prevent "false air" from entering the system.

The drain valve must be shut off at every stop of the vacuum pump to avoid overloading at start and it must receive shut-off command before the start of operation.

In addition to maximizing the operation of the LRVP, the instrumentation and control of the operation of these industrial machines allows for them to be ranked through the monitored variables. This way, the less efficient pumps can be withdrawn from operation when the vacuum demand is lower, leaving in operation the pumps that can contribute most to the optimization of the production process. This comparison of the functional efficiency also makes it possible to categorize the pumps that need repair intervention by the maintenance team, to anticipate replacement actions

when needed, and even to plan shipments for specialized external maintenance in advance.

6 Conclusion

This work allows for the breakdown of the paradigm acquired by tacit knowledge of the professionals that work with these kinds of equipment where it was established that the more negative the vacuum pressure, the better the performance of the vacuum pumps and the process. That would be true if it were not for the vapor pressure and the cavitation phenomenon that this very negative pressure can cause, as demonstrated in the course of the work.

The work also showed that the maximum flow in the curves of the vacuum pumps is inversely proportional to the altitude of the installation and also to the temperature of the sealing water, and therefore this suction flow has a natural loss.

It is also possible to reason that a vacuum of the system below the desired range does not always mean inefficiency of the vacuum pumps. There are many factors that lead to the reduction of the vacuum pressure, after all the vacuum pressure is a relation between the aspiration flow and the medium that this fluid goes through. In other words, for a good suction flow it may be possible to have a low vacuum pressure due to anomalies in the system such as "false air", excessive filtering of discs in operation and problems with seals.

It is also argued that the key to good performance of vacuum pumps is directly linked to monitoring and control of the hydraulic water seal. By knowing the correct working ranges of flow, pressure and temperatures of this water, it is possible to make the most of their functional efficiency, that is, to allow the operation of

no more vacuum pumps than are truly necessary to give the process the desired vacuum pressure and remove moisture from the pulp within the established technical standards.

In addition to the functional efficiency of the pumps, it is also possible to increase their energy efficiency, providing the highest possible suction air flow, producing the highest production volume of this process step with a smaller number of pumps, and consequently reducing the consumption of electricity of this unit phase.

Future work is the implementation of the proposal presented and discussed here. Efforts are already being made in this direction.

Acknowledgments

The authors would like to thank the following institutions: Vale, ITV and UFOP.

Bibliographic references

- Aliasso, Joseph. How to Control Liquid Ring Vacuum Pumps. *Pumps & Systems Magazine*, April, 2005.
- Borim, José Carlos. Modelagem e Controle um Processo de Endurecimento de Pelotas de Minério Ferro. 97f. Dissertation (Master in Electrical Engineering) - Escola de Engenharia, Universidade Federal de Minas Gerais, 2000.
- Frank, Moerman et al. Control Your Vacuum to Your Needs. *Pumps Technology Magazine*, June, 2012.
- Meyer, Kurt. Pelletizing of Iron Ores. Berlin: Springer-Verlag, 1980.
- Nash, Gardner Denver. Bombas de Vácuo – Manual de Instruções 2BE1 30 a 2BE1 70. Germany, 2006.
- Nash, Gardner Denver. Bomba de Vácuo e Compressores de Anel Líquido Nash Modelo CL. Campinas, 2009.
- Reid, R. C.; Prausnitz, J. M.; Poling, B. E.; The Properties of Gases and Liquids, McGraw-Hill: New York, 1988.
- SIHI, Booklet Sterling. Sterling Fluids Systems Group. Liquid Ring Vacuum Pumps & Compressors – Technical Details & Fields of Application. 2010.
- Wiley, J. M. Lafferty. Foundations of Vacuum Science and Technology. 1. New York, 1998.