

unesp  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**
“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

ALEXANDRE JOSÉ RODRIGUES

**ESTUDO DAS CAUSAS DE FALHAS EM SELOS MECÂNICOS
DE BOMBAS CENTRÍFUGAS PARA CIRCULAÇÃO DE ÓLEO
TÉRMICO**

Guaratinguetá
2012

ALEXANDRE JOSÉ RODRIGUES

ESTUDO DAS CAUSAS DE FALHAS EM SELOS MECÂNICOS DE
BOMBAS CENTRÍFUGAS PARA CIRCULAÇÃO DE ÓLEO
TÉRMICO

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para a obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Guilherme E. Filippo F. Filho

Guaratinguetá
2012

R696e	Rodrigues, Alexandre José Estudo das causas de falhas em selos mecânicos de bombas centrífugas para circulação de óleo térmico / Alexandre José Rodrigues – Guaratinguetá : [s.n], 2012. 93 f : il. Bibliografia: f. 89-90 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2012. Orientador: Prof. Dr. Guilherme E. Filippo F. Filho 1. Bombas centrífugas I. Título
-------	---

CDU 621.671

**ESTUDO DAS CAUSAS DE FALHAS EM SELOS MECÂNICOS DE BOMBAS
CENTRÍFUGAS PARA CIRCULAÇÃO DE ÓLEO TÉRMICO**

ALEXANDRE JOSÉ RODRIGUES

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. ANTÔNIO WAGNER FORTI
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. GUILHERME FILIPPO FILHO
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
UNESP-FEG


Prof.^a Dr.^a ELIANA VIEIRA CANETTIERI
UNESP-FEG

Fevereiro de 2013

Agradecimentos

Durante a realização desse trabalho, pude contar com a colaboração de várias pessoas e instituições, às quais gostaria de expressar os meus sinceros agradecimentos.

- Ao professor Dr. Guilherme E. Filippo F. Filho, pela orientação e oportunidades de desenvolvimento profissional e aprendizado.

- Aos professores membros da banca examinadora encarregada de julgar o presente trabalho.

- À UNESP – Universidade Estadual Paulista, por me transmitir conhecimento de maneira adequada e me possibilitar avanço técnico durante toda a graduação em Engenharia Mecânica.

- Aos meus amigos do curso de Graduação.

- Aos meus pais e familiares, que sempre me incentivaram e apoiaram.

- E, sobretudo a Deus por me acompanhar em todos os momentos, sendo suporte, força e motivação.

RODRIGUES, A. J. **Estudo das causas de falhas em selos mecânicos de bombas centrífugas para circulação de óleo térmico**. 2012. 93 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

RESUMO

Este trabalho trata de uma instalação de aquecimento por óleo térmico presente em uma unidade industrial que produz as películas usadas na fabricação de vidros de para-brisas de automóveis. Uma resina plástica é derretida, sendo enviada para uma matriz onde as películas são produzidas. Essa matriz denominada DIE necessita receber o calor proveniente da circulação do óleo térmico em quatro diferentes regiões do seu interior, de modo a garantir a espessura correta da película. O fluxo de óleo térmico é produzido por quatro bombas centrífugas (uma para cada região), todas com selagem mecânica.

O ponto chave deste trabalho é o fato de que as quatro bombas da instalação apresentam sucessivas falhas em seus selos mecânicos. Ao que tudo indica, um projeto mal elaborado tem onerado o sistema de forma intermitente. A condição de operação situa-se numa região de baixa eficiência das bombas, constituindo fator preponderante na redução dos intervalos entre falhas. Serão propostas mudanças na configuração da instalação e no número de bombas, buscando-se atingir uma maior eficiência operacional. Para isso, as propostas serão analisadas matematicamente segundo critérios do Hydraulic Institute. Ao mesmo tempo, também será focado o estudo aprofundado de todo o sistema de aquecimento, partindo-se para uma abordagem detalhada de cada componente e discussão sobre sua real necessidade e viabilidade econômica.

Ao final do trabalho é mostrado que o ganho de eficiência obtido com a nova configuração proposta para o sistema não refletirá apenas na redução dos custos de manutenção, mas também em uma potencial melhoria da eficiência energética. É comprovado que estes dois aspectos estão estreitamente relacionados e juntos formam a base para o projeto de um sistema de bombeamento confiável e eficiente.

Palavras-chave: Bombas Centrífugas. Selo Mecânico. Eficiência Energética.

RODRIGUES, A. J. **Study of failure causes in mechanical seals of thermal oil circulation pumps.** 2012. 93 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

ABSTRACT

This study is about a heating line that uses thermal oil. It is located in a facility that produces interlayers used in cars windshields. A plastic resin is melted and is sent to a matrix called DIE where the interlayers are produced. The DIE needs to receive heat from the circulation of thermal oil in four different regions of its interior, to ensure the correct thickness of the interlayer. The thermal energy is provided by electric heaters and the flow of thermal oil is impelled by four mechanically sealed centrifugal pumps (one per region).

The key point of this study is the fact that these four pumps of the system have reported successive failures in the mechanical seals. Apparently, a poorly designed project has burdened the system intermittently. The pumps operation condition is located in a region of low efficiency, according to the characteristic curves. This fact is the source of the noticeable reduced time between failures. Changes in the configuration of the facility and in the number of pumps will be proposed, aiming to achieve higher operational efficiency. The proposals will be mathematically analyzed according to the Hydraulic Institute criteria. At the same time, we will also keep focus on an in-depth study of a heating system structure, starting with a detailed approach for each component and discussion about its real need and economic viability.

At the end of this paper it is shown that the gain in efficiency achieved with the new proposed configuration reflects not only in the reduction of maintenance costs, but also a potential improvement in energy efficiency. It is shown that these two aspects are closely related and together form the basis for the design of a reliable and efficient pumping system.

Keywords: Centrifugal Pumps. Mechanical Seal. Energy Efficiency.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Esquema simplificado da instalação	20
Figura 2 - Curvas do sistema e da bomba.....	23
Figura 3 - Relação entre eficiência e MTBF (BLOCH, 1982)	25
Figura 4 - Efeito da variação da velocidade no rotor	26
Figura 5 - Unidade produtora de interlayers (DIE)	31
Figura 6 - Corte transversal do DIE	32
Figura 7 - Vista do interior do DIE	32
Figura 8 - Vista frontal do DIE.....	33
Figura 9 - Esquema do arranjo atual de bombas	33
Figura 10 - Conjunto de selagem (ULTRASEAL SELOS MECANICOS).....	35
Figura 11 - Planos API 65, 52, 53B (TREM ENGINEERING, 2005).....	37
Figura 12 - Esquema de selagem (ULTRASEAL SELOS MECÂNICOS).....	38
Figura 13 - Tanques de expansão da instalação	48
Figura 14 - Controle Split Range (ARAÚJO, 2012, p. 6)	51
Figura 15 - Gráfico do controle Split Range (ARAÚJO, 2012, p. 6).....	52
Figura 16- Curva de seleção de bombas.....	67
Figura 17 - Curva da bomba KSB ANS 32-250.....	68
Figura 18 - Curva da bomba KSB ANS 32-160.1	69
Figura 19 - Nova condição de operação	87
Figura 20 - Nova configuração proposta.....	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Causas de falhas mecânica e hidráulica em bombas (VERRI VERITATIS CONSULTORIA LTDA).....	11
Tabela 2 - Fragmento de histórico de manutenção 2009 a 2012.....	13
Tabela 3 - Fragmento de histórico de manutenção 2001 a 2008.....	13
Tabela 4 - MTBF de bombas em diferentes regiões (BLOCH, H. P., 2012).....	25
Tabela 5 - Especificações técnicas dos aquecedores.....	44
Tabela 6 - Dados operacionais do conjunto aquecedor/bomba 1-620.....	54
Tabela 7 - Dados do conjunto aquecedor/bomba 1-622.....	55
Tabela 8 - Dados do conjunto aquecedor/bomba 1-624.....	56
Tabela 9 - Dados do conjunto aquecedor/bomba 1-642.....	57
Tabela 10 - Vazões parametrizadas em função da vazão do BEP.....	73
Tabela 11 - Energias de admissão dos arranjos.....	74
Tabela 13 - Classe de energia de admissão de cada arranjo.....	74
Tabela 14 - Critério de vazão de projeto.....	76
Tabela 15 - Critério de vazão normal de operação.....	76
Tabela 16 - Fator de margem de NPSH.....	78
Tabela 17 - Classificação final dos arranjos.....	78
Tabela 18 - Dados dos motores das bombas.....	80
Tabela 19 - Potência útil fornecida ao fluido.....	81
Tabela 20 - Carregamento e potência mecânica no eixo do motor.....	82
Tabela 21 - Relação potência de eixo e potência fornecida ao fluido.....	83
Tabela 22 - Nível de degradação energética em cada bomba.....	83
Tabela 23 - Pontuação nas duas formas de degradação (FILIPPO, 2009, p. 6).....	84
Tabela 24 - Resultado geral de degradação.....	84
Tabela 25 - Critérios para avaliação geral (FILIPPO, 2009, p. 8).....	85
Tabela 26 - Avaliação final de toda a instalação.....	85

SUMÁRIO

RESUMO	6
ABSTRACT	7
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	8
LISTA DE TABELAS	9
CAPÍTULO 1 – ABORDAGEM INICIAL.....	10
1.1 – INTRODUÇÃO	10
1.2 – OBJETIVOS	12
1.3 – JUSTIFICATIVA	12
1.4 – MÉTODO	14
1.5 – DESCRIÇÃO SUMÁRIA DO TRABALHO.....	16
1.6 – RESUMO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES	18
CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	20
CAPÍTULO 3 – APRESENTAÇÃO DO SISTEMA.....	30
3.1 - SELOS MECÂNICOS	34
3.1.1 - Funcionamento	35
3.1.2 - Sistemas ou planos de selagem	36
3.2 – FLUIDO DE TRABALHO	38
3.2.1 – Aplicações	39
3.2.2 - Propriedades Físicas e Químicas.....	39
3.2.3 - Estabilidade e Reatividade	40
3.3 – BOMBAS	40
3.3.1 – Descrição técnica das bombas	42
3.4 – INSTALAÇÃO.....	43
3.5 – VÁLVULAS.....	43

3.6 – AQUECEDORES	44
3.7 – TANQUES DE EXPANSÃO	45
3.8 – COOLER	48
3.8.1 – Análise da necessidade do Cooler	50
CAPÍTULO 4 – ANÁLISE E PROPOSTAS DE SOLUÇÃO	53
4.1 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-620	58
4.2 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-622	61
4.3 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-624	62
4.4 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-642	64
4.5 – ANÁLISES DAS CURVAS DAS BOMBAS E CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO	66
4.6 – CRITÉRIOS PARA CLASSIFICAÇÃO DA SELEÇÃO	75
4.6.1 - Critério da vazão de projeto	75
4.6.2 - Critério da vazão normal de operação	76
4.6.3 - Fator de margem de NPSH	77
4.7 – ANÁLISE DA DEGRADAÇÃO MECÂNICA E ENERGÉTICA DAS BOMBAS	79
4.7.1 – Análise de degradação mecânica a partir do MTBF	79
4.7.2 – Análise de degradação energética da instalação atual	80
4.8 – AVALIAÇÃO GERAL DA INSTALAÇÃO	85
CAPÍTULO 5 – CONCLUSÃO	86
REFERÊNCIAS	89
ANEXOS	91
ANEXO A – PEGUNTAS FREQUENTES SOBRE SELOS MECÂNICOS	91

CAPÍTULO 1 – ABORDAGEM INICIAL

1.1 – INTRODUÇÃO

Em diversos tipos de indústrias é comum o uso de dezenas ou mesmo centenas de bombas centrífugas para os mais diversos fins. É fundamental que tais equipamentos funcionem nas melhores condições possíveis, dada a sua grande participação no consumo energético.

Uma correta utilização de um sistema de bombeamento e que garanta a maior eficiência de operação possível passa por diversos fatores como um projeto adequado, uso de peças de reposição de boa qualidade, planos de manutenção adequados às necessidades da instalação, uso de tecnologia para previsão de falhas, mão de obra qualificada, dentre outros. Todavia, o que se percebe é que muitas vezes tais condições não são atendidas no ambiente industrial, principalmente em países em desenvolvimento.

Os sistemas de bombeamento são parte importante de diversos processos industriais, garantindo o fluxo necessário à manutenção da produção. Eles podem fazer a circulação dos insumos produtivos em processos por batelada, fazer a retirada dos compostos armazenados em tanques e enviá-los às diferentes regiões da área produtiva, retirar produtos de caminhões-tanque, garantir a circulação de fluidos para trocas térmicas e muitos outros. A aplicação dos sistemas de bombeamento desfruta de uma faixa imensa de aplicação na área industrial.

Devido à tamanha presença no processo produtivo, além de aparecerem como grandes consumidores de energia, as bombas também são um dos maiores focos de falhas e despesas com manutenção. Frequentemente, a mão de obra utilizada na manutenção e os procedimentos envolvidos não atendem aos requisitos básicos que garantem o bom funcionamento de tais sistemas.

Quase sempre, a parte danificada ou o equipamento inteiro é trocado quando uma bomba falha sem que se faça uma análise do por que da falha. Qualquer que seja a ação correta, ela quase sempre é uma solução temporária, e a probabilidade da bomba falhar pela mesma razão é a alta. Devido ao alto custo de manutenção, peças e lucro cessante, esta prática de simples troca não é mais aceitável.

1.2 – OBJETIVOS

De acordo com os fatos descritos acima, o principal objetivo é propor soluções de modo a se diminuir os intervalos entre falhas no sistema e propor uma melhoria na eficiência energética. Será mostrado que as bombas trabalham em uma região muito distante da melhor eficiência, fato esse que contribui decisivamente para o aumento da taxa de falhas e, obviamente, para o desperdício de energia.

A má condição de funcionamento está estreitamente relacionada com o desperdício de energia. Sendo assim, justifica-se a necessidade de uma avaliação de degradação energética nos motores das bombas. As sucessivas falhas são indicativas de desbalanceamento mecânico e/ou hidráulico, porém, tendo em vista a qualificada mão de obra e a boa qualidade das peças de reposição usadas na planta industrial, não será considerada neste trabalho a possibilidade de uma manutenção inadequada ou incapacidade técnica dos profissionais envolvidos. Iremos trabalhar com a hipótese de um projeto inadequado e uma seleção de bombas feita de maneira incorreta. O objetivo será então propor alterações na configuração da linha, estudando seus impactos e decidindo qual delas trará maior benefício operacional do ponto de vista energético e de manutenção. Esta discussão será também levada para a planta industrial onde se localizam as bombas para o conhecimento deste trabalho por parte dos profissionais da área.

Objetiva-se propor mudanças nas condições operacionais das bombas, de modo que elas operem em uma região tal que esteja o mais próximo possível do seu ponto de maior eficiência. Conseguindo-se um regime de trabalho nessas condições, garante-se um aumento da confiabilidade dos equipamentos.

1.3 – JUSTIFICATIVA

Foram observados interessantes pontos de melhoria na instalação objeto deste estudo como um potencial melhor aproveitamento de energia e redução de falhas nos selos mecânicos, resultando em menor impacto com custos de manutenção.

As Tabelas 2 e 3 mostram um relatório parcial que indica algumas falhas e os custos inerentes, servindo como fator motivador para este trabalho:

Tabela 2 - Fragmento de histórico de manutenção 2009 a 2012

Texto breve	Data-base ini	Denominação	Cust.tot.res
1-620 - MONTAR BOMBA RESERVA ÓLEO TÉRMIC	09/08/2009	Pump, bomba de oleo do mainstream	219,41
622 - REPARO VAZAMENTO ÓLEO BB CORPO DIE	01/12/2009	Pump, bomba de oleo do corpo do die	3.366,54
BRAYTON - REPARO SELO MECÂNICO TIPO 410Y	02/21/2009	Pump, bomba de oleo do corpo do die	1.650,00
1-620 COMPRA DE SELO MECÂNICO P/BOMBA DE	03/09/2010	Pump, bomba de oleo do corpo do die	3.000,00
1-622 RECUPERACAO DE SELO MECANICO RESER	06/18/2011	Pump, bomba de oleo do corpo do die	5.510,00
1-624 REVISAR BOMBA DO LÁBIO NA OFICINA	12/21/2010	Pump, bomba de oleo do labio do die	353,25
1-624 RECUPERAÇÃO DE SELO MECÂNICO MODEL	06/18/2011	Pump, bomba de oleo do labio do die	1.920,00
1-624 REVISÃO EM SELO MECÂNICO RESERVA D	08/13/2011	Pump, bomba de oleo do labio do die	1.890,00

Tabela 3 - Fragmento de histórico de manutenção 2001 a 2008

Texto breve	Data-base in	Denominação	Cust.tot.re
624-RECUPERAR SELO MECANICO BRAYTON	09/08/2008	Trocador, do labio do die	1.453,80
642 TROCAR VALVULA 3 VIAS (CONTROLLER)	08/07/2007	Trocador, do sidestream	2.603,65
REPARAR SELO MECÂNICO 35MM BOMBA 620	11/26/2003	Pump, bomba de oleo do mainstream	2.388,00
PG6-RETIRAR TROCADOR DO SELO DA BB	02/12/2006	Pump, bomba de oleo do mainstream	943,48
Vazamento oleo no selo da bb corpo	03/28/2005	Pump, bomba de oleo do corpo do die	1.973,01
Recuperar selo mecânico 45mm	05/03/2005	Pump, bomba de oleo do corpo do die	1.231,00
PG6-RETIRAR TROCADOR DO SELO DA BB	02/12/2006	Pump, bomba de oleo do corpo do die	943,48
Compra de acoplamento Ômega	01/21/2003	Pump, bomba de oleo do labio do die	1.730,00
Reparo em 3 selos E90/0450-KC-585/"L"	10/29/2003	Pump, bomba de oleo do labio do die	1.035,00
REPARO NO SELO MECÂNICO	12/03/2003	Pump, bomba de oleo do labio do die	2.728,50
SERVIÇO RECUPERAÇÃO SELO	11/21/2005	Pump, bomba de oleo do labio do die	960,00
PG6-RETIRAR TROCADOR DO SELO DA BB	02/12/2006	Pump, bomba de oleo do labio do die	943,48
BRAYTON - RECUPERAÇÃO SELO MECÂNICO	12/04/2008	Pump, bomba de oleo do labio do die	2.200,00
PG6- SANAR VAZAMENTO SELO 1-642	02/15/2006	Pump, bomba de oleo do sidestream	6.149,28
642 - REVISÃO DO SELO MECANICO	05/18/2007	Pump, bomba de oleo do sidestream	1.630,00

É interessante notar que alguns usuários literalmente esperam que uma bomba falhe após um determinado período. Eles agora percebem que o tempo de campanha ou Tempo Médio Entre Falhas (TMEF) pode ser maximizado.

Segundo VERRI VERITATIS CONSULTORIA LTDA (2012), custa muito caro uma falha em uma bomba (ver abaixo):

Custo típico de uma falha recorrente:

Tipo: Bomba de processo sucção

Fluído: Ácido Nítrico a 20%

Operação: Funciona diariamente por aproximadamente 16 horas

Problema: O selo mecânico falha a cada 2 ou 3 semanas

Custos: Mão-de-obra 2 mecânicos - 5 horas a U\$ 35/h = U\$ 350

Material (selo mecânico) = U\$ 1.200

Custo mínimo por falhas = U\$ 1.550

Custo anual de 15 falhas = U\$ 23.250

Tendo em vista os custos mencionados acima, pode-se constatar facilmente a relevância de uma melhoria para este setor da área produtiva.

1.4 – MÉTODO

Primeiramente foram tomadas várias medidas em campo referentes às bombas presentes e ao sistema de aquecimento. Demandou-se um longo tempo do trabalho na coleta desses dados e no acompanhamento do funcionamento do sistema na busca de informações sobre suas características e peculiaridades funcionais.

Buscou-se a investigação da condição de funcionamento do sistema, comparando-a com o ponto de melhor eficiência das bombas. Para isso, foi pesquisado material na empresa relativo a curvas características, Data Sheets e históricos de manutenção.

Efetuaram-se cálculos usando a Primeira Lei da Termodinâmica a fim de se estabelecer um balanço energético entre a vazão de óleo térmico e a troca térmica no sistema. Com isso, foi obtida uma aproximação da vazão real de operação.

Para uma solução definitiva do problema, é essencial que, a causa raiz (básica) do problema seja identificada. Uma vez que a causa básica seja conhecida e compreendida, uma seqüência de ações é tomada para resolver o problema. Segundo VERRI VERITATIS CONSULTORIA LTDA (2012), um processo de 4 etapas é recomendado:

A - Classificação da falha:

Define-se falha como um evento que impede que o equipamento opere de acordo com o projetado.

B - Estabelecer o sintoma:

Um sintoma é qualquer condição que indica que existe um problema com o equipamento.

C - Determinar o mecanismo da falha:

O mecanismo da falha é um processo físico que leva o sistema a falhar. Força mecânica, tempo, temperatura e reação ao ambiente químico são mecanismos de falha.

D - Identificar a causa básica:

A causa básica é a origem da falha.

O primeiro passo para classificar uma falha de bomba centrífuga é relativamente simples já que existem somente dois tipos (hidráulico e mecânico). Podem-se eventualmente incluir problemas no sistema como outra categoria, entretanto problemas relativos ao sistema devem ser evidentes na falha da bomba.

Foi feita uma análise para dizer se a instalação, da forma como se apresenta agora, seria adequada ou não. De forma comparativa, foram propostas outras duas configurações para o sistema, buscando-se melhorar a eficiência do funcionamento das bombas e, eventualmente uma redução do número destas, como será abordado mais adiante.

Tal análise será feita através de indicadores quantitativos de desempenho seguindo uma metodologia para avaliação expedita de desempenho de instalações de bombeamento (FILIPPO, 2009). “Uma planta industrial pode ter algumas centenas de instalações de bombeamento. Assim, a simples utilização de uma planilha de cálculo, tipo Excel, é suficiente para implementação desta metodologia. As duas etapas, adequação da seleção e estado de degradação, são distintas e independentes. Para análise de adequação é preciso que os dados de seleção sejam tabulados, i. é: Q_{BEP} , H_{BEP} , H_{BEP} , RPM , D_{rotor} , Q_{prj} , H_{prj} , Q_{nor} , H_{nor} , H_{nor} , Q_{op} , H_{op} , $NPSH_{d\ nor}$, $NPSH_{r\ bep}$, tipo da bomba e características do fluido.” (FILIPPO, 2009, p.8)

Foi coletada uma vasta gama de informações sobre os componentes da instalação: Data Sheets das bombas e aquecedores, manual completo da KSB (fabricante das bombas), históricos de manutenção, desenhos dos componentes, isométricos, além das tomadas de medidas em campo.

Depois de realizados todos os cálculos, os quais foram apresentados em tabelas, as propostas de solução foram analisadas, dando-se o veredicto sobre qual proposta traria maior benefício ao processo produtivo, sanando os problemas com falhas nos equipamentos e com potencial para redução no consumo de energia.

1.5 – DESCRIÇÃO SUMÁRIA DO TRABALHO

No capítulo 1 é apresentada a motivação para a realização deste trabalho. Na introdução é levantada a questão dos custos com falhas em sistemas de bombeamento no ramo industrial. Nos objetivos é mostrado o propósito de se reduzir de alguma forma os custos inerentes das sucessivas atividades de manutenção, os quais são exemplificados em uma parte de um histórico de manutenção da própria instalação objeto de estudo. Na justificativa, são mostrados os altos gastos de reparos, principalmente com reparos nos selos mecânicos e são também exemplificados os custos de falhas recorrentes. O aspecto econômico torna-se então a principal justificativa deste trabalho. No item Método é mostrado o procedimento usado para análise das propostas de solução e o critério para se inferir a viabilidade de cada proposta.

No capítulo 2 é mostrada a fundamentação teórica usada. É apresentado um esquema simplificado do circuito e equações pertinentes a sistemas de bombeamento. São explicados vários pontos do circuito e o equacionamento adequado a cada um deles. É também explicada a relação entre a eficiência de uma bomba e seu tempo médio entre falhas (MTBF). É provado que se uma bomba opera em seu ponto de maior eficiência, então o seu MTBF será máximo. Quanto mais distante dessa condição o aparelho operar, maior será a chance de falhas sucessivas. Nesse capítulo também é aventada a possibilidade de implantação de inversores de frequência nas bombas de modo a controlar a vazão pela velocidade do rotor, dispensando assim o uso de

válvulas estranguladoras para controle de fluxo. Esta poderia ser uma boa solução, mas após discussão com os especialistas da área, a colocação desse aparato foi dada como inviável devido ao custo e mudanças na parte elétrica. Todavia, sua ação foi exemplificada em uma curva de bombas.

No capítulo 3 é feita a apresentação do sistema objeto de estudo. Os componentes presentes são explicados detalhadamente. Toda a instalação é explicada: fluido de trabalho, bombas, instalação, válvulas, aquecedores, tanques de expansão e cooler. Faz-se presente inclusive um esquema do diagrama da área de aquecimento por óleo térmico.

É dada uma atenção especial ao tema relativo aos selos mecânicos, sendo detalhado todo o seu funcionamento e também dadas informações sobre os planos de selagem API. Após isso é apresentado um questionário que traz diversos temas sobre selos mecânicos, esclarecendo as principais dúvidas de maneira simples e objetiva.

No capítulo 4 são apresentadas tabelas com as medidas feitas em campo para posterior realização dos cálculos necessários à análise das propostas de solução. São analisadas as curvas dos dois tipos de bombas presentes na instalação e é constatada a sua péssima e degradante atual condição de funcionamento. É feita uma avaliação de desempenho da instalação de bombeamento segundo (FILIPPO, 2009), onde são estabelecidas pontuações para o nível de adequação de uma determinada instalação de bombeamento. Juntamente com a configuração atual de quatro bombas centrífugas atendendo ao sistema, são analisadas outras duas propostas visando melhoria de eficiência: um arranjo com duas bombas (uma de cada faixa de potência) e outro onde apenas um equipamento de potência maior forneceria fluxo a todo o sistema. Nessas propostas também está subentendida a questão da economia de energia. A análise de degradação energética será feita segundo (FILIPPO, 2007). Os critérios são analisados e o resultado é dado ao final do capítulo.

No capítulo 5 é feita a conclusão sobre a viabilidade econômica e operacional da solução obtida. Traz-se uma enumeração das vantagens da nova configuração proposta, bem como as economias obtidas com a nova condição de funcionamento tanto em termos energéticos como em relação às atividades de manutenção.

1.6 – RESUMO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

Como dito anteriormente, foi concluído que as quatro bombas do sistema de aquecimento por fluido térmico operam em uma região muito distante da melhor eficiência (BEP). Foi constatado que as duas bombas tipo KSB 32-250 operam com menos de 20 % de eficiência, enquanto que os outros dois equipamentos tipo KSB 32-160.1 apresentam funcionamento com cerca de 40 % de eficiência. Foi então proposta a alteração da instalação de modo a se usar um equipamento KSB 32-250 atendendo as duas demandas de fluxo da configuração anterior e um KSB 32-160.1 atendendo aos outros dois respectivos fluxos anteriores. A outra proposta foi o uso de apenas um modelo KSB 32-250 fornecendo fluxo para toda a instalação em paralelo. Dessa forma, a vazão das bombas seria aumentada, levando-as para um regime de trabalho mais próximo do BEP, além da economia de se usar um menor número de bombas.

As três situações descritas acima foram analisadas segundo cálculos onde se determina uma pontuação para três quesitos: vazão de projeto, vazão normal de operação e fator de margem de NPSH. Ao final do estudo as pontuações serão somadas resultando em uma tabela indicativa da situação global de cada arranjo.

A proposta de uma bomba de 20 cv (KSB 32-250) operando sozinha foi a única que obteve pontuação máxima (nota 3), indicando que esta é a configuração mais adequada para a instalação. Dessa forma, o aparelho operaria com uma vazão da ordem de 27 m³/h, sendo trazida para uma região muito mais próxima do BEP.

Somado a grande vantagem de o aparelho estar trabalhando próximo do BEP, ainda tem-se a economia de energia decorrente da proposta, pois estaria sendo usada apenas uma bomba ao invés de quatro. O próprio custo com manutenção seria significativamente reduzido, uma vez que teríamos apenas um equipamento presente nos planos de manutenção. Outro fator é que obviamente será usado apenas um selo mecânico. Este por si só já funcionará com menor probabilidade de falha devido a substancial melhora na eficiência.

De acordo com as condições propostas, tem-se que as outras três bombas da instalação não serão mais usadas. Sendo assim, pode-se utilizar a outra bomba de 20 cv como equipamento de emergência. Uma bomba opera e a outra fica de sobreaviso. Caso haja falha em uma delas, a

outra entraria automaticamente em funcionamento, protegendo o processo produtivo de uma parada repentina.

A conclusão principal é que os benefícios econômicos da alteração proposta são relevantes. Percebe-se uma potencial economia em todos os parâmetros: energia, manutenção, espaço, melhor eficiência. Um ponto importante é que será necessário proceder a alterações na instalação para que apenas uma bomba passe a atender quatro diferentes regiões de circulação de óleo térmico. E exatamente nessa fase entra a etapa do investimento inicial e, até mesmo mais importante, a quebra de antigos tabus na indústria: o medo de se alterar aquilo que já funciona, mas é sabido que pode ser melhorado.

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

A Figura 1 mostra um esquema de um dos ramos do sistema de aquecimento por óleo térmico:

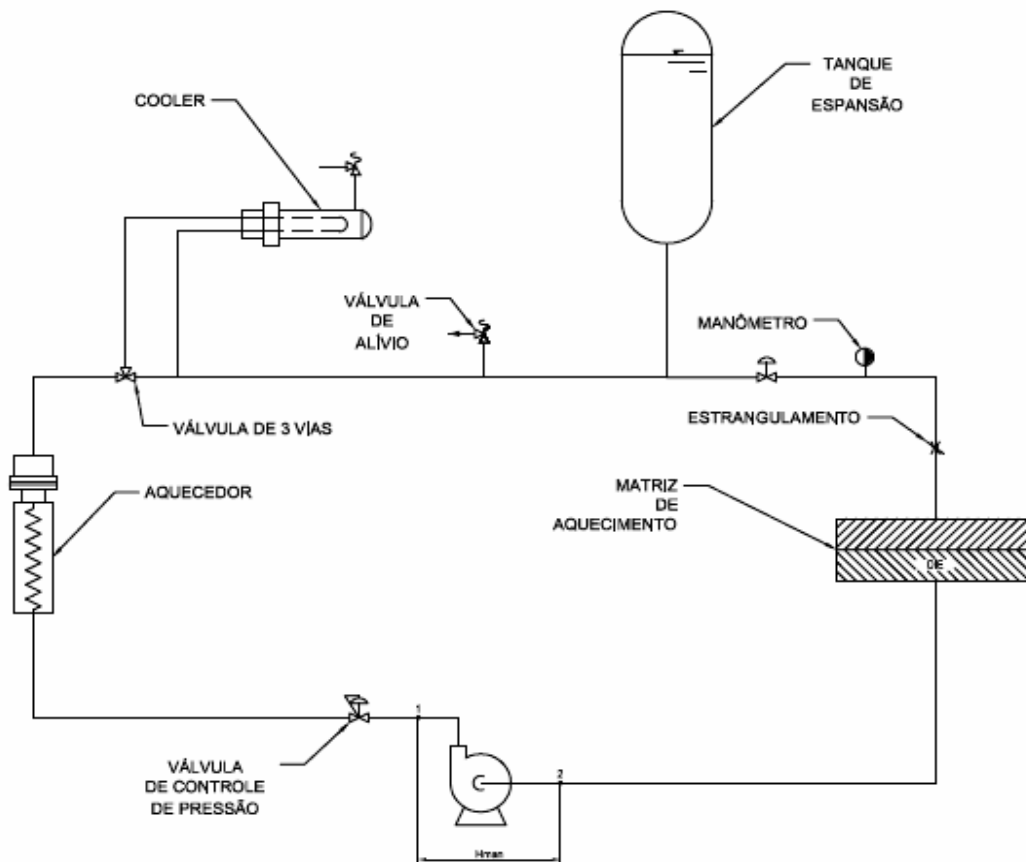


Figura 1 - Esquema simplificado da instalação

Obs.: a presença de um Cooler logo após o aquecedor será explicada mais adiante.

A equação de Bernoulli generalizada fornece a perda de carga oriunda de todo o circuito. Temos que:

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + h_L \quad (1)$$

- sendo P1 a pressão de recalque da bomba (ponto 1);
- ρ é a massa específica do fluido de trabalho (óleo térmico);
- v_1 é a velocidade na saída da bomba;
- g sendo a aceleração da gravidade local;
- z_1 sendo a cota na saída da bomba (medida no ponto 1);
- a análise no ponto 2 é análoga;
- soma-se do lado esquerdo da equação a parcela h_L relativa à perda de carga em todo o circuito.

Em nossa análise podemos considerar $z_1 = z_2$, pois a cota na entrada e saída das bombas é a mesma. Também adotamos a simplificação de que $v_1 \approx v_2$ tendo em vista que a diferença na velocidade do fluido na entrada e saída é muito pequena. Assim temos que:

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = H_{\text{man}} = H_{\text{ins}} = h_{f12} = h_{f12d} + h_{f12a} \quad (2)$$

Sendo:

H_{man} a altura manométrica das bombas;

H_{ins} a altura manométrica da instalação;

h_{f12} a perda de carga total no circuito;

h_{f12d} a perda de carga distribuída devido ao atrito do fluido com a parede da tubulação;

h_{f12a} a perda de carga localizada devido à válvulas e demais componentes presentes no sistema;

Objetivando a obtenção da curva da instalação, estamos interessados na equação característica da instalação em questão. Da teoria de mecânica dos fluidos, temos que:

$$\frac{P1 - P2}{\gamma} = H_{\text{man}} = H_{\text{ins}} = H_{\text{est}} + kQ^2 \quad (3)$$

Depois de obtida a equação mencionada acima, torna-se necessário construir as curvas das bombas e da instalação em um diagrama do tipo altura manométrica (H) versus vazão (Q). A curva real será obtida no capítulo 4 a partir de dados coletados em campo.

Basicamente, iremos obter duas curvas, sendo uma delas a característica da bomba e a outra a curva do sistema (a qual em nosso caso é variável devido à ação das válvulas estranguladoras).

O ponto de encontro entre as duas curvas nos fornece o ponto de operação da bomba. Em nosso caso este ponto situa-se longe do BEP dos aparelhos devido às razões de operação nas quais é demandada grande altura manométrica e baixa vazão de fluido térmico no sistema. Sendo assim, observa-se a necessidade de se proceder a alterações na linha, eliminando as perdas de carga para poder aumentar a vazão ou então alterando a rotação da bomba através do uso de adequado aparato eletrônico. De qualquer forma, as soluções serão discutidas mais adiante.

Na Figura 2 tem-se um exemplo da curva anteriormente mencionada:

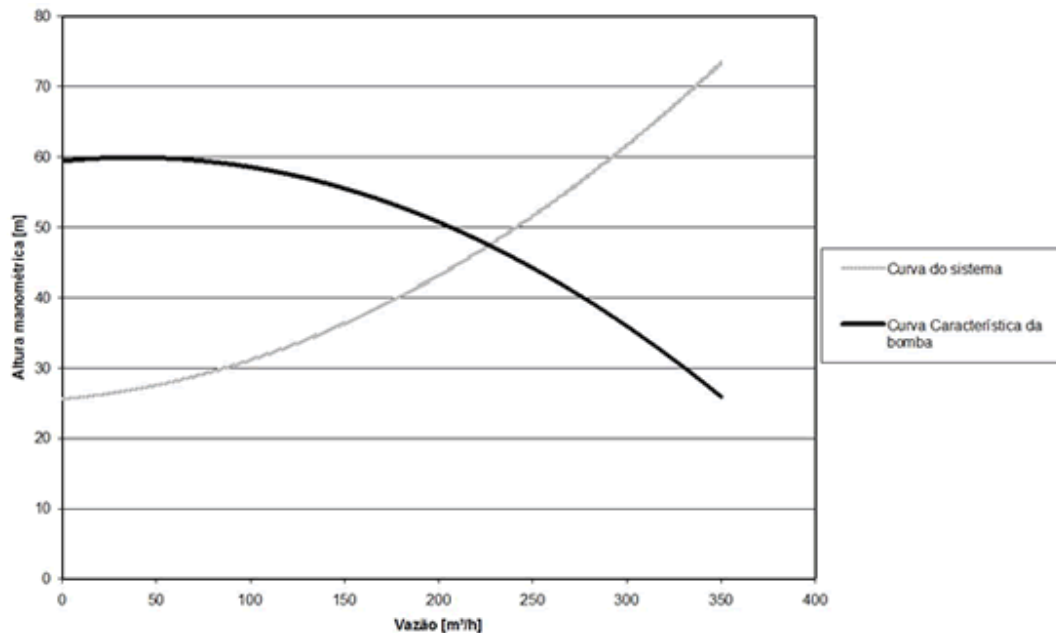


Figura 2 - Curvas do sistema e da bomba

A vazão do óleo térmico é controlada através do fechamento de válvulas de controle de fluxo. Se a válvula estiver completamente aberta, a vazão nesse instante será total e a taxa de troca térmica será máxima. Em consequência disso, a curva característica da instalação apresenta um movimento sobre a curva das bombas de acordo com a porcentagem de abertura das válvulas de controle. O estrangulamento do sistema faz com que a curva se desloque para a esquerda, em relação ao ponto de cruzamento das curvas correspondente à melhor eficiência (BEP). Da mesma forma, a abertura do sistema provoca deslocamento da curva da instalação para a direita do BEP.

A Figura 2 resume como é feito o controle de temperatura no processo. A demanda num certo instante de tempo é quem vai nos dizer qual a vazão adequada. Toda essa interpretação é automatizada em uma rede interna de controle denominada Delta V, o qual monitora todas as operações e traz o retorno com a vazão de óleo térmico requerida em dada situação.

Após essa análise, iremos recorrer a certos preceitos relativos à confiabilidade de sistemas. Mais adiante são apresentadas curvas de confiabilidade, as quais evidenciam o fato de que, quanto mais próximo do BEP uma bomba trabalha, maior será o MTBF (Main Time Between Failure) do equipamento (POEL; WAVEREN, 2007).

Segundo Bloch (1982), a confiabilidade de uma bomba será tanto maior quanto maior for a proximidade de seu ponto de operação com o ponto de melhor eficiência (BEP ou Best Efficiency Point). Toda bomba tem somente um BEP para seu específico sistema de resistência e este BEP é dependente da velocidade e do diâmetro do rotor. Bloch (1982) propõe um modelo de confiabilidade onde a curva de confiabilidade é sobreposta na curva da bomba (como pode ser observado na figura logo abaixo) deixando bem evidente o fato de que a confiabilidade ótima de todos os componentes da bomba é atingida quando esta trabalha no BEP. Este modelo não implica que a confiabilidade ótima de uma bomba é um objetivo final, mas propõe que no contexto de confiabilidade de bombas a operação no BEP resultará no maior tempo de funcionamento ininterrupto do aparelho.

Nem sempre é possível ou viável fazer com que uma bomba opere em seu BEP. Se considerarmos os pontos de vista prático e de custo total, o processo produtivo pode exigir um regime de trabalho diferente ou mesmo variável por parte do aparelho, sendo impossível a permanência na região ótima de trabalho. Em muitos processos pode haver gargalos, culturas organizacionais ou motivos econômicos que podem levar o funcionamento para a região extrema direita da bomba de modo a se obter um grande fluxo, com um consequente ganho por extra produção. Ou seja, em muitos casos o ganho de produção é preferido em detrimento da confiabilidade dos sistemas de bombeamento.

No sistema de bombas objeto de estudo deste trabalho, temos uma situação diferente, pois a região de funcionamento foi trazida para a extrema esquerda da curva das bombas. É necessário uma grande altura manométrica (90 mcFL nas bombas maiores) para vencer as grandes perdas de carga presentes no sistema, as quais são inclusive variáveis através do controle automático de estrangulamento nas válvulas. Dessa forma alteramos a curva da instalação. Com relação à vazão, esta não precisa ser muito alta (6,8 m³/h), sendo assim temos uma grande altura manométrica e baixa vazão, situação essa que nos dará um ponto de operação bastante distante do BEP (eficiência ao redor de 20 %), como será visto mais adiante.

Na Figura 3 tem-se a curva proposta por Bloch (1982) e também usada por Poel e Waveren (2007), com o parâmetro de confiabilidade sobreposto ao gráfico de uma bomba centrífuga:

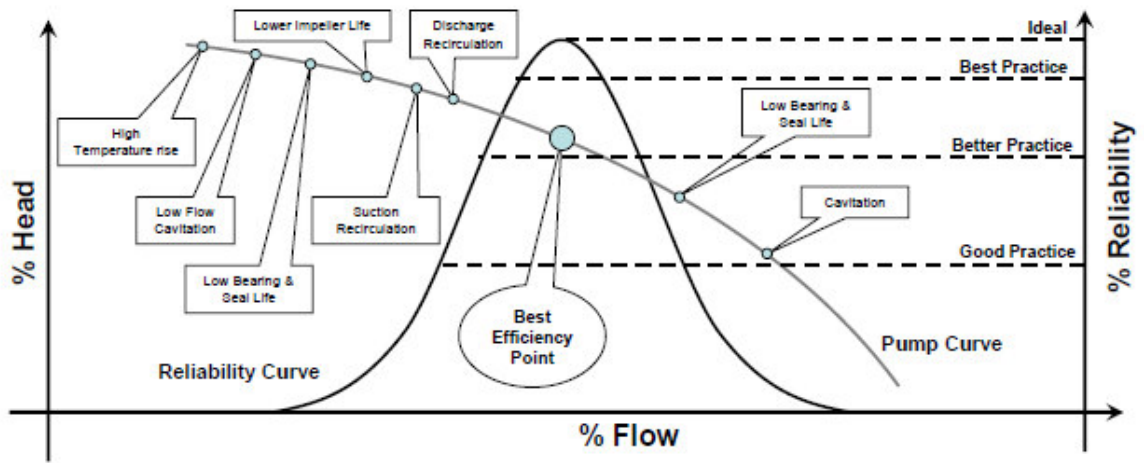


Figura 3 - Relação entre eficiência e MTBF (BLOCH, 1982)

A Tabela 4 alguns dados de MTBF de bombas nos Estados Unidos, Europa e países em desenvolvimento:

Tabela 4 - MTBF de bombas em diferentes regiões (BLOCH, H. P., 2012)

Table 1. Pump mean times between failures ¹	
Pump type and location	MTBF (years)
ANSI pumps, average, USA	2.5
ANSI/ISO pumps average, Scandinavian pulp & paper plants	3.5
API pumps, average, USA	5.5
API pumps, average, Western Europe	6.1
API pumps, repair-focused refinery, developing country	1.6
API pumps, Caribbean region	3.9
API pumps, best-of-class, US refinery, California	9.2
All pumps, best-of-class petrochemical plant, USA (Texas)	10.1
All pumps, major petrochemical company, USA (Texas)	7.5

Quanto maior o afastamento do ponto de funcionamento do sistema em relação ao BEP, mais rápida será a queda na curva resultando em um menor tempo entre falhas (redução acentuada no MTBF). Sendo assim, torna-se necessário procurar uma condição de operação mais favorável através da mudança de alguma variável de funcionamento. Uma opção seria recorrer a adequação na rotação dos motores com o uso de inversor de frequência. O cenário dessa intervenção pode ser visualizado na Figura 4:

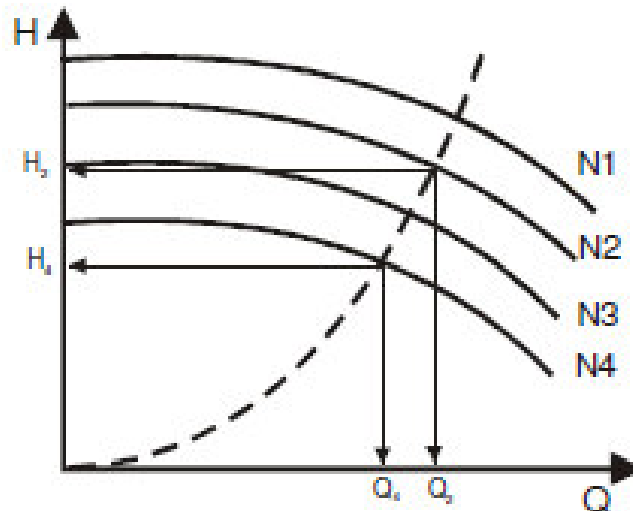


Figura 4 - Efeito da variação da velocidade no rotor

Onde N1, N2, N3 e N4 são as diferentes rotações à que a bomba é submetida. Observa-se que a curva do sistema não varia neste caso. Apenas as bombas sofrem alteração.

Procedendo agora ao estudo da vazão do equipamento, partiremos agora à conceituação teórica das formas de obtenção desse parâmetro, de modo a poder confrontá-lo com os dados de projeto presentes nos Data Sheets das bombas, os quais informam uma vazão estipulada de 6,8 m³/h.

As equações da Termodinâmica e Transferência de Calor nos permitem calcular a vazão de óleo térmico nas bombas a partir da potência dissipada nas resistências dos aquecedores.

Sabemos da Transferência de Calor que:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (4)$$

Para a obtenção da vazão mássica **m**, precisamos obter os outros parâmetros:

- Q - calor transferido ao óleo pelas resistências;
- c_p - pode ser calculado através de equação presente na folha de dados fornecida pelo fabricante do óleo térmico;
- ΔT – obtido junto aos operadores por meio do sistema de monitoramento do processo;

Dados de tensão, corrente e temperaturas foram obtidos em campo junto aos operadores do sistema de controle da área. Da Eletrotécnica Geral obtemos as equações que possibilitam o cálculo da potência dissipada nas resistências:

$$P = \sqrt{3} * U * I * \cos(\varphi) \quad (5)$$

Onde:

- P = potência do sistema trifásico;
- U = tensão aplicada;
- I = corrente que passa na resistência;
- φ = defasagem ($\varphi = 1$ pois o sistema em questão é puramente resistivo);

A equação para o cálculo do c_p mencionada anteriormente fornece o calor específico em $\text{cal/g}^{\circ}\text{C}$ e é definida pelo fabricante com a equação abaixo (DOW, 2005, p. 4):

$$C_p = 0,44745 + 0,00052812*(T) \quad (6)$$

Sendo T a temperatura em $^{\circ}\text{C}$.

Podemos considerar a potência P dissipada na resistência do aquecedor como sendo 90% da potência que efetivamente é aproveitada para aquecimento do óleo térmico (10% de perdas), ou seja, 90% de eficiência nos aquecedores.

Daí segue que:

$$Q = 0,9 * P \quad (7)$$

Depois de feitas todas essas considerações, estaremos aptos a calcular a potência P nos resistores com a equação 1, considerando 90% de eficiência na troca térmica no aquecedor. Obtemos então o calor Q transferido para o óleo térmico.

Usando a equação 1 poderemos obter a vazão mássica m na tubulação. Sabendo que $m = \rho * Q$, achamos então a vazão volumétrica em m^3/h . Esse valor será usado na equação da curva da instalação para a obtenção do parâmetro k .

Uma vez construídas as curvas do sistema e obtidas as curvas características das bombas, teremos condições de visualizar o ponto de operação no cruzamento de ambos os gráficos e ver como o acionamento das válvulas de controle está interferindo em seu funcionamento. Isso nos ajudará a analisar possíveis mudanças de modo a se melhorar a eficiência do sistema.

O conhecimento do ponto de operação do sistema permite a verificação na curva de confiabilidade sobre qual seria o MTBF teórico onde estamos situados.

Enfatizando novamente o fato de que as válvulas controladoras de fluxo presentes impõem grande perda de carga ao circuito, exigindo que a altura manométrica das bombas seja muito alta (90 mca), ao mesmo tempo em que se deve atender a uma vazão relativamente baixa ($6,8 \text{ m}^3/\text{h}$).

Conhecendo a real vazão e a altura manométrica da instalação, seremos capazes de determinar com qual eficiência as bombas estão operando e avaliar a necessidade de eventuais

mudanças a ser implementadas, objetivando-se uma aproximação do BEP (melhoria de eficiência energética e aumento do MTBF).

Toda a teoria aqui apresentada será utilizada no capítulo 4, onde as propostas de solução serão analisadas.

CAPÍTULO 3 – APRESENTAÇÃO DO SISTEMA

O sistema de aquecimento por fluido térmico é utilizado nos diversos processos produtivos, em que se necessita de um aquecimento indireto. Trata-se de um circuito fechado, onde um fluido específico recebe energia térmica no Aquecedor, elevando com isto sua temperatura, transporta esta energia térmica através de sua circulação em uma tubulação até o ponto de consumo, trocando este calor absorvido nas mais diversas máquinas e aquecendo com isto produtos, sistemas ou ambientes. Os sistemas de fluido térmico são divididos em dois tipos básicos: Sistemas de Aquecimento - utilizados para aquecer produtos, ambientes ou processos e Sistemas de Resfriamento - utilizados em refrigeração de ambientes ou produtos.

Os sistemas de fase líquida são os mais utilizados no Brasil, correspondendo a aproximadamente 98% das instalações. Nestes sistemas o fluido térmico trabalha obrigatoriamente em fase líquida em todo e qualquer ponto da instalação e a uma temperatura máxima de 365°C.

O sistema objeto de análise deste trabalho constitui uma unidade de transferência de calor por meio de óleo térmico tipo Ucon 500. O fluido térmico é enviado ao equipamento denominado DIE responsável por manter a matéria prima a ele enviada em estado derretido (uma espécie de plastificante em pó, a qual é denominada MELT quando em estado pastoso). O subproduto derretido que circula pelo DIE é denominado MELT e integra o processo de produção das películas usadas entre duas camadas de vidro na confecção de para-brisas automotivos, as quais são o principal produto desta unidade produtiva. Tais películas são responsáveis por impedir o estilhaçamento do vidro do para-brisa em uma colisão, evitando que os ocupantes do veículo sejam atingidos. Em uma situação de colisão, o para-brisa poderá de despedaçar completamente, mas os “cacos de vidro” permanecerão aderidos à película.

O óleo térmico circula no interior do equipamento DIE em quatro diferentes regiões denominadas Sidestream, Mainstream, Lábio do Die e Corpo do Die. Cada região tem sua demanda térmica garantida por uma diferente bomba. São quatro bombas, duas de 20 cv e duas de 7,5 cv sendo as duas maiores responsáveis por Lábio e Corpo do DIE e as duas bombas menores atendendo Sidestream e Mainstream.

O óleo térmico é aquecido por resistências térmicas presentes em quatro aquecedores (um para cada bomba) devidamente dimensionados e especificados. Todos eles apresentam as mesmas dimensões e potência. Após passar por eles, o óleo térmico tem sua temperatura elevada ao redor de 180° C, variando um pouco essa temperatura de acordo com as condições de processo. A folha de dados do sistema fornecida pela unidade da fábrica informa uma vazão de 6,8 m³/h a passar por eles. Forma-se um ciclo fechado onde o fluido térmico circula aquecendo o equipamento DIE e retornando para os aquecedores onde ocorre incremento de temperatura para manutenção da carga térmica requerida em dado instante do processo. O aquecimento é controlado através do fluxo por meio de estrangulamentos conseguidos com o uso de válvulas controladoras de vazão automaticamente operadas. É definido um setup de temperatura que é mantido através da abertura e fechamento dessas válvulas.

A Figura 5 mostra um esquema do equipamento DIE:

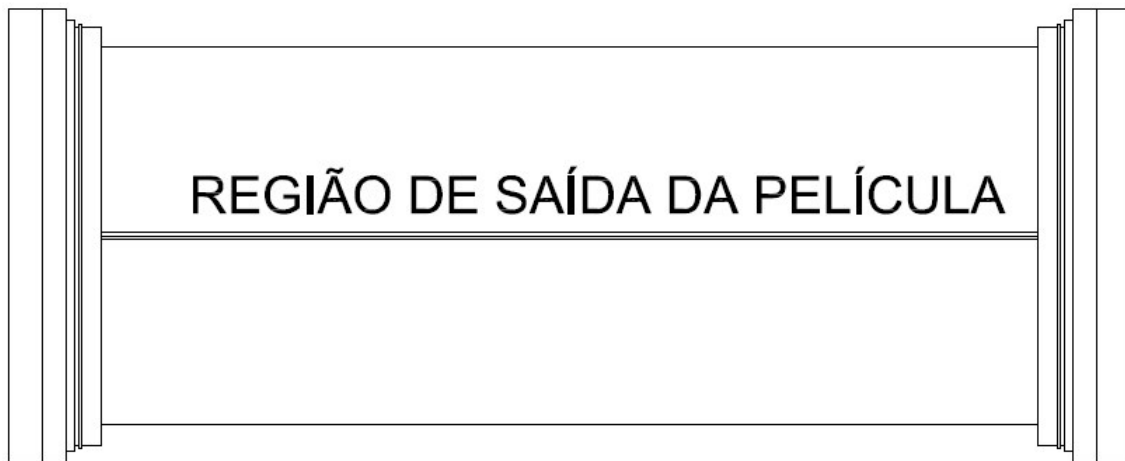


Figura 5 - Unidade produtora de interlayers (DIE)

A Figura 6 mostra a matriz aquecida em corte:

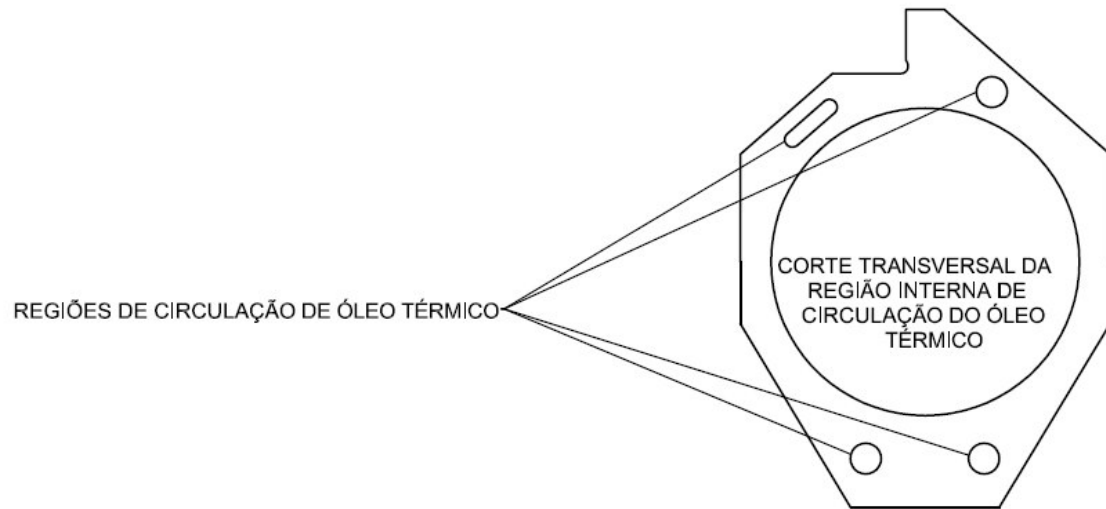


Figura 6 - Corte transversal do DIE

Nas figuras 7 e 8 têm-se fotos reais do equipamento DIE (matriz aquecida):



Figura 7 - Vista do interior do DIE

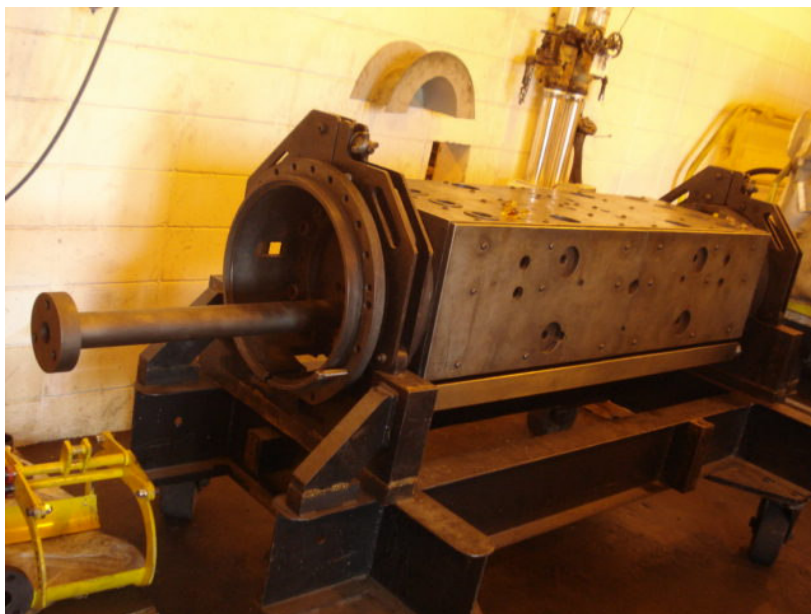


Figura 8 - Vista frontal do DIE

A Figura 9 mostra outro esquema simplificado da instalação atual com as quatro bombas:

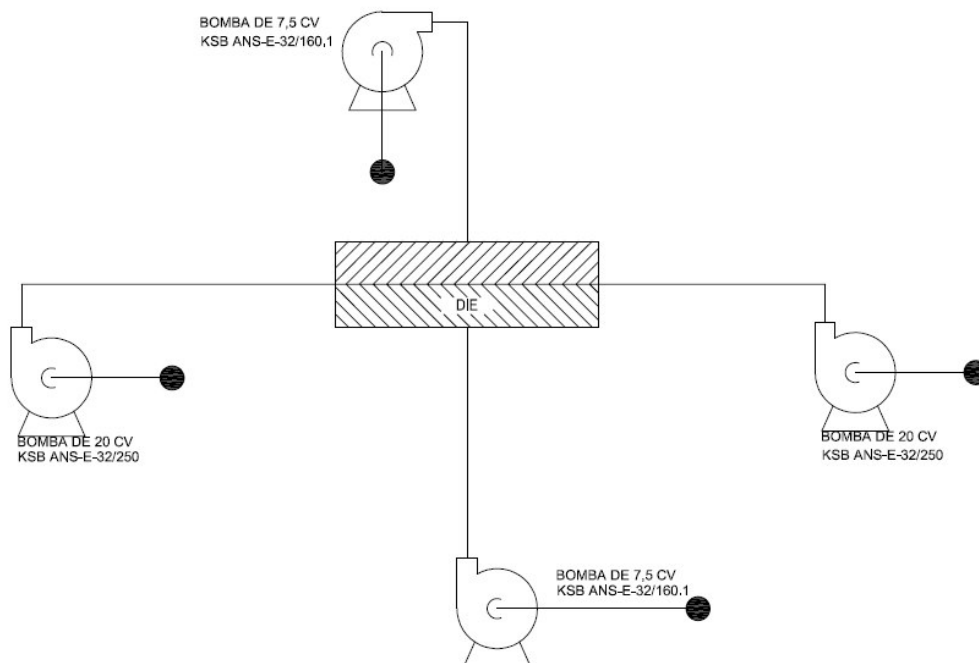


Figura 9 - Esquema do arranjo atual de bombas

Para um melhor detalhamento do sistema, iremos abordar cada componente do sistema: selos mecânicos, fluido de trabalho, bombas e instalações (tubos, válvulas, aquecedores e demais equipamentos). Começaremos pelo item alvo deste trabalho, que é a selagem de bombas.

3.1 - SELOS MECÂNICOS

“Selo mecânico é um dispositivo mecânico de forma cilíndrica, de alta tecnologia e alto desempenho que elimina e previne vazamentos de fluídos, líquidos ou gases sob pressão na caixa de selagem ou câmara do selo, de bombas centrífugas, bombas hidráulicas, reatores, onde o eixo rotativo atravessa seu corpo.” (ULTRASEAL SELOS MECÂNICOS, 2007)

“O selo mecânico evita a passagem, fuga de líquidos e gases entre o eixo rotativo (móvel) a carcaça fixa da bomba, tem longa vida útil, não danifica o eixo ou luva protetora do eixo, manutenção praticamente inexistente ou mínima, além de gerar grande economia de energia elétrica, o selo mecânico proporciona inúmeras vantagens e benefícios quando comparado a gaxetas, só o selo mecânico garante vedação total, confiável e durável”.(SELOS MECÂNICOS, 2008)

O selo mecânico possui ajuste automático das faces de contato Parte Fixa e Conjunto Rotativo (Face Estacionária e Face Rotativa ou Giratória), compensa automaticamente pequenos e grandes desvios axiais e radiais (deflexões) do eixo rotativo, além de preservar o meio ambiente, atmosfera, lençol freático, rios, riachos, mananciais e aquíferos do nosso planeta.

Não existe um selo mecânico universal para todos os tipos de serviços. Tal selo teria que ser fabricado tendo-se em mente aplicações mais arriscadas e fora do comum e por isso seria caro demais para as aplicações mais simples. Um selo mecânico específico, projetado para um dado equipamento e para determinadas condições de serviço, permite a aplicação mais econômica do projeto e dos materiais do selo mecânico. (SELOS MECÂNICOS, 2008).

De forma geral, o selo mecânico é o elemento que impede o vazamento do fluido bombeado através do espaço entre o eixo e a carcaça da bomba. Nessa região tem-se o eixo passante móvel e o orifício da carcaça fixo. O elemento de selagem atua vedando a “fronteira” entre essas duas regiões.

3.1.1 - Funcionamento

As faces rotativa e estacionária encontram-se perpendiculares ao eixo e uma das faces é “empurrada” contra a outra através de mola única ou múltiplas molas. O contato axial estabelecido pela força exercida pela mola e a pressão do fluido atuante na caixa de selagem determinam o fechamento das faces realizando o que chamamos de vedação primária ou dinâmica, bloqueando a passagem do fluido para o eixo do equipamento.

Já a vedação secundária ou estática é feita normalmente por anéis “O”, foles de borracha, cunhas em P.T.F.E., impedindo a passagens do fluido pelos interstícios do selo mecânico. As faces do selo são lapidadas o que conferem a elas uma rugosidade de três bandas de luz, aproximadamente 1µm, variando de acordo com o tipo de material das faces (ULTRASEAL SELOS MECÂNICOS, 2007).

A vedação exercida pelo selo mecânico se processa em dois momentos: a vedação principal e a secundária, como mostrado na Figura 10:



Figura 10 - Conjunto de selagem (ULTRASEAL SELOS MECANICOS)

Vedação principal

A vedação principal é feita num plano perpendicular ao eixo por meio do contato deslizante entre as faces altamente polidas de duas peças, geralmente chamadas de sede e anel de selagem. A sede é estacionária e fica conectada numa parte sobreposta. O anel de selagem é fixado ao eixo e gira com ele. Para que as faces do anel de selagem e da sede permaneçam sempre em contato e pressionadas, utilizam-se molas helicoidais conectadas ao anel de selagem.

Vedação secundária

A vedação secundária, aplicada à sede e ao anel de selagem, pode ser feita por meio de vários anéis com perfis diferentes, tais como: junta, anel o’ring, anel “V”, cunha, fole.

Uso do selo mecânico

Os selos mecânicos são utilizados com vantagens em relação às gaxetas, pois não permitem vazamentos e podem trabalhar sob grandes velocidades e em temperaturas e pressões elevadas, sem apresentarem desgastes consideráveis. Eles permitem a vedação de produtos tóxicos e inflamáveis.

Vantagens do selo mecânico

1. Reduz o atrito entre o eixo da bomba e o elemento de vedação reduzindo, conseqüentemente, a perda de potência.
2. Elimina o desgaste prematuro do eixo e da bucha.
3. A vazão ou fuga do produto em operação é mínima ou imperceptível.
4. Permite operar fluidos tóxicos, corrosivos ou inflamáveis com segurança.
5. Tem capacidade de absorver o jogo e a deflexão normais do eixo rotativo.

O selo mecânico é usado em equipamentos de grande importância como bombas de transporte em refinarias de petróleo; bombas de lama bruta nos tratamentos de água e esgoto; bombas de submersão em construções; bombas de fábricas de bebidas; em usinas termoelétricas e nucleares (SISTEMAS, 2008).

3.1.2 - Sistemas ou planos de selagem

Bombas com selos mecânicos que vedam eixos rotativos são usadas em muitas indústrias, começando pelas bombas para aquecimento residencial e para a indústria de alimentos até as usinas petroquímicas e nucleares. Uma vez que um selo mecânico é um dispositivo com peças que se desgastam, a menos que receba manutenção de tempos em tempos, acabará falhando.

A falha em um selo mecânico significa, na maioria dos casos, o vazamento do fluido bombeado para o exterior. As conseqüências podem variar. Algumas vezes não há problema em uma bomba vazar até que alguém perceba. Mas algumas vezes isso significa um incêndio potencial, por exemplo, se uma bomba está vazando gasolina.

É por isso que os selos são freqüentemente usados com os chamados sistemas de selagem para nos alertar sobre um problema e possivelmente desligar a bomba para reparos, e para prevenir e minimizar os vazamentos para a atmosfera, mesmo se o selo houver falhado (TREM ENGINEERING, 2005).

Existem vários planos de lubrificação possíveis, como são chamados no padrão API 682, alguns explicados abaixo segundo TREM ENGINEERING (2005):

- O sistema de selagem Plano 65 para um selo mecânico simples irá coletar os vazamentos em um pequeno reservatório que é conectado com um dreno especializado. O reservatório tem um orifício na saída. Uma quantidade pequena aceitável de vazamento passará pelo orifício e sairá pelo dreno. Se a taxa de vazamento for grande o suficiente, o orifício se tornará uma obstrução e o nível do reservatório começará a subir, enviando um alarme a um painel de controle.
- O sistema de selagem Plano 52 para selo mecânico em tandem provê um reservatório maior, algo entre 2 e 5 galões, o qual é preenchido com fluido de reserva. O fluido de reserva geralmente é óleo mineral ou uma solução de álcool. Um selo em tandem possui um par de faces de selagem de reserva externo, as quais assumem a pressão se o selo interno primário começar a vazar. Mas antes disso, o fluido de reserva é necessário para lubrificar o selo externo. O fluido de reserva é completado até certo nível e geralmente mantido sob pressão atmosférica. Se o selo primário falha, o produto bombeado irá vazar para dentro

do circuito do fluido de reserva, elevando o nível e/ou a pressão no reservatório. (Isto acontece, é claro, se a pressão na câmara do selo é superior à pressão atmosférica). Uma mudança na pressão ou nível é detectada facilmente pela visão ou por transmissores. E, o que é muito importante, a menos que o selo externo falhe também, o produto jamais escapará para a atmosfera.

- O sistema de selagem Plano 53 para selo mecânico duplo é similar ao Plano 52, mas o sistema é pressurizado acima da pressão da câmara de selo. De forma que, na eventualidade de uma falha do selo, o fluido de barreira vaza para dentro da bomba. O fluido de barreira poderá escapar para a atmosfera, caso o selo externo vaze, porém este fluido é selecionado para não produzir quaisquer danos.
- O Plano 53 tem vários tipos, 53A, 53B e 53C. O 53A é o mais simples. O 53B está se tornando mais popular atualmente. A seguir é feita uma comparação entre eles:

Plano 53B vs Plano 53

O Plano 53B é recomendado quando a pressão do fluido de barreira é acima de 10 bars, para evitar o problema da dissolução do nitrogênio no fluido de barreira. No Plano 53B o fluido de barreira e o nitrogênio são separados fisicamente por um balão elastomérico.

Enquanto um sistema Plano 53A é muitas vezes mais barato e é muito usado em aplicações de baixa pressão, o Plano 53B é uma necessidade em pressões mais elevadas. Caso uma unidade de abastecimento automático seja adicionada ao sistema 53B, ele se torna muito parecido com o sistema Plano 54.

O sistema Plano 54 para selos mecânicos duplos é funcionalmente similar ao Plano 53, porém um selo mecânico não possui um impulsor. O fluido de barreira é circulado pela bomba do sistema de selagem.

A Figura 11 mostra sucessivamente os planos API 65, 52, 53B:



Figura 11 - Planos API 65, 52, 53B (TREM ENGINEERING, 2005)

No **Anexo A** é apresentado um questionário que segundo ULTRASEAL SELOS MECÂNICOS (2007) esclarece alguns conceitos sobre os selos mecânicos.

A Figura 12 mostra o esquema de um conjunto de selagem:

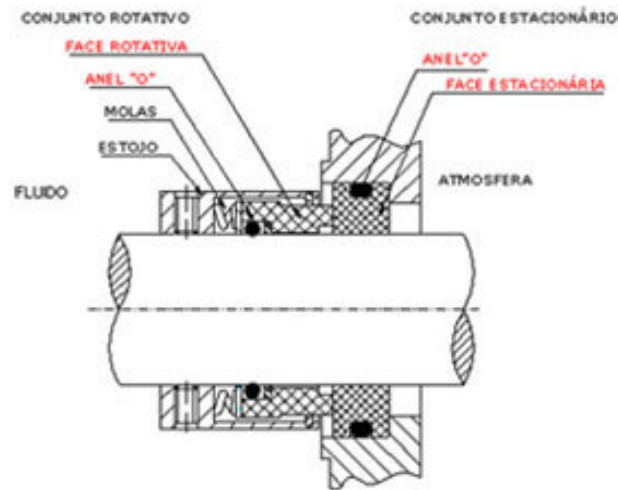


Figura 12 - Esquema de selagem (ULTRASEAL SELOS MECÂNICOS)

3.2 – FLUIDO DE TRABALHO

Pode-se considerar como fluido térmico, na realidade, todo e qualquer fluido que em um determinado sistema cumpra o papel de condutor de energia térmica da fonte produtora (aquecedor ou caldeira), para o ponto de consumo. Com isto, um dos mais populares fluidos térmicos que conhecemos é a água, seja na fase líquida ou na fase vapor. Porém denominamos tecnicamente de “Fluido Térmico”, como fluidos especificamente desenvolvidos trabalhar como um meio de ligação entre a fonte de energia térmica e um ponto de consumo de calor. Os fluidos térmicos podem ser orgânicos ou sintéticos, dependendo de sua aplicação e principalmente sua temperatura de operação. As principais características que um fluido térmico deve possuir são:

- ✓ Estabilidade térmica
- ✓ Calor específico elevado

- ✓ Alta condutividade térmica
- ✓ Baixa viscosidade
- ✓ Alta vida útil

Trata-se de óleo térmico marca Ucon 500. O fluido de transferência de calor Ucon 500 (HTF 500) é um polialquileno à base de glicol inibido especialmente formulado para alta temperatura, trocador de calor em fase líquida em sistemas que requerem temperaturas do fluido a granel até 500°F (260°C).

O UCON HTF 500 tem sido usado com sucesso em muitas aplicações de alta temperatura e é recomendado por fabricantes de equipamentos de troca de calor.

3.2.1 – Aplicações

- Equipamentos de processamento químico;
- Rolos de laminação e calandragem;
- Matrizes e moldes na indústria de borracha e plástico;
- Rolos de secagem e fornos;
- Zinco fundido e ligas de alumínio;

3.2.2 - Propriedades Físicas e Químicas

- Aparência: líquido transparente, cor âmbar;
- Odor: característico;
- Densidade: 1,036;

- Ponto de ebulição: > 260°C;
- Solubilidade: solúvel em água.

3.2.3 - Estabilidade e Reatividade

- Estabilidade química: estável nas condições normais de armazenamento;
- Condições a evitar: contato com materiais incompatíveis e fontes de ignição;
- Incompatibilidade: agentes oxidantes;
- Produtos de decomposição: óxidos de carbono e nitrogênio;
- Polimerização: não ocorre;

3.3 – BOMBAS

São usadas quatro bombas centrífugas marca KSB. Duas delas são do tipo ANS-E-32/250 com as seguintes especificações:

- Vazão de 6,8 m³/h;
- Pressão de 90 mCFL;
- Fluido UCON-500;
- Potência do motor de 20 hp;
- Rotação de 3600 RPM.

As dimensões dos equipamentos são:

- Comprimento total: 1294 mm;
- Largura: 540 mm;
- Altura até a boca de recalque: 485 mm;
- Boca de sucção: DN 50;
- Boca de recalque: DN 32;

As outras duas bombas que compoem o circuito são do tipo ANS-E-32/160.1, de menor porte que as anteriores, tendo as seguintes características:

- Vazão: 6,8 m³/h;
- Pressão: 55 mCFL;
- Fluido: UCON-500;
- Potência do motor: 7,5 hp;
- Rotação 3600 RPM;

As dimensões principais são:

- Comprimento total: 954 mm;
- Largura: 540 mm;
- Altura até a boca de recalque: 485 mm;
- Boca de sucção: DN 50;
- Boca de recalque: DN 32;

Os materiais usados na fabricação são os mesmos para os quatro equipamentos. A listagem segue abaixo:

- Carcaça: ASTM-A-216-WCR;
- Rotor: ASTM-A-48-CL-30;
- Eixo: SAE 1045;
- Bucha de proteção: AISI-316;
- Selo mecânico: JOHN KRANE;
- Base comum: SAE 1020;
- Motor: conforme fabricante WEG;

3.3.1 – Descrição técnica das bombas

As moto bombas tem a função de manter o fluido térmico em circulação entre os aquecedores e os consumidores, transferindo calor aos pontos de consumo.

As moto bombas consistem de uma bomba centrífuga montada numa base comum com o motor elétrico diretamente acoplado.

A bomba é do tipo “Back pull-out” de um estágio para a desmontagem do rotor sem desligar a carcaça da tubulação. O rotor é fechado, com pás curvadas para trás e com furos de redução de pressão no lado da vedação. O eixo é vedado com selo mecânico John Krane 59-U-QRIKI USTGL PLANO 41/62 DIÂMETRO 45 mm e DIÂMETRO 35 mm RESPECTIVAMENTE COM TROCADOR DE CALOR E SEPARADOR DE PARTÍCULAS (DADOS DE PROJETO OBTIDOS NA EMPRESA).

O acoplamento é previsto com espaçador para permitir a desmontagem do rotor sem desmontar o motor.

3.4 – INSTALAÇÃO

Neste tópico descrevem-se brevemente as tubulações e componentes que integram o circuito responsável pelo aquecimento das diferentes regiões da matriz denominada DIE, onde são formadas as películas que serão usadas como INTERLAYERS nos pára-brisas automotivos. Inicialmente começaremos falando a respeito das tubulações.

Toda a tubulação utilizada nas linhas de óleo térmico apresenta diâmetro de 1 $\frac{1}{2}$ ". A codificação usada na empresa para o tipo de tubo utilizado é F2BA1. Ela nos dá informações sobre o material de construção, aplicações e normas. De acordo com essas especificações, o material de toda a tubulação é aço carbono com tubos rosqueados. A pressão de trabalho deve ser menor que 150 psig.

3.5 – VÁLVULAS

Em nosso ciclo de aquecimento por óleo térmico são usadas válvulas de controle de fluxo que geram um estrangulamento na linha. Dessa forma, a oscilação de temperatura no equipamento DIE é controlada de acordo com a necessidade em dado instante.

A abertura total das válvulas de controle fará com que a temperatura atingida na matriz seja máxima (situação na qual é atingido o equilíbrio térmico). O gradativo fechamento dessas válvulas promove uma ligeira queda devido à redução de fluxo. Dessa forma garante-se a manutenção do controle de temperatura exigido no processo produtivo.

Também existe uma placa de orifício na saída de cada um dos aquecedores (lembrando que temos um aquecedor para cada bomba, ou seja, 4 aquecedores) permitindo-nos calcular a vazão. O esquema apresentado no item anterior mostra de maneira bem clara o funcionamento desse sistema.

Antes dos aquecedores temos uma válvula controladora de pressão (PCV) a qual não permite que a pressão máxima tolerada no aparelho seja superada em qualquer eventualidade.

Na saída dos aquecedores temos válvulas de alívio de pressão denominadas PSV's, as quais garantem a segurança do equipamento em caso de eventual ocorrência de sobre pressão.

3.6 – AQUECEDORES

São utilizados quatro aquecedores (um em cada bomba) da marca Thermal Systems. A Tabela 5 mostra os dados relativos a cada equipamento:

Tabela 5 - Especificações técnicas dos aquecedores

Aquecedor de Fluido Térmico Thermal Systems	
Tipo	TSE - 12/50,5
Número do Projeto	PTS 082/090
Ano de Fabricação	1990
Capacidade	43516 kcal/h - 50,6 kW
Fluido	UCON - 500
Fluxo Mínimo	6,8 m ³ /h
Conteúdo	44 litros
Temperatura de Trabalho Máxima	199°C
Temperatura de Projeto	232°C
Pressão de Trabalho Máxima	7,5 bar
Pressão de Projeto	10 bar
Pressão de Teste	15 bar
Dimensões (mm)	2200 x 500 x 2000

A seguinte definição é dada com base no projeto original do sistema feito na companhia na data de implantação, ano de 1990: aquecedor elétrico para fluido térmico, potência instalada 50 KW, equipado com bomba de recirculação, válvulas de bloqueio, separador de gases, painel de força e comando, bem como uma válvula de três vias, para controle da vazão do fluido matriz de aquecimento denominada DIE. (Tanque de expansão não mostrado na foto). Este aquecedor foi projetado com um duplo sistema de controle de temperatura, controlando tanto a temperatura do fluido na saída do aquecedor como também a temperatura do processo no reator do cliente.

Como já mencionado, o aquecimento é realizado através de resistências elétricas. Dessa forma mantém-se a temperatura desejada no processo, sendo que o controle de temperatura proporcionado por eles muda ligeiramente de um equipamento para outro. As diferentes regiões da matriz de aquecimento alimentadas pelas bombas têm necessidades térmicas ligeiramente diferentes. Podemos dizer que a temperatura de trabalho do óleo térmico é em média de 180°C.

3.7 – TANQUES DE EXPANSÃO

Durante a operação, o fluido térmico está sujeito a sucessivas elevações e quedas de temperatura de acordo com a necessidade do processo produtivo. Tais situações provocam uma dilatação volumétrica do fluido com consequentes expansões e contrações do mesmo. Portanto, o sistema deve apresentar uma forma de acomodação desses incrementos de volume, evitando que a tubulação sofra sobre pressão. Em resumo, o tanque de expansão trabalha como um pulmão, o qual comporta as expansões volumétricas em situações de aquecimento e também as contrações volumétricas nos casos de contração do mesmo, quando em resfriamento.

Em termos quantitativos, a expansão do fluido térmico pode ser maior que 25% do seu volume original, dependendo do fluido utilizado e da temperatura de operação.

Usualmente o tanque de expansão é instalado no ponto mais alto do sistema para que dessa forma o sistema possa servir como principal ponto para expulsão de níveis excedentes de resíduos de baixo ponto de ebulição e de umidade que podem se acumular no fluido térmico. A instalação do tanque no ponto mais alto do sistema também cria pressão positiva na entrada da

bomba de circulação, proporcionando uma sucção abundante com fluxo contínuo para todos os pontos de uso do sistema.

Quanto ao dimensionamento, o tanque de expansão deve ser dimensionado de maneira a estar 25% cheio à temperatura ambiente e 75% cheio à temperatura normal de operação. Este dimensionamento deve proporcionar pressão positiva do fluido para a sucção da bomba durante a partida do sistema, e deve minimizar o espaço de vapor no tanque durante a operação normal.

No caso desta instalação, os quatro tanques pulmão funcionam também como Tanques de Dreno e Enchimento, onde se pode drenar total ou parcialmente o sistema no caso de manutenção. O volume deste equipamento comporta todo o óleo térmico que circula nas quatro bombas presentes no sistema de aquecimento.

Como qualquer aparato presente em uma instalação industrial, é essencial uma política que se empenhe por uma instrumentação “livre de falhas” no planejamento do tanque de expansão, bem como no de outros componentes do sistema de transmissão de calor. O tanque de expansão deve estar equipado com alarmes para alto e baixo nível de fluido, juntamente com um interruptor para automaticamente desligar o aquecedor e a bomba no caso de um vazamento acidental. Dispositivos para alívio de pressão devem fazer parte do projeto do tanque de expansão com possíveis descargas de fluido direcionadas para áreas distantes de pessoas e de fontes de ignição. Um visor de vidro resistente a altas temperaturas também deverá ser instalado como reforço aos sensores de nível.

Todos os fluidos térmicos orgânicos sofrem oxidação quando expostos ao ar. A oxidação do fluido causa a vasta maioria da formação de sólidos e incrustações, que diminuem a eficiência na transmissão térmica e prejudicam a função do selo mecânico.

A taxa de formação de insolúveis depende da exposição ao ar e da temperatura. Usualmente, a infiltração de ar em um sistema acontece pelo tanque de expansão.

Um método eficiente de se minimizar a oxidação do fluido é inertizar o espaço de vapor do tanque de expansão, isto é, preencher aquele espaço vazio com um gás inerte, nitrogênio, CO₂, ou gás natural. A finalidade da inertização com gás é manter uma atmosfera não reativa no espaço de vapor do tanque de expansão, evitando a entrada de ar e umidade, que pode afetar

adversamente a vida útil do fluido. Para uma proteção eficaz, é necessário manter o tanque ininterruptamente inertizado, geralmente com nitrogênio, com controles através de reguladores de pressão para os fluxos de entrada e saída. É preciso também uma válvula de alívio de pressão como dispositivo de segurança para o caso de falha no regulador. As pressões aplicadas dentro do tanque de expansão devem ser mantidas no menor nível possível para minimizar o consumo de gás inerte. Manter uma pressão positiva levemente acima da pressão barométrica da atmosfera é o suficiente para se evitar a entrada de ar e umidade. Uma válvula manual de respiro também deve ser instalada para facilitar a purga do espaço de vapor do tanque de expansão, se necessária.

A seguir são apresentadas as especificações do tanque de expansão presente em nossa planta:

- Fabricante: Thermal Systems;
- Peso total do vaso: 189,7 Kg;
- Volume: 300 litros;
- Pressão de estocagem: atmosférica;
- Temperatura de estocagem: 60 °C;
- Temperatura de trabalho máxima: 199°C;
- Ano de fabricação: 1990;
- Pressão de teste hidrostático: 1,5 bar;
- Dimensões: φ_{int} 500x1634;

A Figura 13 mostra os quatro tanques de expansão presentes na instalação:



Figura 13 - Tanques de expansão da instalação

3.8 – COOLER

Após o aquecedor existe um equipamento denominado Cooler, o qual é designado para reduzir a temperatura do óleo térmico da saída dos aquecedores em 5°F na vazão recomendada.

A temperatura é controlada pela vazão de óleo térmico que Bypassa o cooler. É usado um fluxo constante de água de resfriamento.

O equipamento nada mais é do que um trocador de calor onde o óleo térmico circula pelo lado dos tubos e a água de resfriamento circula pelo lado do casco. As condições de operação pelo lado do casco são:

- Fluido: água de resfriamento;

- Viscosidade: 0,6 CP;
- Vazão: 2,75 m³/h;
- Temperatura de entrada: 30°C;
- Temperatura de saída: 34°C;
- Pressão de projeto: 105 kgf/cm²;
- Perda de pressão: 0,01 Kgf/cm²;
- Temperatura de projeto: 60°C;
- Pressão de teste hidrostático: 15,75 Kgf/cm²;

Como característica geral tem-se a taxa de calor a transferir comum de 11000 Kcal/h.

As características do equipamento são dadas a seguir:

- Tipo: BEU;
- Formato: 6-20;
- Posição de trabalho: horizontal;
- Superfície de troca: 0,42 m²;

O parâmetro de construção é: COD. ASME – SEÇÃO VIII – DIV. 1 e TEMA “C”.

Todas essas considerações e esclarecimentos sobre o sistema alvo deste trabalho servem como introdução para a discussão e análise das soluções viáveis para os principais problemas que geram impacto econômico altamente desfavorável na unidade produtiva: ponto de funcionamento das bombas muito longe daquele tido como o de melhor eficiência (BEP) e histórico de sucessivas falhas dos selos mecânicos. Isso gera gastos com paradas para manutenção e reparo dos selos, somado ao mau uso da energia, tendo em vista a região de baixa eficiência na qual as quatro bombas se encontram.

Eventualmente mudanças na configuração do sistema deverão ser implementadas de modo a se reduzir a perda de carga, dispensando-se a grande altura manométrica presente nas bombas empregadas atualmente. Outro ponto seria a redução do número de bombas utilizadas: usar duas em vez de quatro ou até mesmo uma, controlando toda a vazão por meio de estrangulamentos intermediários em cada uma das regiões da matriz de aquecimento.

No próximo capítulo serão estudadas alternativas para a solução do problema, procurando atingir a melhor eficiência com o menor gasto de energia possível.

3.8.1 – Análise da necessidade do Cooler

Como descrito acima, foi visto que além dos aquecedores temos também a presença de trocadores de calor denominados Coolers na saída desses equipamentos. À primeira vista pode parecer estranho a presença de resfriadores logo após o sistema de aquecimento, mas as características do processo podem explicar tal configuração: através de uma válvula de três vias parte do fluxo de óleo térmico é desviado para o Cooler de modo a se abaixar a temperatura até o ponto exigido pelo processo naquele instante. Iremos discutir aqui até que ponto a presença desses Coolers é necessária e iremos analisar a possibilidade de se retirar tais equipamentos. Dessa forma o controle de temperatura seria feito diretamente nas resistências através da correta aplicação de tensão e corrente.

A presença dos Coolers demanda gasto de água de resfriamento vinda da central de utilidades. A eliminação desse ponto representaria uma economia de processo, tendo em vista que o fornecimento dessa água de processo é tarifado. A dificuldade de tal ação deve-se às condições de processo: o óleo térmico circula na interior de um cabeçote mantendo-o aquecido a cerca de 180 °C, objetivando que o produto presente em seu interior permaneça em estado derretido. O derretimento ocorre anteriormente em uma extrusora com posterior envio ao cabeçote através de uma bomba de engrenagens. O processo de extrusão, somado aos altos atritos na linha durante o percurso do produto derretido, gera uma alta quantidade de calor e às vezes o produto chega ao cabeçote numa temperatura superior àquela exigida no processo. Quando isso ocorre, um controle

eletrônico desliga as resistências e o Cooler entra em ação, abaixando a temperatura do óleo que por sua vez resfria a matriz, garantindo a condição adequada. Dessa forma, o óleo térmico funciona tanto aquecendo quanto resfriando o cabeçote.

Em situações de partida de área, o sistema de aquecimento funciona à plena carga, objetivando o aquecimento das diferentes regiões do cabeçote até a temperatura de trabalho (180 °C). Uma vez consolidado o pleno funcionamento da área, um sistema eletrônico denominado Delta V faz o monitoramento das necessidades térmicas do processo e de acordo com essas necessidades será determinado o acionamento das resistências dos aquecedores.

Na linha de saída de óleo térmico após o aquecedor há uma válvula de três vias: uma delas vinda do aquecedor e das outras duas, uma vai para o processo e a outra desvia o fluxo para que ocorra passagem pelo resfriador. Existe um controle automático da abertura dessas válvulas que determina qual a porcentagem de vazão irá ser resfriada. Se o produto derretido que vem da extrusora já estiver com temperatura muito elevada (maior que 180 °C ou acima da condição pré-estabelecida) a vazão de óleo térmico será totalmente desviada para o Cooler, de modo a baixar a temperatura de processo para o nível recomendado.

Tendo em vista as explanações acima, constatamos a importância do trocador de calor no processo. Ocorre na realidade uma operação mista que envolve um processo de controle o qual é conhecido como “**Split Range**”.

Abaixo temos uma definição sobre este tipo de controle:

Controle Split Range: quando a atuação sobre o processo é conduzida através de duas variáveis manipuladas, coordenadas por um único controlador, que utiliza uma única medição, a estratégia de controle adotada é de “partir” a saída do controlador entre estes dois atuadores, como mostrado na Figura 14:

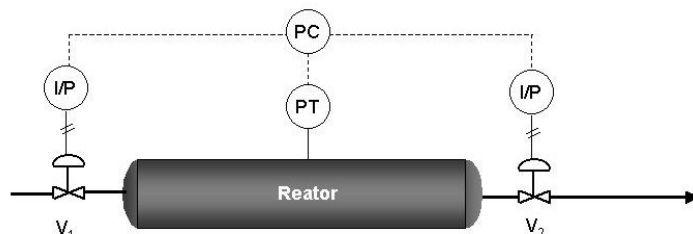


Figura 14 - Controle Split Range (ARAÚJO, 2012, p. 6)

As atuações nas duas válvulas (V1 e V2) são coordenadas pelo controlador de pressão do reator. Em operação normal, a V2 está totalmente aberta. Sob elevação de *setpoint*, V2 é comandada na direção de redução de abertura. Para redução de *setpoint*, V1 tem sua abertura reduzida, com V2 totalmente aberta (ARAÚJO, 2012, p. 6).

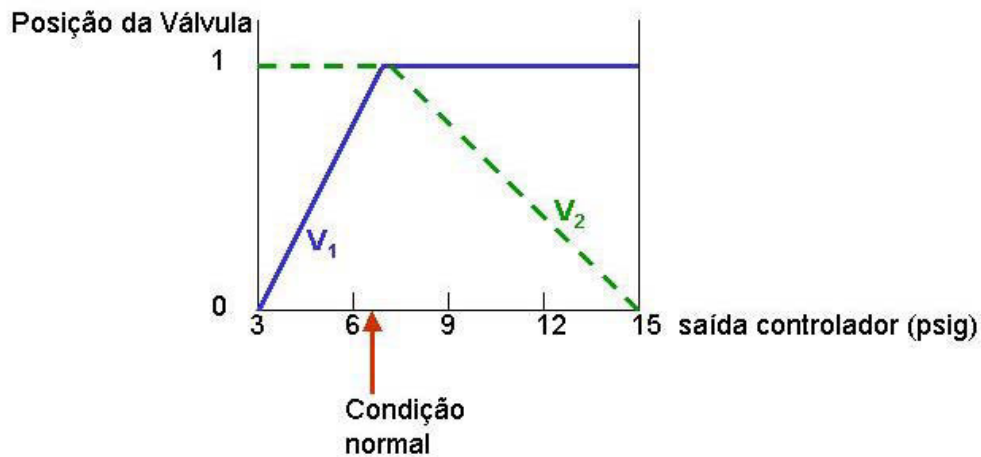


Figura 15 - Gráfico do controle Split Range (ARAÚJO, 2012, p. 6)

Em nosso caso, as variáveis controladas são a vazão de óleo térmico em função da temperatura de processo. Em situações de partida de área a matriz DIE precisa ser aquecida para a manutenção do produto derretido em seu interior. Nesse caso, as resistências são acionadas, ao passo que a abertura da válvula de três vias que dá acesso ao Cooler é totalmente fechada, constituindo uma situação de pleno aquecimento. Por outro lado, após iniciado o processo, o produto derretido (MELT) oriundo da extrusora é forçado intensamente a circular pela tubulação através de uma bomba de engrenagens de alta potência. Esse deslocamento do produto gera altos atritos, elevando muito a temperatura com que o produto chega à matriz DIE. Sendo essa temperatura superior àquela estipulada no processo, o controle muda: as resistências são desligadas e a passagem da válvula de três vias que leva o óleo térmico a passar pelo Cooler será totalmente aberta, iniciando o resfriamento do mesmo. Dessa forma evita-se o superaquecimento da matriz geradora das películas.

CAPÍTULO 4 – ANÁLISE E PROPOSTAS DE SOLUÇÃO

Uma vez explicados todos os componentes do sistema, partiremos agora aos cálculos pertinentes, de acordo com as propostas abordadas. Nosso principal problema de interesse são as sucessivas manutenções nos selos mecânicos das quatro bombas de circulação de óleo térmico. O objetivo será tentar mudar a condição de funcionamento, de modo a aproximar o sistema do BEP. Como discutido anteriormente, temos uma grande altura manométrica requerida (90 mcFL para as de 20 cv e 55 mcFL para as de 7,5 cv), ao passo que a vazão de trabalho mostra-se relativamente baixa (6,8 m³/h para todos os equipamentos). Quando tentamos inserir essa condição na curva das bombas, caímos numa região de baixa eficiência, distante do BEP, e como visto, quanto mais longe do BEP a operação estiver, menor será o MTBF (intervalo entre falhas).

As folhas de dados das bombas nos fornecem uma vazão de projeto de 6,8 m³/h. Primeiramente, serão feitos cálculos da forma como abordado no capítulo 2, objetivando uma confrontação de dados e localização do ponto de funcionamento do sistema. Após isso, procederemos à análise de algumas mudanças na configuração do conjunto bombas-matriz. Dessa forma poderemos aumentar a vazão de trabalho, chegando mais perto do BEP e ao mesmo tempo garantindo uma melhor eficiência energética do sistema.

Inicialmente foram colhidos diversos dados do sistema, através de visitas em campo e tomada de alguns valores junto à sala de controle.

As Tabelas 6, 7, 8 e 9 foram obtidas para cada um dos conjuntos bomba/aquecedor:

Tabela 6 - Dados operacionais do conjunto aquecedor/bomba 1-620

Bomba/Aquecedor 1-620 - MainStream (operação 24 h/dia)						
Data e Hora	Pent (Kgf/cm2)	Psai (Kgf/cm2)	Tent (°C)	Tsaí (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
28/5/12 11:20	0,55	6,30	175,00	179,00	315,00	57,00
28/5/12 15:30	0,50	6,30	175,00	179,00	310,00	50,00
29/5/12 9:35	0,55	6,40	175,00	179,00	320,00	52,00
5/6/12 16:20	0,50	6,20	180,00	185,00	340,00	50,00
6/6/12 11:20	0,55	6,30	175,00	180,00	330,00	49,00
6/6/12 14:15	0,50	6,20	180,00	184,00	360,00	50,00
11/6/12 9:30	0,55	6,20	175,00	180,00	410,00	50,00
11/6/12 14:45	0,55	6,20	175,00	180,00	410,00	50,00
30/7/12 15:45	0,50	6,20	184,00	188,00	360,00	45,00
1/8/12 11:00	0,50	6,20	185,00	189,00	410,00	45,00
6/8/12 14:45	0,50	6,20	184,00	188,00	400,00	45,00
24/9/12 11:12	0,50	6,20	175,00	180,00	410,00	45,00
Média	0,52	6,24	178,17	182,58	364,58	49,00

Tabela 7 - Dados do conjunto aquecedor/bomba 1-622

Bomba/Aquecedor 1-622 - Corpo do DIE (operação 24 h/dia)						
Data e Hora	Pent (Kgf/cm ²)	Psaí (Kgf/cm ²)	Tent (°C)	Tsaí (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
28/5/12 11:30	0,50	9,20	184,30	189,20	460,00	7,00
28/5/12 15:30	0,50	9,20	184,60	189,50	460,00	7,00
29/5/12 9:35	0,50	9,20	184,10	189,10	461,00	7,00
5/6/12 16:25	0,50	9,20	184,30	190,10	461,00	7,00
6/6/12 11:35	0,50	9,20	184,10	191,30	460,00	5,00
6/6/12 14:15	0,50	9,30	184,30	191,70	460,00	6,00
11/6/12 9:30	0,50	9,20	189,00	197,40	460,00	6,00
11/6/12 14:45	0,50	9,20	188,70	197,10	460,00	6,00
30/7/12 15:50	0,50	9,20	188,80	193,10	463,00	8,00
1/8/12 11:00	0,50	9,40	189,00	193,30	460,00	8,00
6/8/12 14:40	0,50	9,40	189,00	193,00	460,00	9,00
24/9/12 11:16	0,50	9,20	188,90	193,90	465,00	7,00
Média	0,50	9,24	186,59	192,39	460,83	6,92

Tabela 8 - Dados do conjunto aquecedor/bomba 1-624

Bomba/Aquecedor 1-624 - Lábio do DIE (operação 24 h/dia)						
Data e Hora	Pent (Kgf/cm ²)	Psai (Kgf/cm ²)	Tent (°C)	Tsaí (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
28/5/12 11:30	0,15	10,00	174,90	180,60	460,00	1,00
28/5/12 15:30	0,15	10,00	174,20	180,30	455,00	1,00
29/5/12 9:35	0,15	10,00	173,70	179,00	459,00	1,00
5/6/12 16:28	0,15	10,00	170,40	175,10	456,00	0,00
6/6/12 11:35	0,15	10,00	170,90	166,30	455,00	0,00
6/6/12 14:15	0,15	10,00	166,60	171,10	456,00	0,00
11/6/12 9:30	0,15	10,00	169,10	173,10	459,00	0,00
11/6/12 14:45	0,15	10,00	169,00	172,80	456,00	0,00
30/7/12 15:50	0,10	10,00	171,00	175,10	459,00	0,00
1/8/12 11:00	0,10	10,00	169,10	173,30	459,00	0,00
6/8/12 14:40	0,10	10,00	174,90	179,30	460,00	0,00
24/9/12 11:20	0,10	10,00	175,90	179,70	460,00	0,00
Média	0,13	10,00	171,64	175,48	457,83	0,25

Tabela 9 - Dados do conjunto aquecedor/bomba 1-642

Bomba/Aquecedor 1-642 - SideStream (operação 24 h/dia)						
Data e Hora	Pent (Kgf/cm2)	Psai (Kgf/cm2)	Tent (°C)	Tsai (°C)	Tensão (V)	Corrente (A)
28/5/12 11:20	0,55	6,20	186,00	192,00	420,00	44,00
28/5/12 15:30	0,50	6,10	186,00	192,00	420,00	42,00
29/5/12 9:35	0,55	6,20	185,00	192,00	420,00	44,00
5/6/12 16:35	0,50	6,00	185,00	192,00	420,00	42,00
6/6/12 11:28	0,50	6,00	185,00	192,00	420,00	44,00
6/6/12 14:15	0,50	6,00	186,00	192,00	420,00	44,00
11/6/12 9:30	0,50	6,00	185,00	192,00	420,00	42,00
11/6/12 14:45	0,50	6,00	186,00	192,00	420,00	42,00
30/7/12 16:00	0,50	6,00	192,00	196,00	420,00	44,00
1/8/12 11:00	0,50	6,00	192,00	196,00	420,00	42,00
6/8/12 14:45	0,50	6,00	192,00	196,00	420,00	42,00
24/9/12 11:25	0,50	6,00	188,00	196,00	420,00	55,00
Média	0,51	6,04	187,33	193,33	420,00	43,92

Têm-se ainda os seguintes dados referentes aos motores de cada uma das bombas:

- 1-620: motor Weg 5,5 hp (7,5 cv), 3500 RPM, 440 V, 9,55 A (nominal);
- 1-622: motor Weg 15 hp (20 cv), 3540 RPM, 440 V, 24,9 A (nominal), $\cos(\varphi) = 0,86$, IPW55;
- 1-624: motor Weg 15 hp (20 cv), 3540 RPM, 440 V, 24,9 A (nominal), $\cos(\varphi) = 0,86$, IPW55;
- 1-642: motor Weg 5,5 hp (7,5 cv), 3500 RPM, 440 V, 9,55 A (nominal);

Considerando que o processo apresenta pequenas flutuações em decorrência de situações de processo, iremos utilizar os valores médios relativos a cada bomba, objetivando encontrar a vazão calculada, confrontando os dados com aqueles presentes na folha de dados dos equipamentos.

Procedendo então ao cálculo de vazão, temos:

4.1 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-620

Conforme mostrado nas equações 4 e 5, segue que a potência no aquecedor pode ser dada por:

$$P = \sqrt{3} * U * I * \cos(\varphi)$$

No sistema estudado, as tensões utilizadas variam nas diferentes bombas. A seguir é mostrado um cálculo através de balanço de energia nos aquecedores, objetivando encontrar a vazão teórica em cada uma das bombas:

Bomba de 7,5 cv (TAG 1-620), temos que $U=364,58$ V, $I=49$ A, de acordo com dados calculados em campo (valores médios da tabela 5):

$$P_{\text{aquecedor}} = \sqrt{3} * 364,58 * 49 * 1$$

$$P_{\text{aquecedor}} = 30942,08 \text{ W}$$

Considerando que o aquecedor apresenta 90% de rendimento, temos que o calor transferido para o óleo térmico é $Q = 0,9 * P_{\text{aquecedor}}$.

Assim:

$$Q = 30942,08 * 0,9 = 27847,87 \text{ W}$$

O valor de Q calculado acima representa a porcentagem do calor gerada nas resistências que efetivamente vai para o óleo térmico, contribuindo de fato para o aquecimento. Agora lançamos mão da equação (4): $Q = m * c_p * \Delta T$

Antes de utilizar a equação acima, precisamos obter o calor específico do óleo térmico, de acordo com a equação (6) fornecida pelo fabricante:

$$C_p = 0,44745 + 0,00052812 * (T)$$

Foram obtidas em campo as temperaturas de entrada e saída do óleo térmico no aquecedor:

$$T_{\text{entrada}} = 178,17 \text{ °C} \text{ e } T_{\text{saída}} = 182,58 \text{ °C}. \text{ Assim } T_{\text{médio}} = 180,38 \text{ °C}.$$

Levando este dado para a equação 6:

$$C_p = 0,44745 + 0,00052812 * 180,38 = 0,54271 \frac{\text{cal}}{\text{g} * ^\circ\text{C}}$$

Tendo em vista a unidade do c_p obtido, teremos que fazer a conversão do calor no óleo térmico. Sabendo que $1 \text{ cal} = 4,184 \text{ J}$, então $27847,87 \text{ W} = 27847,87 \text{ J/s} = 6655,80 \text{ cal/s}$. Procedendo agora ao cálculo usando a equação 4:

$$m = \frac{6655,80}{0,54271 * (182,58 - 178,17)}$$

$$m = 2780,95 \text{ g/s}$$

Para obter a vazão volumétrica do óleo térmico, precisamos da densidade do mesmo. Obtemos esse parâmetro através das curvas fornecidas nos catálogos do fabricante. Para a temperatura de $180,38 \text{ }^\circ\text{C}$ obtemos o valor de $0,92 \text{ g/cm}^3$.

Finalmente segue que:

$$Q = 2780,95 \frac{\text{g}}{\text{s}} * \frac{1}{0,92} \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} = 3022,77 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

A fim de comparação com a especificação de projeto, precisamos determinar a vazão em m^3/h .

$$Q = 3022,77 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} * \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 10881978,26 \text{ cm}^3/\text{h} \approx \mathbf{10,9 \text{ m}^3/\text{h}}.$$

O cálculo da vazão teórica para as outras bombas é feito de maneira análoga, usando-se os valores médios nas respectivas tabelas anteriormente mostradas:

4.2 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-622

$$P = \sqrt{3} * 460,83 * 6,92 * 1$$

$$P = 5523,41 \text{ W}$$

$$Q = 5523,41 * 0,9 = 4971,07 \text{ W}$$

$$T_{\text{méd}} = \frac{186,59 + 192,39}{2} = 189,49 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0,54752 \frac{\text{cal}}{\text{g} * \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$m = \frac{4971,07}{0,54752 * (192,39 - 186,59)}$$

$$m = 1565,39 \text{ g/s}$$

Pela tabela do Ucom 500 obtemos a densidade $\rho (189,49 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,91 \text{ g/cm}^3$.

$$Q = 1565,39 \frac{\text{g}}{\text{s}} * \left(\frac{1}{0,91}\right) \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} = 1720,21 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 1720,21 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} * \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 6192751,65 \text{ cm}^3/\text{h} \approx \mathbf{6,2 \text{ m}^3/\text{h}}$$

4.3 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-624

$$P = \sqrt{3} * 457,83 * 0,25 * 1$$

$$P = 198,25 \text{ W}$$

$$Q = 198,25 * 0,9 = 178,42 \text{ W}$$

$$T_{\text{méd}} = \frac{171,64 + 175,48}{2} = 173,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$C_p = 0,53911 \frac{\text{cal}}{\text{g} * ^{\circ}\text{C}}$$

$$m = \frac{178,42}{0,53911 * (175,48 - 171,64)}$$

$$m = 86,19 \text{ g/s}$$

Pela tabela do Ucom 500 obtemos a densidade $\rho (173,56 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 0,91 \text{ g/cm}^3$.

$$Q = 86,19 \frac{\text{g}}{\text{s}} * \left(\frac{1}{0,91}\right) \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} = 94,71 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 94,71 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} * \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 340596 \text{ cm}^3/\text{h} \approx \mathbf{0,34 \text{ m}^3/\text{h}}.$$

Obs.: foi constatado que o amperímetro presente no equipamento apresentava defeito, não fornecendo uma medida correta da corrente I na resistência do aquecedor.

4.4 – CÁLCULOS DA VAZÃO NA BOMBA 1-642

$$P = \sqrt{3} * 420 * 43,92 * 1$$

$$P = 31950,1 \text{ W}$$

$$Q = 31950,1 * 0,9 = 28775,1 \text{ W}$$

$$T_{\text{méd}} = \frac{193,33 + 187,33}{2} = 190,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_p = 0,5480 \frac{\text{cal}}{\text{g} * ^\circ\text{C}}$$

$$m = \frac{28775,1}{0,5480 * (193,33 - 187,33)}$$

$$m = 8751,6 \text{ g/s}$$

Pela tabela do Ucom 500 obtemos a densidade $\rho (190,33 \text{ }^\circ\text{C}) = 0,91 \text{ g/cm}^3$.

$$Q = 8751,6 \frac{\text{g}}{\text{s}} * \left(\frac{1}{0,91} \right) \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} = 9617,1 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}$$

$$Q = 9617,1 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} * \frac{3600\text{s}}{\text{h}} = 34621520,8 \text{ cm}^3/\text{h} \approx \mathbf{34,6 \text{ m}^3/\text{h}}.$$

Obs.: as medidas obtidas em campo podem estar apresentando imprecisão, devido ao longo tempo de uso de alguns dos instrumentos de medida na área produtiva.

O atual arranjo presente no sistema poderia ser alterado de forma a se reduzir o número de bombas. Primeiramente iremos estudar uma possível redução do conjunto de quatro bombas para outro arranjo com duas. Como visto anteriormente, temos duas bombas de 20 cv e outras duas de 7,5 cv. A proposta seria utilizar apenas uma bomba para cada faixa de potência. Dessa forma, teríamos um aumento na vazão gerado em cada um dos aparelhos, com conseqüente aproximação do BEP (deslocamento do ponto de operação para a direita). O controle de vazão necessário em cada uma das regiões da matriz a ser aquecidas seria feito da mesma forma que atualmente, através de válvulas estranguladoras.

De acordo com os dados de projeto, a vazão exigida é a mesma para todas as bombas, sendo a altura manométrica de 55 mcFL para as de 7,5 cv e 90 mcFL para aquelas de 20 cv.

Dessa forma, estaríamos aptos a implementar tal configuração, usando uma bomba de menor potência juntamente com a outra maior.

Os dados obtidos em campo para a queda de pressão nas tubulações de cada bomba encontram-se nas tabelas anteriormente mostradas:

$$\Delta H = P_{\text{saí}} - P_{\text{ent}}$$

$$\Delta H_{1-620} = 6,24 - 0,52 = 5,72 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta H_{1-622} = 9,24 - 0,50 = 8,74 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta H_{1-624} = 10,00 - 0,13 = 9,87 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta H_{1-642} = 6,04 - 0,51 = 5,53 \text{ kgf/cm}^2$$

Observa-se que as bombas 1-620 e 1-642 (ambas de 7,5 cv) apresentam perda de carga da ordem de 5,6 kgf/cm² e nas 1-622 e 1-624 (20 cv) temos perdas da ordem de 9,3 kgf/cm². Os elevados valores justificam-se pela presença de válvulas estranguladoras que controlam a vazão de óleo térmico na matriz de metal a ser aquecida. Como discutido anteriormente, o ponto de operação das bombas as coloca em uma região de funcionamento distante do BEP. Uma solução para melhorar a eficiência do equipamento e possivelmente aumentar os intervalos entre as falhas dos selos mecânicos seria utilizar apenas uma bomba de cada faixa de potência: uma bomba de 7,5 cv e uma de 20 cv, ficando as outras duas como Spare Parts. Dessa forma a vazão seria duas vezes maior.

4.5 – ANÁLISES DAS CURVAS DAS BOMBAS E CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO

A Figura 16 mostra a curva de seleção dos equipamentos. De acordo com a condição de funcionamento das bombas, percebe-se a gritante distância entre o BEP e o ponto de funcionamento das mesmas:

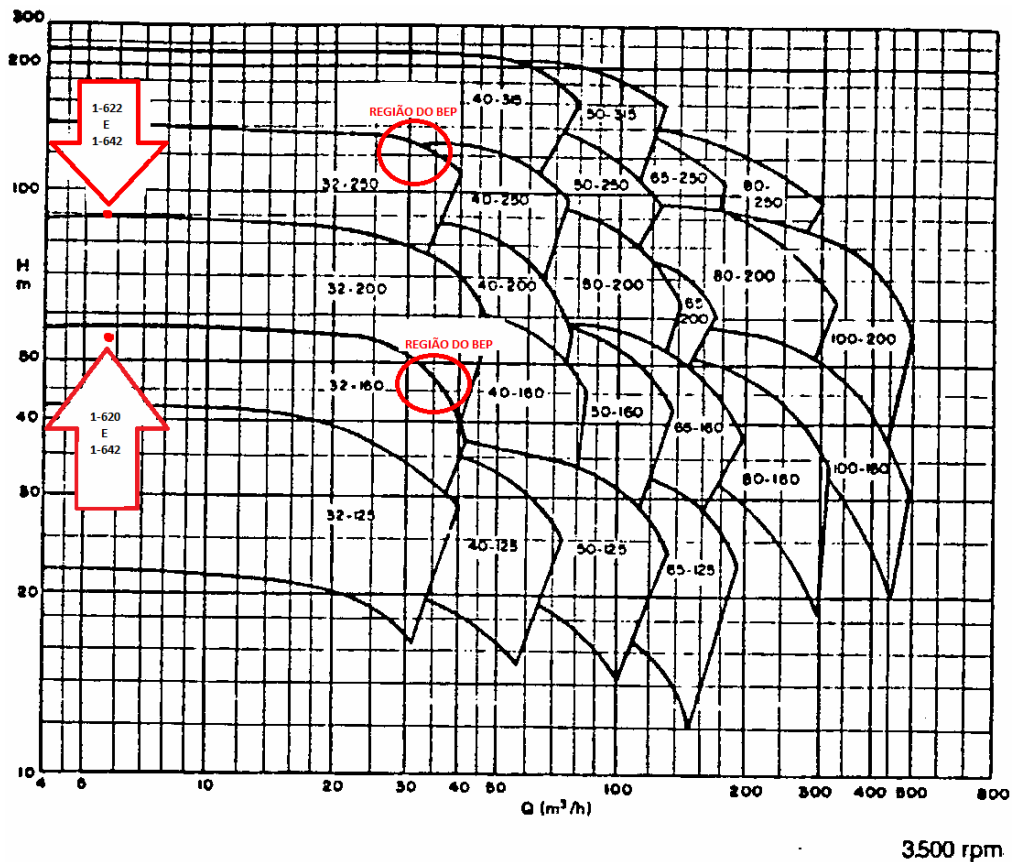


Figura 16- Curva de seleção de bombas

No caso da bomba KSB ANS - E – 32/250, que a condição de operação do sistema estudado situa-se quase na região limite com o modelo ANS – E – 32/200. Isso indica que a operação ocorre com uma altura manométrica em seu limite mínimo, sugerindo desperdício de energia e funcionamento totalmente fora da condição desejada.

Proceder a uma análise das curvas características das bombas nas Figuras 17 e 18:

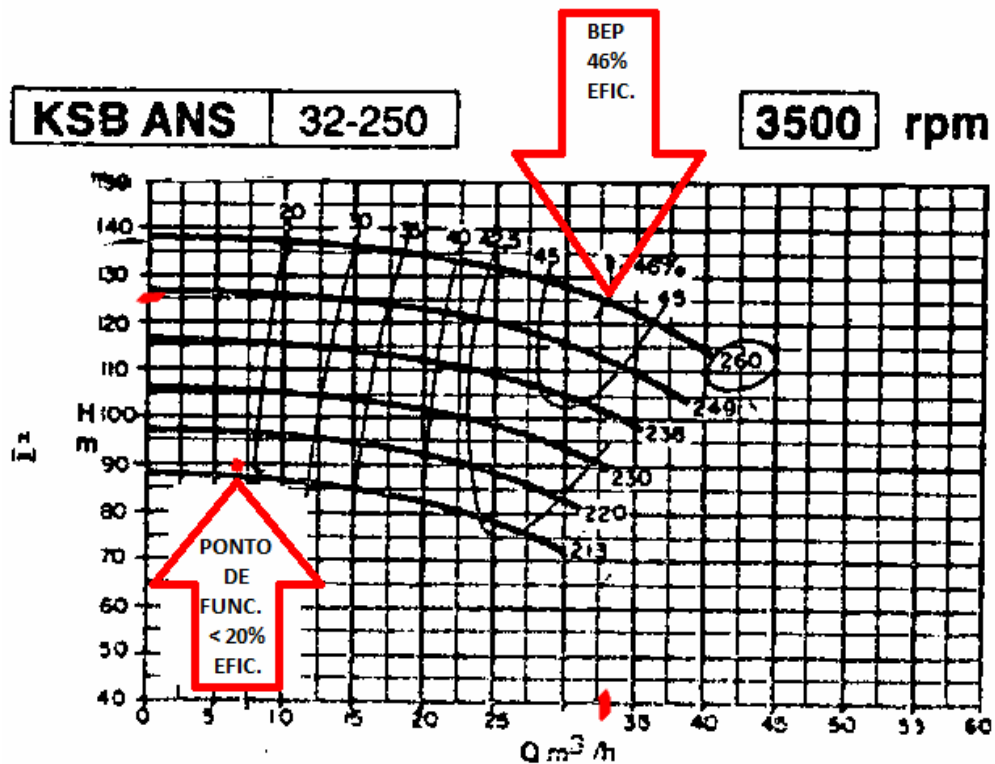


Figura 17 - Curva da bomba KSB ANS 32-250

A curva da bomba 32-250 mostrada acima indica as condições do BEP:

$$Q_{BEP} \approx 33 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{BEP} \approx 125 \text{ m}$$

Assim, fica evidente a grande ineficiência da operação do sistema.

Da mesma forma, para o outro modelo das duas outras bombas:

$$Q_{BEP} \approx 27 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{BEP} \approx 50 \text{ m}$$

A curva dos modelos 32-160.1 é mostrada abaixo:

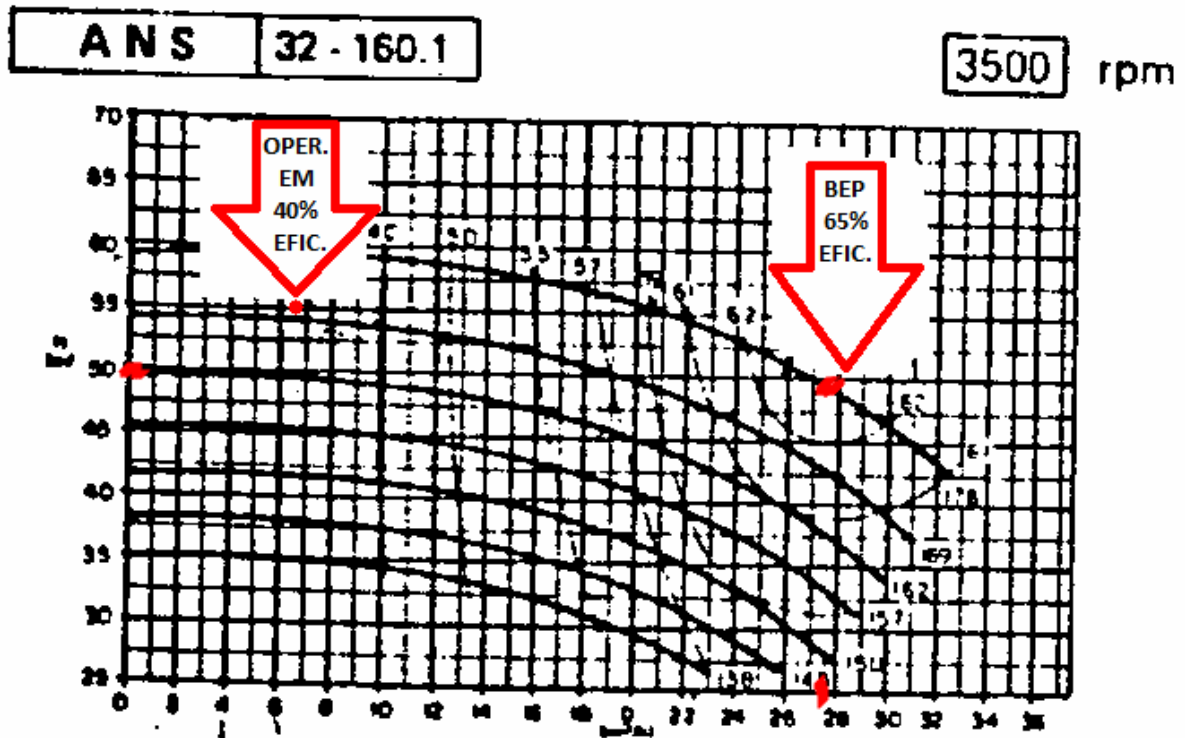


Figura 18 - Curva da bomba KSB ANS 32-160.1

Segundo FILIPPO (2009), é proposta uma forma da avaliação de instalações de bombeamento que será utilizada em nossa abordagem. Serão analisadas três situações:

- ✓ *Sistema funcionando da forma atual;*
- ✓ *Uma bomba de 7,5 cv e uma bomba de 20 cv, ambas trabalhando com o dobro da vazão e controle por estrangulamentos subsequentes;*
- ✓ *Apenas uma bomba de 20 cv operando com uma vazão tal que tenha capacidade de proporcionar fluxo para todas as derivações do circuito por meio de estrangulamentos.*

“Para a análise de adequação é preciso que os dados de seleção sejam tabulados: Q_{BEP} , H_{BEP} , RPM, D_{rotor} , Q_{prj} , H_{prj} , Q_{nor} , H_{nor} , Q_{op} , H_{op} , $NPSH_d$ nor, $NPSH_r$ bep, tipo da bomba e

características do fluido. Todos esses dados bem como os cálculos necessários serão feitos em planilha Excel®.” (FILIPPO, 2009, p. 8)

Serão consideradas as três situações anteriormente mencionadas: sistema na configuração atual, uma bomba de 7,5 cv e outra 20 cv ambas produzindo o dobro da vazão e, por fim, apenas uma bomba de 20 cv gerando fluxo para os quatro destinos.

Para o sistema, temos que:

✓ **32-350**

$$Q_{\text{BEP}} = 33 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{proj}} = 6,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{op}} = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{BEP}} = 125 \text{ m}$$

$$H_{\text{proj}} = 90 \text{ m}$$

$$H_{\text{op}} = 93 \text{ m}$$

$$\eta_{\text{BEP}} = 46 \%$$

$$Q_{\text{nor}} = 6,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{NPSH}_{\text{d nor}} = 2,2 \text{ m}$$

$$\text{RPM} = 3500$$

$$H_{\text{nor}} = 90 \text{ m}$$

$$\text{NPSH}_{\text{r bep}} = 3,3 \text{ m}$$

$$D_{\text{rotor}} = 250 \text{ mm}$$

$$\eta_{\text{nor}} = 18 \%$$

✓ **32-160.1**

$$Q_{\text{BEP}} = 27 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{proj}} = 6,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_{\text{op}} = 6,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{\text{BEP}} = 50 \text{ m}$$

$$H_{\text{proj}} = 55 \text{ m}$$

$$H_{\text{op}} = 56 \text{ m}$$

$$\eta_{\text{BEP}} = 65 \%$$

$$Q_{\text{nor}} = 6,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{NPSH}_{\text{d nor}} = 2 \text{ m}$$

$$\text{RPM} = 3500$$

$$H_{\text{nor}} = 55 \text{ m}$$

$$\text{NPSH}_{\text{r bep}} = 3 \text{ m}$$

$$D_{\text{rotor}} = 160 \text{ mm}$$

$$\eta_{\text{nor}} = 40 \%$$

Segundo FILIPPO (2009) é dito que para fins de análise, cada uma dessas vazões deve ser parametrizada em relação à vazão no BEP ($q^*_i = Q_i / Q_{BEP}$).

A boa prática recomenda que a vazão para seleção de bombas de processos (ANSI/ISO/API) fique no seguinte intervalo (FILIPPO, 2009, p. 2):

$$0,8 < q^*_{prj} < 1,10$$

Quando a PB > 200 kW ou $Q_{prj} > 1000 \text{ m}^3/\text{h}$, o intervalo deve ser mais restrito:

$$0,9 < q^*_{prj} < 1,05$$

No caso de bombas extremamente lentas ($N_s < 0,16$), o intervalo pode ser ampliado:

$$0,6 < q^*_{prj} < 1,20$$

Existem autores que admitem um intervalo mais geral:

$$0,7 < q^*_{prj} < 1,20$$

É estabelecida uma vazão mínima de operação, abaixo da qual a bomba entra em desbalanceamento hidráulico. Sendo a vazão de trabalho de nosso equipamento bastante baixa, torna-se oportuno o estudo desse parâmetro.

Usaremos também a equação proposta por Fraser que relaciona a taxa de falhas em bombas com o fenômeno da recirculação. Para o BEP essa velocidade é definida como

$$N_{ss} = \frac{\omega \cdot \sqrt{Q_{bep}}}{\sqrt[4]{(g \cdot NPSH_{rbep})^3}} \quad (8)$$

Onde: Q [m^3/s], $NPSHr$ [m], ω [rad/s] e N_{ss} adimensional.

Para bombas centrífugas ($0,19 < N_s < 0,94$) pode-se aproximar o valor mínimo da vazão parametrizada q^*_{min} , conforme equações abaixo, válidas para $N_{ss} > 2,19$ até o limite de $q^*_{min} = 1,0$.

1. *bomba de simples admissão:*

$$q^*_{min} = 0,50 + 0,152 \cdot (N_{ss} - 2,19)$$

2. *bomba de dupla admissão:*

$$q^*_{min} = 0,50 + 0,187 \cdot (N_{ss} - 2,19)$$

3. *bomba de múltiplos estágios:*

$$q^*_{min} = 0,54 + 0,263 \cdot (N_{ss} - 2,19)$$

A Tabela 10 mostra os cálculos explicados até agora, para as três configurações propostas para o sistema:

Tabela 10 - Vazões parametrizadas em função da vazão do BEP

	Modelo	QBEP	Qprj	Qnor	Qop	NPSHreq		q*prj	q*nor	q*op	Nss	q*min
						bep						
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	33,00	6,80	6,20	6,50	3,30		0,21	0,20	0,20	2,59	0,56
	32-160.1	27,00	6,80	6,20	6,50	3,00		0,25	0,24	0,24	2,51	0,55
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	33,00	13,60	12,40	13,00	3,30		0,41	0,39	0,39	2,59	0,56
	32-160.1	27,00	13,60	12,40	13,00	3,00		0,50	0,48	0,48	2,51	0,55
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	33,00	27,20	24,80	26,00	3,30		0,82	0,79	0,79	2,59	0,56

De acordo com os dados obtidos e comparados as faixas de valores aceitáveis anteriormente mencionadas, apenas a bomba 32-250 operando sozinha atende aos requisitos de vazão parametrizada.

Os valores de Nss apresentam-se demasiadamente pequenos, tendo em vista que empresas como Shell e Exxon limitaram os Nss de suas instalações a 4,04 e 4,27, respectivamente. Nss's baixos indicam que está havendo recirculação nas bombas, provavelmente devidos aos severos estrangulamentos presentes nas tubulações.

Vamos partir agora para a análise do nível de energia de admissão (ou sucção), de acordo com a classificação do Hydraulic Institute. A classificação é feita em “baixa”, “alta” e “muito alta”. A equação abaixo nos fornece o nível de energia de admissão SE:

$$SE \approx D_1 * N * N_{ss} * \rho_r \quad (9)$$

Onde: D_1 , diâmetro do olho do rotor [mm]; N , rotação [rpm]; N_{ss} velocidade específica de admissão e ρ_r , densidade relativa do fluido.

Não dispomos do diâmetro do olho do rotor, então iremos aproximá-lo para:

$$\text{admissão axial: } D_1 \gg 0,9 \times D_{bocal adm}$$

Sendo assim, para a bomba 32-250 e 32-160.1, $D_{\text{bocal adm}} = 50 \text{ mm}$ (Manual KSB). Assim, $D_1 = 0,9 * 50 = 45 \text{ mm}$.

Como já visto anteriormente, ρ do óleo térmico $\approx 0,91 \text{ g/cm}^3$. Assim, obtém-se a Tabela 11:

Tabela 11 - Energias de admissão dos arranjos

Arranjo	Modelo	Nss	q*min	SE
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	2,59	0,56	371211,75
	32-160.1	2,51	0,55	359745,75
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	2,59	0,56	371211,75
	32-160.1	2,51	0,55	359745,75
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	2,59	0,56	371211,75

Fillipo (2009) apresenta em seu trabalho um quadro com as classificações de energias de admissão de acordo com as faixas de valores de SE:

Tabela 12 - Classificação das energias de admissão (FILIPPO, 2009, p. 3)

classe	admissão axial	admissão radial/split case
baixa	$SE < 1,50 \times 10^6$	$SE < 1,12 \times 10^6$
alta	$1,50 \times 10^6 < SE < 2,24 \times 10^6$	$1,12 \times 10^6 < SE < 1,68 \times 10^6$
muito alta	$SE > 2,24 \times 10^6$	$SE > 1,68 \times 10^6$

Baseado nas informações acima, trazemos a Tabela 13:

Tabela 13 - Classe de energia de admissão de cada arranjo

Arranjo	Modelo	Nss	q*min	SE	Energia de Admissão
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	2,59	0,56	371211,75	BAIXA
	32-160.1	2,51	0,55	359745,75	BAIXA
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	2,59	0,56	371211,75	BAIXA
	32-160.1	2,51	0,55	359745,75	BAIXA
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	2,59	0,56	371211,75	BAIXA

Os valores de SE obtidos servirão para verificarmos o fator de margem do NPSH. Usando o critério de Sulzer, temos que:

$$F_{NPSH} = 1,16 * (NPSHr\ 3\%)^{0,14} \quad (10)$$

Assim:

- 32-250: $F_{NPSH} = 1,16 * (2,2)^{0,14} \approx 1,30$
- 32-160.1: $F_{NPSH} = 1,16 * (2,0)^{0,14} \approx 1,28$

De acordo com o critério do Hydraulic Institute:

- ✓ *baixa energia de admissão: $F_{NPSH} = 1,1$ a $1,3$*
- ✓ *alta energia de admissão: $F_{NPSH} = 1,3$ a $2,0$*
- ✓ *energia de admissão muito alta: $F_{NPSH} = 2,0$ a $2,5$.*

Tem-se que de acordo com os níveis de energia obtidos, os equipamentos estão nas faixas recomendadas de funcionamento.

4.6 – CRITÉRIOS PARA CLASSIFICAÇÃO DA SELEÇÃO

4.6.1 - Critério da vazão de projeto

Se a vazão adotada para o projeto estiver de acordo com os critérios anteriormente estabelecidos, adotar pontuação igual a 1. Caso contrário a pontuação é nula.

A Tabela 14 nos mostra a situação de cada configuração:

Tabela 14 - Critério de vazão de projeto

	Modelo	Qprj	q*prj	Pontuação
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	6,80	0,21	0
	32-160.1	6,80	0,25	0
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	13,60	0,41	0
	32-160.1	13,60	0,50	0
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	27,20	0,82	1

4.6.2 - Critério da vazão normal de operação

1. Assumir pontuação igual a 1 se:

- *p/ baixa energia: $q^{*nor} > 0,3$*
- *p/ alta energia: $q^{*nor} > q^{*min}$ (equação 9),*
- *p/ muito alta: $q^{*nor} > q^{*min}$*

Abaixo segue a Tabela 15 com os resultados:

Tabela 15 - Critério de vazão normal de operação

Arranjo	Modelo	q* _{nor}	Energia de Admissão	Pontuação
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	0,20	BAIXA	0
	32-160.1	0,24	BAIXA	0
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	0,39	BAIXA	1
	32-160.1	0,48	BAIXA	1
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	0,79	BAIXA	1

4.6.3 - Fator de margem de NPSH

O fator de margem do NPSH deve ser aplicado para o ponto de vazão normal. Assumir pontuação igual a 1 se:

- *p/ baixa energia:* $F_{NPSH} \geq 1,25$,
- *p/ alta energia:* $F_{NPSH} \geq F_{NPSH}$ (critério de Sulzer),
- *p/ muito alta:* $F_{NPSH} \geq 2,0$

Nas tabelas de valores colhidos em campo, temos que a pressão média de entrada nas bombas é de $0,5 \text{ kgf/cm}^2$ (5 mca). Sendo assim:

1. Bomba 32-250

$$NPSH_d = H_{ps} + H_s - H_{vps} - H_{fs} \quad (11)$$

$$NPSH_d = 5 + 0 - 0 - 0 = 5 \text{ m}$$

$$F_{NPSH} = \frac{NPSH_d}{NPSH_{r3\%}} = \frac{5}{2,2 * 1,03} = 2,21 \text{ (para } Q = 6,8 \text{ m}^3/\text{h)} \quad (12)$$

Analogamente para $Q = 13,6 \text{ m}^3/\text{h}$, obtemos o $NPSH_r$ na curva da bomba chegando a um $F_{NPSH} = 2,02$.

Para $Q = 27,2 \text{ m}^3/\text{h}$ tem-se $F_{NPSH} = 1,73$.

2. Bomba 32-160.1

$$F_{NPSH} = \frac{NPSH_d}{NPSH_r \cdot 3\%} = \frac{5}{2.0 * 1,03} = 2,43 \text{ (para } Q = 6,8 \text{ m}^3/\text{h)}$$

Para $Q = 13,6 \text{ m}^3/\text{h}$, $F_{NPSH} = 2,11$.

A avaliação completa para este quesito segue na Tabela 16:

Tabela 16 - Fator de margem de NPSH

Arranjo	Modelo	Qprj	SE	Energia de Admissão	F NPSH	Pontuação
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	6,80	371211,75	BAIXA	2,21	1
	32-160.1	6,80	359745,75	BAIXA	2,43	1
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	13,60	371211,75	BAIXA	2,02	1
	32-160.1	13,60	359745,75	BAIXA	2,11	1
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	27,20	371211,75	BAIXA	1,73	1

Segundo Filippo (2009) proposta para a classificação de adequação da seleção da bomba resulta da soma dos pontos dos três critérios acima, conforme segue:

- **ADEQUADA: 3 pontos,**
- **INDETERMINADA: 2 pontos,**
- **INADEQUADA: 0 ou 1 ponto.**

A Tabela 17 retorna o resultado final da avaliação:

Tabela 17 - Classificação final dos arranjos

Arranjo	Modelo	Pontuação Final	Status
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	1	INADEQUADA
	32-160.1	1	INADEQUADA
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	2	INDETERMINADA
	32-160.1	2	INDETERMINADA
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	3	ADEQUADA

O resultado obtido acima mostra que a melhor escolha seria readequar a instalação de distribuição de óleo térmico de modo que apenas uma bomba do tipo KSB ANS-E-32/250 forneça fluxo para os quatro diferentes pontos de troca térmica do sistema.

O próximo tópico tratará do estudo da eficiência mecânica e energética dessa instalação de bombeamento, da forma como se encontra na planta.

4.7 – ANÁLISE DA DEGRADAÇÃO MECÂNICA E ENERGÉTICA DAS BOMBAS

Foi mostrado anteriormente que as bombas presentes na instalação apresentam falhas recorrentes. As paradas desses equipamentos não se limitam à programação da manutenção, sendo frequente a ocorrência de paradas emergências, tais como falhas nos selos mecânicos. São relatados até mesmo vazamentos semanais. A criticidade da situação chegou a tal ponto que foi necessário colocar pequenas bandejas embaixo dos selos mecânicos para conter os sucessivos vazamentos de óleo térmico. É perceptível o fato de que o intervalo entre falhas dos equipamentos apresenta-se demasiadamente curto. Uma análise do MTBF dentro dos parâmetros adiante explicados nos permitirá enquadrar o sistema em um nível de degradação mecânica.

Será também avaliada a condição de funcionamento dos motores das bombas, buscando saber a eficiência com que a energia está sendo aproveitada no sistema. Há fortes indícios de degradação energética na instalação.

4.7.1 – Análise de degradação mecânica a partir do MTBF

Sabemos que o MTBF (mean time between failures) é um indicador de confiabilidade definido como o tempo médio entre duas falhas consecutivas. Tomando como base o histórico de falhas das quatro bombas estudadas, é possível inferir que o seu MTBF apresenta-se muito baixo, constituindo uma situação insatisfatória.

Abaixo é mostrada uma escala de degradação mecânica para bombas centrífugas, de acordo com o MTBF (FILIPPO, 2009, p. 5):

- ótimo: $MTBF > 48$ meses;
- bom: $36 < MTBF \leq 48$ meses;
- regular: $24 < MTBF \leq 36$ meses;
- ruim: $12 < MTBF \leq 24$ meses;
- péssimo: $MTBF \leq 12$ meses.

Dada a condição do sistema, não há dúvida que se trata de um MTBF **PÉSSIMO**.

4.7.2 – Análise de degradação energética da instalação atual

Para a análise de degradação energética foram fornecidas pelo engenheiro eletricista da planta as medidas de tensão e corrente nos motores elétricos dos equipamentos.

A Tabela 18 mostra os dados obtidos dos motores das bombas:

Tabela 18 - Dados dos motores das bombas

Equipamento	Potência (cv)	I Nom. (A)	V Nom. (V)	I medido	V medido
1-620	7,5	9,55	440	7,64	423
1-622	20,0	24,90	440	19,92	425
1-624	20,0	24,90	440	20,40	423
1-642	7,5	9,55	440	8,12	426

A potência mecânica no eixo do motor é transferida para o eixo da bomba através do acoplamento. Se não houvesse perdas no acoplamento, as potências deveriam ser iguais para ambos os eixos.

A potência útil que a bomba fornece ao fluido é função do peso específico do fluido, γ [N/m³], altura manométrica total, H_{man} [m], e vazão Q [m³/s]. Tais parâmetros já foram introduzidos nas tabelas 5 a 8.

A potência mecânica exigida no eixo [W] será dada pela equação 13:

$$P_b = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_{man}}{\eta_b} \quad (13)$$

Usando os dados das tabelas 5 a 8, montamos a Tabela 19 com a potência exigida no eixo de cada bomba, dentro dos arranjos propostos:

Tabela 19 - Potência útil fornecida ao fluido

Arranjo	Modelo	Qprj	η	Pb
Arranjo normal: 2 x 32-250 e 2 x 32-160.1	32-250	6,80	0,20	7588,04
	32-160.1	6,80	0,40	2318,57
Arranjo com uma bomba de cada modelo.	32-250	13,60	0,32	9485,04
	32-160.1	13,60	0,52	3567,03
Arranjo com apenas uma bomba tipo 32-250	32-250	27,20	0,44	13796,43

Observa-se que o rendimento muda de acordo com a vazão, sendo obtido no ponto de medição (H, Q) da curva característica para a rotação e diâmetro do rotor considerados.

Teremos agora que calcular o carregamento (Car) nos motores das bombas, usando os dados da Tabela 17, visto que não dispomos das curvas características dos motores. De acordo com Filippo (2009), o carregamento pode ser estimado pelas equações 14 e 15:

$$(0,50 < \text{Car} < 1,00) \quad \text{Car} \approx 1,19 * \frac{I}{I_{\text{nom}}} * \left(\frac{V_{\text{med}}}{V_{\text{nom}}} \right) - 0,19 \quad (14)$$

$$(0,00 < \text{Car} < 0,50) \quad \text{Car} \approx 1,92 * \frac{I}{I_{\text{nom}}} * \left(\frac{V_{\text{med}}}{V_{\text{nom}}} \right) - 0,61 \quad (15)$$

Uma vez obtido o carregamento estaremos em condições de calcular a potência mecânica no eixo do motor (P_M), a qual é dada pela equação 16 (FILIPPO, 2009, p. 6):

$$P_M = \text{Car} * P_{\text{nom}} \quad (16)$$

onde P_{nom} é a potencia do motor [W].

A potência no motor deve ser corrigida para eventual diferença entre a tensão medida e a tensão nominal.

Assumindo 2% de perdas no acoplamento, a condição de equilíbrio seria dada pela equação 17 (FILIPPO, 2009, p. 6):

$$P_M = 1,02 * P_B \quad (17)$$

Abaixo é mostrada a Tabela 20, com os parâmetros carregamento e potência mecânica no eixo do motor:

Tabela 20 - Carregamento e potência mecânica no eixo do motor

Equipamento	Potência (cv)	I Nom. (A)	V Nom. (V)	I medido	V medido	Car	Pm (W)
1-620	7,5	9,55	440	7,64	423	0,73	4083,27
1-622	20,0	24,90	440	19,92	425	0,73	10953,69
1-624	20,0	24,90	440	20,40	423	0,75	11219,84
1-642	7,5	9,55	440	8,12	426	0,79	4445,86

Não temos como saber quais seriam as correntes e tensões nos motores das bombas nas duas configurações propostas. Entretanto, é preciso avaliar a degradação energética inerente a cada bomba no arranjo atual, por meio da relação entre a potência motriz no eixo do motor e a potência hidráulica entregue pela bomba (P_M/P_B).

A Tabela 21 apresenta o resultado da avaliação:

Tabela 21 - Relação potência de eixo e potência fornecida ao fluido

Equipamento	Potência (cv)	Car	Pm (W)	Pb (W)	Pm/Pb
1-620	7,5	0,73	4083,27	2318,57	1,8
1-622	20,0	0,73	10953,69	7588,04	1,4
1-624	20,0	0,75	11219,84	7588,04	1,5
1-642	7,5	0,79	4445,86	2318,57	1,9

Uma proposta de escala de degradação é sugerida por Filippo (2009):

- Normal => $PM \gg 0,9$ a $1,1 PB$
- Degradação leve => $PM \gg 1,1$ a $1,2 PB$
- Degradação média => $PM \gg 1,2$ a $1,3 PB$
- Degradação severa => $PM \gg 1,3$ a $1,5 PB$
- Degradação extrema => $PM > 1,5.PB$

De acordo com a classificação acima, a Tabela 22 apresenta a situação da instalação atual:

Tabela 22 - Nível de degradação energética em cada bomba

Equipamento	Potência (cv)	Car	Pm (W)	Pb (W)	Pm/Pb	Degradação
1-620	7,5	0,73	4083,27	2318,57	1,8	Extrema
1-622	20,0	0,73	10953,69	7588,04	1,4	Severa
1-624	20,0	0,75	11219,84	7588,04	1,5	Severa
1-642	7,5	0,79	4445,86	2318,57	1,9	Extrema

A fim de se combinar uma escala que envolva as formas de degradação mecânica e energética, Filippo (2009) propõe uma forma de pontuação, conforme a Tabela 23:

Tabela 23 - Pontuação nas duas formas de degradação (FILIPPO, 2009, p. 6)

Degradação mecânica		Degradação energética	
ótimo	0	normal	0
bom	1	leve	1
regular	2	média	2
ruim	4	severa	4
péssimo	8	extrema	8

Propõe-se um critério para definição do estado de adequação da instalação mediante a soma dos pontos de ambas as formas de degradação conforme Filippo (2009):

- ADEQUADA: pontuação \leq 3 (não exige intervenção),
- INADEQUADA: pontuação \geq 8 (intervenção imediata),
- INDETERMINADA: $3 <$ pontuação $<$ 8 (intervenção programada).

Na Tabela 24 é mostrado o resultado geral da análise mecânico-energética:

Tabela 24 - Resultado geral de degradação

Equipamento	MTBF	DM	Pm/Pb	DE	DM+DE	Estado
1-620	Péssimo	8	1,8	8	16	Inadequado
1-622	Péssimo	8	1,4	4	12	Inadequado
1-624	Péssimo	8	1,5	4	12	Inadequado
1-642	Péssimo	8	1,9	8	16	Inadequado

Portanto, constatamos que as quatro bombas do sistema operam em condições inadequadas.

4.8 – AVALIAÇÃO GERAL DA INSTALAÇÃO

No item 4.6 fizemos o estudo da adequação do atual sistema de bombeamento e também sugerimos duas outras seleções onde alterações na configuração da instalação nos proporcionavam ganhos de eficiência. Feito isso, no item 4.7 avaliamos a degradação mecânica e energética nas condições atuais.

Após essa abordagem, traz-se finalmente a avaliação geral da instalação, a qual pode ser classificada como “adequada”, “inadequada” ou “indeterminada”, de acordo com a proposta apresentada na Tabela 25, de acordo com Filippo (2009).

Tabela 25 - Critérios para avaliação geral (FILIPPO, 2009, p. 8)

SELEÇÃO	DEGRADAÇÃO	GERAL
adequada	adequada	ADEQUADA
indeterminada	adequada	ADEQUADA
inadequada	adequada	INDETERMINADA
adequada	indeterminada	INDETERMINADA
indeterminada	indeterminada	INDETERMINADA
inadequada	indeterminada	INADEQUADA
adequada	inadequada	INADEQUADA
indeterminada	inadequada	INADEQUADA
inadequada	inadequada	INADEQUADA

A avaliação final é dada pela Tabela 26:

Tabela 26 - Avaliação final de toda a instalação

BOMBA	SELEÇÃO	DEGRADAÇÃO	GERAL
1-620	Inadequada	Inadequada	INADEQUADO
1-622	Inadequada	Inadequado	INADEQUADO
1-624	Inadequada	Inadequado	INADEQUADO
1-642	Inadequada	Inadequado	INADEQUADO

Percebe-se que a proposta deste trabalho se justifica, visto que as quatro bombas da instalação são consideradas inadequadas.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSÃO

O sistema objeto de estudo deste trabalho apresenta como problema alvo as sucessivas falhas nos selos mecânicos de um conjunto de quatro bombas centrífugas que atendem à demanda térmica de uma matriz aquecida através de circulação de óleo térmico. Foi constatado que tais bombas operavam em um regime totalmente desfavorável, do ponto de vista do rendimento. Foi mostrado que uma bomba selecionada de maneira incorreta, isto é, sendo forçada a trabalhar numa condição diferente de qual ela foi projetada, pode ser onerada mecânica e/ou energeticamente.

Este trabalho objetivou o estudo geral de um sistema de aquecimento por óleo térmico, bem como investigação da raiz das falhas e elaboração de propostas de solução. Buscou-se uma melhoria da eficiência do sistema e redução do consumo de energia.

De acordo com os resultados obtidos, constata-se que o sistema estudado pode ser melhorado drasticamente, somando-se ainda a isso o fato de que a operação com apenas uma bomba reduziria o trabalho com manutenção em uma proporção quatro vezes menor. As quatro bombas atualmente presentes no sistema trabalham com uma vazão muito baixa e uma altura manométrica muito alta, levando sua condição de operação para uma região muito distante do ponto de melhor eficiência (BEP). Foi mostrado que esse fato tem grande contribuição para a redução do tempo médio entre falhas (MTBF). O MTBF da instalação apresenta-se em um regime péssimo na condição atual. São relatadas falhas em intervalos menores que um mês.

Devem ser feitas mudanças na instalação de modo que ao invés de trabalharmos com quatro bombas centrífugas (duas de 7,5 cv e duas de 20 cv), passaria a ser usada apenas uma bomba de 20 cv. Esta forneceria todo o fluxo para o sistema (como visto cerca de 30 m³/h). Subdivisões da tubulação levariam o óleo térmico para circulação nas quatro regiões da matriz de aquecimento. A vazão em cada ramo seria controlada por válvulas estranguladoras.

Como mostrado anteriormente, a bomba KSB ANS 32-250 apresenta seu BEP nas seguintes condições:

$$Q_{\text{BEP}} \approx 33 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{BEP} \approx 125 \text{ m}$$

De acordo com a solução proposta, apenas um equipamento desse modelo atenderia a todo o sistema. Dessa forma a vazão necessária seria $Q = Q_{PROJ} * 4$, ou seja, $Q = 6,8 \text{ m}^3/\text{h} * 4 = 27,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

A altura manométrica requerida na operação é de 100 mca e esse valor não muda na ligação em paralelo. Tendo em vista que $H_{BEP} = 125 \text{ m}$ para essa bomba constata-se que ela é capaz de vencer sozinha a perda de carga presente no sistema e ainda trabalharia em uma região muito próxima ao BEP:

$$Q_{OPERAÇÃO} \approx 27,2 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_{OPERAÇÃO} \approx 90 \text{ m}$$

A Figura 19 mostra o novo ponto de funcionamento:

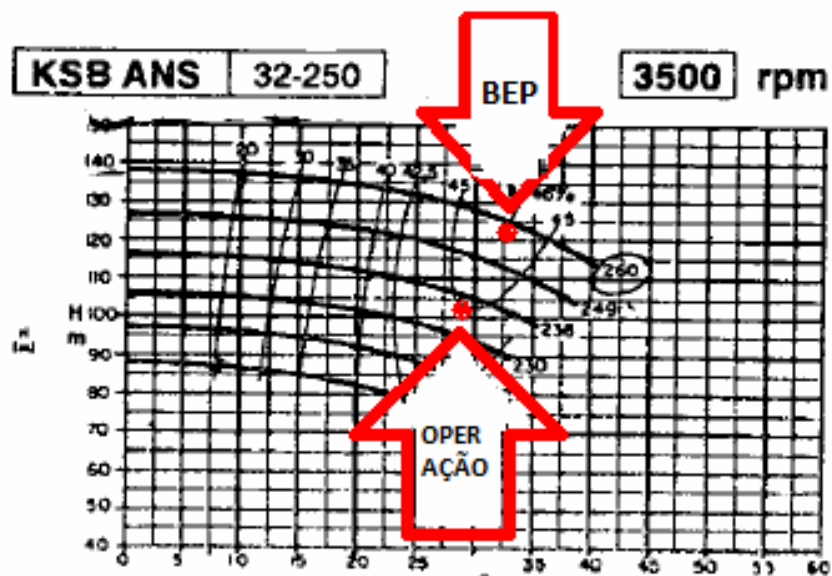


Figura 19 - Nova condição de operação

Percebe-se que teremos um funcionamento com aproximadamente 45 % de eficiência e, portanto, consideravelmente mais próximo do BEP.

A Figura 20 mostra o esquema da nova configuração:

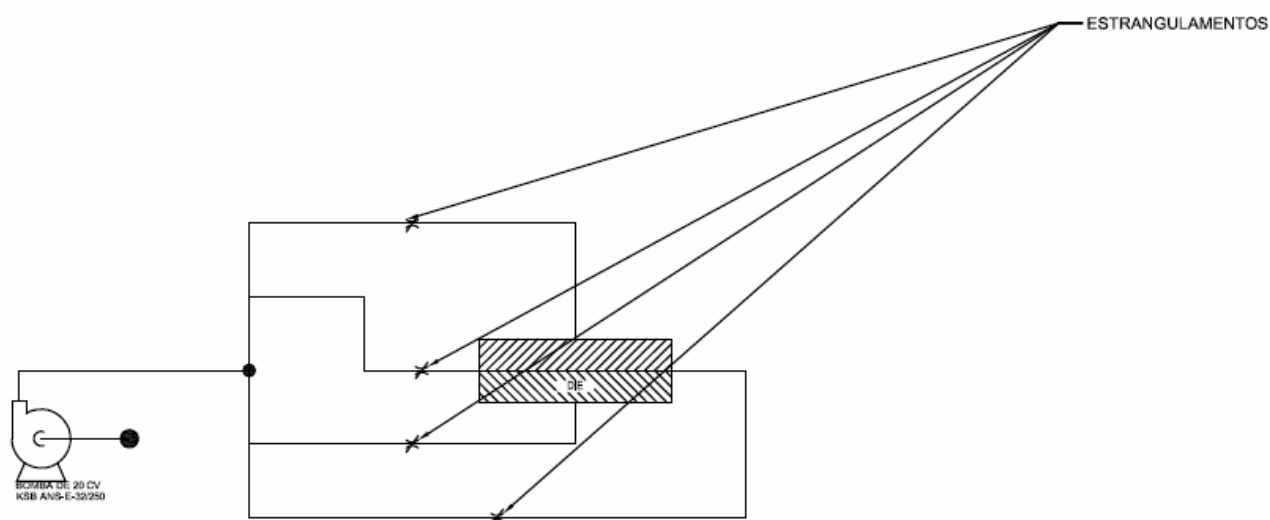


Figura 20 - Nova configuração proposta

Foi mostrado que essa configuração atende aos critérios de vazão de projeto, vazão de operação e fator de margem de NPSH. Tais critérios são especificados pelo Hydraulic Institute e são largamente utilizados em plantas industriais dos Estados Unidos e Europa.

As vantagens econômicas da adequação proposta são consideráveis:

1. Economia de energia: será usada apenas uma bomba ao invés de quatro.
2. Redução de custo de manutenção: terá que ser dada atenção a acompanhamento preventivo a apenas um equipamento e não mais a quatro.
3. Possibilidade de uso de Spare Parts: anteriormente eram usadas quatro bombas e, com a mudança, um equipamento de 20 cv poderia ser usado como reserva do outro em caso de falha ou pane.
4. Condição de funcionamento próxima do BEP: a bomba que antes era degradada com uma condição de funcionamento inadequada, agora entrará em um regime próximo da melhor eficiência que ela pode oferecer.

Sendo assim, é possível afirmar que a proposta deste trabalho é absolutamente viável e contribuirá com a redução dos custos operacionais da empresa

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, O. de Q. F. EQE-594 – Controle e Instrumentação de Processos. Notas de aula da Profa. Ofélia de Q.F. Araújo. EQ/UFRJ. Rio de Janeiro, 2012. 7 p. Disponível em: <http://www.eq.ufrj.br/links/h2cin/eqe487/A22.pdf> Acesso em: 20 nov. 2012.

BLOCH, H. P., Practical Machinery Management for Process Plants, Volume 1, Improving Machinery Reliability, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1982.

BLOCH, H. P., Problem Pumps: a thing of the past. 2012. World Pumps, p 34-38. 2012.

DOW. UCON HEAT TRANSFER FLUID 500. Manual Técnico do Fluido Térmico UCON 500. 2005.

FILLIPO, GUILHERME. ESTRATÉGIAS PARA CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA NO ESCOAMENTO DE FLUIDOS INDUSTRIAIS EM CIRCUITOS FECHADOS. GRUPO XIV: CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA (GCE). SNPTEE, 2007.

FILLIPO, GUILHERME. METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO EXPEDITA DE DESEMPENHO DE INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO. GRUPO XIV: ESTUDO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA E GESTÃO DA TECNOLOGIA, DA INOVAÇÃO E DA EDUCAÇÃO (GET). SNPTEE, 2009.

HYDRAULIC INSTITUTE, EUROPUMP, AND THE US DEPARTMENT OF ENERGY'S OFFICE OF INDUSTRIAL TECHNOLOGIES. 2001. PUMP LIFE CYCLE COSTS: A GUIDE TO LCC ANALYSIS FOR PUMPING SYSTEMS.

POEL, J. van der e WAVEREN, C. C. 2007. MANAGING CENTRIFUGAL PUMP RELIABILITY IN THE CONTEXT OF TOTAL COST OF OWNERSHIP. 2007.

SELOS MECÂNICOS. O que é o selo mecânico? São Paulo: 2008. Disponível em: <http://www.selosmecnicos.com.br/> Acesso em 12 fev. 2013.

SISTEMAS de vedação II – Aula 27. Curitiba UFTPR, 2009. 6 p.

TREM ENGINEERING. Sistemas de selagem. In: O que é um sistema de selagem? Santo André, 2005. Disponível em: <http://www.tremseals.com/pt/recursos/artigos/sistema-selagem>. Acesso em: 10 fev. 2013.

ULTRASEAL SELOS MECÂNICOS. O que é selo mecânico? Santo André – SP, 2007. Disponível em <http://www.ultraseal.com.br/noticias/o-que-e-selo-mecanico/> Acesso em 15 fev. 2013.

VERRI VERITATIS CONSULTORIA LTDA. ANÁLISE DE CAUSAS BÁSICAS - BOMBAS CENTRÍFUGAS. Disponível em <http://www.verriveritatis.com.br> Acesso em 01 de Dezembro de 2012. [Citado em: 06 de Fevereiro de 2013.].

ANEXOS

ANEXO A – PEGUNTAS FREQUENTES SOBRE SELOS MECÂNICOS

1 - Quais são as vantagens do Selo Mecânico sobre a Gaxeta?

Existem duas vantagens básicas: a economia e a perfeita vedação. Além destas, os selos mecânicos asseguram o uso ininterrupto por muito tempo dos equipamentos rotativos, com vazamento zero. Não há necessidade de trocar buchas / luvas protetoras dos eixos, nem metalizá-los, sendo raras as paradas, o que não acontece com as gaxetas. As gaxetas requerem uma boa habilidade técnica para serem corretamente instaladas, ao passo que os selos mecânicos são fornecidos completos e instalados facilmente.

2 - A Gaxeta e o Selo Mecânico eliminam os vazamentos da mesma forma?

As gaxetas asfixiam os fluídos. Maiores os apertos nas gaxetas, menores são os vazamentos, mas sempre devem ser permitidos vazamentos visíveis, para que as gaxetas não se queimem e não gastem excessivamente os eixos, as buchas de desgaste ou luvas protetoras dos eixos. Por outro lado, os selos mecânicos incorporam os princípios hidráulicos em conter os fluídos e os vazamentos são praticamente zero, se houverem são invisíveis a olho nu. A verdadeira relação entre os vazamentos das gaxetas e dos selos mecânicos é cerca de 100 para 1.

3 - Como se comparam os custos dos Selos Mecânicos e das Gaxetas?

Embora isto dependa dos equipamentos e das condições de serviços, os custos iniciais dos selos mecânicos são geralmente maiores que os das gaxetas, mas devido à menor manutenção, praticamente zero e as raras paradas, o selo mecânico se torna a opção mais econômica no decorrer do tempo.

4 - Existe um selo mecânico universal para todos os tipos de serviços?

Não. Tal selo teria que ser fabricado tendo-se em mente aplicações mais arriscadas e fora do comum e por isso seria caro demais para as aplicações mais simples. Um selo mecânico específico, projetado para um dado equipamento e para determinadas condições de serviço, permite a aplicação mais econômica do projeto e dos materiais do selo mecânico.

5 - O que é Selo Mecânico Interno e Selo Mecânico Externo?

A - Estes termos se referem à posição do selo mecânico com relação à caixa de selagem. O selo mecânico interno é montado dentro da caixa de selagem, ao passo que o selo mecânico externo é montado fora da mesma, porém a diferença vai além deste fato físico. Os selos mecânicos internos são vantajosos porque a hidráulica mantém todos os seus componentes em compressão e não em tensão. Um jato do fluído da descarga é dirigido bem próximo às faces de contato através de um "by pass". Isto permite uma lubrificação melhor e também tem as vantagens térmicas. Os resíduos e os óxidos tem a tendência de serem jogados centrifugamente para longe das faces de contato, aumentando consideravelmente a vida útil do selo mecânico.

B - O selo mecânico externo é de fácil montagem. Não há necessidade de abrir a caixa de selagem ou a flange sobreposta auxiliar para remover ou ajustar o selo mecânico, uma vez que o mesmo fica completamente exposto à atmosfera, porém a hidráulica mantém o selo mecânico em tensão, eliminando os fatores de segurança requeridos para muito dos componentes. O jato do fluido fica em torno do diâmetro externo das faces de contato e passa pelas áreas restritas que não permitem a dissipação adequada do calor. Isto torna a lubrificação das faces mais crítica e o uso do "by pass" pouco efetivo. Os resíduos e materiais estranhos impedem ainda mais a lubrificação das faces e apresentam o perigo de entupimento nas áreas restritas do lado do diâmetro interno. Em alguns casos, as áreas entupidas podem afetar as características de balanceamento, assegurados pela construção do selo mecânico. Os vazamentos podem se tornar consideráveis desde que os fluidos tenham a tendência de passar entre as faces centrifugamente.

6 - Qual a diferença do Selo Mecânico Balanceado do Selo Mecânico Não Balanceado?

Os selos mecânicos balanceados geralmente requerem degraus no eixo ou na bucha / luva, além de componentes mais complicados. Por isso, estes devem ser usados somente quando for necessário. O selo mecânico balanceado permite um gradiente de pressão hidráulica através das faces de contato, o que anula uma parte da carga facial. A sua aplicação é particularmente indicada quando a combinação do fluido, pressão, temperatura e velocidade resulta num lubrificante pobre. Por outro lado, se o fluido, pressão, temperatura e velocidade permitem uma boa película / filme de lubrificação entre as faces de contato, é mais prático usar um selo mecânico não balanceado.

7 - O Selo Mecânico serve para os fluidos abrasivos?

Perfeitamente, dispõe-se de selos mecânicos com faces ultraduras e resistentes à abrasão, além de existir também a solução de se injetar um jato de fluido limpo na caixa de selagem, direcionado às faces de contato a fim de se afastar as partículas / sólidos em suspensão.

8 - Qual é a velocidade máxima do eixo e a temperatura máxima que o selo mecânico suporta?

Velocidades de até 100.000 rpm tem sido alcançadas, mas isto depende do diâmetro do eixo para um valor máximo do fator ppm (pés por minuto). Temperaturas de até 704 Graus C tem sido experimentadas, mas as qualidades lubrificantes dos fluidos devem ser conhecidas a estas temperaturas.

9 - Quais são as mudanças físicas que ocorrem nas altas temperaturas de serviço?

Para os componentes, o projeto do selo mecânico deverá considerar os coeficientes de expansão térmica dos materiais utilizados, especialmente no que se refere às folgas críticas entre os componentes com movimentos relativos. Os efeitos da corrosão nos materiais a essas temperaturas são também importantes, o mais importante, porém é a qualidade lubrificante do fluido a temperaturas extremas, especialmente a medida que atravessa as faces de contato do selo mecânico obedecendo a técnica de pressão gradiente. Mudanças físicas do fluido podem ocorrer. Muitas vezes a fricção das faces de contato, juntamente com as pressões hidráulicas e mecânicas em questão, transforma o fluido num estado sólido nas faces de contato. Isto é comumente chamado "coqueificação". Desde que os abrasivos nas faces constituem um inimigo de qualquer selo mecânico, é óbvio que a coqueificação acelera o desgaste prematuro do mesmo.

10 - Quais são os efeitos das altas pressões nos selos mecânicos?

A pressão a que o selo mecânico será submetido deve ser também considerada. A pressão tem uma função vital em ditar o gradiente da lubrificação (pressão) que prevalecerá através das faces de contato. Pressões de até 211 kgf/cm² têm sido mantidas satisfatoriamente às velocidades padronizadas das bombas pelos selos mecânicos. Isto tem sido possível empregando fluido cujas características às temperaturas normais são bastante conhecidas, mas as pressões nesta faixa estão ainda na classe excepcional, ao passo que os selos mecânicos para até 140 kgf/cm² são comumente fabricados.

11 - Como os materiais empregados nos selos mecânicos afetam a segurança?

A vida útil de qualquer selo mecânico depende da segurança dos materiais. Os projetos são feitos baseados nos testes rigorosos realizados em laboratório e em serviço, mas sem manter constância na qualidade dos materiais, todos os projetos complexos não serão efetivos. É por isso que o constante controle de qualidade é indispensável.

12 - Pode-se calcular a vida útil do selo mecânico?

Isto geralmente depende da aplicação. As características do equipamento, tais como o desalinhamento do eixo, jogo axial, vibrações e características do fluido em termos de quantidade do material estranho ou dos abrasivos, qualidades lubrificantes, temperatura e corrosão em conjunto afetam a vida útil do selo mecânico. Nas condições comercialmente aceitas, uma vida útil do selo mecânico de 02 anos, com serviço de 24 horas por dia, é comum. Em condições ideais, os selos mecânicos têm servido 15 a 20 anos em operação.

13 - Os selos mecânicos são temperamentais?

Ouve-se falar de milionésimos de uma polegada, bandas de luz, limpeza hospitalar, etc. Estas referências são geralmente usadas nas técnicas de fabricação dos selos mecânicos e não pelos consumidores dos mesmos. É verdade que os selos mecânicos requerem muito mais cuidado do que as gaxetas, mas a segurança em serviço constitui-se meramente em seguir as instruções do fabricante do selo mecânico.

14 - É verdade que quando os selos mecânicos falham de repente, permitem grandes vazamentos?

De forma alguma. Uma falha deste tipo é extremamente rara. Mesmo que um componente de vedação quebrasse completamente, o que é muito improvável haveria um vazamento tipo labirinto, além disso, para um serviço crítico, dispositivos de segurança podem ser colocados do lado atmosférico do selo mecânico. Existe uma sobreposta de drenagem com tubulação de ventilação que arrasta qualquer vazamento indesejável para um lugar seguro. A falha é na maioria das vezes progressiva, assim dando tempo suficiente para o operador fazer o devido conserto / reparo.

15 - Os selos mecânicos podem ser consertados nos locais de operação / serviço?

Sim. Somente alguns dos componentes vitais são normalmente substituídos. Um estoque regular de peças sobressalentes facilita o conserto / reparo ou a reposição imediata.