



ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE UMA PLANTA DE COMPRESSORES DE AR MODELO ZH9000

Wildemar de Aguiar Freire

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos – Mestrado Profissional, PPGEP/ITEC, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Processos.

Orientador: Eduardo de Magalhães Braga

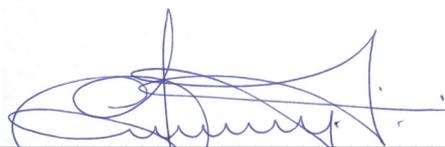
Belém
Dezembro de 2015

**ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE UMA
PLANTA DE COMPRESSORES DE AR MODELO ZH9000**

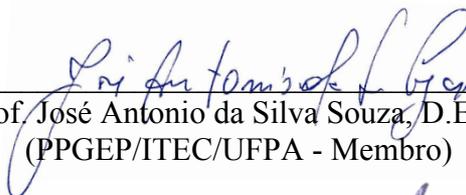
Wildemar de Aguiar Freire

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA PROCESSOS – MESTRADO PROFISSIONAL (PPGEP/ITEC) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA DE PROCESSOS.

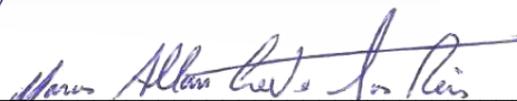
Examinada por:



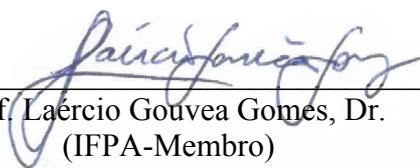
Prof. Eduardo de Magalhães Braga, Dr.
(PPGEP/ITEC/UFPA - Orientador)



Prof. José Antonio da Silva Souza, D.Eng.
(PPGEP/ITEC/UFPA - Membro)



Prof. Marcos Allan Leite dos Reis, Dr.
(FACET/UFPA - Membro)



Prof. Laércio Gouvea Gomes, Dr.
(IFPA-Membro)

BELÉM, PA - BRASIL

DEZEMBRO DE 2015

**Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFPA**

Freire, Wildemar de Aguiar, 1983-

Análise energética do sistema de resfriamento de uma planta de compressores de ar modelo ZH9000 / Wildemar de Aguiar Freire.- 2015.

Orientador: Eduardo de Magalhães Braga

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Belém, 2015.

1. Sistemas de refrigeração 2. Calor - Transferência
3. Compressores de ar - Aquecimento e ventilação 4.
Energia - Consumo I. Título

CDD 22.ed. 621.56

*Aos meus pais, minha eterna
gratidão.*

AGRADECIMENTOS

A Deus pela dádiva da vida.

A meus pais por guiarem os meus primeiros passos rumo ao que sou.

A meus irmãos que torcem pelo meu sucesso.

Ao meu orientador pela motivação e excelente recepção no seu laboratório.

A todos os professores do curso de Mestrado em Processos Industriais.

A meus amigos pela credibilidade e confiança no meu potencial.

À Hydro pela iniciativa e determinação em desenvolvimento de pessoas.

A meus gerentes pelo companheirismo expresso no tempo cedido aos estudos.

A todos aqueles que de alguma forma ajudaram a semear, cultivar e colher os frutos desses anos de curso.

"[...] "If at first you don't succeed, try, try again."

W. E. Hickson

Resumo da Dissertação apresentada ao PPGEP/UFPA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Processos (M.Eng.)

**ANÁLISE ENERGÉTICA DO SISTEMA DE RESFRIAMENTO DE UMA
PLANTA DE COMPRESSORES DE AR MODELO ZH9000**

Wildemar de Aguiar Freire

Dezembro/2015

Orientador: Eduardo de Magalhães Braga

Área de Concentração: Engenharia de Processos

O presente estudo analisa o sistema de resfriamento de uma planta de compressores de ar da refinaria de alumina Hydro Alunorte, tendo como propósito a identificação de alternativas para o sistema de resfriamento das máquinas de forma a evitar aquecimento fora das condições normais de operação. Devido a esse aquecimento, além do alto consumo de energia no processo, as máquinas têm um grande percentual de queima de componentes e o ar é produzido com uma relação de umidade maior do que a desejável. Foi realizado este estudo para analisar o processo atual, a fim de identificar as causas do sobreaquecimento dos compressores de ar e avaliar a eficiência do sistema de resfriamento, bem como a influência da qualidade da água. Essa avaliação levou à proposta de implementação de bateria de trocadores de calor à placas, no intermédio do circuito entre a planta de compressores e as torres de resfriamento, objetivando eliminar o plano de limpeza periódica dos trocadores de calor do sistema de resfriamento de cada compressor, reduzindo de indisponibilidade física dos equipamentos, em razão da eliminação da contaminação da água de resfriamento dos compressores e aumentando a eficiência da troca térmica em razão da utilização de água livre de contaminação no circuito fechado entre os trocadores de calor e os compressores de ar.

Abstract of Dissertation presented to PPGE/UFPA as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Process Engineering (M.Eng.)

**ENERGETIC ANALYSIS OF COOLING SYSTEM OF A COMPRESSED AIR
PLANT MODEL ZH9000**

Wildemar de Aguiar Freire

December/2015

Advisor: Eduardo de Magalhães Braga

Research Area: Process Engineering

This study reviews the cooling system of a plant air compressors of the alumina refinery Hydro Alunorte, aiming to identify the root cause of the machines overheating. Due to this heating, as well as high energy consumption in the process, the machines have a large percentage of components burning and the air is produced with relative humidity higher than wanted. The aim of this study was to review the current process, to identify the causes of air compressors overheating and evaluate the cooling system efficiency as well as the water quality correlation. This evaluation led to the proposal to implement a plate heat exchangers battery, on intermediate circuit between the compressor plant and cooling towers, aiming to eliminate periodic cleaning plan of the heat exchangers in the cooling system of each compressor, reducing the percentage of physical unavailability of equipment, due to the elimination of cooling water contamination of compressors and increasing the efficiency of heat transfer due to the use of water in the closed circuit between the heat exchangers and air compressors.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS.....	1
1.2 - ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	2
CAPÍTULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA E PRODUÇÃO DE ALUMINA	3
2.1 – A PRODUÇÃO DE ALUMINA.....	3
2.2 – ETAPAS DO PROCESSO DE REFINO.....	8
CAPÍTULO 3 - COMPRESSORES	12
3.1– TIPOS DE COMPRESSORES.....	12
3.1.1 – Compressores de deslocamento positivo.....	14
3.1.2 – Compressores de parafuso.....	16
3.1.3 – Compressores dinâmicos.....	17
CAPÍTULO 4 - TORRES DE RESFRIAMENTO	23
4.1 – CONCEITO DE TORRES DE RESFRIAMENTO.....	23
4.2 – TIPOS DE TORRES DE RESFRIAMENTO.....	26
4.2.1 – Torres de tiragem mecânica forçada.....	29
4.2.2 – Torres de tiragem mecânica induzida.....	30
CAPÍTULO 5 - TROCADORES DE CALOR	35
5.1 – CONCEITO DE TROCADOR DE CALOR.....	35
5.2 – CONCEITO DE TROCADOR DE CALOR A PLACAS.....	35
5.3 – DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR A PLACAS.....	37
5.3.1 – Balanço de Energia.....	37
5.3.2 – Média logarítmicas das diferenças de temperatura.....	38
5.3.3 – Coeficiente global de transferência de calor.....	41
5.3.4 – Dimensões da placa chevron do trocador de calor.....	44
5.3.5 – Fator de alargamento da placa.....	45
5.3.6 – Número total de placas.....	46
5.3.7 – Número de Canais.....	47
5.3.8 – Diâmetro equivalente do canal.....	47
CAPÍTULO 6 - PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	48
6.1 – DEFINIÇÃO DO PROBLEMA.....	48
6.2 – PROPRIEDADES DO SISTEMA.....	50
6.2.1 – Estimativa Preliminar e especificação do trocador de calor.....	52
6.3 – DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACAS COM FLUIDO EM CONTRA CORRENTE.....	53
6.3.1 – Estimativa Preliminar da área de troca de calor.....	53

CAPÍTULO 7 - RESULTADOS E DISCUSSÃO	56
7.1 – RESULTADOS.....	56
7.2 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....	58
CAPÍTULO 8 - CONCLUSÃO	62
8.1 - CONCLUSÕES.....	62
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
ANEXO	66

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Processo de extração da bauxita e sua transformação. Fonte: INTERNATIONAL ALUMINIUM INTITUTE (2009).....	3
Figura 2.2	Distribuições da produção nacional de bauxita e de alumina por empresa, em 2014. Fonte: ABAL (2015).....	4
Figura 2.3	Processos de produção de alumina. Fonte: HABASHI (2005)...	5
Figura 2.4	Alumina obtida através do processo de Bayer. Fonte: HYDRO (2013).....	6
Figura 2.5	Transformação da bauxita em alumina. Fonte: HYDRO BRASIL (2015)	10
Figura 2.6	Fluxograma de processo de mineração de bauxita e refino de alumina. Fonte: ABAL (2014).....	11
Figura 3.1	Classificação dos tipos de compressores. Fonte: ATLAS COPCO (2009).....	14
Figura 3.2	Relações Termodinâmicas Básicas. Fonte: ATLAS COPCO (2010).....	17
Figura 3.3	Compressor utilizado na planta, modelo ZH9000. Fonte: ATLAS COPCO (2009)	18
Figura 3.4	Detalhes do compressor: (a) Composição do elemento compressor; (b) Comportamento da partícula impulsionada pelo impeller. Fonte: ATLAS COPCO (2009).....	19
Figura 3.5	Diagrama Entalpia-entropia no compressor centrífugo. Fonte: ATLAS COPCO (2010).....	20
Figura 3.6	Elemento Compressor do modelo ZH. Fonte: ATLAS COPCO (2012).....	21
Figura 3.7	Estágios de compressão e resfriadores intermediários e posterior. Fonte: ATLAS COPCO (2009).....	21
Figura 3.8	Resfriadores de ar comprimido do compressor ZH9000. Fonte: ATLAS COPCO (2009).....	22
Figura 4.1	Funcionamento de uma torre de resfriamento. Sistema de resfriamento Fonte: EPUSP (2010).....	24
Figura 4.2	Funcionamento de uma torre de resfriamento. Sistema de distribuição de água. Fonte: EPUSP (2010).....	27
Figura 4.3	Relação entre os fluxos de água e ar. Fonte: EPUSP (2010).....	28
Figura 4.4	Torre de tiragem forçada. Fonte: EPUSP (2010).....	30
Figura 4.5	Torre de Tiragem Induzida. Fonte: EPUSP (2010).....	31
Figura 4.6	Torre de tiragem induzida. Fonte: EPUSP (2010).....	32
Figura 4.7	Partes de uma torre de resfriamento. Fonte: EPUSP (2010).....	33
Figura 4.8	Foto representativa da Torre de resfriamento dos ZH9000. Fonte: ABC (2010)	34
Figura 5.1	Tamanho de placas de trocadores de calor. Fonte: SADIK e HONGTAN (2002).....	36
Figura 5.2	Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas. Fonte: INCROPERA (2008).....	39
Figura 5.3	Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes contrárias. Fonte: INCROPERA (2008).....	39
Figura 5.4	Parede plana. Fonte: INCROPERA (2008).....	42

Figura 5.5	Parede cilíndrica. Fonte: INCROPERA (2008).....	43
Figura 5.6	Principais dimensões de uma placa Chevron. Fonte: GUT (2003).....	45
Figura 5.7	Representação do pacote de placas de um trocador de calor. Fonte: GUT (2003).....	46
Figura 5.8	Escoamento alternado nos canais. Fonte: GUT (2003).....	47
Figura 6.1	Circuito existente para resfriamento dos compressores.....	49
Figura 6.2	Proposta de instalação de PHE no circuito de resfriamento dos compressores.....	50
Figura 7.1	Detalhe da proposta comercial para aquisição do trocador de calor selecionado. Fonte: TRANTER (2015).....	56
Figura 7.2	Proposta técnica apresentada pelo fabricante de trocadores de calor. Fonte: TRANTER (2015).....	57
Figura 7.3	Proposta para fluxograma da linha de água dos equipamentos...	57
Figura 7.4	Oportunidade de economia de energia (W) versus valores em Reais. Valores em R\$ considerando valor contratual de 0,156 R\$/kWh da energia elétrica fornecido pela Eletronorte à refinaria. Fonte: FREIRE (2013).....	59
Figura 7.5	Atividade manutenção preventiva para limpeza de resfriadores do ZH9000.	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1	Coefficientes globais de troca de calor para análises preliminar.....	44
Tabela 6.1	Dados do sistema de resfriamento.....	52
Tabela 7.1	Custos Programados de um ZH 9000	60
Tabela 7.2	Custos não Programados de um ZH 9000.....	60
Tabela 7.3	Cálculos de custos e oportunidade de economia com manutenção.....	61

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1 - MOTIVAÇÃO E OBJETIVOS

Em todas as plantas industriais existe um consensual entre a engenharia e a empresa sobre a proposta do aumento da eficiência energética através do uso racional da energia e da utilização de equipamentos mais eficientes nas mais diversas áreas de atividade. Embora essa proposta seja caracterizada pelo seu aparente simplismo, demonstrou-se que o custo de ar comprimido de uma planta industrial, se deve não só pelo consumo de energia elétrica, mas também pelo custo de manutenção devido a problemas relacionados ao sobreaquecimento de compressores e secadores, que poderiam trabalhar em faixas mais próximas das condições ideais para as quais foram projetados.

O presente trabalho constitui-se num exemplo de aplicação local ou restrita dessa proposta, seja pelo lado da melhor utilização da energia, seja pela otimização no uso dos equipamentos disponíveis numa determinada instalação industrial. Não se pode deixar de mencionar a importância imediata de tais medidas para a própria indústria, em vista de sua repercussão positiva na eficiência das máquinas, na fatura mensal de energia elétrica e na durabilidade dos equipamentos empregados.

O estudo objetivou, especificamente, por meio da análise termodinâmica do sistema, identificar as causas da falha na refrigeração dos compressores de ar e realizar a adequação do sistema de água de resfriamento. Concomitantemente, procurou-se melhorar os parâmetros de operação do sistema baseados nas especificações do fabricante do equipamento, a fim de obter ganhos em relação à eficiência, consumo de energia e expectativa de vida útil. Foi realizada uma análise do processo atual, identificando as causas reais do sobreaquecimento dos compressores e avaliando a eficiência da sua troca térmica no processo de refrigeração dos equipamentos. Para tal, foi estabelecida uma hipótese preliminar (hipótese de trabalho) e realizada a simulação necessária para sua comprovação. A análise realizada apontou a necessidade de utilização de água de resfriamento mais limpa, ou seja, livre de contaminação de particulados das torres de resfriamento, objetivando reduzir a temperatura da água de

entrada, a qual sofre alteração devido à obstrução dos filtros. Assim, os compressores passariam a operar dentro da faixa de temperatura recomendada, eliminando-se o risco de falhas por sobreaquecimento, proporcionando maior expectativa de vida útil. Essa modificação também levaria a um aumento da troca térmica do sistema de resfriamento interno da máquina, reduzindo a temperatura do ar nos estágios de compressão, e, portanto, a uma redução do consumo de energia dos equipamentos.

1.2 - ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No presente capítulo buscou-se enfatizar as motivações e objetivos que levaram ao estudo do sistema de resfriamento dos compressores do sistema de ar comprimido composto por máquinas modelo ZH9000.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA E PRODUÇÃO DE ALUMINA

2.1 – A PRODUÇÃO DE ALUMINA

Segundo a Associação Brasileira de Alumínio (ABAL) o alumínio é o terceiro metal mais abundante da crosta terrestre e tem atualmente uma produção que supera a soma de todos os outros metais não ferrosos, como o cobre, chumbo, estanho e níquel. A rocha-minério do qual se obtém o alumínio é a bauxita, sendo que no Brasil a sua produção em 2007 ultrapassou 23 milhões de toneladas, segundo o *Informe Mineral* do Departamento Nacional de Produção Mineral (DNPM). O alumínio não é encontrado na forma metálica na natureza, mas em forma de óxido, a alumina (Al_2O_3), componente químico da bauxita, a qual possui mais de 40% do óxido (SAMPAIO *et al.*, 2005). O beneficiamento ou processamento da rocha-minério tem como produto final a alumina, que sofre um processo de *redução*, conforme esquematizado na Figura 2.1, para a obtenção do alumínio metálico no estado líquido.

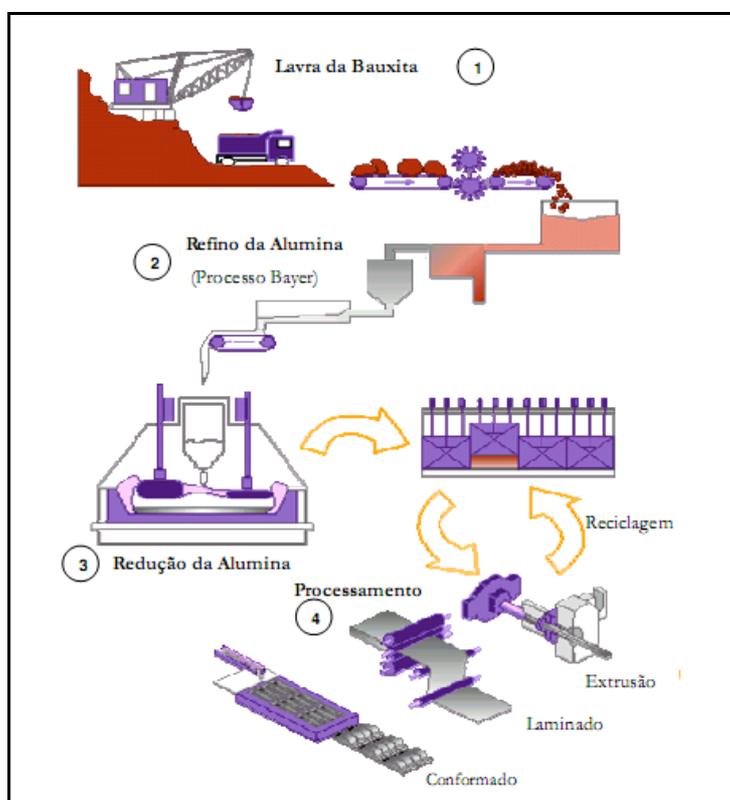


Figura 2.1 - Processo de extração da bauxita e sua transformação. Fonte: INTERNATIONAL ALUMINIUM INSTITUTE (2009).

A distribuição de produção de bauxita e de alumina por empresa instalada no Brasil, cujo total produzido chega a ser da ordem de 38 milhões de toneladas/ano de bauxita e 10,5 milhões de toneladas /ano de alumina está ilustrada na Figura 2.2.

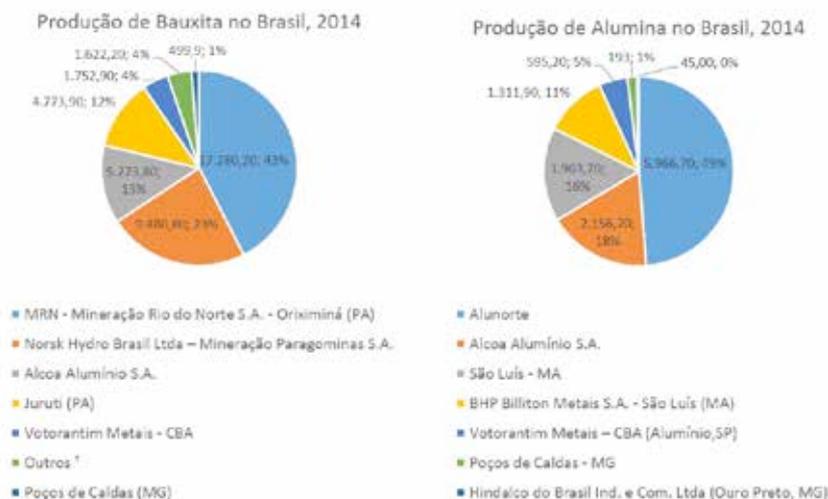


Figura 1.2 - Distribuições da produção nacional de bauxita e de alumina por empresa, em 2014. Fonte: ABAL (2015).

Na década de 50 do século XIX, a produção da alumina era realizada pelo processo Le Chatelier, onde uma mistura composta por bauxita e Na_2CO_3 era aquecida a 1200°C para formar aluminatos. Nesse processo eram empregados tratamentos de lavagem e filtração para separação do resíduo e da solução rica em hidróxidos, os quais eram precipitados em $\text{Al}(\text{OH})_3$ pela ação do CO_2 , a solução era novamente filtrada e separada em duas partes: uma composta de solução alcalina, que passa por evaporação para recompor o processo, e a segunda era a alumina $\text{Al}(\text{OH})_3$ que passava por processo de secagem e limpeza.

Atualmente, o processo Bayer é o mais utilizado para obtenção da alumina, pois este gera alumina Al_2O_3 de alta qualidade em conjunto com a redução no consumo de energia e consequentemente redução geral do custo de produção.

A Figura 2.3 mostra a evolução nos processos de produção de alumina.

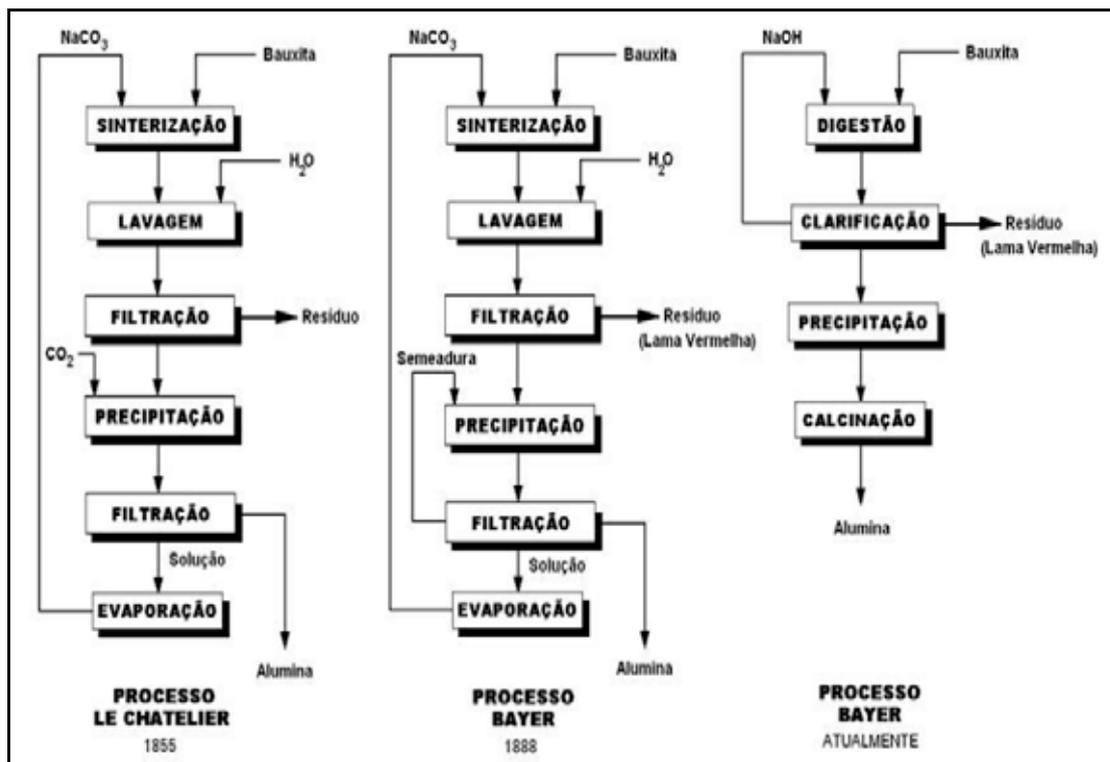


Figura 2.2 - Processos de produção de alumina. Fonte: HABASHI (2005).

O beneficiamento é a fase que engloba tanto a redução granulométrica da bauxita até a obtenção da alumina calcinada. Então o processamento mineral da bauxita se inicia desde a britagem, que ocorre antes de ser transportada por correia transportadora, até os processos de refinamento para a obtenção da alumina. Após a britagem, as principais fases de processamento da bauxita para produção de alumina, desde a entrada do minério até a saída do produto final são: moagem, digestão, filtração/espessamento, precipitação e calcinação (ABAL, 2009).

Sampaio et al. (2005) explicam que o início do processo Bayer, se dá pela moagem da bauxita para uma granulometria abaixo de $208 \mu\text{m}$, em seguida, a mesma será misturada a uma solução de soda cáustica (NaOH) a qual reage sob pressão em reatores, nestas condições a bauxita dissolve-se formando o aluminato de sódio ($\text{NaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$), finalizando a etapa de digestão, enquanto as impurezas permanecem na fase sólida e são conhecidas como “*lama vermelha*”.

Prosseguindo, para se separar a *lama vermelha* da fase líquida, realiza-se mais comumente, etapas de espessamento seguidas de filtragem. O espessamento consiste em um processo de decantação que ocorre em tanques chamados de espessadores ou lavadores. O objetivo na fase de espessamento é adensar as partículas sólidas, podendo-

se, para isto, utilizar-se de coagulantes que irão propiciar a formação de partículas mais densas que irão sedimentar e, assim, separar a fase líquida da sólida (lama vermelha).

A precipitação é a etapa seguinte. Nela, a solução de $\text{NaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$ na fase líquida, já livre da lama vermelha, sofre uma redução na temperatura e é feita a adição de uma quantidade pequena de cristais de alumina (semeadura) para estimular a precipitação. Como produto da precipitação, tem-se o $\text{Al}(\text{OH})_3$, na fase sólida, e o NaOH , na fase líquida, ou seja, uma ação reversa a da digestão (Silva et al., 2007).

O $\text{Al}(\text{OH})_3$ cristalizado é enviado para a etapa de calcinação, enquanto uma quantidade de $\text{NaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3$, na fase líquida, com soda cáustica retorna para a digestão. A calcinação é a etapa final do processo, em que o $\text{Al}(\text{OH})_3$ é lavado para remover qualquer resíduo que ficou da fase líquida não cristalizada, posteriormente é secada. Em seguida a alumina é calcinada a aproximadamente $1000\text{ }^\circ\text{C}$ para desidratar os cristais, formando cristais de alumina puros, de aspecto arenoso e branco, como mostra a Figura 2.4 (Silva et al., 2007). A Equação 2.1 mostra a reação química que caracteriza a calcinação.

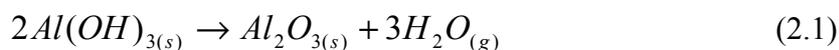


Figura 2.3 - Alumina obtida através do processo de Bayer. Fonte: HYDRO (2013).

A lama vermelha, resíduo insolúvel descartado nas etapas de espessamento e filtragem, é composto por óxidos insolúveis de ferro, quartzo, aluminossilicatos de sódio, carbonatos e aluminatos de cálcio e dióxido de titânio (geralmente presente em traços). A lama vermelha sofre uma lavagem através de um processo de sedimentação

com fluxo de água em contracorrente e posterior deságüe para a recuperação do NaOH (SILVA et al., 2007).

A má disposição ou alocação da lama vermelha pode ocasionar diversos problemas, como: a contaminação da água de superfície e subterrânea por NaOH, ferro, alumínio ou outro agente químico; o contato direto com animais, plantas e seres humanos; o vento pode carrear pó dos depósitos de lama vermelha seca, formando nuvens de poeira alcalina; impacto visual sobre uma extensa área (SILVA et al., 2007).

Alguns casos de acidentes ambientais decorrentes da má disposição da lama vermelha ocorreram são relatados na literatura. Por exemplo, no Brasil, houve no município de Barcarena (PA) um vazamento de lama vermelha, atingindo as nascentes do rio Murucupi. Da nascente a foz do rio houve mudança na tonalidade das águas, com o aumento nos teores de alumínio e sódio e possível contaminação do aquífero (DE JESUS et al., 2004).

A quantidade de lama vermelha gerada pode chegar ao dobro da quantidade de alumina produzida. Dados da literatura mostram que uma variação entre 0,3 e 2,5 toneladas de lama vermelha são geradas a cada tonelada de alumina produzida. A cada ano são produzidas cerca de 90 milhões de toneladas desse resíduo no mundo (WANG et al., 2008).

A lama vermelha não é particularmente tóxica, inclusive, a Environmental Protec्य Agency (EPA) não a classifica como um rejeito perigoso. Entretanto, em função de sua elevada alcalinidade e capacidade de troca catiônica (COLLAZO et al., 2005) pode causar sérios danos ambientais. A sua disposição precisa ser feita em locais adequados, geralmente lagoas de disposição, construídas com técnicas de elevado custo, que impossibilitam a ocorrência de lixiviação de seus componentes e a consequente contaminação dos corpos d'água da superfície e das águas subterrâneas (WANG et al., 2008).

O Armazenamento desse material requer uma grande área para sua disposição, além de cuidados permanentes com a manutenção dessas áreas, o que acarreta um elevado custo às indústrias de refino da Bauxita.

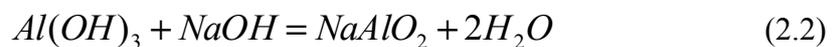
Uma alternativa para os problemas causados pela enorme produção de lama vermelha é o desenvolvimento de tecnologias que visem a sua reutilização. Nos últimos

anos, existem diversos estudos utilizando a lama vermelha: na construção civil (MYMRIN et al., 2001; KERAGIA, 2010), como insumo de cimento (VANGELATOS et al., 2009; ZHANG et al., 2009), na produção de material cerâmico (PONTIKES et al., 2009; BERNARDO et al., 2009), como catalisador (PAREDES et al., 2004; SUSHIL et al., 2008), como reagente foto-fenton (COSTA et al., 2010), na captura de CO₂ (YADAV et al., 2010), bem como adsorvedor de metais, de compostos orgânicos (ZHOU et al., 2010) e de corantes (GUPTA et al., 2009) entre outros.

Durante muito tempo a lama vermelha era considerada inaproveitável para a indústria de alumínio (CHAVES, 1962), mas hoje se vê que os custos e as implicações ambientais envolvidas obrigam a indústria a procurarem a sustentabilidade para reduzirem os impactos ambientais e, conseqüentemente, reduzir o volume deste resíduo para a disposição final (SILVA *et al.*, 2007). SILVA *et al.* (2007) relatou em trabalho sobre lama vermelha que existem diversos estudos sobre aplicações deste resíduo, algumas destas aplicações citadas são: recobrimento para aterros e pavimentos; insumos para produção de cimentos especiais, esta aplicação tem problemas relativos à alcalinidade da lama vermelha; produção de revestimento cerâmico (porcelanas, vítricos e eletroporcelanas) e a participação da lama vermelha na confecção de tijolos, telhas, isolantes, etc.

2.2 - ETAPAS DO PROCESSO DE REFINO

O minério de bauxita contém tri-hidrato de alumínio (Al(OH)₃). O refino de alumina produz alumina (Al₂O₃) a partir do minério de bauxita, explorando a reação reversível do processo Bayer de acordo com a Eq. (2.2):



A reação é primeiramente conduzida na direção do aluminato de sódio (NaAlO₂) por meio da adição de soda cáustica (NaOH) à bauxita. Os resíduos de bauxita são então removidos, liberando o líquido do processo denominado "licor verde." A reação é então reconduzida na direção oposta durante a precipitação, para produzir cristais de tri-hidrato de alumínio, os quais são, então, calcinados para produzir o óxido de alumínio

anidro (alumina). O "licor gasto" que sai da precipitação volta ao início do circuito da refinaria.

As etapas principais de refino de alumina são as seguintes (DEBNEY, 1993; DONOGHUE e CULLEN, 2007):

- Moagem úmida do minério de bauxita em moinhos de barras, moinhos de bola ou moinhos semi-autógenos para produzir a lama fina ou pasta.

- Digestão da pasta com soda cáustica (NaOH) a pressões superiores a 170 g / L em vasos sob pressão, a temperaturas que variam de 145 a 265°C, dependendo do tipo de bauxita a ser processada.

- Separação e lavagem dos resíduos insolúveis (denominados "areia e lama") oriundos da solução de processo (chamada "licor verde"). Os resíduos são armazenados em áreas de secagem de resíduos.

- Cristalização (precipitação) do alumínio tri-hidratado a partir do aluminato de sódio (NaAlO₂) do licor verde, deixando o "licor gasto" contendo principalmente soda cáustica a ser devolvida para a digestão. • Calcinação dos cristais de tri-hidrato de alumínio a aproximadamente 1000°C, expelindo as moléculas de água e deixando o produto final, a alumina anidra.

As operações de alumina têm um fluxograma de certa complexidade, que pode ser resumido em um circuito básico simples, conforme a Figura 2.5 abaixo.

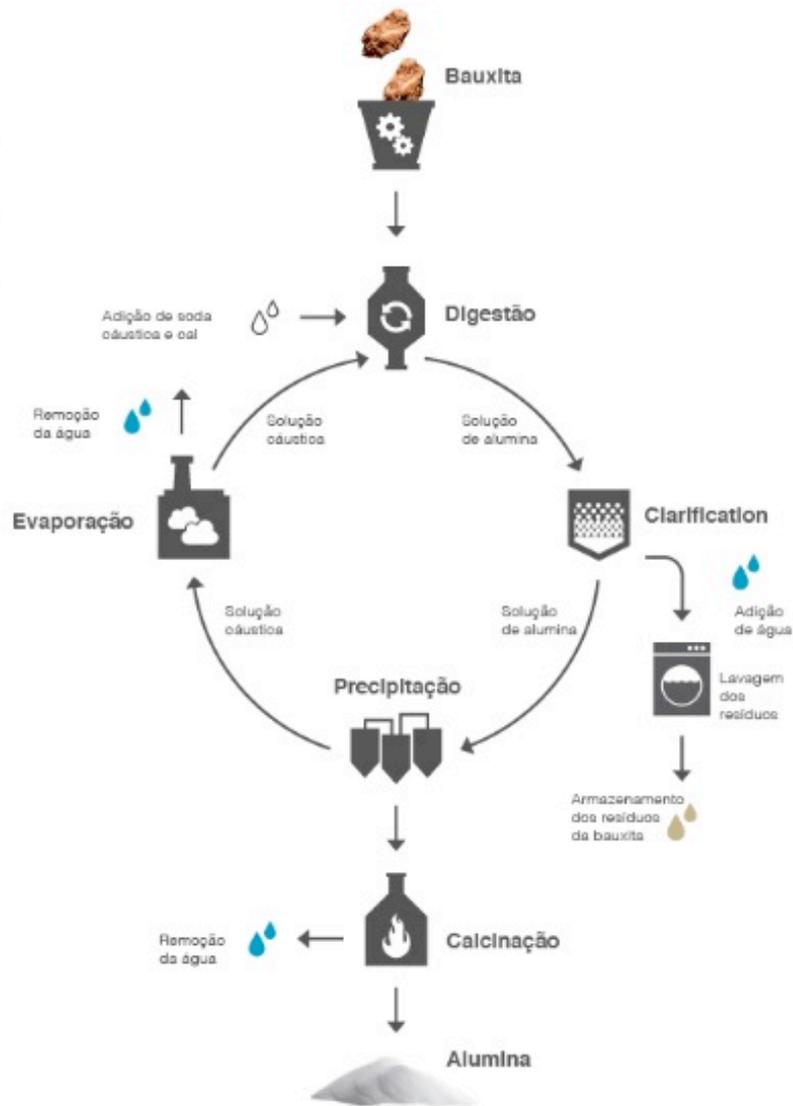


Figura 2.4 - Transformação da bauxita em alumina. Fonte: HYDRO BRASIL (2015).

As refinarias de alumina geralmente estão localizadas na faixa costeira ou próximo dela para facilitar o transporte de alumina para as fundições de alumínio. As refinarias normalmente empregam cerca de 1000 pessoas. A Figura 2.6 mostra o processo de extração de bauxita até o refino da alumina.

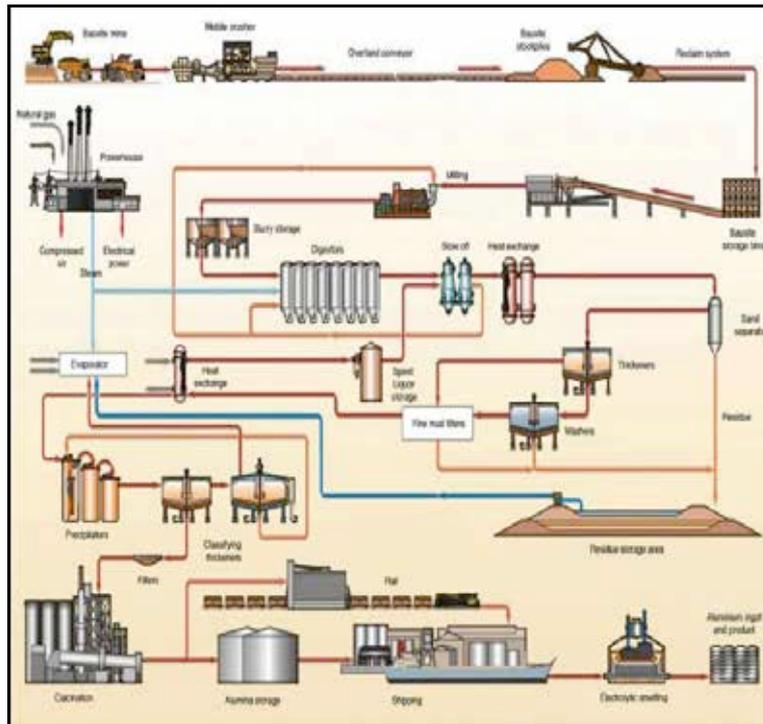


Figura 2.5 - Fluxograma de processo de mineração de bauxita e refino de alumina.
 Fonte: ABAL (2014).

O refinamento da alumina impõe exigências rigorosas aos produtos de controle de fluxo devido às mudanças súbitas de temperatura, às pressões extremamente altas e aos elementos ambientais prejudiciais envolvidos no processo. O desgaste severo das válvulas e do equipamento de controle sujeita as refinarias a tempos de inatividade frequentes para manutenção com os quais os proprietários e os operadores não podem arcar. A indústria enfrenta o desafio de encontrar tecnologias mais duráveis que maximizem a produção e gerem retornos maiores.

Inúmeros componentes são utilizados no processo de refinamento da alumina, como por exemplo, os compressores, de importância fundamental nesse processo, e que podem ser definidos como máquinas ou equipamentos responsáveis por admitir ou sugar o ar da atmosfera, comprimi-lo e enviá-lo para um reservatório de armazenamento.

Os principais equipamentos analisados no desenvolvimento do trabalho foram: o compressor de ar, o motor de acionamento, linhas de água e torres de resfriamento.

CAPÍTULO 3

COMPRESSORES

3.1 – TIPOS DE COMPRESSORES

O compressor é basicamente uma máquina projetada para, como o próprio nome diz, comprimir algum tipo de fluido em estado gasoso, e isso acontece por meio de um aumento na pressão no interior do aparelho. Dessa forma é possível liberar esse fluido com grande força, proveniente dessa pressão.

Segundo SARKIS (2002) os compressores são máquinas destinadas a aumentar a pressão de um gás com a finalidade de fazê-lo fluir entre dois pontos quaisquer. A elevação da pressão pode chegar desde 1 atm até milhares de atmosferas.

O compressor é basicamente um equipamento eletromecânico, capaz de captar o ar que está no meio ambiente e armazená-lo sob alta pressão num reservatório próprio do mesmo, ou seja, eles são utilizados para proporcionar a elevação da pressão do ar.

Em uma visão mais voltada a prática destes equipamentos, compressores são máquinas operatrizes que transformam trabalho mecânico em energia comunicada a um gás, preponderantemente sob forma de energia de pressão. Graças a essa energia de pressão que adquire, isto é, à pressurização, o gás pode: Deslocar-se a longas distancias em tubulações; Ser armazenado em reservatórios para ser usado quando necessário, isto é, acúmulo de energia; Realizar trabalho mecânico, atuando sobre dispositivos, equipamentos e máquinas motrizes, como por exemplo, motores a ar comprimido (SENAI, 2011).

Segundo SARKIS (2002), os compressores possuem uma grande variação das características físicas, são classificados quanto a sua aplicação em:

- Compressores Industriais – são aqueles que se destinam a produzir e suprir com carga de ar os pontos de utilização de ar na unidade industrial. Embora possam chegar a ser máquinas de grande porte e custo aquisitivo e operacional elevados, são oferecidos em padrões básicos pelos fabricantes. Isso é possível porque as

condições de operação dessas máquinas costumam variar pouco de um sistema para outro, há exceção talvez da vazão.

- Compressores Ordinários - são de baixo custo, empregados normalmente em serviços de pintura, acionamento de pequenas máquinas pneumáticas. Os compressores de ar para serviços ordinários são fabricados em série, visando baixo custo inicial. Destinam-se normalmente a serviços de jateamento, limpeza, pintura, acionamento de pequenas máquinas pneumáticas, etc.
- Compressores de Processo – são utilizados em algumas condições de operação, de modo que toda a sua sistemática de especificação, projeto, operação, manutenção, etc, depende fundamentalmente da aplicação. Incluem – se nessa categoria certos sistemas de compressão de ar com características anormais. Como exemplo, citamos o soprador de ar do forno de craqueamento catalítico das refinarias de petróleo (“blower do F.C.C.”). Trata-se de uma máquina de enorme vazão e potência, que exige uma concepção análoga à de um compressor de gás.
- Compressores de Refrigeração – são máquinas desenvolvidas por certos fabricantes com vistas a essa aplicação. Operam com fluidos bastante específicos e em condições de sucção e descarga pouco variáveis, possibilitando a produção em série e até mesmo o fornecimento incluindo todos os demais equipamentos do sistema de refrigeração. São de uso exclusivo para sistemas que operam com fluidos refrigerantes.
- Compressores de Vácuo – são também chamados de bombas de vácuo, operam em condições características próprias.

Os compressores são projetados para executarem o processo de compressão o mais próximo possível do processo isotérmico, pois é o que despense menor energia. Para alcançar este objetivo faz utilização de sistema de resfriamento por água.

Os compressores podem assumir várias formas construtivas, com elementos móveis rotativos e/ou alternativos.

Como mostrado na Figura 3.1, os compressores podem ser dos seguintes tipos:

- Dinâmicos: Transformam, através de elementos rotativos, a energia cinética em energia potencial. O ar penetra em uma câmara onde um rotor em alta rotação

comunica às partículas gasosas aceleração tangencial e, portanto, energia cinética. Através da descarga por um difusor, grande parte da energia cinética se converte em energia potencial (de pressão), forma adequada a transmissões por tubulações a distâncias consideráveis e à realização de operações específicas.

- Deslocamento positivo: Realizam compressão pura, através de diminuição do volume aspirado. O ar é admitido em uma câmara de compressão, que é, por isso, isolada do exterior. Por meio da redução do volume útil da câmara sob a ação de uma peça móvel, (válvula) alternativa ou rotativa, realiza-se a compressão de ar.

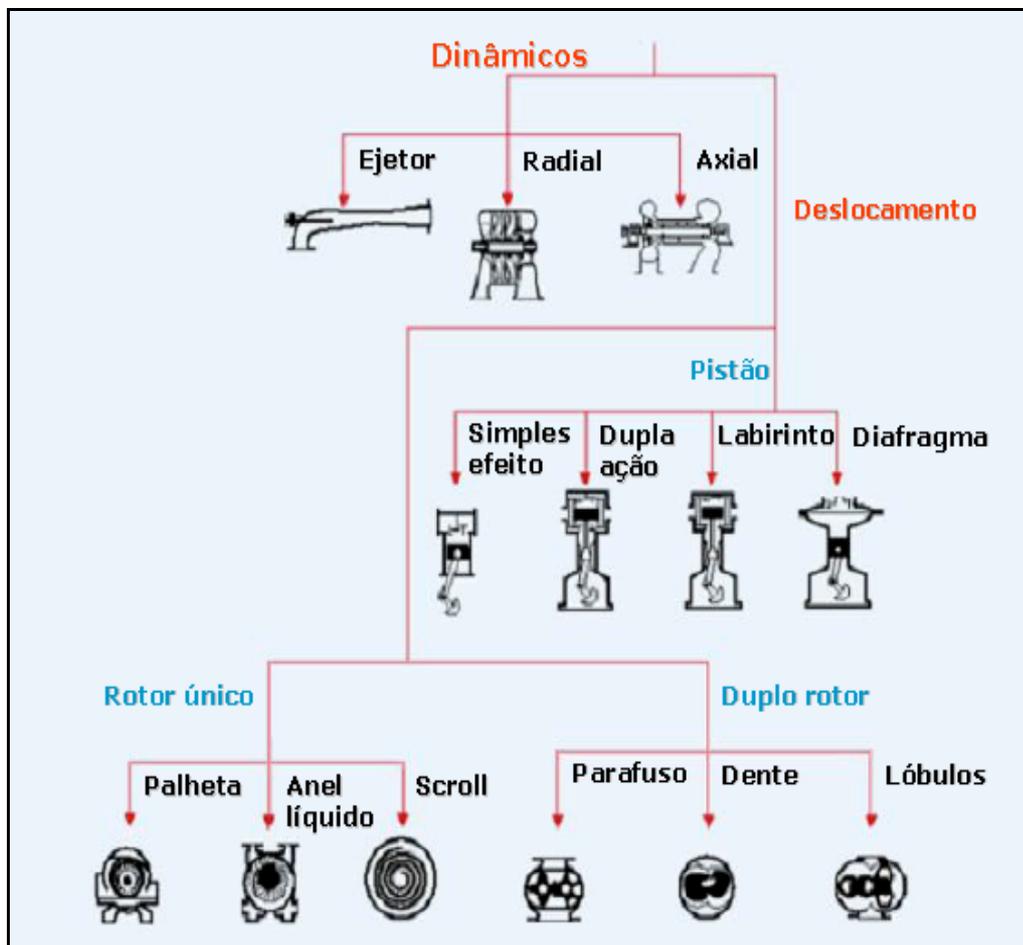


Figura 3.1 - Classificação dos tipos de compressores. Fonte: ATLAS COPCO (2009).

3.1.1 Compressores de deslocamento positivo

Compressores alternativos de pistão podem ser de:

- Um cilindro, para pressões de 6 a 8 kgf/cm²;

- Mais de um cilindro: duplex, com dois cilindros e dois pistões; triplex, com três cilindros e três pistões, e existem outros de ainda maior número de cilindros;

Os compressores alternativos, conforme a atuação do pistão podem ser:

- De simples efeito, quando apenas uma das faces do pistão atua comprimindo o ar;
- De duplo efeito, quando ocorre a ação das duas faces do pistão sobre o ar.

Podem ainda ser classificados em:

- Compressores de um estágio, que possuem um só cilindro;
- Compressores de dois estágios ou duplo estágio, no qual o ar, depois de sair comprimido do primeiro cilindro, é resfriado e entra num segundo cilindro para receber nova compressão.
- Compressores de vários estágios, nos quais o ar passa sucessivamente por vários cilindros.

O rendimento do compressor de dois estágios é maior do que o de um estágio. O compressor necessita ser resfriado, e esse resfriamento pode ser a ar (ventilação natural, ventilação forçada com ventilador) ou a água. Devemos fazer uma distinção entre os compressores convencionais de ar comprimido e os compressores de gases diversos chamados compressores de processo. Estes possuem características construtivas e empregam materiais altamente resistentes à ação dos gases aos quais se destinam.

Pode-se dizer que é o tipo mais versátil para a maioria das aplicações industriais, principalmente quando se trata de ar comprimido, sendo, por isso mesmo, o mais usado.

Vantagens:

- São facilmente controlados de acordo com a demanda do gás comprimido. Podem operar em plena carga, meia carga ou em vazio, mediante abertura

automática das válvulas de admissão, de sorte que não há compressão durante os períodos em que não há demanda de ar comprimido.

— Operação econômica.

— Manutenção simples.

— Uma parcela elevada da energia fornecida ao eixo do compressor é dissipada sob forma de calor e pode ser aproveitada para aquecimento de elementos de uma instalação industrial.

3.1.2 Compressores de parafuso

Estes tipos de compressores são largamente utilizados na Indústria, para processos que precisem de ar comprimido. São adequados para grandes volumes de ar, mas relativamente baixas pressões. Sua faixa normal de trabalho é 0- 4 bares de pressão manométrica.

O objetivo de um compressor é pressurizar o gás, o que implica em aumentar sua entalpia. À esquerda da Figura 3.2 é mostrado o processo num diagrama entalpia – entropia (h-s). O gás entra na condição 1,01 é a condição de estagnação, e chega até o estado 2, com certa energia cinética, a condição de estagnação correspondente é 02. Normalmente o processo é próximo do processo adiabático, mas acontece geração interna de entropia devido à viscosidade do gás, que produz perdas por atrito interno. Devido a esta característica, o processo real é comparado com um ideal, isentrópico, indicado na Figura 3.2 pelos pontos 2s e 02s, sendo este último o ponto de estagnação isentrópica.

A primeira equação à direita (Figura 3.2) surge da aplicação da primeira lei da termodinâmica ao volume de controle indicado, que abrange o compressor todo, ela calcula a potência que deve ser entregue ao compressor, a partir da informação das condições do gás na entrada e saída deste. Consideram-se condições na estagnação porque o ar está inicialmente em repouso e no final, ele pode perder boa parte de sua energia cinética na câmara de combustão.

Embaixo é definida a eficiência do compressor, considerando que a energia cinética dos gases não é aproveitada, devido a que os gases atravessam os dutos de

admissão, e exaustão, largos, onde essa energia acaba sendo dissipada. Se a energia cinética dos gases é aproveitada, por exemplo, na saída, a definição pode ser alterada, utilizando as entalpias e temperaturas do gás, em lugar das entalpias, temperaturas e pressões na estagnação.

A terceira linha de equações mostra a forma em que se calcula a potência consumida pelo compressor, se possuir a informação da sua eficiência isentrópica, a condição na entrada e a pressão na saída. Se for conhecida a eficiência de transmissão mecânica no eixo de turbina, ela pode ser introduzida no cálculo. A última equação reporta a eficiência isentrópica para gases ideais com calor específico constante, para obter ela foi utilizada a expressão da entalpia para gases ideais e também as relações conhecidas para processos isentrópicos.

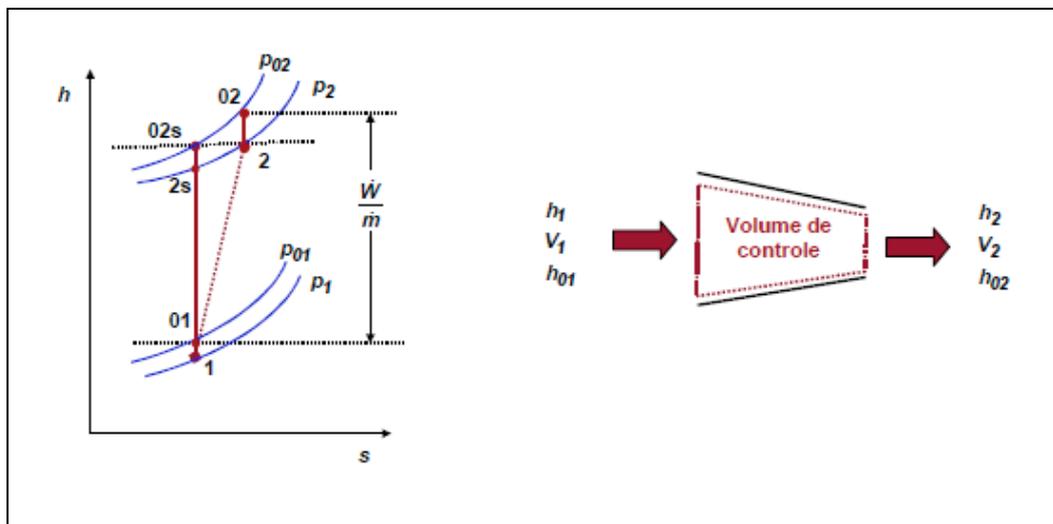


Figura 3.2 - Relações Termodinâmicas Básicas Fonte: Apostila ATLAS COPCO (2010).

3.1.3 Compressores dinâmicos

Possuem um ou mais rotores semelhantes aos das turbobombas e que giram com elevada rotação no interior de uma caixa. Podem ser dos seguintes tipos:

- **Centrífugo:** Possui pás semelhantes às das bombas centrífugas. A unidade compressora desse tipo é conhecida na prática como uma centrífuga.

- **Helicoidal:** As pás são de dupla curvatura semelhantes, em alguns tipos, às de turbinas Francis. As vazões obtidas são maiores que as do turbocompressor e as pressões são menores.
- **Axial:** Possui grande número de palhetas e proporciona um escoamento no sentido longitudinal. É compressor para grandes descargas – até 1.000.000 m³/h, com pressão de trabalho de até 6 bars.
- **Axial-Centrífugo:** Reúne em um mesmo eixo rotores do tipo axial e rotores centrífugos, conseguindo aliar as vantagens de vazões elevadas (500.000 m³/h) a pressões de até 9 bars.

No presente estudo, a planta de ar comprimido é composta pelos compressores do tipo centrífugo, classificados como dinâmico radial, que realizam processo de compressão dinâmica pelo princípio de aceleração de partículas, convertendo energia cinética (velocidade), em energia potencial (pressão). O modelo deste compressor, o qual está representado na Figura 3.3, é denominado ZH 9000.



Figura 3.3 - Compressor utilizado na planta, modelo ZH9000. Fonte: ATLAS COPCO (2009).

Os compressores centrífugos são mais adequados quando se precisa trabalhar numa faixa mais ampla de fluxo mássico (variável), sem mudar a rotação. Este tipo de compressor é mais adequado para baixas pressões, razões de pressão de 4:1 são as mais

comuns neles. Novos desenvolvimentos na forma das pás e a utilização de ligas de titânio permitiram chegar até razões de pressão de 8:1 em compressores centrífugos de um único estágio.

Quando se deseja obter maiores razões de pressão é necessário combinar este tipo de compressor com um de fluxo axial, ou utilizar diretamente um compressor de fluxo axial.

Um compressor centrífugo consta basicamente de quatro partes: entrada, rotor, estator ou difusor e coletor (em alguns casos o coletor pode não existir). A entrada pode (ou não) possuir palhetas fixas que direcionem o escoamento. O rotor possui palhetas com formato característico. O difusor tem por missão frear o escoamento e transformando a energia cinética em energia de estagnação. O coletor atua como um acumulador de ar pressurizado (absorve flutuações de pressão).

A Figura 3.4(a) ilustra o funcionamento do elemento compressor do modelo ZH9000; composto pelo impulsor (comercialmente chamado de *impeller*), difusor e voluta. A Figura 3.4(b) mostra o comportamento da partícula quando impulsionada pela aleta do *impeller*; que ao girar, a molécula de ar é liberada em alta velocidade.

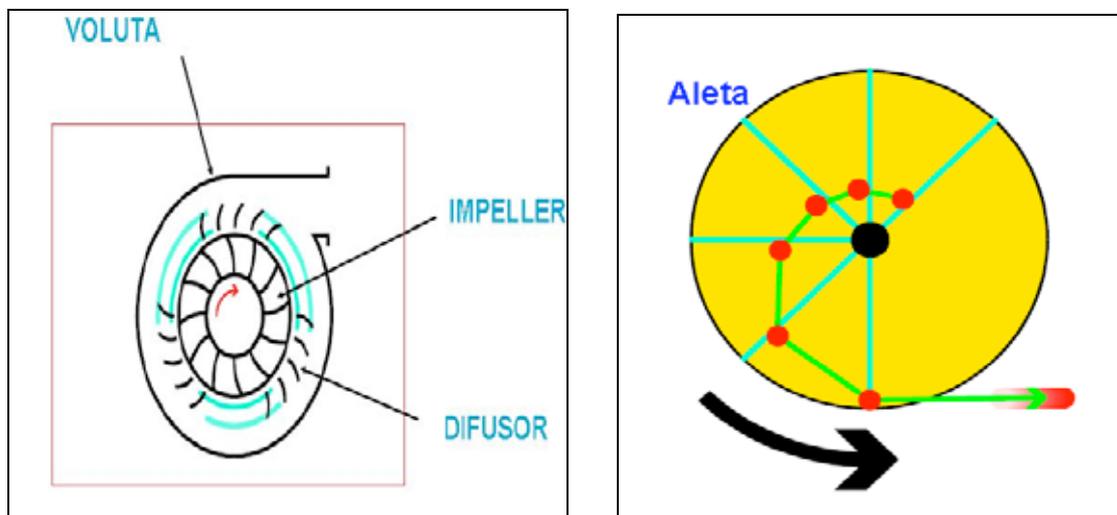


Figura 3.4 - Detalhes do compressor: (a) Composição do elemento compressor; (b) Comportamento da partícula impulsionada pelo impeller. Fonte: ATLAS COPCO (2009).

As palhetas do rotor podem ter diferentes desenhos, a sua missão é a de dar energia cinética ao fluido e também mudar a direção do escoamento em direção perpendicular ao eixo, daí a forma característica destes rotores.

A Figura 3.5 indica de que forma contribui cada componente do compressor para a pressurização do ar. O ar em condição de estagnação, a P_0 , é acelerado na entrada até uma pressão P_1 e adquire uma velocidade V_1 , devido à sucção na entrada do compressor.

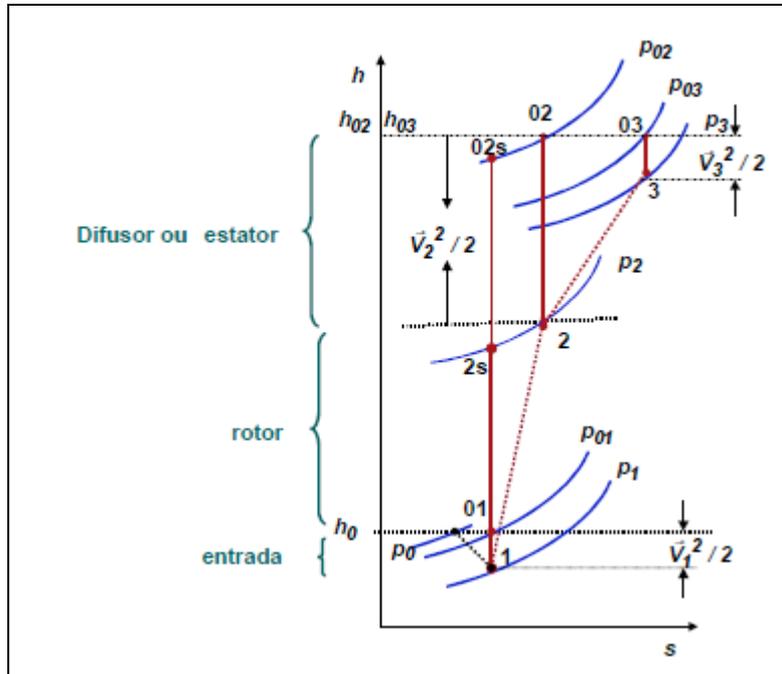


Figura 3.5 - Diagrama Entalpia-entropia no compressor centrífugo. Fonte: ATLAS COPCO (2010).

A compressão nas palhetas do impulsor rotativo (rotor) faz com que sua pressão se eleve a P_2 e sua velocidade passe a ser V_2 , situação corresponde ao estado de estagnação 0_2 , se toda a energia cinética fosse recuperada. O processo isentrópico equivalente vai até o estado $2s$ e 0_2s . O difusor faz com que o estado do gás passe do estado 2 ao 3, convertendo boa parte da energia cinética do gás em entalpia, e aumentando consequentemente a pressão. A energia cinética diminui, junto com a velocidade, que passa de V_2 (alta) para V_3 (baixa). A pressão final P_3 fica um pouco abaixo da P_{02} , de estagnação do estado 2. P_{02} seria a maior pressão atingível, com velocidade nula no gás e sem perdas depois do rotor.

A Figura 3.6 mostra a foto de um elemento compressor de um ZH9000 (compressor centrífugo) aberto, visualizando os componentes internos: *impeller* e difusor.

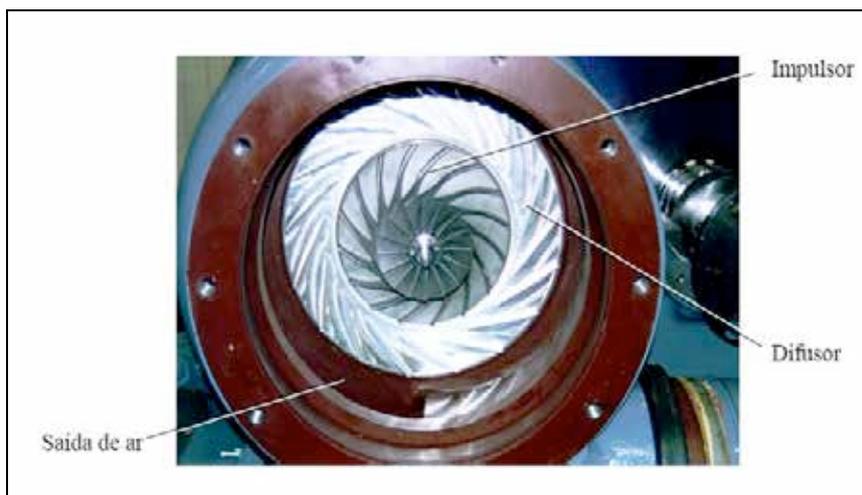


Figura 3.6 - Elemento Compressor do modelo ZH. Fonte: ATLAS COPCO (2012).

No compressor ZH9000, a compressão do ar é realizada em três estágios (três impulsos ou *impellers*) com trocadores de calor entre os estágios (Figura 3.7) que utilizam água industrial para a troca de calor com o ar comprimido entre os estágios. Além do ar comprimido, a água do sistema de resfriamento também refrigera o óleo de lubrificação dos mancais dos eixos dos *impellers*.

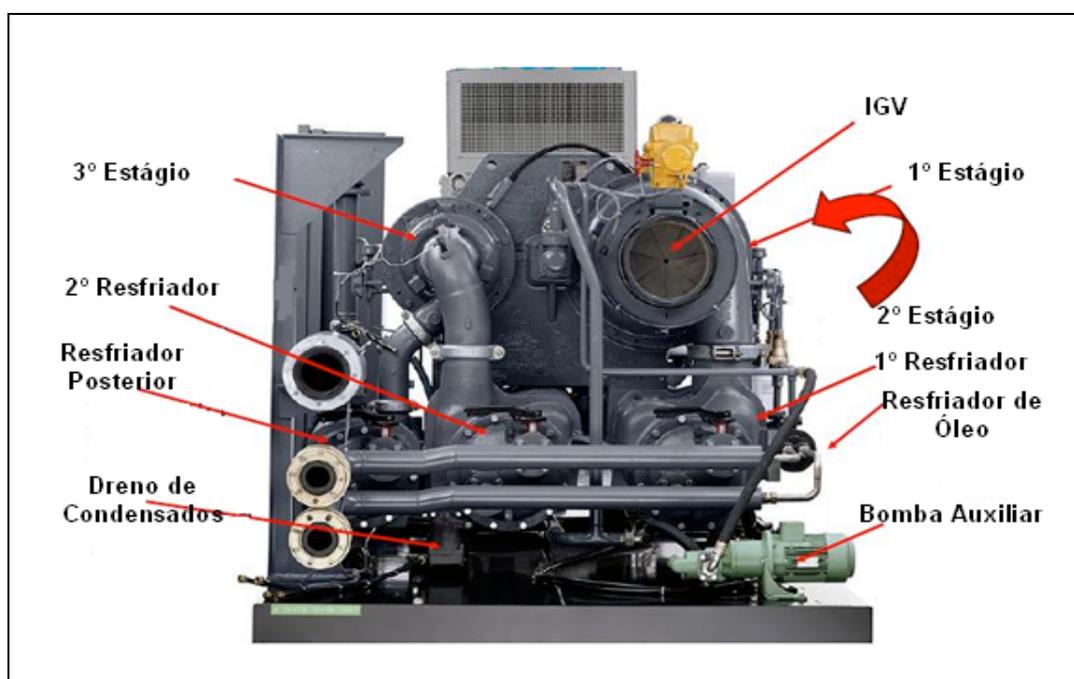


Figura 3.7 - Estágios de compressão e resfriadores intermediários e posterior. Fonte: ATLAS COPCO (2009).

Trocadores de calor estão instalados entre os estágios de compressão, e funcionam como resfriadores do ar comprimido (Figura 3.8), utilizando-se água proveniente de uma torre de resfriamento. Os resfriadores de ar são construídos de tubos paralelos, montados de tal forma a trabalhar entre um e outro estágio do compressor. Internamente por esses tubos passa um fluxo de água industrial, proveniente da torre de resfriamento e, externamente, passa o fluxo de ar comprimido, mantendo assim o processo de compressão isotérmico.

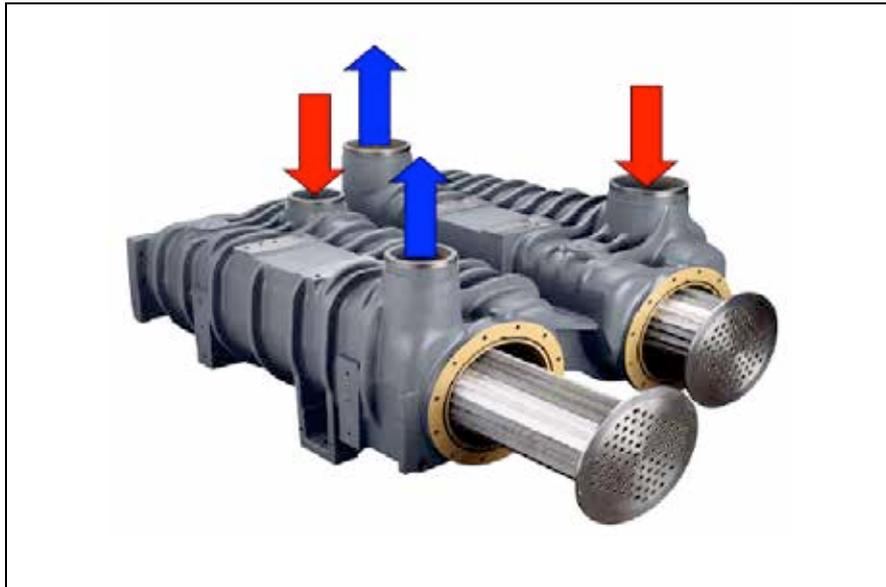


Figura 3.8 - Resfriadores de ar comprimido do compressor ZH9000. Fonte: ATLAS COPCO (2009).

O mesmo circuito alimenta também, em paralelo, o resfriador de óleo, cuja função deste óleo é lubrificar os mancais, e também os secadores de ar, que são instalados após o compressor e cuja função é realizar a secagem do ar comprimido, por meio de condensação e separação da água condensada, até atingir as especificações adequadas ao processo ao qual se destina.

A água de resfriamento é distribuída através de uma rede de tubulações de entrada e saída, que formam um sistema aberto com as torres de resfriamento.

Uma rede ou sistema de tubulações é um conjunto de tubos e acessórios como, curvas, conexões, válvulas, que se destinam a interligar diversos equipamentos correspondentes às etapas de um processo.

CAPÍTULO 4

TORRES DE RESFRIAMENTO

4.1 – CONCEITO DE TORRES DE RESFRIAMENTO

As torres de resfriamento são as mais empregadas nos sistemas de refrigeração de grande porte, visto que seu melhor desempenho está nesta área de aplicação. Num sistema de refrigeração a torre de resfriamento representa a fonte quente do ciclo termodinâmico e merece grande atenção para sua seleção e controle em operação (DOSSAT, 1992). A Figura 4.1 mostra o esquema típico de um sistema de água de resfriamento, composto por torre de resfriamento e trocadores de calor.

Torres de resfriamento são equipamentos utilizados para resfriar a água de processo através da troca térmica com o ar ambiente. Em muitos processos, há necessidade de remover carga térmica de um dado sistema e usa-se, na maioria dos casos, água como o fluido de resfriamento. Devido à sua crescente escassez e preocupação com o meio ambiente, além de motivos econômicos, a água "quente" que sai desses resfriadores deve ser reaproveitada. Para tanto, ela passa por outro equipamento que a resfria, em geral uma torre de resfriamento evaporativo e retorna ao circuito dos resfriadores de processo.

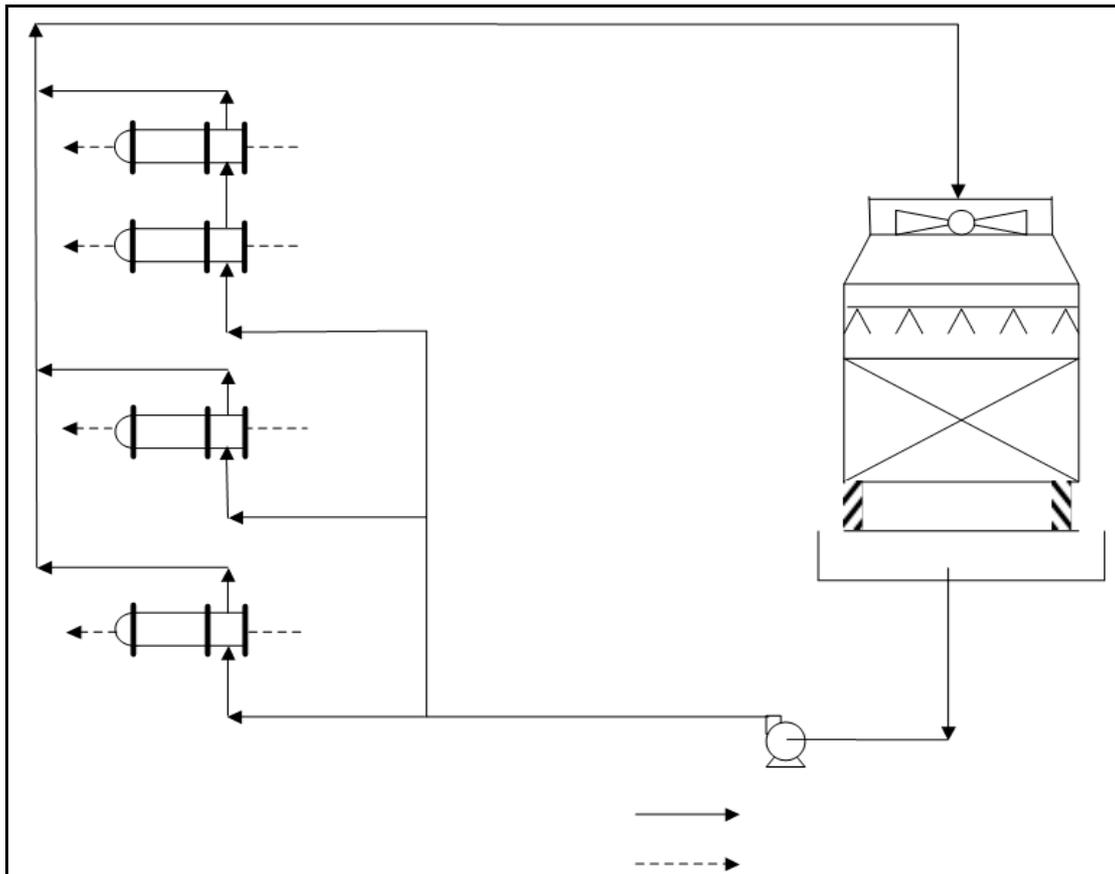


Figura 4.1 - Funcionamento de uma torre de resfriamento. Sistema de resfriamento
 Fonte: EPUSP (2010).

Esses equipamentos resfriam a água industrial, como aquela proveniente de condensadores de usinas de geração de potência, ou de instalações de refrigeração, trocadores de calor, etc. A água aquecida é distribuída na parte superior da torre e desce lentamente através de “enchimentos” de diferentes tipos, em contracorrente com uma corrente de ar frio (normalmente à temperatura ambiente). No contato direto das correntes de água e ar ocorre a evaporação da água, principal fenômeno que produz seu resfriamento.

Uma torre de refrigeração é essencialmente uma coluna de transferência de massa e calor, projetada de forma a permitir uma grande área de contato entre as duas correntes. Isto é obtido mediante a aspersão da água líquida na parte superior e do “enchimento” da torre, isto é, bandejas perfuradas, colmeias de materiais plástico ou metálico, etc, que aumenta o tempo de permanência da água no seu interior e a superfície de contato água - ar.

O projeto de uma torre de resfriamento parte dos valores da vazão e da temperatura da água a ser resfriada. Então, uma vez especificada a geometria da torre em termos de suas dimensões e tipo de enchimento, o funcionamento adequado dependerá do controle da vazão de ar. Em termos de insumo energético, a torre demandará potência para fazer escoar o ar, sendo que o enchimento da torre é um elemento que introduz perda de carga; a água deverá ser bombeada até o ponto de aspersão (TREYBAL, 1980; STOECKER, 1981).

O desempenho de uma torre de resfriamento varia, entre outros fatores, conforme a temperatura do ar ambiente, umidade do ar, temperatura de bulbo úmido, ou seja, com o clima. No inverno, a temperatura do ar cai e a temperatura de saída da água também cai, caso a carga térmica seja mantida constante. Para manter a temperatura da água de saída constante, pode-se diminuir a vazão de água que recircula no sistema de refrigeração. No verão, ocorre o inverso, a temperatura de saída da água aumenta, comprometendo a operação de um condensador em uma coluna de destilação, por exemplo. Pode-se aumentar a vazão de água no sistema, visando compensar o aumento de temperatura.

Fontes de calor próximas às torres de resfriamento podem influenciar sua operação. Problemas de recirculação e interferência são comuns em torres de resfriamento. A recirculação ocorre quando o ar quente e úmido que deixa a torre contamina o ar que está entrando na torre. Esta situação pode ocorrer devido à direção dos ventos, dificuldades de dispersão do ar de saída e formação de neblina. A interferência ocorre quando o ar que sai de uma torre contamina o ar de entrada de outra torre próxima, a direção dos ventos pode causar tal problema.

A formação de neblina ocorre quando parte do vapor de água que sai da torre condensa em pequenas gotas, devido ao contato com o ar ambiente mais frio, tornando-se o ar supersaturado. A formação de neblina ocorre com mais frequência no inverno, dificultando a dispersão do ar quente que sai da torre.

Os sais dissolvidos, sólidos e matéria orgânica em suspensão dissolvidos na água de resfriamento são fatores que contribuem para a formação de um meio favorável à proliferação de algas, bactérias e fungos, que por sua vez, prejudicam não só a operação da torre de resfriamento, mas também o desempenho térmico da rede de trocadores de

calor. A formação de algas e fungos pode provocar a queda de eficiência, deformação e desprendimento do recheio da torre de resfriamento. O tratamento químico a água de resfriamento para o controle de dureza, pH, condutividade e DBO é importante não só para o desempenho da torre de resfriamento, mas também da rede de trocadores de calor.

Na literatura sobre torres de resfriamento são comumente encontrados dois parâmetros para a avaliação do desempenho de uma torre de resfriamento: efetividade e eficiência. De acordo com KHAN e ZUBAIR (2001), a efetividade de uma torre é definida como a razão da energia que efetivamente é trocada e o máximo valor possível de energia a ser transferida. Segundo FISENKO e PETRUCHIK (2004), a eficiência pode ser definida como a razão entre a diferença de temperatura de entrada e saída de água na torre, e a diferença entre as temperaturas de entrada e de bulbo úmido local.

4.2 – TIPOS DE TORRES DE RESFRIAMENTO

As torres de resfriamento podem ser classificadas como Torres Naturais e Torres Mecânicas. Nas Torres Naturais, o suprimento de ar na torre é efetuado por convecção natural. Já nas Torres Mecânicas, o ar é suprido através de ventiladores. Por sua vez, as torres de tiragem mecânica podem ser classificadas como as de tiragem forçada ou tiragem induzida. Elas também se classificam quanto à direção de fluxo de ar e água: fluxo cruzado ou contracorrente. Nas torres de fluxo cruzado, o fluxo de ar é horizontal, sendo cortado transversalmente por um fluxo de água vertical descendente. Já nas torres com fluxo contracorrente, o fluxo de ar move-se ascendentemente e a água possui o fluxo descendente. Cada tipo de fluxo apresenta vantagens e desvantagens. Portanto, a seleção depende das condições de instalação e da capacidade da torre.

Segundo SILVA (2003), torres de resfriamento são classificadas de acordo com o método de circulação de ar no seu interior, como corrente natural e ar, corrente de ar forçada e corrente de ar induzida. A torre de arrefecimento por corrente de ar natural é projetada para resfriar água por meio do ar que circula naturalmente pela torre. A água quente é pulverizada sobre a camada de ar e cai por gravidade para a bacia coletora. Este sistema necessita de um espaço totalmente aberto para a corrente de ar natural. As torres com corrente de ar induzida têm como característica a presença de um ventilador no topo, que leva o ar atmosférico a subir pela torre à medida que a água quente cai.

Os métodos para expor a água à corrente de ar são numerosos, tendo cada um suas vantagens específicas que devem ser consideradas de acordo com a aplicação e o rendimento requeridos em cada caso. Uma primeira classificação pode ser feita em função da forma com que a água é distribuída para se obter um bom contato com o ar ascendente. Existem dois métodos básicos: estender a água em finas camadas sobre superfícies ou produzir gotas através do choque da água em sua queda como mostra a Figura 4.2.

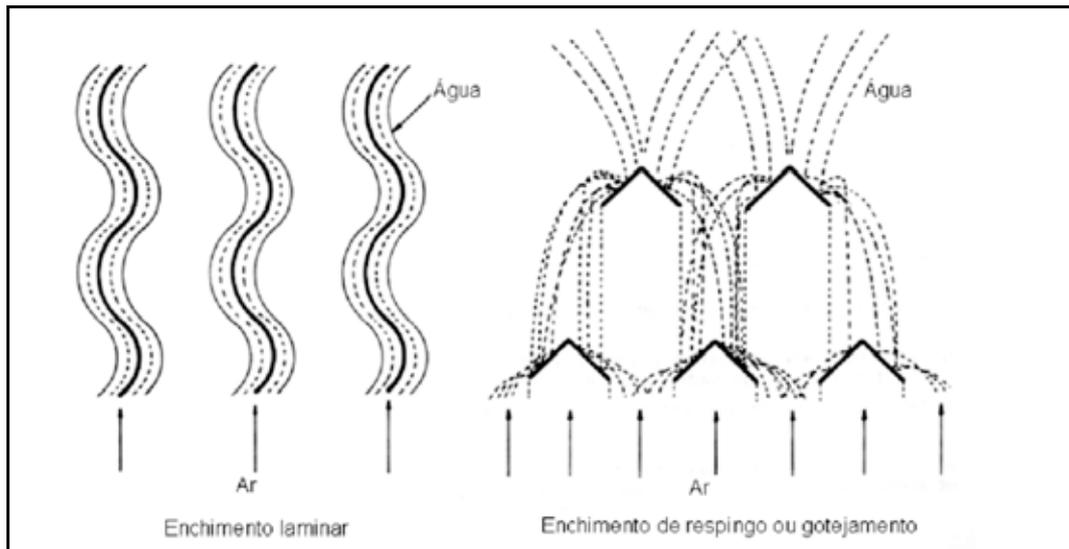


Figura 4.2 - Funcionamento de uma torre de resfriamento. Sistema de distribuição de água. Fonte: EPUSP (2010).

Uma segunda classificação é a que se baseia no fluxo relativo entre as correntes de água e ar (Figura 4.3). De acordo com esse critério tem-se:

- Torres de fluxo em contracorrente;
- Torres de fluxo cruzado.

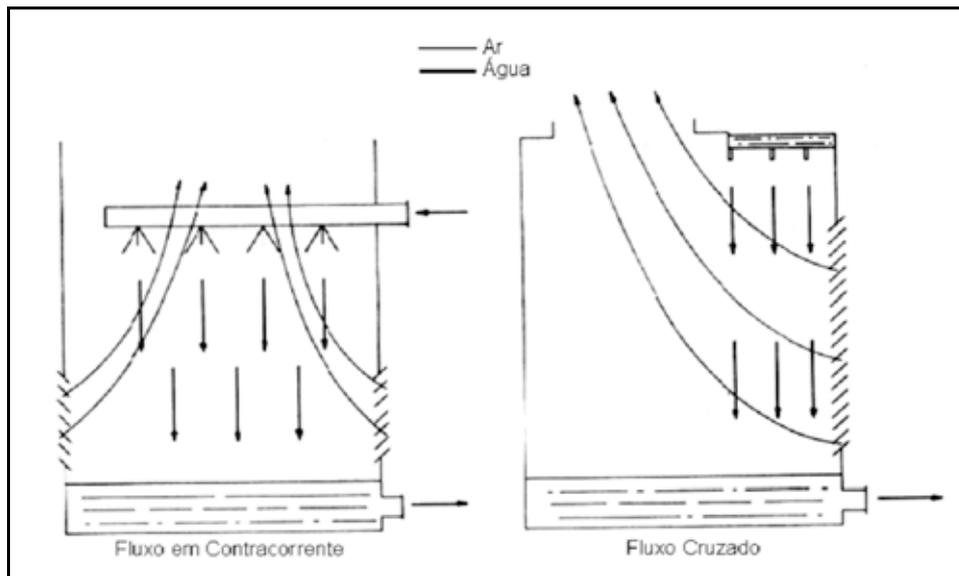


Figura 4.3 - Relação entre os fluxos de água e ar. Fonte: EPUSP (2010).

Nas torres de fluxo em contracorrente a água mais fria entra em contato com o ar mais seco alcançando a máxima eficiência. Nas torres de fluxo cruzado o acesso aos elementos mecânicos e ao sistema de distribuição é mais fácil. Nas torres de fluxo cruzado a entrada de ar pode abranger toda a altura da torre, tendo como consequência torres mais baixas, reduzindo assim a potência de bombeamento. Nas torres de fluxo em contracorrente existe menor risco de recirculação de ar. A classificação mais difundida e de maior importância na avaliação de torres de resfriamento é aquela baseada na forma de movimentação do ar através da mesma. Os tipos de torres:

- Torres atmosféricas;
- Torres de tiragem mecânica forçada ou induzida.

As torres atmosféricas são aquelas nas quais a água cai em fluxo cruzado em relação ao movimento horizontal do ar, produzindo certo efeito de contracorrente devido as correntes de convecção produzidas pela água quente. O movimento do ar depende principalmente do vento.

Já as torres de tiragem mecânica utilizam ventiladores para mover o ar através da torre proporciona um controle total da entrada de ar. Podem ser de tiragem mecânica ou Induzida. As suas principais características são:

- Compactas, necessitam de pouca superfície;
- Controle fino da temperatura da água fria;
- Menor altura de bombeamento;
- A orientação da torre não é determinada pelos ventos dominantes;
- As falhas mecânicas reduzem bastante a confiabilidade;
- A potência de ventilação pode ser importante, aumentando os gastos de operação;
- A recirculação do ar usado deve ser evitada, pois a eficiência é afetada;
- Os custos de operação e manutenção são maiores que os das torres de tiragem natural;
- Os ruídos e vibrações produzidos pelos ventiladores podem constituir um problema, dependendo da localização.

4.2.1 Torres de tiragem mecânica forçada

São torres nas quais os ventiladores são posicionados na entrada de ar, de tal forma o ar através do enchimento (Figura 4.4). As suas principais características são:

- O equipamento mecânico se encontra no nível do solo;
- É mais eficiente que a corrente induzida (apresentada a seguir), já que a velocidade da corrente de ar é convertida em pressão estática, realizando um trabalho útil, além disso, o ventilador trabalha com ar frio com densidade maior que no caso da tiragem induzida;
- Os equipamentos mecânicos se encontram situados em uma corrente de ar relativamente seca e são de fácil acesso para manutenção
- O tamanho do ventilador é limitado, necessitando de um grande número de ventiladores pequenos e de maior velocidade, comparado com uma instalação de tiragem induzida. Conseqüentemente, o nível de ruído é maior;

- Alguns tipos apresentam problemas de recirculação de ar usado em direção a zona de baixa;
- Pressão criada pelo ventilador na entrada de ar, especialmente quando a velocidade de saída do ar é baixa.

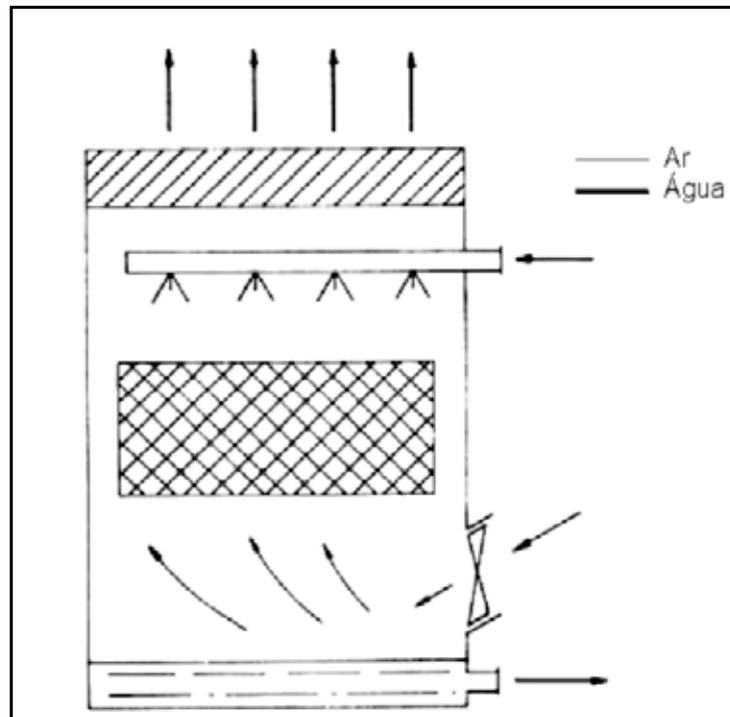


Figura 6 - Torre de tiragem forçada. Fonte: EPUSP (2010).

4.2.2 Torres de tiragem mecânica induzida

As torres do sistema avaliado são do tipo de tiragem mecânica induzida. Nestas Torres aumenta-se a vazão de ar com o auxílio de um ventilador. Quando o ventilador está instalado na entrada de ar da Torre, esta se denomina Torre de Tiragem Induzida. (Figura 4.5)

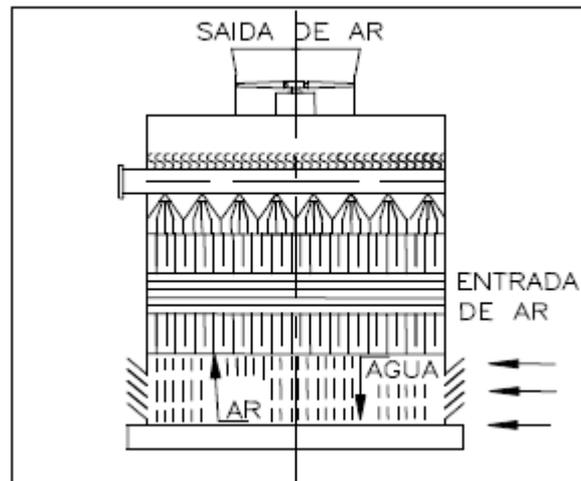


Figura 4.5 - Torre de Tiragem Induzida. Fonte: EPUSP (2010).

São torres nas quais os ventiladores são posicionados na saída de ar, geralmente na parte superior da torre (Figura 4.6). As suas principais características são:

- É possível instalar grandes ventiladores, de forma que podem ser mantidas velocidades e níveis de ruído baixos;
- O ar entra a uma velocidade considerável, podendo arrastar consigo corpos estranhos.
- Devido às altas velocidades de saída do ar, os problemas de recirculação são bastante reduzidos;
- Tendência a produzir vibrações devido a montagem do ventilador sobre a estrutura;
- Os elementos mecânicos são de difícil acesso e encontram-se submergidos em uma corrente de ar úmido e quente;
- Menor superfície ocupada que o sistema mecânico forçado, devido a ausência de ventiladores ao redor da torre.

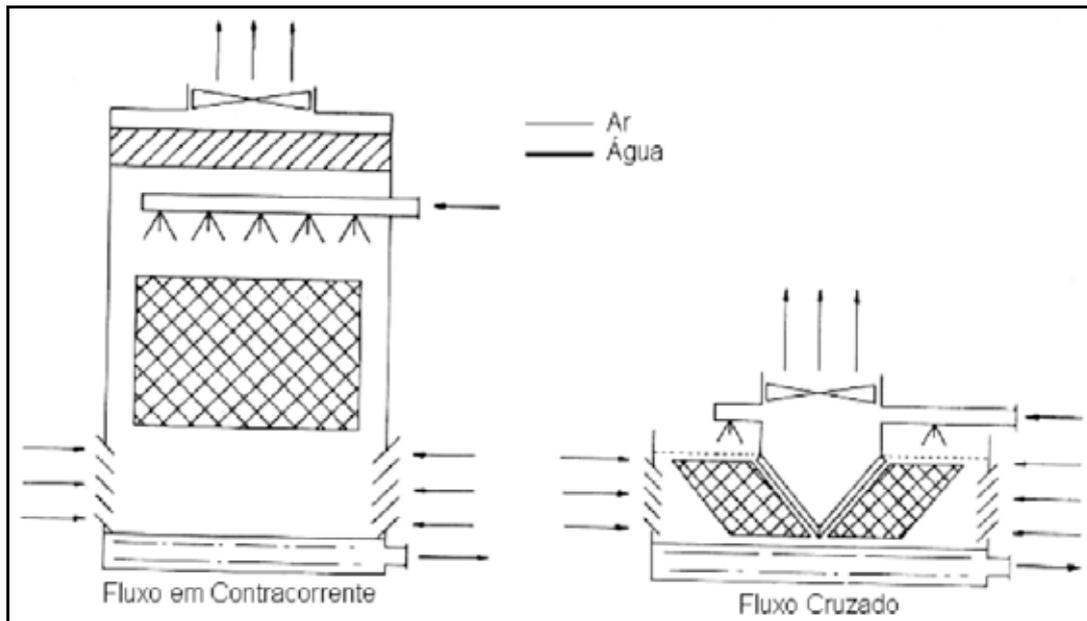


Figura 4.6 - Torre de tiragem induzida. Fonte: EPUSP (2010).

O projeto de Torre de Resfriamento de Água exige o conhecimento de vários princípios básicos de engenharia. Requer inclusive a aplicação prática destes princípios, utilizando os melhores materiais e técnicas existentes, a fim de obter os resultados desejados. Para isto, os componentes básicos consistindo de estrutura, enchimento, sistema de distribuição de água, venezianas, eliminadores de gotas, fechamento, plataformas e cilindro (ou difusor) do ventilador, precisam ser projetados para formarem uma unidade integral (Figura 4.7). O material estrutural, aplicado com as respectivas conexões, deve ser capaz de resistir á severas condições de operação. Na maioria dos casos, os componentes acima mencionados são pré-fabricados para simplificar os serviços de montagem.

A estrutura da Torre de Resfriamento de Água deve ser capaz de suportar, não somente o peso dos componentes básicos, como equipamento mecânico, enchimento, venezianas e fechamento, como também o peso de água de circulação, cargas de vento e eventualmente cargas sísmicas. Além destas características, deverá ser projetada para longa vida útil em uma atmosfera operacional bastante severa. A configuração da torre deverá atender as necessidades do fluxo de água e de ar. É particularmente importante restringir-se ao máximo os obstáculos à corrente de ar. O projeto também deverá ser compatível com a fabricação de peças pré-fabricadas.

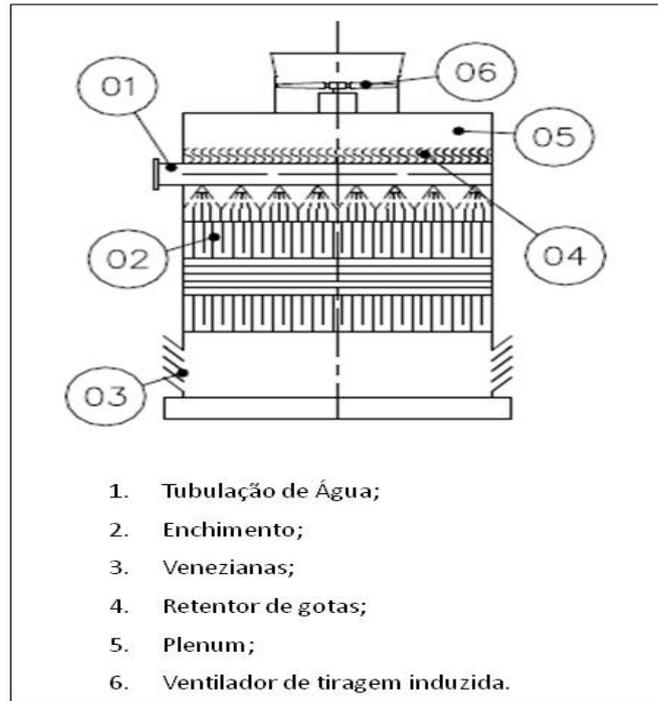


Figura 4.7 - Partes de uma torre de resfriamento. Fonte: EPUSP (2010).

O enchimento de uma torre deve ser de baixo custo e de fácil instalação, devendo ainda promover uma quantidade adequada de transferência de calor, apresentar baixa resistência ao fluxo do ar e manter uma distribuição uniforme da água e do ar durante a sua operação.

Os enchimentos de torre são classificados em dois tipos, a saber: o tipo respingo e o tipo filme. O enchimento do tipo respingo é usado quase que exclusivamente em torre industrial. O enchimento do tipo filme é mais indicado para unidades compactas ou pequenas torres comerciais.

A função do enchimento de uma torre de resfriamento de água é acelerar a dissipação de calor na torre, aumentando o tempo de contato entre a água e o ar. Esta função se realiza devido o aumento da área molhada à exposição contínua da superfície da água ao ar e à formação de gotas e filmes na torre.

A Figura 4.8 mostra a imagem de uma torre de resfriamento do tipo Tiragem Induzida utilizada no sistema de resfriamento dos compressores ZH9000.

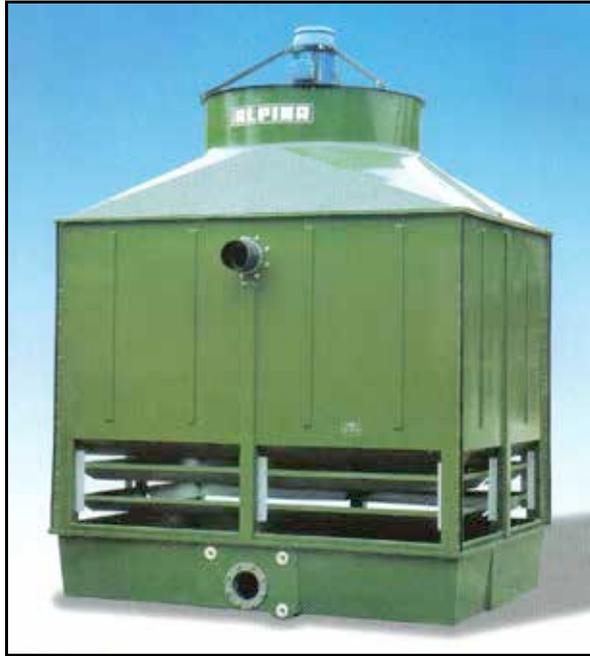


Figura 4.8 - Foto representativa da Torre de resfriamento dos ZH9000. Fonte: ABC (2010).

CAPÍTULO 5

TROCADORES DE CALOR

5.1 – CONCEITO DE TROCADOR DE CALOR

O trocador de calor é um equipamento de extrema importância para a engenharia. Ao longo dos anos foram desenvolvidos diversos tipos de trocadores de calor para muitos campos da indústria, como usinas elétricas, usinas de processamento químico, em aquecimento e condicionamento de ar. Os trocadores de calor também são comuns nas aplicações domésticas como geladeiras e ar condicionados. O trocador de calor foi projetado com o objetivo de trocar calor entre fluidos, segundo as leis da termodinâmica e, proporcionar o reaproveitamento da energia térmica presente nos fluidos quentes. (Araújo,2002)

Os compressores reduzem o volume do ar para que a pressão aumente. Como pressão e temperatura são diretamente proporcionais, o ar atinge temperaturas excessivamente elevadas. Em compressores de diversos estágios, normalmente se utilizam resfriadores intermediários (entre estágios). Dependendo da produção efetiva de ar, esses resfriadores trabalham sob a atuação do ar ou da água.

Pode-se classificar os trocadores de calor de diversas maneiras: quanto ao modo de troca de calor, quanto ao número de fluidos, tipo de construção, etc. De uma forma mais básica, duas classificações são interessantes: aquela que divide os trocadores entre aqueles que utilizam o contato direto e os de contato indireto e uma outra que os classifica em função das suas características de construção. Eles podem ser: Tubular, de Placas, de materiais altamente resistentes a Corrosão e Especiais.

5.2 – CONCEITO DE TROCADOR DE CALOR A PLACAS

Este tipo de trocador de calor consiste basicamente de um pacote de finas placas metálicas corrugadas, o qual é comprimido por parafusos de aperto em um pedestal. Entre cada par de placas são usadas gaxetas para formar canais de escoamento pelos quais os fluidos quentes e frios circulam alternadamente, trocando calor através das placas metálicas. A Figura 5.1 apresenta alguns modelos de trocadores de calor à placa.

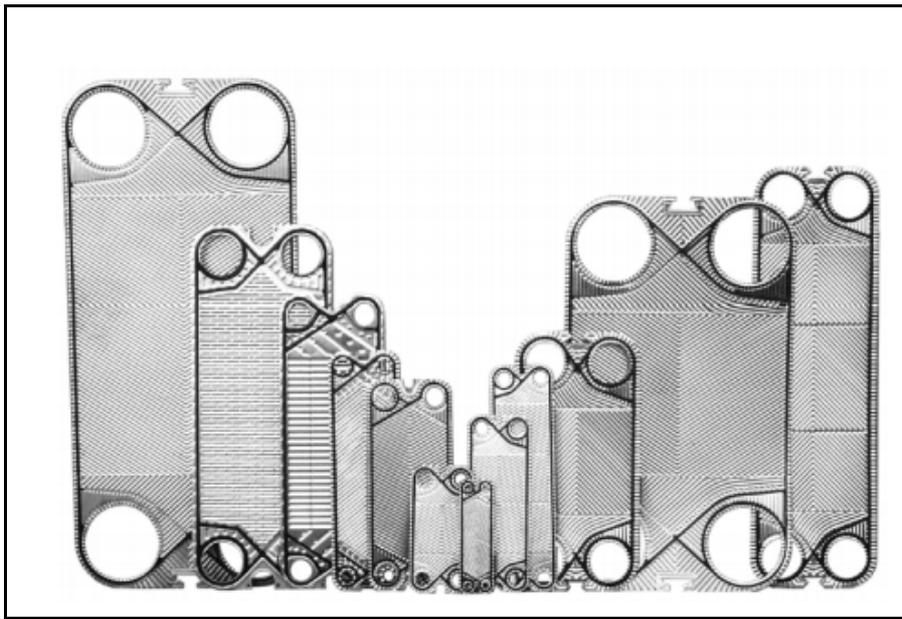


Figura 7 - Tamanho de placas de trocadores de calor. Fonte: SADIK e HONGTAN (2002).

As placas dos trocadores de calor possuem orifícios nos cantos para a passagem dos fluidos e são seladas nas extremidades por gaxetas (também chamadas de juntas) de material elastomérico. Quando as placas são alinhadas e prensadas no pedestal, forma-se entre elas uma série de canais paralelos de escoamento. A parte central da placa é corrugada (ondulada) para aumentar a turbulência do escoamento dentro destes canais e também para aumentar a resistência mecânica do pacote de placas, que pode ter de 3 a 700 placas dependendo da capacidade do pedestal (SAUNDERS, 1988; SHAH e FOCKE, 1988).

Existe uma grande variedade de tamanhos e desenhos de placas. A área de troca térmica por placa varia de 0,03 a 3,6 m² e a espessura da chapa é de cerca de 1 mm. Os tipos mais comuns de corrugações são a *chevron* (ou “espinha de peixe”) e a *washboard* (ou “tábua de lavar”). O ângulo de inclinação das ranhuras *chevron* é um parâmetro muito importante para o dimensionamento do PHE (do inglês – Plate Heat Exchanger) pois ele tem forte influência sobre os coeficientes de troca térmica e sobre a perda de carga dos fluidos (SAUNDERS, 1988; SHAH e FOCKE, 1988).

O espaço compreendido entre duas placas é um canal de escoamento, que pode ter uma espessura de 1,5 a 5 mm. O fluido entra e sai dos canais através dos orifícios

nas placas e o seu caminho por dentro do PHE é definido pelo desenho das gaxetas, pelos orifícios abertos e fechados das placas e pela localização das conexões de alimentação. A configuração do PHE define as trajetórias dos fluidos quente e frio dentro do trocador e existe um grande número de possibilidades de configuração (SAUNDERS, 1988; SHAH e FOCKE, 1988).

A distribuição do fluxo pelos canais do PHE é feita na forma de “passes”, compostos por um certo número de “passagens”. Cada vez que o fluxo muda de sentido, muda-se de passe (SAUNDERS, 1988; SHAH e FOCKE, 1988).

De forma geral, os PHEs são utilizados em operações de resfriamento, aquecimento ou de recuperação de calor entre líquidos com temperaturas inferiores a 150 °C e pressões não maiores que 1,5 MPa. Eles são extensivamente usados em processos cuja facilidade de limpeza interna e de controle da temperatura são fundamentais para a operação contínua sem grandes perdas para a produção e qualidade dos produtos, destes os principais, destacam-se laticínios, sucos e cervejas e também a indústria farmacêutica.

5.3 – DIMENSIONAMENTO DE TROCADOR DE CALOR A PLACAS

5.3.1 Balanço de energia

O balanço de energia para sistemas abertos sem reação química pode ser escrito como:

$$\Delta E = Q + W - \Delta(H + E_c + E_p) \quad (5.1)$$

Sendo E a energia total, Q o calor transferido, W o trabalho mecânico ou elétrico realizado, H a entalpia, E_c a energia cinética e E_p a energia potencial. Considerando que o equipamento de troca de calor opera em estado estacionário, no trocador de calor não há trabalho sendo realizado, a energia cinética e potencial podem ser desprezadas e não há acumulo de energia, a Eq. (5.1) se reduz, para cada corrente no trocador, a:

$$q = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (5.2)$$

Em que \dot{m} é a vazão mássica do fluido em circulação, h_1 e h_2 as entalpias por unidade de

massa dos fluxos na entrada e na saída, respectivamente. No trocador de calor, pode haver troca de calor com o ambiente, porém como a quantidade é pequena se comparada com as trocas entre o fluido, podem ser desprezadas.

Com esta suposição, o calor que um fluido cede é igual ao calor que o outro fluido recebe. Assim a equação para cada fluido que escoar no trocador de calor é representada a seguir.

Para o fluido quente, onde a vazão mássica é representada por \dot{m}_q , as temperaturas de

entrada e saída por T_{q1} e T_{q2} e as entalpias h_{q1} e h_{q2} temos:

$$q_q = \dot{m}_q \times (h_{q2} - h_{q1}) \quad (5.3)$$

Para o fluido frio, onde a vazão mássica é representada por \dot{m}_f , as temperaturas de

entrada e saída por T_{f1} e T_{f2} e as entalpias h_{f1} e h_{f2} temos:

$$q_f = \dot{m}_f \times (h_{f2} - h_{f1}) \quad (5.4)$$

Como o fluido frio recebe o calor do fluido quente temos:

$$q_f = -q_q \quad (5.5)$$

$$\dot{m}_f \times (h_{f2} - h_{f1}) = \dot{m}_q \times (h_{q2} - h_{q1}) \quad (5.6)$$

Não havendo mudança de fase em nenhum dos fluidos, apenas calor sensível será trocado e a Eq. (5.6) pode ser escrita como:

$$\dot{m}_f \times C_p \times (T_{f2} - T_{f1}) = \dot{m}_q \times C_p \times (T_{q2} - T_{q1}) \quad (5.7)$$

5.3.2 Média logarítmica das diferenças de temperatura

As temperaturas dos fluidos no interior de um trocador de calor não são, geralmente, constantes, variando de ponto a ponto à medida que os fluidos, quente e

frio, trocam calor. As Figuras 5.2 e 5.3, ilustram como pode ocorrer a variação de temperatura no interior de um trocador de calor simples.

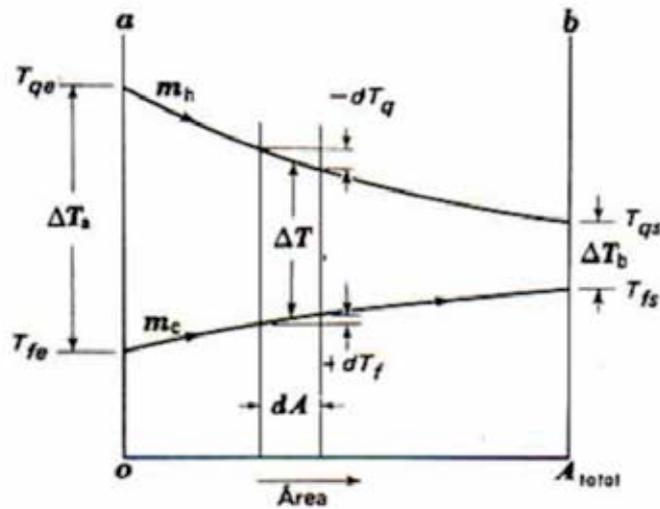


Figura 5.2 – Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes paralelas.
 Fonte: INCROPERA (2008).

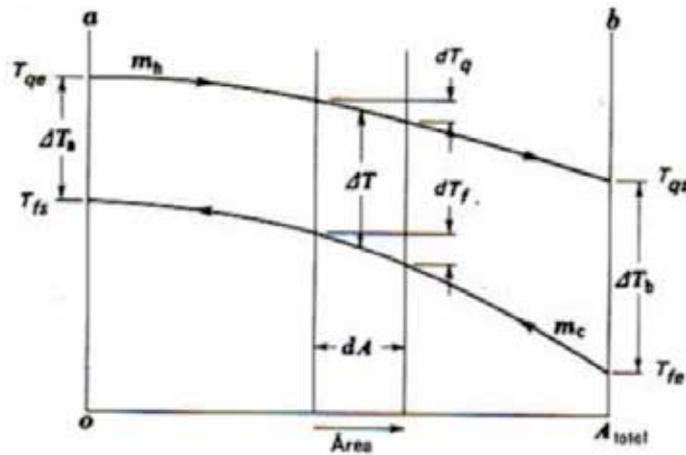


Figura 5.3 – Distribuição de temperatura num trocador de calor de correntes contrárias.
 Fonte: INCROPERA (2008).

O balanço de energia, no estado estacionário, para uma seção diferencial do trocador de calor pode ser representada pela equação, abaixo:

$$dq = U\Delta_t dA \tag{5.8}$$

Logo, para determinar a quantidade de calor transferido do fluido quente para o fluido frio por unidade de tempo, a equação acima deve ser integrada sobre a área de transferência de calor A ao longo do comprimento do trocador de calor.

Considerando o coeficiente global de transferência de calor U constante, desprezando as variações de energia cinética e a troca de calor com o ambiente, a equação acima poderá ser integrada para os casos de correntes paralelas e contracorrente, obtendo-se:

$$dq = -\dot{m}_f \times C_p \times dT_f = \dot{m}_q \times C_p \times dT_q = UdA(T_q - T_f) \quad (5.9)$$

Considerando,

$$C_q = \dot{m}_q \times C_p = \text{Capacidade térmica do fluido quente}$$

$$C_f = \dot{m}_f \times C_p = \text{Capacidade térmica do fluido frio}$$

Obtém-se:

$$T_{q2} = T_{q1} - \frac{C_f}{C_q} \times (T_{f2} + T_{f1})$$

$$T_{q2} - T_{f2} = -\left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \times T_{f2} + \frac{C_f}{C_q} \times T_{f1} + T_{q1}$$

$$\frac{dT_{f2}}{-\left[1 + \left(\frac{C_f}{C_q}\right)\right] \times T_{f2} + \left(\frac{C_f}{C_q}\right) \times T_{f1} + T_{q1}} = \frac{UdA}{C_f}$$

$$\ln \left[\frac{\left(1 + \frac{C_f}{C_q}\right) \times (T_{f1} - T_{f2}) + T_{q1} - T_{f1}}{T_{q1} - T_{f1}} \right] = -\left(\frac{1}{C_f} + \frac{1}{C_q}\right) \times U \times A$$

Como:

$$\frac{C_f}{C_{qf}} = -\frac{(T_{q2} - T_{q1})}{T_{f2} - T_{f1}}$$

Obtém-se a equação:

$$\ln\left(\frac{T_{q2} - T_{f2}}{T_{q1} - T_{f1}}\right) = \left[(T_{q2} - T_{f2}) - (T_{q1} - T_{f1}) \right] \times \frac{U \times A}{q}$$

Pois,

$$q = C_f \times (T_{f2} - T_{f1}) = C_q \times (T_{q1} - T_{q2})$$

Fazendo $T_q - T_f = \Delta T$, a equação pode ser reescrita como:

$$q = U \times A \times \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (5.10)$$

Onde os índices a e b se referem às extremidades do trocador de calor.

Então, as médias logarítmicas da diferença de temperaturas para trocadores de calor com escoamento paralelo e escoamento em contra corrente são calculadas pela Eq. (5.11):

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (5.11)$$

5.3.3 Coeficiente global de transferência de calor

Uma das etapas mais importantes para a escolha ou análise de um trocador de calor é a determinação do coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente é definido em função da resistência térmica total à transferência de calor entre dois fluidos.

O coeficiente é determinado levando em consideração as resistências condutiva e convectiva entre fluidos separados por paredes planas.

Por exemplo, em casos de paredes planas, demonstrada na figura 5.4, temos:

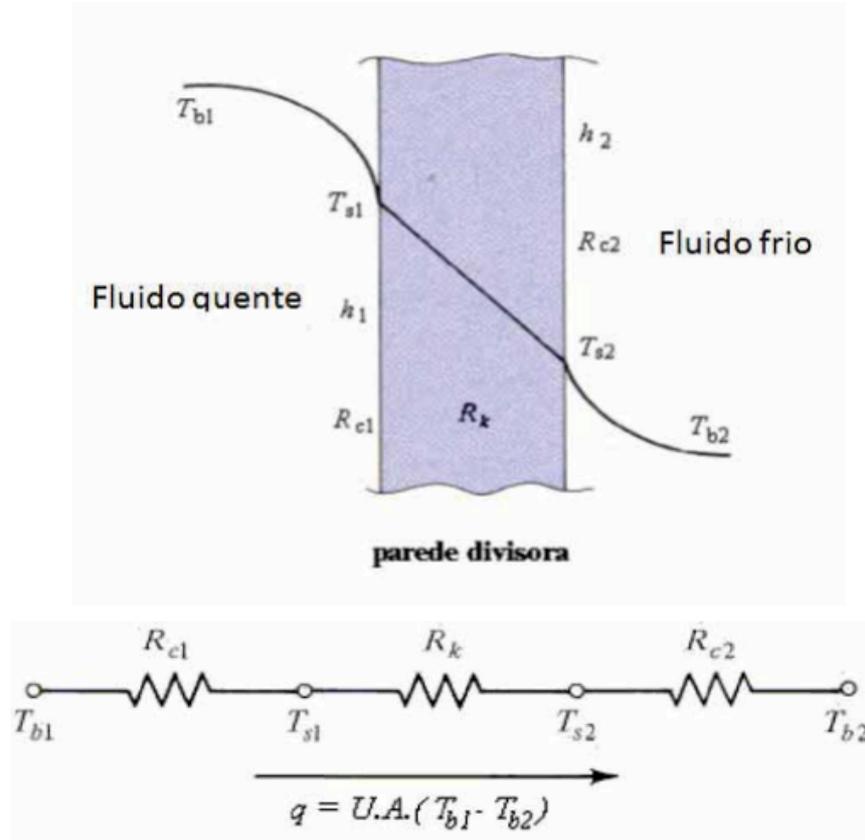


Figura 5.4 – Parede plana. Fonte: INCROPERA (2008).

Então, para este circuito, temos:

$$q = U \times A \times (T_{b1} - T_{b2}) \quad (5.12)$$

Onde T_b indica a temperatura média de mistura de cada um dos fluidos.

Para casos de paredes cilíndricas, demonstrada na Figura 5.5, temos:

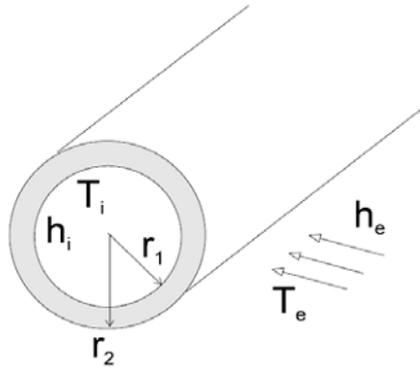


Figura 5.5 – Parede cilíndrica. Fonte: INCROPERA (2008).

$$q = \frac{(\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i \times A_i} + R_{cond} + \frac{1}{h_e \times A_e}} \quad (5.13)$$

Sendo:

$(\Delta T)_{total}$ = diferença de temperatura entre os fluidos

h_i, h_e = coeficientes de película dos fluidos interno e externo

A_i, A_e = áreas superficiais interna e externa dos tubos

R_{cond} = resistência térmica a convecção nos tubos

Considerando desprezível a resistência térmica a convecção na parede dos tubos de um trocador de calor (tubos de paredes fina de metal), a equação 5.14 pode ser reescrita com segue:

$$q = \frac{A_e \times (\Delta T)_{total}}{\frac{A_e}{h_i \times A_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (5.14)$$

Como o objetivo do trocador de calor é facilitar a troca térmica, os tubos metálicos usados são de parede fina. ($r_i \approx r_e$). Logo, as áreas das superfícies interna e externa dos tubos são aproximadamente iguais, o seja, $A_i = A_e$. Assim, temos:

$$q = \frac{A_e \times (\Delta T)_{total}}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad (5.15)$$

O coeficiente global de transferência de calor é definido como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad .. \quad (5.16)$$

Alguns valores do coeficiente global de transferência de calor U podem ser encontrados na literatura para uma estimativa preliminar da área do trocador de calor, como o apresentado por KAKAÇ (2002) na Tabela 5.1:

Tabela 5.1 - Coeficientes globais de troca de calor para análises preliminar.

Fluidos	U [W/(m ² .K)]
Água - água	1300-1500
Amônia - água	1000-2500
Gases - água	10-250
Água - ar comprimido	50-170
Água - óleo lubrificante	110-340
Vapor - água	2200-3500
Vapor - amônia	1000-3400
Água para condensar amônia	850-1500
Água para ebulição de Freon-12	280-1000
Vapor - gases	25-240
Petróleo bruto - gasóleo	130-320
Trocador de calor de placas: água - água	3000-4000
Evaporador: vapor/água	1500-6000
Evaporador: vapor/outros fluidos	300-2000
Evaporador de refrigeração	300-1000
Condensador: vapor/água	1000-4000
Condensador: vapor/outros fluidos	300-1000
Caldeira à gás	10-50

5.3.4 Dimensões da placa chevron do trocador de calor

Na Figura 5.6 estão demonstradas as dimensões principais para a construção de uma placa chevron.

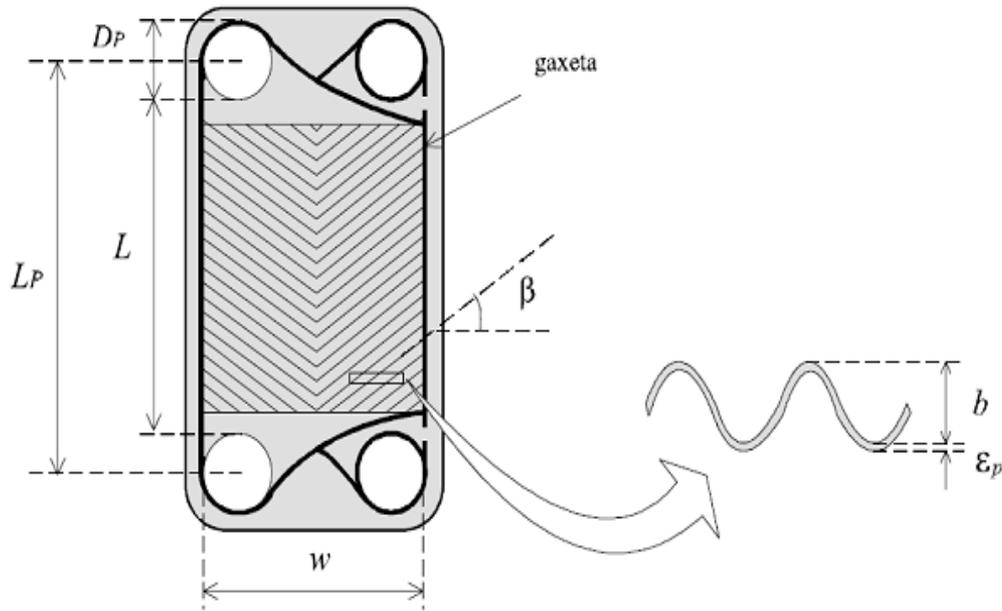


Figura 5.6 – Principais dimensões de uma placa Chevron. Fonte: GUT (2003).

Sendo:

L é o comprimento efetivo para troca térmica (medido entre as bordas dos orifícios);

L_p é o comprimento efetivo de escoamento (medido entre os centros dos orifícios);

w é a largura efetiva do canal (medida entre as gaxetas);

D_p é o diâmetro do orifício;

β é o ângulo de inclinação das ranhuras chevron;

b é a profundidade de corrugação;

ϵ_p é a espessura da placa.

5.3.5 Fator de alargamento da placa

A área projetada de troca térmica de uma placa é calculada pelo produto de $w \times L$.

Porém, devido ao efeito das ranhuras, a área real da placa, A_p , é maior que a área projetada.

Esta diferença é quantificada pelo fator de alargamento, ϕ , que é obtido da relação entre o comprimento desenvolvido e o comprimento projetado da placa, conforme a equação.

$$\phi = \frac{L_{desenvolvido}}{L_{projetado}} = \frac{A_p}{w \times L} \quad (5.17)$$

O valor de ϕ normalmente é fornecido pelo fabricante da placa, mas muitos fabricantes apresentam apenas o valor de A_p .

5.3.6- Número total de placas

Um trocador de calor de placas pode ser visto, essencialmente, como um pacote de N_p , placas corrugadas, separadas por gaxetas, figura (GUT, 2003).

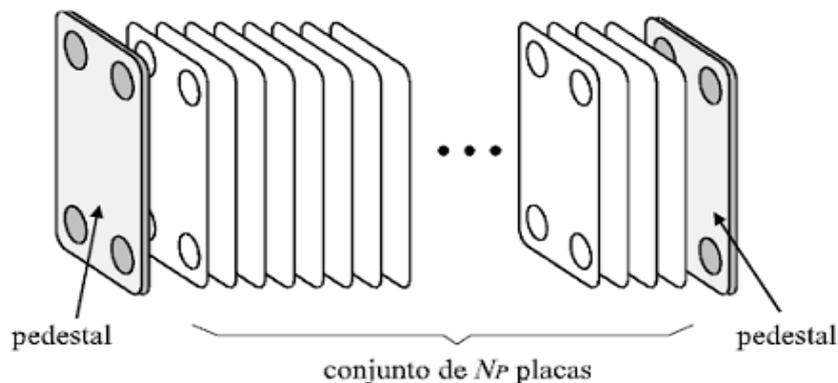


Figura 5.7 – Representação do pacote de placas de um trocador de calor. Fonte: GUT (2003).

As duas extremidades de placas do pacote não trocam calor, por este motivo, apenas as placas internas são consideradas no cálculo da área de transferência de calor, cujo número é $N_p - 2$. Sendo assim, pode-se calcular o número de placas de um trocador de calor como segue:

$$N_p = \frac{A_t}{A_p} + 2 \quad (5.18)$$

Onde N_p é o número total de placas, A_t é a área total de transferência de calor necessária e A_p é a área de transferência de calor por placa.

5.3.7 Número de canais

As placas formam entre si, canais por onde os fluidos quentes e frio escoam. O fluxo de cada fluido forma um escoamento alternado entre os canais, como pode ser visto na Figura 5.8.

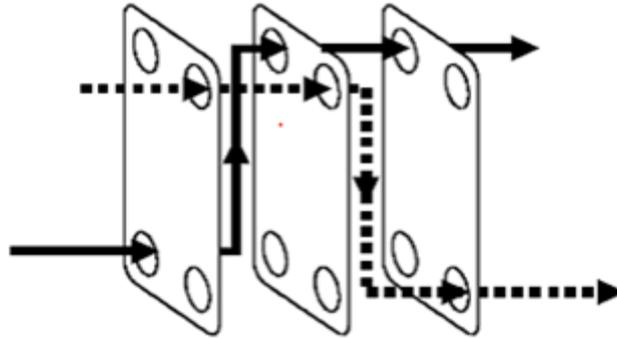


Figura 5.8 – Escoamento alternado nos canais. Fonte: GUT (2003).

O número de canais de escoamento pode ser calculado pela equação:

$$N_C = N_P - 1 \quad (5.19)$$

5.3.8 Diâmetro equivalente do canal

Considera-se o diâmetro equivalente do canal como sendo o seu diâmetro hidráulico, definido como o quádruplo da razão entre a área de escoamento, A_e , e o perímetro molhado, P_w (GUT, 2003), conforme a equação. Para o caso de dutos circulares, o diâmetro hidráulico se reduz ao diâmetro da tubulação.

$$D_e = \frac{4 \times A_e}{P_w} = \frac{4 \times (b \times w)}{2 \times (b + w \times \phi)} \cong \frac{2 \times b}{\phi} \quad (5.20)$$

CAPÍTULO 6

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

6.1 – DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

O compressor de ar é projetado para operar com temperatura máxima de 35°C na saída de ar do último estágio de compressão, mas, quando em carga máxima, verificavam-se temperaturas em torno de 40°. Tais dados apontavam para uma deficiência no sistema de resfriamento, cuja causa foi inicialmente, à presença de particulados na água de resfriamento, que provocam a obstrução de filtros da linha de água de resfriamento, e, conseqüentemente uma perda de carga que provoca redução da vazão a valores abaixo do previsto em projeto.

Além da perda de carga nos filtros, a presença de particulados na água, causa incrustação nos tubos dos trocadores de calor, reduzindo a eficiência na troca térmica do ar com a água e provocando aumento de temperatura no ar comprimido nos estágios de compressão. O aumento da temperatura do ar comprimido acarreta em maior resistência do ar no processo de compressão, fazendo com que o motor de acionamento trabalhe mais forçadamente para realizar a rotação dos *impellers*, elevando a corrente elétrica e conseqüentemente seu consumo de energia.

O sistema de resfriamento atual, no qual se utiliza água industrial é ilustrado na Figura 6.1.

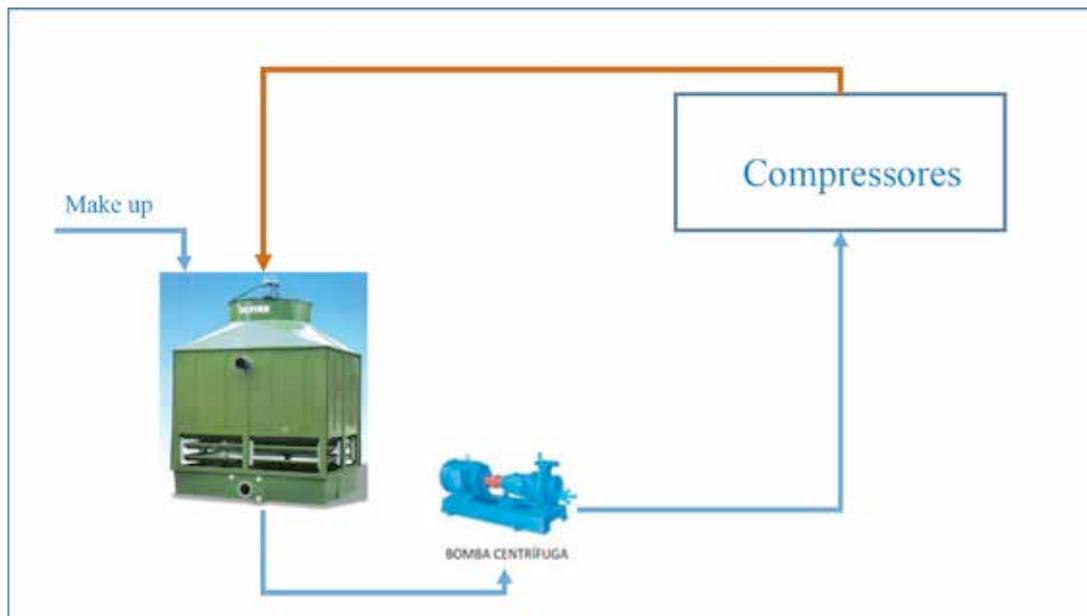


Figura 6.1 – Circuito existente para resfriamento dos compressores.

Para retornar à condição ideal do sistema de resfriamento, é necessária a limpeza dos tubos internos dos trocadores de calor que refrigeram o ar comprimido nos três estágios de compressão, a fim de remover toda incrustação proveniente das partículas que contaminam a água da torre de resfriamento. Esta incrustação, quando muito acentuada, requer, para cada compressor, uma jornada de trabalho de 2 dias utilizando 2 técnicos mecânicos para removerem todo o conteúdo sólido presente no interior dos resfriadores dos compressores. Esta limpeza onera o custo de manutenção dos equipamentos pelo motivo de utilização de mão de obra e da substituição dos anéis de vedação dos resfriadores, de forma reiterativa e precoce.

A falta ou atraso na limpeza acarreta em parada automática do equipamento pelo intertravamento dos sensores transdutores de temperatura com o motor elétrico de acionamento.

Para melhorar a condição de operação dos compressores foi proposta a instalação de trocadores de calor a placas, PHEs, no sistema de resfriamento, intermediando o circuito entre a planta de compressores e a torre de resfriamento (Figura 6.2). A principal vantagem que levou a propor a instalação dos PHEs foi a busca por um equipamento simples e rápido de se efetuar a limpeza, sem a necessidade de parada do circuito.

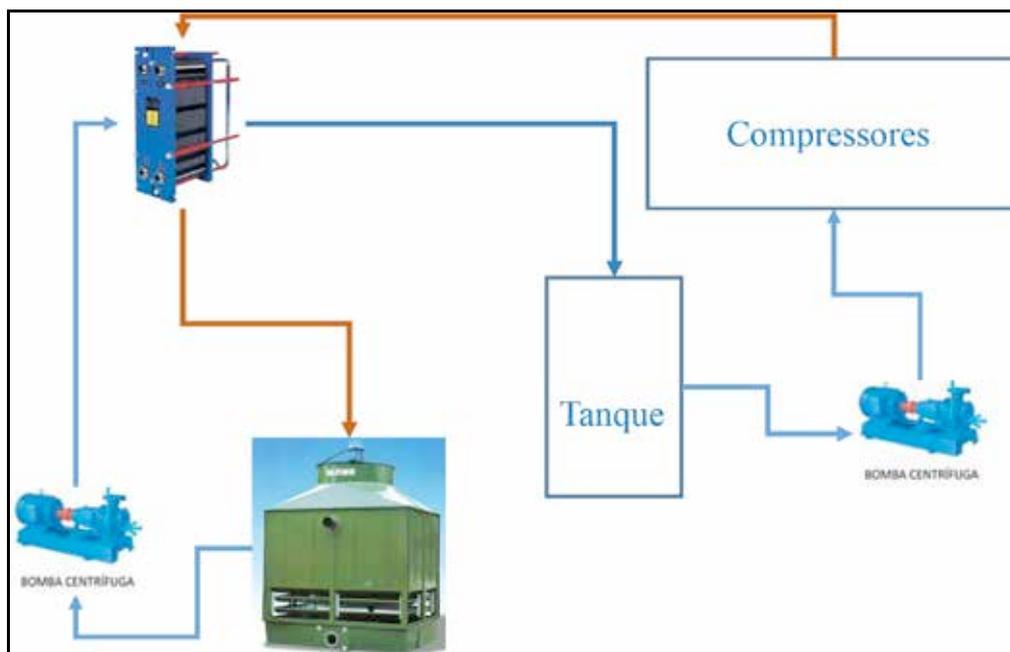


Figura 6.2 – Proposta de instalação de PHE no circuito de resfriamento dos compressores.

Para propor a melhoria, foram coletados dados dos fluidos quente e frio do sistema de resfriamento para a especificação de trocador de calor a placas a ser instalado na interface entre a torre de resfriamento e a planta de compressores.

O trocador de calor deve resfriar a água desmineralizada que sai dos compressores temperatura de 40 °C até a temperatura de 30°C. Esta água após resfriada é armazenada em um tanque e por meio de um sistema de bombeamento retorna aos compressores. Como fonte fria utiliza-se a água industrial de uma estação de tratamento de água que entra no trocador de calor a 30 °C e deve sair a 39 °C, retornando para a torre de resfriamento.

Admitindo o sistema existente, considera-se a vazão das bombas existentes suficiente para o bom funcionamento do processo de resfriamento dos compressores, com vazão volumétrica de água de resfriamento 400 m³/h.

6.2 – PROPRIEDADES DO SISTEMA

As propriedades termofísicas dos fluidos foram obtidas baseadas na média entre as temperaturas de entrada e saída dos mesmos.

Propriedades do Fluido quente:

- Água desmineralizada;
- Temperatura de entrada $T_{q1} = 40^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura de saída $T_{q2} = 32^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura média $T_q \text{ média} = 36^{\circ}\text{C}$;
- Calor específico $C_{pq} = 4178 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = 997 \text{ cal}/\text{kg}\cdot\text{k}$
- Densidade $\rho = 992 \text{ kg}/\text{m}^3$;
- Viscosidade cinemática $\mu = 0,000657 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$
- Condutividade térmica $K = 0,6316 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;
- Prandtl $Pr = 4,344$;

Para o fluido frio, é necessário definir a temperatura de saída. Do balanço de energia, Eq. (5.5), tem-se:

$$q_f = -q_q$$

$$m_f \times C_P \times (T_{f2} - T_{f1}) = m_q \times C_P \times (T_{q2} - T_{q1})$$

$$119,4 \times 1000 \times (T_{fs} - 29) = 111,11 \times 1000 \times (40 - 32)$$

$$T_{fs} = 36,44^{\circ}\text{C}$$

Logo, as propriedades do fluido lado frio são:

- Água industrial;
- Temperatura de entrada $T_{f1} = 29^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura de saída $T_{f2} = 36,44^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura média $T_{mf} = 33,5^{\circ}\text{C}$;
- Calor específico $C_{pf} = 4178 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$;
- Densidade $\rho = 995 \text{ kg}/\text{m}^3$;
- Viscosidade cinemática $\mu = 0,000769 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}$
- Condutividade térmica $K = 0,62 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$;
- Prandtl $Pr = 5,2$;

6.2.1 Estimativa preliminar e especificação do trocador de calor

Baseado na nas equações encontradas na literatura para dimensionamento de trocadores de calor, pode-se dimensionar um trocador de calor para o sistema em questão. Esse dimensionamento se baseou na Tabela 6.1. O trocador a placas foi proposto para a melhoria do sistema, em função da facilidade de limpeza periódica, visto que a limpeza do circuito aberto será necessária.

Tabela 6.1 - Dados do sistema de resfriamento.

Aplicação: Dimensionamento de Trocador de Calor a Placas			
PERFORMANCE	LADO QUENTE		LADO FRIO
Fluidos	Água Tratada		Água Tratada
Vazão Total	400 m ³ /h		430 m ³ /h
Calor Específico	1,0	kcal/(kg.°C)	1,0 kcal/(kg.°C)
Densidade	1,0	kg/m ³	1,0 kg/m ³
Cond Térmica	kcal/(h.m.°C)		kcal/(h.m.°C)
Temperatura Entrada	40	°C	29 °C
Temperatura Saída	30	°C	°C
Perda de Carga	1,0	bar	1,0 bar
Pressão de Entrada	3,0	bar(g)	3,7 bar(g)
CONSTRUÇÃO			
Pressão de Projeto:	3,7 bar		

Para iniciarmos o dimensionamento do trocador de calor tipo placa para a aplicação em questão, faremos inicialmente a estimativa preliminar da área de troca de calor necessária, para que seja possível determinar o modelo do trocador a ser utilizado.

Para a estimativa da área, utilizaremos a Eq. (5.8):

$$dq = U\Delta_t dA$$

Utilizando a Eq. (5.5), do balanço de energia, temos que a quantidade de calor cedida pelo fluido quente é igual à quantidade de calor absorvida pelo fluido frio, logo:

$$q=111,11 \times 4178 \times (40-32) = 3.713.740,64 \text{ W}$$

Utilizando a equação (12) tem-se:

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}, \quad \text{onde:} \quad \Delta T_a = T_{qe} - T_{fe} ;$$

$$\Delta T_b = T_{qs} - T_{fs}$$

$$MLDT_{\text{contrário}} = 3,47$$

$$MLDT_{\text{paralelo}} = 6,91$$

6.3 –DIMENSIONAMENTO DE UM TROCADOR DE CALOR DE PLACAS COM FLUIDOS EM CONTRA CORRENTE

6.3.1 Estimativa preliminar da área de troca de calor

Para iniciarmos o dimensionamento do trocador de calor tipo placa para a aplicação em questão, faremos inicialmente a estimativa preliminar da área de troca de calor necessária.

Para que assim seja possível determinar o modelo de trocador de calor a ser utilizado. Para a estimativa da área, usaremos a equação (6.1):

$$q = U \times A \times MLDT \quad (6.1)$$

Sendo,

q = taxa de transferência de calor ou calor cedido pela água;

U = coeficiente global de transferência de calor;

A = área total de troca térmica;

MLDT = média logarítmica das diferenças de temperaturas.

Ou seja,

$$q = U \times A \times \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)} \quad (6.2)$$

Onde, a taxa total de transferência de calor “q” para as condições do projeto já foi demonstrada pela equação:

$$q = \dot{m}_q \times C_p \times \Delta T \quad (6.3)$$

Logo, $q = 111,11 \times 4178 \times (40 - 32) = 3.713.740,64 \text{ W}$

Cálculo da MLDT para fluidos de contracorrente:

$$MLDT = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

$$\Delta T_a = 40 - 36,44 = 3,56^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_b = 32 - 29 = 3^\circ\text{C}$$

$$\text{Logo, } 3,56 - 3 / \ln(3,56/3) = 3,27$$

O coeficiente global de transferência de calor, U, não pode ainda ser determinado, logo, este deverá ser estimado com base em coeficientes globais de transferência de calor típicos deste tipo de trocador de calor, apresentado na Tabela 5.1.

Com base nesta tabela, o coeficiente global de transferência de calor escolhida para primeira estimativa da área é:

$$U = 3000 \text{ W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (6.3)$$

Com estes valores, a estimativa inicial da área de troca de calor para o trocador de calor de placas, operando em contracorrente será:

$$A = \frac{q}{U \times MLDT} = 284 \text{ m}^2 \quad (6.4)$$

Cálculo do número total de placas, conforme equação:

$$N_p = \frac{A_T}{A_p} + 2 \quad (6.5)$$

Onde A_p é área de troca térmica por placa, tabelado pelo fabricante. (1,84 por placa).

Logo,
$$N_p = \frac{A_t}{A_p} + 2 = 153 \text{ placas}$$

CAPÍTULO 7

RESULTADOS E DISCUSSÃO

7.1 – RESULTADOS

Os dados de pressão e temperatura foram obtidos através da leitura visual nos instrumentos de medição instrumentação dos equipamentos, no caso, manômetros e termômetros. Na grande maioria dos casos, os dados puderam ser obtidos diretamente do painel da sala de controle, com exceção dos dados de vazão, que foram obtidos em campo, diretamente da leitura do *display* do medidor portátil de vazão. Os dados de vazão foram obtidos considerando a vazão nominal do sistema de bombeamento.

Com base nos dados de vazão, temperaturas de entrada e saída dos fluidos quente e frio, e no valor calculado do número de placas necessário para a troca de calor requerida para cada sistema de resfriamento, foi possível selecionar um trocador existente no mercado, que atenda à quantidade de calor a ser retirada da água, a fim de retornar para o processo em parâmetros satisfatórios para a renovação do circuito de resfriamento. As Figuras 7.1 e 7.2 mostram, respectivamente, as informações comerciais e técnicas para aquisição dos equipamentos selecionados.

388731-R00 2015					
✓ <u>ESCOPO DE FORNECIMENTO:</u>					
Item	Descrição	Especificação técnica (FD)	Qtde	Preço Unit. (R\$)	Sub-Total (R\$)
01	GXD-100-L-5-NP-153	#1093478	01	85.000,00	85.000,00
				Total R\$	85.000,00

Figura 7.1 – Detalhe da proposta comercial para aquisição do trocador de calor selecionado. Fonte: TRANTER (2015).

Customer: Hydro Alunorte Wildemar Freire Email: wildemar.freire@hydro.com Cust. Reference: Análise Energética do Sist.de Resfriamento de Compressores Centrífugos Model: GXD-100-L-5-NP-153	Date: 11/12/2015 Proposal No.: 388731-R00 Run No.: 1093478 Item No.: 1 Technician: ENM Units Required: 1					
	<i>Hot Side</i>	<i>Cold Side</i>				
Fluid Name	Water	Water				
OPERATING DATA	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>		
Total Liquid flow	m ³ /h	400,00	400,00	430,00	430,00	m ³ /h
Operating Temperature	°C	40,00	32,00	29,00	36,43	°C
Pressure drop (allowed / calc.)	bar	1,00 / 0,99		1,00 / 1,00		bar
Total Heat Exchanged	kcal/h			3.174.289		
FLUID PROPERTIES		<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	
Specific Gravity	-	1,00	1,00	1,00	1,00	
Specific Heat	kcal/(kg·°C)	1,00	1,00	1,00	1,00	
Thermal Conductivity	kcal/(h·m·°C)	0,54	0,53	0,53	0,54	
Viscosity (avg.)	cP	0,65	0,76	0,81	0,70	
CONNECTIONS						
Position		S1	S3	S2	S4	
Type		STUDDED	STUDDED	STUDDED	STUDDED	
Size		8"	8"	8"	8"	
Rating		ANSI 16.5 150#	ANSI 16.5 150#	ANSI 16.5 150#	ANSI 16.5 150#	
Material		316L SS	316L SS	316L SS	316L SS	

Figura 7.2 – Proposta técnica apresentada pelo fabricante de trocadores de calor. Fonte: TRANTER (2015).

Com base na pesquisa de mercado realizada, foi proposto um novo layout do circuito de resfriamento, usando trocadores de calor à placas em stand by, para que sejam possíveis limpezas periódicas dos trocadores de calor, sem que haja necessidade de parada dos compressores.

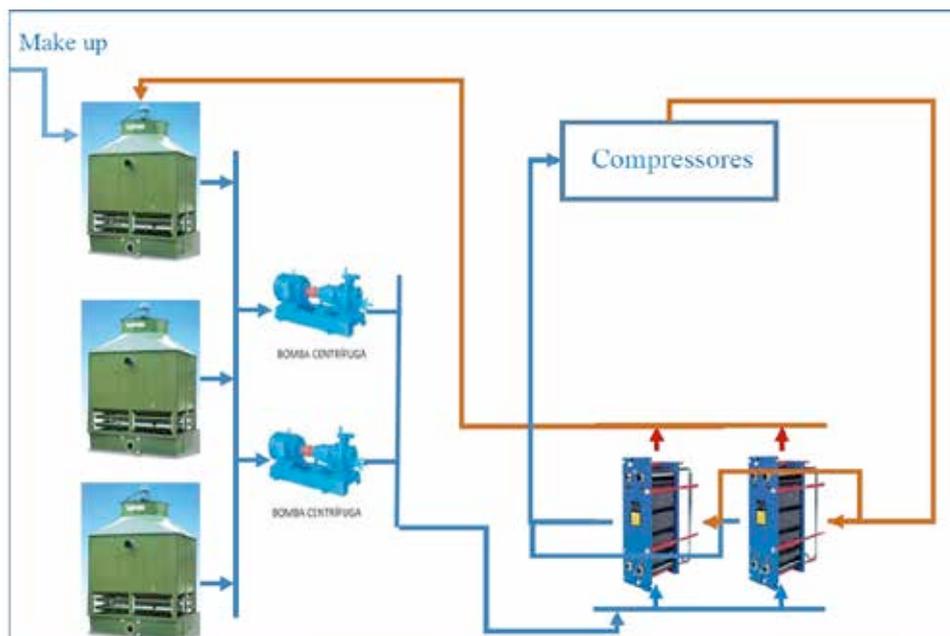


Figura 7.3 – Proposta para fluxograma da linha de água dos equipamentos.

7.2– DISCUSSÃO DE RESULTADOS

Conforme foi mencionado anteriormente, o principal requisito que se deve atender, refere-se aos problemas de refrigeração dos compressores de ar, que apresentam altas temperaturas e alto consumo de energia. Além deste requisito básico, o circuito de resfriamento deve atender de tal forma que possibilite a limpeza sem intervenção ou parada nos compressores, garantindo assim a disponibilidade física dos mesmos.

As temperaturas da água de entrada no compressor de ar variam de acordo com o acúmulo de sólidos no filtro da linha, e os valores variam entre 302,15 K (29°C) e 303,15 K (30°C). As temperaturas da água de resfriamento na saída do compressor de ar podem variar a partir da faixa inicial de 313,15 K (40°C).

Analisando o circuito como um todo, na planta de compressores modelos ZH9000, temos 3 circuitos independentes de resfriamento por meio de água industrial.

Objetivando manter a disposição física desses sistemas, foi analisado cada sistema, levando em consideração a vazão nominal das bombas como fluido frio e a vazão de retorno de água dos compressores como fluido quente.

A melhoria proposta, foi evidenciada em proposta técnica do fabricante de trocadores de calor, demonstrando que a alternativa de troca térmica por intermédio de trocador à placas é eficiente e após instalação da bateria de trocadores o sistema poderá operar ininterruptamente no que tange a problemas de saturação do circuito de água de resfriamento.

Com a incrustação crônica dos tubos dos trocadores de calor, a perda de carga no circuito interno de resfriamento dos compressores aumenta gradativamente, causando redução da vazão de água de resfriamento e conseqüentemente redução da troca térmica do ar comprimido com a água.

Sabe-se que o aumento da temperatura do ar comprimido impacta diretamente no consumo de energia do motor elétrico dos compressores.

Realizando uma projeção anual dos custos com a alteração deste consumo de energia da planta de compressores, observa-se uma oportunidade de economia anual da ordem de R\$600 mil, como mostrado no gráfico da Figura 7.4.

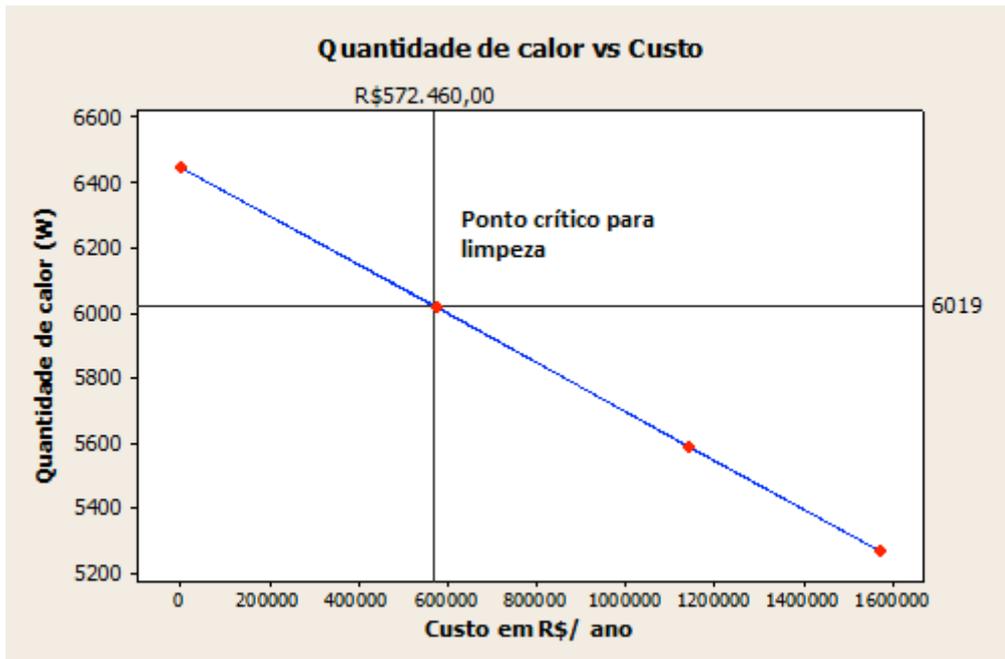


Figura 7.4 - Oportunidade de economia de energia (W) versus valores em Reais. Valores em R\$ considerando valor contratual de 0,156 R\$/kWh da energia elétrica fornecido pela Eletronorte à refinaria. Fonte: FREIRE (2013).

Além do consumo de energia, o problema de aquecimento dos compressores causa impactos também significativos nos custos de manutenção com os equipamentos. Além da apropriação de mão de obra para a limpeza dos resfriadores, observa-se desgaste prematuro dos anéis de vedação dos resfriadores, quando aberto por várias vezes para a desincrustação dos tubos dos resfriadores.

Os anéis de vedação dos resfriadores de óleo e resfriadores de ar são fornecidos em kits montados pelo fabricante para cada modelo de máquina. No caso do ZH9000, o kit contém 10 anéis de vedação, tem um custo de R\$25 mil, e deve ser substituído uma vez a cada ano, nas preventivas de 8000 horas (plano anual). Na planta analisada, em função da incrustação nos resfriadores, os compressores apresentaram desgaste prematuro dos anéis de vedação, tornando necessária sua substituição de duas ou mais vezes em um ano.

A Figura 7.5 mostra a dimensão do serviço de limpeza e estado dos resfriadores de ar no momento da manutenção periódica, preventiva B, quando há necessidade de desmontagem dos dutos de entrada e saída de água de resfriamento para a abertura e varetamento dos tubos dos resfriadores.



Figura 7.5- Atividade manutenção preventiva para limpeza de resfriadores do ZH9000.

A Tabela 7.1 mostra o custo anual com manutenção de um ZH9000.

Tabela 7.1- Custos Programados de um ZH 9000.

	Manutenção Trimestral		Manutenção Anual		Manutenção Bial	
	Peças	Mão de Obra	Peças	Mão de Obra	Peças	Mão de Obra
ZH9000	Preventiva A R\$ 11.915,33	R\$ 2.000,00	Preventiva B (R\$ 14.175,53	R\$ 8.000,00	Preventiva C R\$ 72.990,87	R\$ 16.000,00

Com a intervenção de manutenção para desmontagem de resfriadores para a limpeza, os gastos com manutenção do compressor ZH9000, são acrescidos conforme Tabela 7.2.

Tabela 7.2 - Custos não Programados de um ZH 9000.

	Manutenção Trimestral		Manutenção Anual		Manutenção Bial	
	Peças	Mão de Obra	Peças	Mão de Obra	Peças	Mão de Obra
ZH9000	Preventiva A R\$ 11.915,33	R\$ 2.000,00	Preventiva B (R\$ 14.175,53	R\$ 8.000,00	Preventiva C R\$ 72.990,87	R\$ 16.000,00
ZH9000	-	R\$4.800,00	Kit's de anéis R\$25.000,00	-	-	-

A Tabela 7.3 explicita os valores estimados de economia com manutenção baseado nos custos da manutenção de processo (limpeza dos resfriadores).

Tabela 7.3 - Cálculos de custos e oportunidade de economia com manutenção.

Custo Anual por compressor com o plano de limpeza e substituição de kits de vedação	R\$ 50.000,00
Economia anual com limpeza de compressores por sistema (3 compressores)	R\$ 150.000,00
Custo de aquisição do trocador de calor dimensionado	R\$85.000,00
Custo de 2 trocadores de Calor (considerando 1 em stand by)	R\$170.000,00
Economia de energia anual utilizando circuito limpo (Freire, Wildemar, TCC Especialização em Processos Industriais, 2013)	R\$ 600.000,00
Custo para Implantação da Melhoria (Materiais e Serviços)	R\$ 400.000,00
Payback (trocadores de calor)	10 meses

Os custos com a implantação do sistema de PHE podem variar de acordo com as premissas de projeto, como localização dos trocadores de calor, instrumentação necessária, circuitos de by pass, etc. Entretanto, com base em projetos similares, instalados na mesma planta industrial, foi possível estimar o custo geral com materiais e serviços.

Com isso foi calculado um payback de investimento de aproximadamente **10 meses** com a redução no desperdício gerado pelo baixo rendimento da troca térmica.

CAPÍTULO 8

CONCLUSÃO

8.1 - CONCLUSÕES

Neste estudo, foi analisado o sistema de resfriamento de uma planta de 11 compressores de modelos Atlas Copco ZH 9000. O aumento da temperatura do ar comprimido, especialmente no terceiro estágio, havia motivado a solicitação de uma análise do sistema de refrigeração. A solução proposta mostrou que é possível reduzir custos utilizando trocadores de calor a placas como forma de isolar o circuito de fluido quente, eliminando possíveis contaminações e conseqüentemente a necessidade de limpeza periódica dos resfriadores dos compressores centrífugos, eliminando também os gastos com kits de vedação e mão de obra terceirizada.

Conclui-se que a aplicação de trocadores de calor a placas na planta de compressores ZH9000 da Hydro Alunorte, pode contribuir para a utilização de água de resfriamento para os compressores nas condições especificada pelo fabricante e conseqüentemente para o mantimento da temperatura de trabalho dos compressores dentro de uma faixa constante, reduzindo a quantidade de intervenções nas máquinas. A utilização de água limpa em circuito fechado promove ganhos na eficiência dos equipamentos, reduz os custos com manutenção e aumenta o tempo entre falhas. A solução definitiva recomendada para manter as condições ideais de temperatura e vazão da água de resfriamento seria implementar um sistema único de bateria de trocadores de calor a placas, de modo a realizar o revezamento destes trocadores, efetuando limpeza periódica nas placas do trocador de calor em *stand by*, contribuindo para a total disponibilidade física dos equipamentos.

Outra observação não menos importante, é o fato de, com a melhoria proposta, ter-se a garantia de que os particulados provenientes do meio externo não saturam a água em contato com os compressores e, bem como os filtros da linha de água de resfriamento, reduzindo as possíveis perdas de carga, mantendo vazão e troca térmica em módulos constantes, e evitando a substituição prematura dos anéis de vedação por meio de intervenções para limpeza.

A planta industrial abastecida pelos compressores em questão possui outros processos de compressão de ar que trabalham em condições semelhantes. Pretende-se, posteriormente, fazer uma análise desses processos para identificar outros casos em que um melhor aproveitamento de energia pode ser alcançado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABAL – Associação Brasileira do Alumínio, www.abal.org.br, acesso em 02/05/2015.
- ARAÚJO, E. C. Trocadores de Calor – Série Apontamentos. EdUFSCar; 2002.
- ATLAS COPCO, ZH 9000 3-stage, Manual de instruções, São Paulo, 2005.
- BENNETT, C.O. AND MYERS, J.E.; Fenômenos de Transporte de Quantidade de Movimento Calor e Massa, Edit. McGraw - Hill do Brasil Ltda., 1978.
- CONSTANTINO, V.R.L., ARAKI, K., SILVA, D.O., OLIVEIRA, W. Preparação de compostos de alumínio a partir da bauxita: considerações sobre alguns aspectos envolvidos em um experimento didático. Quim. Nova, Vol. 25 (3), 490-498, 2002.
- CORTINOVIS, Giorgia Francine, EPUSP, 2010. Funcionamento de uma Torre de Resfriamento de Água.
- COSTA ARAÚJO, E. C. Trocadores de Calor – Série Apontamentos. EdUFSCar; 2002.
- DEBNEY DM. Alumina production by Alcoa of Australia Ltd in Western Australia. In: Woodcock JT, Hamilton JK, eds. Australasian Mining and Metallurgy—the Sir Maurice Mawby Memorial Volume. 2nd ed. Melbourne, Australia: The Australasian Institute of Mining and Metallurgy; 1993:758–763.
- FISENKO, S. P., PETRUCHIK, A. I., 2004. “Toward to the system of mechanical draft cooling tower of film type”. Int. J. Heat Mass Transf., v.48, p. 31-35.
- GUPTA, V.K., CARROTT, P.J.M., RIBEIRO CARROTT, M.M.L., SUHAS. 2009. Low-Cost Adsorbents: Growing approach to waste water treatment – a Review. Critical Reviews in Environmental Science and Technology 39,783–842.
- KAKAÇ S., HONGTAN L. 2002. Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design (2nd ed.). CRC Press. ISBN 0849309026.
- KHAN, J. R., ZUBAIR, S. M., 2001. “An Improved Design and Rating Analyses of Counter Flow Wet Cooling Towers”. Int. J. Heat Mass Transf. v.123, p. 770-778.
- Micronics, U3000/4000 Ultrasonic Flowmeter, User Manual, Micronics, 2012.
- NETO, A. J. L.. Principais tipos de compressores utilizados nas indústrias: vantagens e desvantagens das aplicações. Trabalho de Especialização. Pós Graduação em Engenharia de Controle e Automação, UGF, Manaus, 2008.
- OMNI, Grupo Industrial de Equipamentos Ltda, Torres de Resfriamento – Noções Gerais, 2009.
- SARKIS, Sávio Raidel Matos. Compressores para processo industrial. Apostila. Centro Federal de Educação Tecnológica- 2002.

SAUNDERS, E.A.D. Heat Exchangers: Selection, Design & Construction. Harlow (UK): Longman S.&T., 1988.

SENAI – Apostila Tipos de compressores, princípios construtivos, Funcionais e suas aplicações, 2011.

SHAH, R.K.; FOCKE, W.W. Plate Heat Exchangers and their Design Theory. In: SHAH, R.K.; SUBBARAO, E.C.; MASHELKAR, R.A. (Ed.) Heat Transfer Equipment Design. Hemisphere P.C., 1988, p.227-254.

SILVA, J. G. Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização / Jesué Graciliano da Silva – SP: Ed. Artliber, 2003.

STOECKER, W.F.; “Refrigeration and Air Conditioning”, Edit. McGraw Hill , 1981.

STOECKER, Wilbert F. Refrigeração Industrial / W.F. Stoecker e J. M. Saiz Jabardo – SP: Ed. Blucher, 2ª edição, 2002.

SUSHIL, S., BATRA, V.S. 2008 Catalytic applications of red mud, an aluminium industry waste: A review. Applied Catalysis B: Environmental 81, 64–77.

TRANter, Product Literature, Plate Heat Exchangers Handbook, 2014.

TREYBAL, R.E.; “Mass Transfer Operations”; Edit. McGraw Hill Kogakusha Ltda., 1980.

WAO – World Aluminium Organization, www.world-aluminium.org, acessado em 13/05/2015.

ANEXO

Dados Utilizados	
Temperatura de entrada em K	302,15
Temperatura de saída em K	309,65
Calor Sensível da água em W/Kg.K.s	23,885
Valor do KW/h em baseado no contrato com a distribuidora EletroNorte, sem encargos.	0,156

Fórmulas utilizadas	
Quantidade de calor considerando as vazões (W)	$Q=(\text{vazão}) * (\text{calor sensível}) * (\text{temperatura saída} - \text{temperatura entrada})$

Vazão mássica de entrada em cada compressor (kg/s)	Quantidade de Calor (Watt)	Rendimento do processo considerando a troca de calor da água de refrigeração com o ar comprimido
25,20	4514,27	70,00
25,80	4621,75	71,67
26,40	4729,23	73,33
27,00	4836,71	75,00
27,60	4944,20	76,67
28,20	5051,68	78,33
28,80	5159,16	80,00
29,40	5266,64	81,67
30,00	5374,13	83,33
30,60	5481,61	85,00
31,20	5589,09	86,67
31,80	5696,57	88,33
32,40	5804,06	90,00
33,00	5911,54	91,67
33,60	6019,02	93,33
34,20	6126,50	95,00
34,80	6233,99	96,67
35,40	6341,47	98,33
36,00	6448,95	100,00