

MAURÍCIO GONÇALVES MOROSI

Estudo e Análise de Sistemas de Refrigeração Industrial Integrados a
Plantas de Processo Químico

Guaratinguetá - SP

2015

Maurício Gonçalves Morosi

**Estudo e Análise de Sistemas de Refrigeração Industrial Integrados a
Plantas de Processo Químico**

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

Orientador: José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá - SP

2015

M869e	Morosi, Maurício Gonçalves Estudo e análise de sistemas de refrigeração industrial integrados a plantas de processo químico / Maurício Gonçalves Morosi – Guaratinguetá, 2015. 107 f. : il. Bibliografia : f. 95-101 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015. Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri Coorientador: Valdir Freitas 1. Indústria - Consumo de energia 2. Energia elétrica – Conservação 3. Refrigeração I. Título
-------	---

CDU 620.92

Maurício Gonçalves Morosi

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

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



Prof. Dr. MARCELO SAMPAIO MARTINS

Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI

Orientador/UNESP-FEG



Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI

UNESP-FEG



Prof. Dr. PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

UNESP-FEG

Fevereiro de 2015

DADOS CURRICULARES

Maurício Gonçalves Morosi

NASCIMENTO	02.03.1990 – VINHEDO / SP
FILIAÇÃO	José Carlos Justino Morosi Nely Cristina Pinto Gonçalves Morosi
2009/2014	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá
2012/2013	Programa de Intercâmbio Engenharia Mecânica - Universidade “ <i>Hautes Études d’Ingénieur</i> ”, “ <i>Université Catholique de Lille</i> ”

de modo especial, aos meus pais, que foram os grandes responsáveis pela minha trajetória até esse momento, sacrificando, muitas vezes, os seus sonhos para que eu pudesse conquistar os meus. Além disso, foram minha fonte de inspiração e alicerce, me dando conselhos, apoio e força para superar os obstáculos.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha perseverança, minha inteligência, minha família e meus amigos,

ao meu orientador, Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri que jamais deixou de me incentivar e aconselhar. Sem a sua orientação, dedicação e auxílio, o estudo aqui apresentado seria praticamente impossível,

aos meus pais José Carlos e Nely Cristina, que estiveram presentes em todos os momentos,

aos meus amigos e familiares que, direta ou indiretamente, fizeram parte da minha trajetória nesse período da universidade, me dando alegria e compartilhando grandes histórias comigo nos momentos felizes e, também, me dando força e amparo para superar obstáculo nos momentos difíceis,

à república Taj Mahal por todos os anos de convivência em Guaratinguetá, nos quais não apenas compartilhamos a mesma casa, mas criamos uma família,

ao Prof. Dr. Konstantin Georgiev Kostov pelo apoio e instrução ao ser meu orientador de iniciação científica durante 2 anos,

ao Programa Brafitec e a universidade HEI por ter me proporcionado a experiência de realizar parte da minha graduação na França,

às funcionárias da Biblioteca do Campus de Guaratinguetá pela dedicação, presteza e principalmente pela vontade de ajudar,

aos funcionários(as) de graduação, em especial a Mara Ferreira e Aline Campos, pela dedicação e alegria no atendimento,

aos professores da FEG que, de forma geral, foram essenciais na minha formação como engenheiro, compartilhando seus conhecimentos e me ajudando a ter um bom aprendizado,

à toda UNESP pelo grande ensino fornecido pela instituição,

aos engenheiros Ramiro Corral e Eduardo Abud, que foram meus grandes mentores na Rhodia, fonte de inspiração no período estágio, me ensinaram a desenvolver as atividades e sempre me motivaram e me deram desafios para que eu conseguisse crescer pessoalmente e profissionalmente,

à Rhodia- Grupo Solvay, em particular na pessoa do engenheiro Valdir Freitas, pelos dados utilizados no estudo de caso e principalmente pela colaboração na solução de dúvidas pertinentes aos sistemas em estudo.

“Se chamares experiências às tuas dificuldades e recordares que cada experiência te ajuda a amadurecer, vai crescer vigoroso e feliz, não importa quão adversas pareçam as circunstâncias”

Henry Miller

“Homens realmente grandes, não nascem grandes, tornam-se grandes”

O Poderoso Chefão

MOROSI, M. G. **Estudo e análise de sistemas de refrigeração industrial integrados a plantas de processo químico**. 2015. 107 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

Neste trabalho abordam-se os sistemas de refrigeração integrados a processos químicos industriais que, nesse caso, compreendem as máquinas de refrigeração, o ciclo de água de torre, o ciclo de água fria e o ciclo de salmoura. Neste estudo, resalta-se a função e as características dos diversos sistemas, apresentando os principais componentes, suas características mais importantes, funcionalidades e melhores práticas. A motivação do tema consiste no fato dos sistemas de refrigeração serem indispensáveis em muitos processos industriais, sendo caracterizados por representar um alto consumo de energia elétrica e, conseqüentemente, simbolizam uma parcela significativa dos custos de produção. Tem-se como objetivo a compreensão dos sistemas estudados com a finalidade de avaliar a eficiência energética dos sistemas, comparando com as eficiências de Carnot e com as melhores tecnologias existentes na atualidade. A avaliação visa identificar irregularidades, encontrar oportunidades e propor soluções que aumentem a eficiência dos equipamentos e a eficiência global. Conseqüentemente, com o estudo, pretende-se diminuir os custos operacionais e gerar ganhos para a empresa.

PALAVRAS-CHAVES: Máquinas de refrigeração, sistema de água fria, sistema de salmoura

MOROSI, M. G. Study and analysis of industrial refrigeration systems applied to chemical processing industry. 2015. 107 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

This work approaches the analysis of industrial refrigeration systems applied to a chemical processing industry that, in this case, consists of refrigeration machines, cooling tower system, cold water system and brine system. In this study it is highlighted the function and characteristics of different systems, including the main components, the most important features, their functionality and best practices. The motivation for this work is the fact that refrigeration systems are essential in many industrial processes, presenting a high energy consumption that is related to a significant parcel of production costs. It has aimed to understand the case studied in order to evaluate the energy efficiency of systems and to compare with Carnot efficiency and best available technologies. The assessment aims to identify irregularities, find opportunities and propose solutions that increases the performance of equipment and the overall system efficiency. Therefore, the studies intend to reduce the operation costs and generate gains for the company

KEYWORDS: Refrigeration machines, cold water system, brine system.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema genérico de processos de uma planta química.....	19
Figura 2 – Distribuição dos custos de energia por finalidade de uso	19
Figura 3 – Esquema do ciclo de compressão e vapor.....	26
Figura 4 – Esquema de refrigerador térmico	26
Figura 5 – Diagrama temperatura-entropia para o ciclo Carnot de refrigeração.....	26
Figura 6 – Diagrama de Mollier (P _{xh}) para o ciclo teórico de refrigeração	27
Figura 7 – Diferença entre o ciclo real e o ciclo teórico – diagrama de Mollier.....	28
Figura 8 – Volume de controle no evaporador e diagrama de Mollier.....	30
Figura 9 – Volume de controle no compressor e diagrama de Mollier	30
Figura 10 – Volume de controle no condensador e diagrama de Mollier	31
Figura 11 – Volume de controle no dispositivo de expansão e diagrama de Mollier	31
Figura 12 – Classificação de compressores quanto a concepção	33
Figura 13 – Faixa de operação de compressores	34
Figura 14 – Vista isométrica de um compressor a pistão	34
Figura 15 – Vista isométrica de um compressor parafuso	36
Figura 16 – Vista isométrica de um compressor centrífugo.....	38
Figura 17 – Curva característica de um compressor centrifugo	39
Figura 18 – Classificação dos dispositivos de expansão	47
Figura 19 – Vista isométrica de um <i>Chiller</i> Centravac	50
Figura 20 – Vista isométrica de um <i>Chiller</i> Carrier Aquaforce	50
Figura 21 – Custo da energia no mercado livre para a região sudeste	51
Figura 22 – Esquema simplificado do sistema de refrigeração estudado.....	55
Figura 23 – Esquema detalhado do ciclo de água fria existente.....	57
Figura 24 – Esquema detalhado do ciclo de salmoura existente	59
Figura 25 – Esquema completo do sistema de refrigeração existente.....	61
Figura 26 – Potência consumida em função da finalidade para o sistema de água fria	69
Figura 27 – Potência consumida em função da finalidade para o sistema de salmoura.....	74
Figura 28 – COP das máquinas de refrigeração referente ao sistema de agua fria	77
Figura 29 – COP das máquinas de refrigeração referente ao sistema salmoura.....	79

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – COP mínimo para compressores parafuso.....	38
Tabela 2 – COP mínimo para compressores centrífugos	40
Tabela 3 – Custo de aquisição de <i>chillers</i>	52
Tabela 4 – Dados da rede de consumidores para o ciclo de água fria.....	62
Tabela 5 – Dados da rede de consumidores com margem de segurança para o ciclo de água fria	62
Tabela 6 – Dados de operação dos <i>chillers Sulzer Unitop</i>	62
Tabela 7 – Dados de operação dos <i>chillers Carrier</i>	63
Tabela 8 – Dados totais do conjunto de máquinas de refrigeração para o sistema de água fria.....	63
Tabela 9 – Dados das bombas para a distribuição de água fria.....	63
Tabela 10 – Dados do sistema de água fria de torre referente ao ciclo de água fria	63
Tabela 11 – Dados da rede de consumidores para o ciclo de salmoura	64
Tabela 12 – Dados da rede de consumidores com margem de segurança para o ciclo de salmoura	64
Tabela 13 – Dados de operação das máquinas com compressores <i>Sulzer K-140 2B</i>	65
Tabela 14 – Dados de operação das máquinas com compressores <i>Sulzer K-90 2B</i>	65
Tabela 15 – Dados totais do conjunto de máquinas de refrigeração para o sistema de salmoura	66
Tabela 16 – Potência total das bombas para a circulação de salmoura.	66
Tabela 17 – Dados do sistema de água de torre referente ao ciclo de salmoura	66
Tabela 18 – COP das máquinas de refrigeração do sistema de água fria.....	67
Tabela 19 – COP global do sistema de água fria.....	68
Tabela 20 – Análise das perdas na distribuição para o sistema de água fria.....	69
Tabela 21 – Balanço de energia para os <i>chillers Sulzer Unitop</i>	69
Tabela 22 – Balanço de energia para os <i>chillers Carrier</i>	70
Tabela 23 – Dados dos <i>chillers Sulzer Unitop</i> nas novas condições de operação.....	71
Tabela 24 – Dados dos <i>chillers Carrier</i> nas novas condições de operação	71
Tabela 25 – COP das máquinas de refrigeração do sistema de salmoura	72
Tabela 26 – COP global do sistema de salmoura	73
Tabela 27 – Análise das perdas na distribuição para o sistema de salmoura	73
Tabela 28 – Balanço de energia para as máquinas dos compressores <i>Sulzer K-140 2B</i>	74

Tabela 29 – Balanço de energia para as máquinas dos compressores <i>Sulzer K-90 2B</i>	74
Tabela 30 – Dados das máquinas com compressores <i>Sulzer K-120 2B</i> na nova condição.....	76
Tabela 31 – Dados das máquinas com compressores <i>Sulzer K-90 2B</i> na nova condição.....	76
Tabela 32 – Avaliação econômica para a substituição do modelo de <i>chiller Sulzer Unitop</i> ...	78
Tabela 33 – Avaliação econômica para a substituição do modelo de <i>chiller Carrier</i>	78
Tabela 34 – Avaliação econômica para a substituição do par por um <i>chiller</i> centrifugo.....	79
Tabela 35 – Avaliação econômica para a substituição do par por um <i>chiller</i> parafuso	79
Tabela 36 – Avaliação econômica para aquisição de VSD para o <i>chiller Sulzer Unitop</i>	80
Tabela 37 – Avaliação econômica para aquisição de VSD para o <i>chiller Carrier</i>	81
Tabela 38 – Nova condição do sistema de água de torre para o <i>chiller Sulzer Unitop</i>	85
Tabela 39 – Nova condição do sistema de água de torre para o <i>chiller Carrier</i>	85
Tabela 40 – Avaliação econômica para a modificação do sistema de água de torre relativo ao ciclo de água fria.	86
Tabela 41 – Nova condição do sistema de água de torre para a máquina <i>Sulzer K-120 2B</i>	86
Tabela 42 – Nova condição do sistema de água de torre para a máquina <i>Sulzer K-90 2B</i>	87
Tabela 43 – Avaliação econômica para a modificação dos sistema de água de torre relativo ao ciclo salmoura	87

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACL	Ambiente de Contratação Livre
ACR	Ambiente de Contratação Regulada
ACSP	Associação Comercial de São Paulo
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASRE	American Society of Refrigerating Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
CCEE	Câmara de Comercialização de Energia Elétrica
CEPAGRI	Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas à Agricultura
COP	Coeficiente de Performance
EBITDA	Lucros antes de juros, impostos, depreciação e amortização
EER	Índice de Eficiência Energética
ERI	Energy Research Institute
GBU	Global Business Unit
NBR	Norma Brasileira Registrada
NR	Norma Regulamentadora
P&D	Pesquisa e desenvolvimento
PM	Pilot Operated Servo Valve
SV	Slide valve
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas
VSD	Variable Speed Driver

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área
COP	coeficiente de performance
c_p	calor específico
EER	índice de eficiência energética
E_{Entra}	quantidade de energia que entra
E_{Sai}	quantidade de energia que sai
g	aceleração da gravidade
h	coeficiente de transferência de calor por convecção
h_r	coeficiente de transferência de calor por convecção
h	entalpia específica
k	coeficiente de condutividade térmica
L	comprimento
\dot{m}	fluxo de massa
Nu_L	número de Nusselt
P_{mec}	potência real requerida pelo compressor
Pr	número de Prandtl
Q	taxa de transferência de calor
Q_{comp}	taxa de transferência de calor através do circuito de refrigeração do compressor
Q_{cond}	capacidade de rejeição de calor no condensador
Q_{evap}	capacidade de refrigeração
Q_{pd}	taxa de transferência de calor referente a totalidade de perdas, por exemplo, perdas em tubulações de distribuição, em tanques, etc....
$Q_{T.retirada}$	taxa de calor total retirada
q_{cond}	taxa de transferência de calor por condução
q_{conv}	taxa de transferência de calor por convecção
q_{rad}	taxa de transferência de calor por radiação
Re_L	número de Reynolds
R_t	resistência térmica
r	raio
T	temperatura
T_C	temperatura da fonte fria

T_H	temperatura da fonte quente
U	coeficiente global de transferência de calor
V	velocidade
x	direção de transferência
W	trabalho
W_{bomba}	potência consumida por bombas instaladas no sistema
W_{comp}	potência do compressor
$W_{comp(IDEAL)}$	trabalho isentrópico do compressor
W_{TOTAL}	potência total consumida
$W_{útil}$	trabalho
$W_{vent.cond}$	potência do ventilador do condensador
$W_{ventilação}$	potência consumida para ventilação
Δz	variação de altura
ΔT_{ML}	média logarítmica das diferenças de temperatura
α	difusividade térmica
ε	emissividade
μ	viscosidade dinâmica
η	rendimento do compressor
ρ	densidade
σ	constante de Stefan-Boltzmann
ν	viscosidade cinemática

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
1.1	INDÚSTRIA QUÍMICA E REFRIGERAÇÃO	18
1.2	ESCOPO	20
1.3	OBJETIVO	20
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
3	CONCEITOS	25
3.1	INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO	25
3.2	PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO	26
3.2.1	Ciclo de refrigeração de Carnot	26
3.2.2	Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor	26
3.2.3	Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	27
3.2.4	Balanco de energia no ciclo de compressão de vapor.....	28
3.2.5	Carga térmica	29
3.2.6	Potência da compressão	30
3.2.7	Rejeição de calor no condensador	31
3.2.8	Dispositivo de expansão	31
3.2.9	Coefficiente de performance (COP)	32
3.2.10	Transferência de calor	33
3.3	COMPRESSORES	33
3.3.1	Compressores alterativos	34
3.3.2	Compressores parafuso	36
3.3.3	Compressores centrífugos	38
3.4	CONDENSADORES	40
3.4.1	Mecanismos de troca de calor em um condensador	41
3.4.2	Capacidade de transferência de calor de um condensador	41
3.4.3	Tipos de condensadores	43
3.4.3.1	Condensador resfriado a água	43
3.4.3.2	Condensadores evaporativos	44
3.5	EVAPORADORES	44
3.5.1	Mecanismos de troca de calor em um evaporador	45
3.5.2	Capacidade de transferência de calor de um evaporador	45

3.6	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO.....	47
3.6.1	Válvula de expansão mecânica	47
3.6.2	válvula boia	48
3.6.3	Válvula pressostática	48
3.6.4	Válvula termostática	48
3.6.5	Válvula eletrônica	49
3.6.6	Válvula servo-pilotada	49
3.7	CHILLERS	49
4	MATERIAL E MÉTODO	51
4.1	CONSIDERAÇÕES INICIAIS DE PROJETO.....	51
4.1.1	Energia elétrica	51
4.1.2	Valor do dólar.	52
4.1.3	Custo de um equipamento novo	52
4.1.4	Tempo de operação.....	52
4.1.5	Condições climáticas	52
4.1.6	Ordem de prioridade de documentos	53
4.2	METODOLOGIA DE ABORDAGEM	53
4.3	DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS EM ESTUDO	54
4.3.1	Esquema simplificado de refrigeração	54
4.3.2	Esquema detalhado do ciclo de distribuição de água fria.....	56
4.3.3	Esquema detalhado do ciclo salmoura	58
4.3.4	Esquema completo do sistema de refrigeração.....	60
4.4	INFORMAÇÕES SOBRE O SISTEMA DE ÁGUA FRIA.....	62
4.5	INFORMAÇÕES SOBRE O SISTEMA DE SALMOURA.....	64
5	DISCUSSÕES E RESULTADOS	67
5.1	SISTEMA DE ÁGUA FRIA	67
5.1.1	COP das máquinas de refrigeração pertencente ao sistema de água fria	67
5.1.2	Cálculo do COP global para o sistema de água fria.....	67
5.1.3	Balço energético das máquinas de refrigeração do sistema de água fria ...	69
5.2	SISTEMA DE SALMOURA	72
5.2.1	COP das máquinas de refrigeração pertencentes ao sistema de salmoura	72
5.2.2	Cálculo do COP global para o sistema de salmoura	73
5.2.3	Balço energético das máquinas de refrigeração do sistema de salmoura ..	74
5.3	OPORTUNIDADES DE MELHORIA COM INVESTIMENTO	77

5.3.1	Aquisição de novas máquinas de refrigeração.....	77
5.3.2	Instalação de VSD.....	80
5.3.3	Tecnologias alternativas.....	81
5.3.4	Agente intermediário.....	81
5.3.5	Aumentar a temperatura do agente intermediário	83
5.3.6	Layout do sistema	83
5.3.7	Otimizar o sistema de água de torre	84
5.3.8	Isolamento térmico	88
5.3.9	Instrumentação, controle e automação.....	89
5.4	OPORTUNIDADES DE MELHORIA SEM INVESTIMENTO.	89
5.4.1	Aumento da pressão da sucção dos compressores.....	89
5.4.2	Nível de fluido refrigerante.....	90
5.4.3	Purga de ar e incondensáveis.....	90
5.4.4	Condições do sistema de água de torre.....	91
5.4.5	Operação de múltiplas máquinas de refrigeração.....	92
5.4.6	Monitoramento de dados	92
5.4.7	Gestão da manutenção	93
6	CONCLUSÃO.....	94
	REFERÊNCIA.....	95
A	APÊNDICE A	102
A.1	COP DE CARNOT PARA UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO.	102
A.2	CALCULO DE CARGA TÉRMICA.....	102
A.3	CALCULO DA POTÊNCIA DE COMPRESSÃO.....	103
A.4	REJEIÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR.	103
A.5	MEDIDAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.	104
A.6	TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	104

1 INTRODUÇÃO

O crescimento da população, a expansão econômica e o consumismo criaram um cenário caracterizado pelo progressivo aumento do consumo de energia, escassez de recursos naturais e, conseqüentemente, a necessidade de um crescimento sustentável. Nesse contexto, um dos maiores desafios da sociedade moderna consiste em desenvolver soluções engenhosas e inovadoras que reduzam as perdas e melhorem a eficiência dos equipamentos e processos.

Com foco em ambientes empresariais, os gastos com energia térmica e elétrica constituem grande parte dos custos de produção. Assim, projetos de eficiência energética são uma boa estratégia para: reduzir custos, ganhar produtividade e melhorar processos sem perda de qualidade. Como consequência, a companhia ganha competitividade e a valorização da sua imagem no mercado (VENTURINI, 2005).

Em muitos processos industriais é necessário a utilização de sistemas de refrigeração que, de forma simplificada, são responsáveis por esfriar uma substância ou ambiente fechado e, assim, obter condições e propriedades adequadas para determinada atividade. Como o processo de refrigeração é fundamental em muitas aplicações e representa um consumo relevante de energia elétrica (VENTURINI, 2005), o estudo desses sistemas visando melhorar a eficiência pode gerar grandes ganhos as instituições com a redução dos custos.

1.1 INDÚSTRIA QUÍMICA E REFRIGERAÇÃO

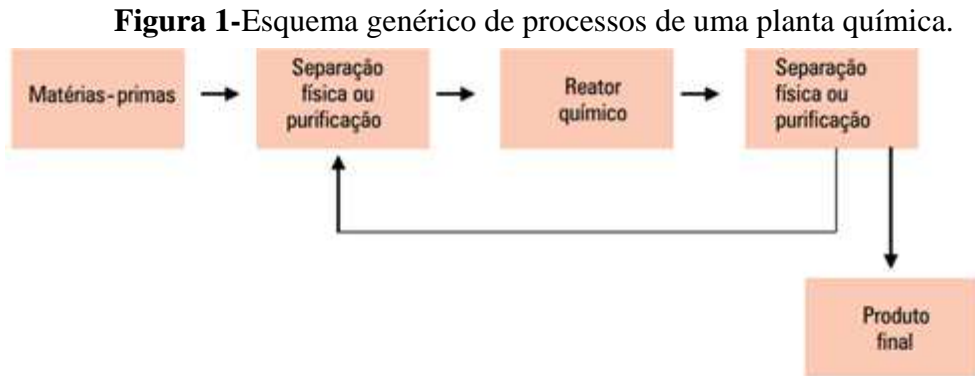
Com uma representação significativa no Brasil, a indústria química é um dos segmentos mais dinâmicos e complexos de transformação do país. O setor químico representa um dos setores de base da economia, ligando-se aos demais e fornecendo uma ampla gama de insumos e produtos (BAJAY, BEISSMANN, GORLA, 2010).

A indústria química é energo-intensiva, sendo a representatividade do consumo de energia nos custos totais de produção na ordem de 60% (BAJAY, BEISSMANN, GORLA, 2010). Dessa maneira, projetos para melhoria de eficiência são indispensáveis para que a empresa reduza seus custos e se mantenha competitiva no setor.

Para a realização de toda a cadeia de processos, os equipamentos comuns de plantas químicas são caldeiras, torres de resfriamento, reatores, tanques e vasos de pressão, trocadores de calor, colunas de destilação, compressores, bombas, tubulação e periféricos, etc....

Simplificadamente, os processos de fabricação em uma unidade química seguem um fluxograma genérico, Figura 1, que consiste na purificação/separação física das matérias-primas

que, em seguida, se deslocam para um reator, onde ocorre uma mistura, gerando um produto intermediário, que pode sofrer um processo de purificação e ser utilizado em um novo processo. Esse ciclo ocorre até que se obtenha o produto final desejado. (BAJAY, BEISSMANN, GORLA, 2010)

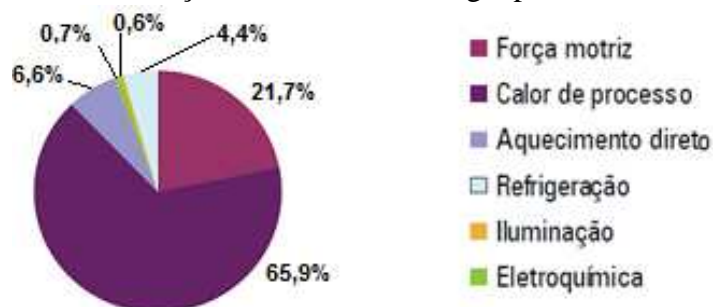


Fonte: Bajay, Beissmann, Gorla (2010).

Nesse contexto, a refrigeração tem participação essencial para a ocorrência desses processos. Normalmente, faz-se o uso desse sistema para realizar a separação e condensação de gases, a separação de um produto químico por um processo de solidificação, o controle das condições operacionais de reatores e vasos de pressão através da redução da temperatura e, também, tem a função de criar condições para a ocorrência de reações no processamento de substâncias químicas (STOECKER, JONES, 1985).

De forma geral, a indústria química apresenta uma distribuição dos custos energéticos em função da finalidade semelhante à da Figura 2. É importante ressaltar que as porcentagens dependem do processo produtivo de cada composto químico, logo sofre variações dependendo da unidade estudada. Visualizando a Figura 2, percebe-se a relevância de um estudo de eficiência em sistemas de refrigeração, uma vez que apresentam uma porcentagem significativa dos custos de energia, mesmo não tendo a mesma grandeza de custos como, por exemplo, na geração de calor de processo e na produção de força motriz (BAJAY, BEISSMANN, GORLA, 2010).

Figura 2- Distribuição dos custos de energia por finalidade de uso.



Fonte: Bajay, Beissmann, Gorla, (2010).

1.2 ESCOPO

O presente estudo consiste em realizar uma análise técnica dos sistemas de produção de água fria e salmoura na planta industrial de Paulínia da empresa Rhodia Poliamida e Especialidades Ltda.

A abordagem compreende a análise térmica e balanceamento energético das máquinas de refrigeração, do ciclo de distribuição de água fria para temperaturas acima de 0°C e do ciclo de distribuição de salmoura para temperaturas abaixo de 0°C. Dessa forma, não faz parte do projeto: a avaliação energética do sistema de água de torre, análise do balanceamento químico para verificar as cargas térmicas de refrigeração requeridas pelo processo, análise do layout de distribuição de água fria e salmoura e verificação das condições físicas atuais dos equipamentos em operação.

1.3 OBJETIVO

O objetivo é avaliar a eficiência energética dos sistemas de geração de água fria e salmoura integrado a processos químicos industriais. A avaliação tem a finalidade de encontrar oportunidades de melhoria e propor soluções que aumentem a eficiência global do sistema, diminuindo os custos operacionais e, conseqüentemente, gerando ganhos a empresa.

1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho é estruturado da seguinte forma:

No capítulo 2, é apresentada a revisão bibliográfica na qual é abordado, resumidamente, as principais fontes de embasamento para este trabalho e as respectivas contribuições. No capítulo 3, são apresentados os principais conceitos referentes a sistemas de refrigeração e, em seguida, tem-se um detalhamento dos principais componentes e seus princípios de operação. No capítulo 4, são abordados as considerações iniciais para a realização do projeto, logo após, é feita a descrição e detalhamento de todo o sistema em estudo, então, é apresentado como ele será abordado e, por fim, tem-se as informações obtidas e calculadas a partir do levantamento de dados. No capítulo 5, é fornecido os resultados e é realizado uma análise a partir deles. No capítulo 6, é feita a conclusão do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A pesquisa bibliográfica no presente trabalho foca em aprofundar os conhecimentos de máquinas de refrigeração de forma a compreender o funcionamento dos diferentes sistemas, bem como, os componentes e suas principais características. Além disso, busca-se compreender os parâmetros que interferem nos sistemas de refrigeração, os critérios de seleção de tecnologia e o dimensionamento das instalações.

O domínio desses campos visa criar embasamento para entender os sistemas de refrigeração da planta da empresa Rhodia Poliamida e Especialidades Ltda. em Paulínia e, por conseguinte, identificar oportunidades e propor soluções para melhorar a eficiência energética dos sistemas estudados.

Primeiramente, a pesquisa foi concentrada em revisar os conceitos relacionados a refrigeração e aprofundá-los com bibliografias específicas do assunto.

Costa (1982) destaca a importância de entender as demandas da produção referente a refrigeração e as peculiaridades observadas em cada sistema, para então realizar o dimensionamento da instalação. Tem-se uma descrição detalhada e prática de cada componente, das tecnologias envolvidas e características construtivas. Além disso, relata os diversos tipos de equipamentos e seus modos de operação, ressaltando as principais vantagens e desvantagens.

Stoecker e Jones (1985) descrevem sucintamente os sistemas de refrigeração, bem como, os seus componentes e as principais tecnologias relacionadas a cada componente.

Incropera e Dewitt (1998) expõem os conceitos relacionados a transferência de calor, suas correlações e os cálculos relacionados a troca térmica. Além disso, apresentam um estudo detalhado sobre o dimensionamento de trocadores de calor.

Stoecker e Jabardo (2002) apresentam de forma detalhada e clara as configurações das instalações industriais de refrigeração. Frisam aspectos dos principais componentes: compressores, evaporadores, condensadores, dispositivos de expansão e fluídos refrigerantes. Além disso, realizam uma análise dos principais parâmetros que influenciam no sistema de refrigeração, investigando o funcionamento de alguns casos em função das condições de operação.

Valadão (2002) realiza um estudo detalhado sobre compressores centrífugos, apresentando aspectos construtivos e operacionais, assim como, investiga o comportamento dos parâmetros operacionais e os métodos de controle de capacidade desses compressores.

Borgnakke e Sonntag (2009) apresentam claramente os conceitos relacionados a termodinâmica e fornecem os conhecimentos básicos para o cálculo dos sistemas de refrigeração.

Panesi (2014) relata os ciclos termodinâmicos de um sistema de compressão de vapor e descreve os parâmetros que influenciam na eficiência do sistema, além de apresentar as fórmulas relacionadas ao ciclo termodinâmico e aos equipamentos.

Em seguida, a pesquisa é concentrada em buscar informações de ordem prática, oportunidades de melhoria, guia de boas práticas e, também, aspectos de projetos e operacionais que viabilizam uma melhor performance.

Trane (1997) compara o *design** tradicional com vazão de água no condensador de 2,4 gpm/TR com o design de baixa vazão que trabalha a 2 gpm/TR. No estudo é mencionado que o design de baixa vazão reduz os custos de instalação e de operação. No caso analisado, a economia de operação para o design de baixa vazão é de 1,8% em plena carga e, em carga parcial, essa economia aumenta, chegando a 16,2%.

Salvador (1999) destaca a refrigeração e seus processos, tendo como base a refrigeração por compressão de vapor com amônia. Realiza um estudo de caso propondo a otimização do sistema através da operação com *set-point*** da temperatura no evaporador.

Wang (2000) é um *handbook**** que apresenta todas as informações referentes a sistemas de refrigeração e seus componentes de forma detalhada, fornecendo instruções de desenvolvimento de projeto, dimensionamento de equipamentos, explicações de ordem técnica e orientações sobre condições operacionais.

Piper (2003) apresenta uma série de ameaças que comprometem os sistemas de refrigeração, complementando a análise de outras pesquisas bibliográficas com o que não deve ser praticado em um ambiente industrial que possui sistemas de refrigeração.

York (2012) profere sobre a tecnologia VSD****, fornecendo detalhes e exemplos da variação do COP em função da carga para máquinas com VSD e sem VSD.

Venturini(2005), Ferraz (2008), Matos (2008), Martinelli (2012) e Castro (2014) fornecem informações de forma clara sobre o sistema de refrigeração e destacam a influência de cada componente atuando no sistema. Apresentam os diversos tipos de compressores,

* *Design* é um termo em inglês que se refere ao projeto e a concepção de um equipamento.

** *Set-point* é um termo em inglês que designa o valor alvo que um sistema de controle automático tentará alcançar. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

*** *Handbook* é um termo em inglês que designa um tipo de livro na forma de manual.

**** VSD é um termo em inglês que designa sistemas de acionamento de velocidade variável.

evaporadores, condensadores e dispositivos de expansão. Nesses trabalhos são destacados as principais características construtivas, características de operação, aplicações, vantagens e desvantagens de cada equipamento.

Iowa State University (2005), Energy Design Resources (2010), York (2011), Betterbricks (2014), Johnson Controls (2015) manifestam uma série de práticas e oportunidades para melhorar a eficiência dos sistemas de refrigeração. São abordadas estratégias de projeto, questões de dimensionamento, características do sistema, controle e automação, parâmetros operacionais, questões de manutenção e monitoramento.

Rahn (2006) investiga a influência da contaminação de sistemas de amônia por água, bem como, contribui com informações importantes relacionadas a sistemas de refrigeração.

Energy Research Institute-ERI (2007) explora o sistema de refrigeração e seus componentes focando em características para o bom dimensionamento e operação. Também, apura fatos que comprometem a eficiência energética e seleciona oportunidades para melhorar o sistema e reduzir os custos.

Rice (2010) avalia as opções de modernização de sistemas de refrigeração, abordando situações de *retrofit** e de aquisição de novos equipamentos. No estudo, menciona-se a importância de incluir na análise do sistema de refrigeração: histórico do clima, histórico da carga demandada pelo processo, esquemas do processo, quantidades de horas de operação e dados das utilidades da planta. Para *retrofit*, é discutido questões sobre otimização de performance, como: atualização do equipamento, instalação de inversor de frequência, redução da temperatura de condensação, redução da pressão no condensador, aumento da pressão do evaporador e redução do diferencial de temperaturas nas saídas da água do condensador e da água do evaporador. Para a aquisição de um novo equipamento, destacou-se a importância de realizar o correto dimensionamento do sistema e de avaliar as melhores vertentes tecnológicas: equipamentos com inversor de frequência e equipamentos de alta performance em plena carga.

Waste Reduction (2010) e FPL (2014) articulam uma série de informações sobre *chillers**: aplicações, tipos construtivos, especificações, controle da carga de refrigeração, eficiência e, também, aspectos econômicos de aquisição e operação.

**Retrofit* é um termo em inglês que significa reforma. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

**Chiller* é um termo em inglês que designa sistema de refrigeração compacto. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

Bajay, Beissmann e Gorla (2010) mostram informações importantes através de um estudo detalhado sobre o consumo energético do setor químico e nele é evidenciado oportunidades de melhorar a eficiência energética.

Hasegawa, Nitta e Wajima (2011) descrevem como os últimos avanços tecnológicos nos *chillers* centrífugos permitem aumentar a eficiência do sistema. É discutido sobre a utilização dos compressores centrífugos modernos operando em dois estágios de compressão, o uso da tecnologia VSD no controle da velocidade do rotor, a otimização da efetividade nos trocadores de calor e a automação do sistema. Esses progressos, permitem que os *chillers* modernos possuam um COP máximo, em torno de 7, ao operar em plena carga e esse COP aumenta, em carga parcial, podendo chegar a valores próximos de 12. Além disso, afirmam que a automação total do sistema, o uso de sensores e o uso de inversores de frequência em todo o conjunto de refrigeração (*chillers*, bombas, ventiladores, etc.) chegam a reduzir o consumo de energia em 26%, se comparado com o mesmo sistema sem o uso desses controladores.

Tassini (2012) realiza um estudo de caso de refrigeração industrial com amônia numa indústria de bebidas. Nele é destacado a necessidade da busca pela otimização do processo e pela melhoria da eficiência, propondo ações para suprir essas necessidades.

De forma prática, Loureiro (2012) e Embraco (2013) retratam questões relacionadas aos sistemas de refrigeração, principais termos nesse meio e parâmetros que atuam no seu desempenho. Além disso, representam detalhes gerais sobre cada equipamento e como eles interferem na performance do ciclo.

Bresolin (2013) examina alguns fluidos intermediários em sistemas de refrigeração por meio do equacionamento da troca térmica e da queda de pressão por atrito. No trabalho, foi verificado que a utilização de acetato de potássio representa um aumento de 35% no coeficiente global de troca térmica em relação ao propileno glicol, porém apresenta um custo mais elevado. Já o etileno glicol exibe um aumento de 25% no coeficiente e um melhor custo de investimento, porém evidencia características tóxicas. Por fim, o etanol indica um ganho de 5% e um baixo custo.

Frio Plus (2014) ressalta a importância e a função das válvulas de expansão aplicadas na refrigeração industrial. Detalha os tipos de válvulas, descrevendo suas especificações, o modo de funcionamento e os procedimentos operacionais.

A ASHRAE é um conjunto de normas técnicas para sistemas de refrigeração nas quais é apresentado, de forma sucinta, os conceitos de refrigeração e, em seguida, foca em questões de dimensionamento, apresentando tabelas e dados relevantes para projetos de refrigeração.

3 CONCEITOS

3.1 INTRODUÇÃO À REFRIGERAÇÃO

A refrigeração, basicamente, consiste no processo de promover a transferência de energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de maior temperatura através do fornecimento de trabalho (BORGNAKKE, SONNTAG, 2009).

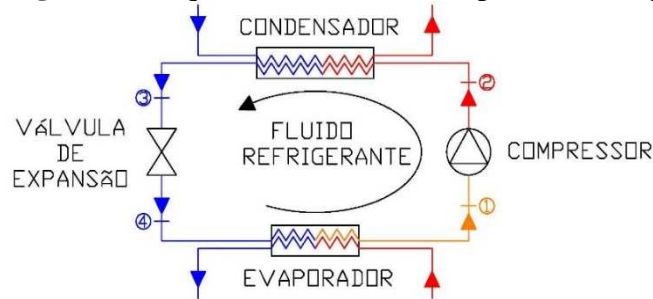
O processo de refrigeração pode ser dividido em três segmentos: arrefecimento, reduzir a temperatura do corpo até a temperatura ambiente; resfriamento, abaixar a temperatura do corpo até a temperatura de solidificação; congelamento, diminuir a temperatura além da temperatura de solidificação (COSTA, 1982).

Sucintamente, na refrigeração há três tipos construtivos de sistemas: compressão de vapor, refrigeração por absorção e termoelétrico por efeito *Peltier*. Devido a sua alta eficiência, o sistema de compressão de vapor é o mais usual no ambiente industrial e na maioria das aplicações. Além disso, é a principal máquina de refrigeração deste estudo (TASSINI, 2012).

Simplificadamente, Stoecker, Jabardo (2002) e Embraco (2013) esquematizam o ciclo de compressão de vapor, Figura 3, com cinco elementos básicos:

- ❖ **Compressor:** é o principal componente do ciclo, sendo responsável pela sucção e compressão do fluido refrigerante, garantindo a sua circulação;
- ❖ **Evaporador:** é responsável por realizar a troca térmica entre o fluido refrigerante e o meio a ser refrigerado;
- ❖ **Válvula de Expansão:** cuja função é restringir a vazão de fluido refrigerante, promovendo sua expansão até a pressão de vaporização e, simultaneamente, provocar a redução de sua temperatura;
- ❖ **Condensador:** tem a função de condensar o vapor superaquecido proveniente do compressor, transferindo o calor do fluido refrigerante para o ambiente externo;
- ❖ **Fluido refrigerante:** é um produto químico que possui propriedades peculiares, sendo o responsável por realizar as trocas térmicas no sistema de refrigeração;

Figura 3- Esquema do ciclo de compressão de vapor.



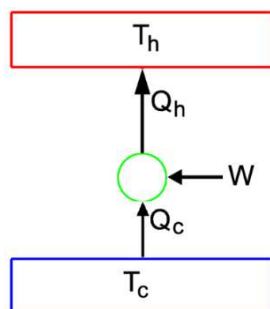
Fonte: Autoria própria.

3.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

3.2.1 Ciclo de refrigeração de Carnot

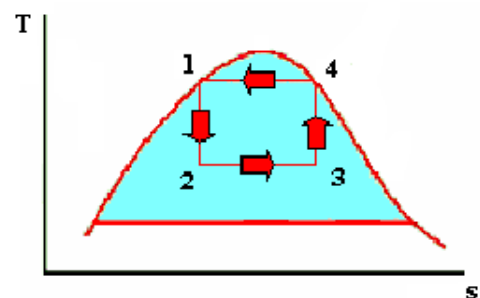
O ciclo de refrigeração pode ser representado por um ciclo ideal reversível de Carnot* que atua sobre dois patamares de temperatura. Embora impossível por questões de irreversibilidade, o ciclo de Carnot, Figura 4 e 5, representa o limite máximo de eficiência entre dois níveis de temperatura e é um importante parâmetro de comparação que permite saber quão bom é um processo a ser estudado (STOECKER, JONES, 1985).

Figura 4- Esquema de refrigerador térmico.



Fonte: Autoria própria.

Figura 5- Diagrama Temperatura-Entropia para o ciclo Carnot de refrigeração.



Fonte: Panesi (2014).

3.2.2 Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor

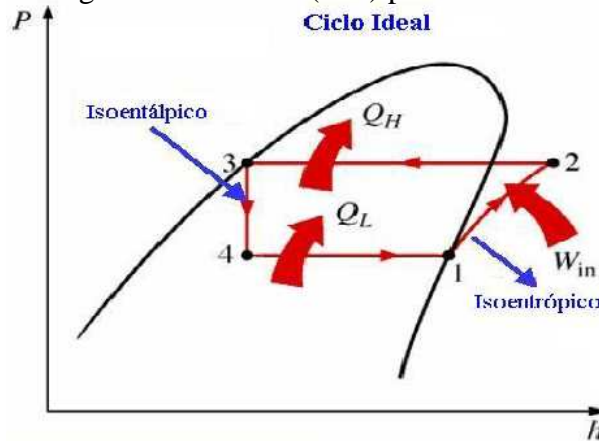
Devido as particularidades presentes no ciclo de refrigeração por compressão, existe um ciclo ideal, o ciclo teórico de refrigeração na Figura 6, que melhor representa os processos do ciclo real nas mesmas condições (VENTURINI, 2005). É importante ressaltar que, ainda assim, o ciclo teórico possui uma performance melhor que o sistema real.

*Ver detalhamento no Apêndice A.1

O ciclo teórico de refrigeração pode ser representado em 4 etapas, como segue:

- I. **Processo 1→2:** o fluido passa pelo compressor, que tem a função de comprimi-lo, elevando a sua pressão até a pressão de condensação (P_c). Ao sair do compressor, o gás encontra-se superaquecido a uma temperatura maior que a temperatura do condensador (T_c). No ciclo teórico, a compressão é adiabática reversível (isentrópica), ou seja, as perdas que ocorrem no processo real são desprezadas (DUFRIIO, 2013);
- II. **Processo 2→3:** o fluido passa pelo condensador, no qual ocorre a rejeição de calor. Nesse trocador, o fluido será dessuperaquecido e, em seguida, calor latente será retirado até que o fluido se torne líquido saturado na pressão de condensação (P_c);
- III. **Processo 3→4:** na válvula de expansão ocorre uma brusca perda de carga através da restrição da vazão de fluido. A redução de pressão acontece de forma controlada até atingir a pressão de evaporação. No ciclo ideal, a expansão é um processo isoentálpico, ou seja, as variações de energia cinética e potencial são desprezadas (DUFRIIO, 2013);
- IV. **Processo 4→1:** no evaporador, o fluido retira calor do meio a ser refrigerado. Ao receber esse calor, o fluido saturado sofre vaporização, utilizando-se do calor latente para maximizar a troca térmica (DUFRIIO, 2013);

Figura 6- Diagrama de Mollier (Pxh) para o ciclo teórico de refrigeração.



Fonte: Panesi (2014).

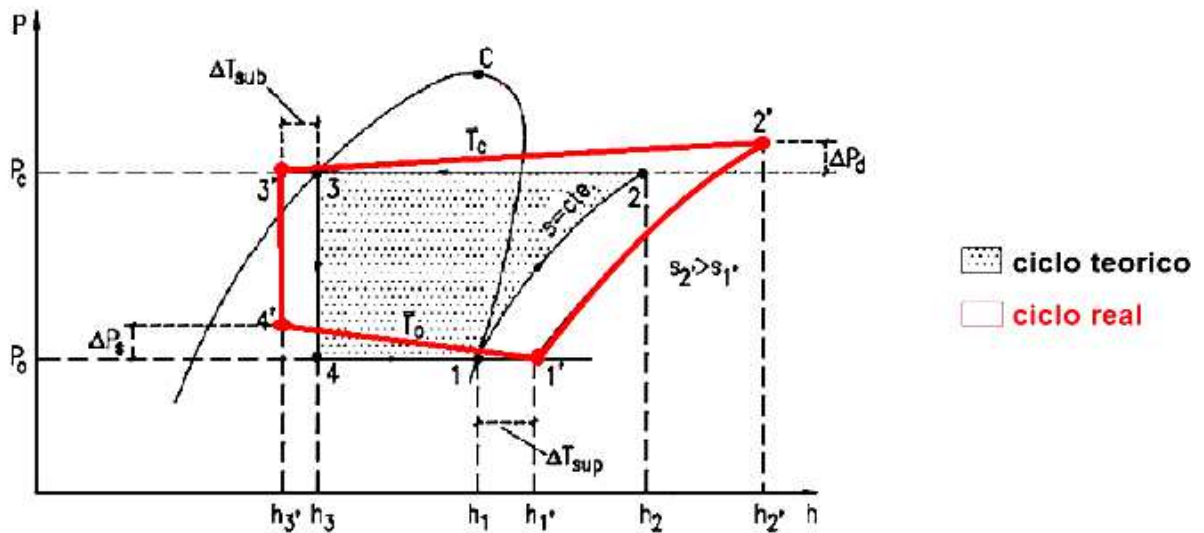
3.2.3 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

As diferenças entre o ciclo real e o ciclo teórico de refrigeração, Figura 7, são devidas:

- ❖ Às perdas de carga que ocorrem no condensador e no evaporador, respectivamente, representadas por ΔP_d e ΔP_s (LOUREIRO, 2012);

- ❖ Ao sub-resfriamento, ΔT_{sub} , para garantir, somente, a entrada de líquido no dispositivo de expansão, o que mantém a capacidade de refrigeração do sistema e, também, pode representar um aumento no COP (PANESI, 2014);
- ❖ Ao superaquecimento, ΔT_{sup} , na entrada do compressor para evitar a entrada de líquido nesse equipamento (LOUREIRO, 2012);
- ❖ Ao fato do processo de compressão ser politrópico, ou seja, ocorre a variação de entropia. Dependendo do trabalho realizado pelo compressor e da natureza do fluido refrigerante, a temperatura de descarga T_2 pode atingir valores elevados, sendo necessário um resfriamento forçado no compressor (RAHN, 2006);
- ❖ Outras mudanças podem existir devido a questões construtivas, operacionais ou de aplicação; fazendo com que diferenças significativas sejam acrescentadas e tornando esse circuito cada vez mais complexo (LOUREIRO, 2012);

Figura 7- Diferença entre o ciclo real e o ciclo teórico- diagrama de Mollier.



Fonte: Venturini (2005).

3.2.4 Balanço de energia no ciclo de compressão de vapor

Na análise quantitativa, é considerado que o sistema de compressão de vapor opera em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, atua sobre a temperatura de condensação, T_{cond} , e a temperatura de evaporação, T_{evap} (VENTURINI, 2005; LOUREIRO, 2012).

Segundo a Primeira Lei da Termodinâmica é possível estabelecer o balanço de massa e energia para todo o ciclo, sendo o balanço energético definido conforme equação 1.

$$\sum E_{Entra} = \sum E_{Sai} \quad \Leftrightarrow \quad Q_{evap} + W_{comp} = Q_{cond} + Q_{comp} \pm Q_{pd} \quad (1)$$

Sendo:

Q_{evap} - capacidade de refrigeração [W]

W_{comp} - potência do compressor [W]

Q_{cond} - capacidade de rejeição de calor no condensador [W]

Q_{comp} - taxa de transferência de calor através do circuito de refrigeração do compressor [W]

Q_{pd} - taxa de transferência de calor referente a totalidade de perdas, por exemplo, perdas em tubulações de distribuição, em tanques, etc.... [W]

Além disso, é possível estabelecer um volume de controle para cada componente, com uma entrada e uma saída, obtendo-se o balanço de energia conforme a equação 2.

$$Q - W_{\acute{u}til} = (h + \frac{1}{2}V^2 + g\Delta z)_s \dot{m}_s - (h + \frac{1}{2}V^2 + g\Delta z)_e \dot{m}_e \quad (2)$$

Sendo:

Q - taxa de transferência de calor [W]

g - aceleração da gravidade [m/s²]

$W_{\acute{u}til}$ - trabalho [W]

Δz - variação de altura [m]

h -entalpia específica [J/kg]

\dot{m} - fluxo de massa [kg/s]

V - velocidade [m/s]

3.2.5 Carga térmica

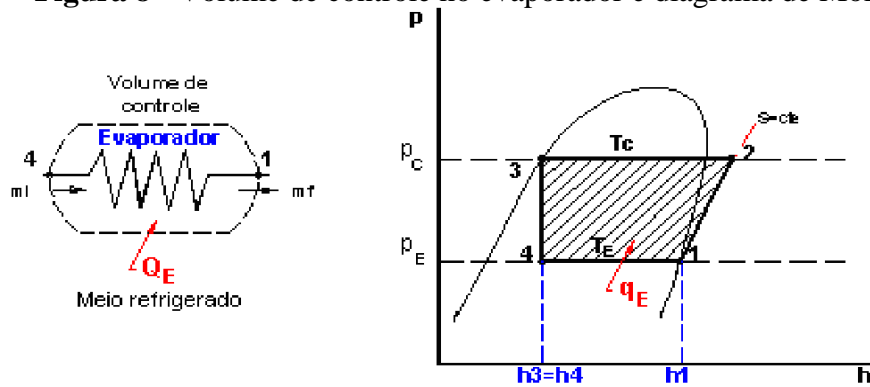
Carga térmica, ou capacidade de refrigeração, é a quantidade de calor retirada por um sistema de refrigeração em certa unidade de tempo (BALESTIERI, 2009).

Frequentemente, a carga térmica é designada por Tonelada de Refrigeração (TR). Sendo que uma TR é a quantidade de calor retirada da água a 0°C para formar uma tonelada de gelo a 0°C no período de 24 horas (BALESTIERI, 2009)

Em plantas químicas, a carga térmica pode ser obtida através do balanço químico de um processo, ou seja, calculando a taxa de transferência de calor requerida pelos consumidores. Outra maneira de se obter a carga térmica* consiste em fazer o volume de controle no evaporador da máquina de refrigeração, Figura 8.

* Ver detalhes do equacionamento da carga térmica no Apêndice A.2

Figura 8- Volume de controle no evaporador e diagrama de Mollier.

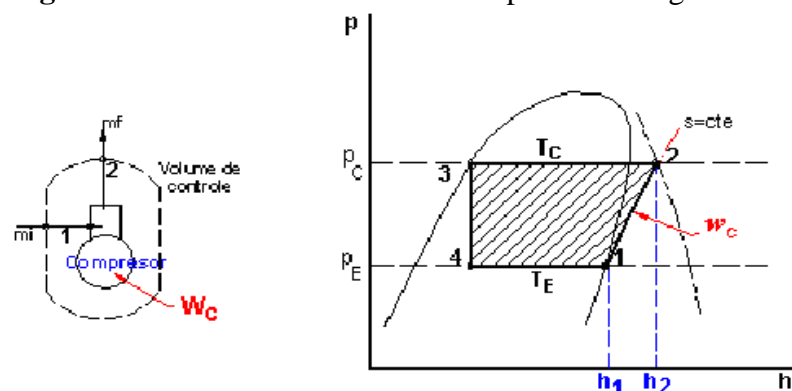


Fonte: Rahn (2006).

3.2.6 Potência de compressão

A potência de compressão** refere-se a quantidade de energia por unidade de tempo fornecida ao fluido refrigerante para elevar sua pressão, da pressão de evaporação até a pressão de condensação. A potência de compressão ideal (isentrópica) é obtida aplicando-se o volume de controle no compressor, Figura 9 (VENTURINI, 2005).

Figura 9- Volume de controle no compressor e diagrama de Mollier.



Fonte: Rahn (2006).

Como o processo de compressão depende da tecnologia envolvida, das características da máquina e do tipo de fluido; a potência mecânica, ou seja, a potência real é fornecida pelo fabricante. Fazendo uma boa estimativa da eficiência isentrópica, é possível obter valores razoáveis para a compressão real, como segue:

- ❖ **Compressores Alternativos:** $0,55 \leq \eta \leq 0,90$ (COSTA, 1982);
- ❖ **Compressores Parafuso:** $0,60 \leq \eta \leq 0,82$ (WANG, 2000);
- ❖ **Compressores Centrífugos:** $0,7 \leq \eta \leq 0,83$ (COSTA, 1982);

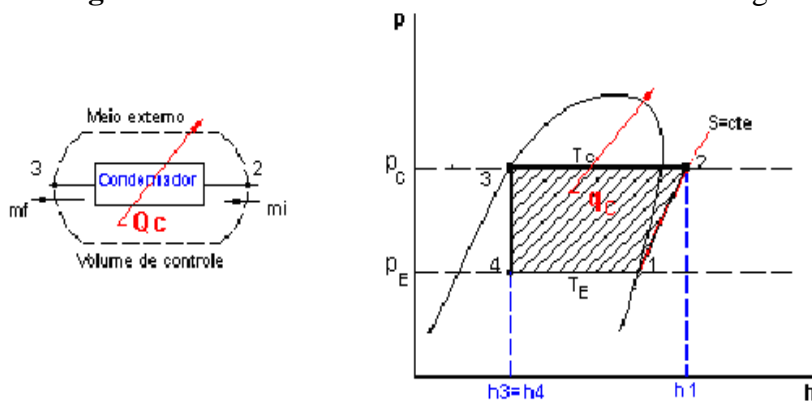
** Ver detalhes do equacionamento da potência de compressão no Apêndice A.3

Na avaliação de eficiência das máquinas de refrigeração, é usual efetuar os cálculos utilizando a potência consumida pelo motor elétrico do compressor, pois é a energia consumida de fato pelo sistema.

3.2.7 Rejeição de calor no condensador

O calor a ser dissipado por unidade de tempo corresponde a somatória do calor recebido no evaporador e no processo de compressão. A quantidade de calor rejeitado* é determinada ao fazer o volume de controle no condensador, Figura 10, e o meio responsável por retirar esse calor do fluido pode ser o ar ou um líquido, normalmente, a água (TASSINI,2012).

Figura 10- Volume de controle no condensador e diagrama de Mollier.

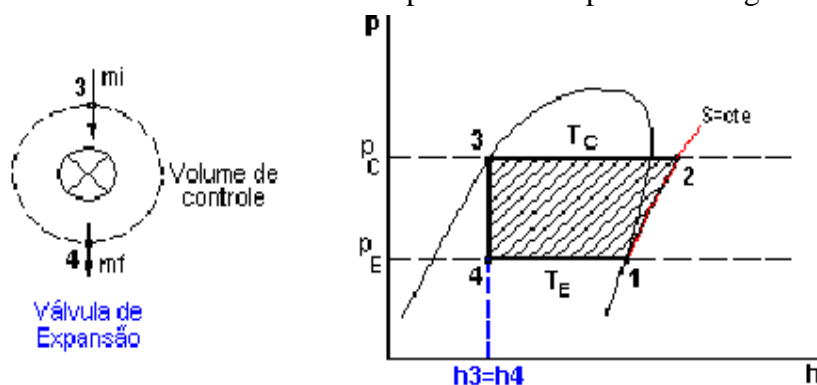


Fonte: Rahn (2006).

3.2.8 Dispositivo de expansão

Em um processo ideal, a expansão do fluido refrigerante ocorre sem a realização de trabalho ou transferência de calor, ou seja, não há variação de entalpia, Figura 11.

Figura 11- Volume de controle no dispositivo de expansão e diagrama de Mollier.



Fonte: Rahn (2006).

* Ver detalhes do equacionamento da rejeição de calor no Apêndice A.4

3.2.9 Coeficiente de performance (COP)

Na refrigeração, a eficiência energética, rendimento, é analisada através de uma grandeza adimensional, o COP. O coeficiente de performance avalia a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho gasto no processo de compressão, sendo o COP teórico de uma máquina de refrigeração definido pela equação 3:

$$COP = \frac{\text{Calor retirado do ambiente}}{\text{trabalho adicionado}} = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3)$$

Sendo:

COP - coeficiente de performance W_{comp} - trabalho do compressor [W]

Q_{evap} – capacidade de refrigeração [W] h - entalpia específica [J/kg]

O COP real será sempre menor que o teórico para as mesmas condições de operação. Isso ocorre porque, para um ciclo teórico, o COP depende apenas das propriedades do refrigerante e das temperaturas de condensação e vaporização. Já para um ciclo real, a eficiência sofre interferência de muitas outras características, como, por exemplo: propriedades na sucção do compressor, da tecnologia característica do compressor e dos demais equipamentos que compõem o sistema (SALVADOR, 1999; LOUREIRO, 2012).

Quando se avalia sistemas mais complexos, é necessário levar em conta todo o sistema de refrigeração, calculando-se o COP global, que considera a taxa total de transferência calor retirado em função de todos os trabalhos envolvidos, como: trabalho de ventilação, trabalho de bombas e outros trabalhos associados a esse sistema, equação 4 (MAGALHÃES SOBRINHO, 2014).

$$COP_{GLOBAL} = \frac{Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n}{W_{comp} + W_{ventilação} + W_{bomba} + W_{vent.cond}} = \frac{Q_{T.retirada}}{W_{Total}} \quad (4)$$

Sendo:

COP - coeficiente de performance

$Q_{T.retirada}$ -taxa de calor total retirada [W]

W_{Total} - potência total consumida [W]

W_{comp} - trabalho do compressor [W]

$W_{ventilação}$ - potência consumida para ventilação[W]

W_{bomba} - potência consumida por bombas instaladas no sistema [W]

$W_{vent.cond}$ - potência do ventilador do condensador [W]

É usual que a eficiência energética seja escrita em outras unidades de medida*, como o EER $\left(\frac{BTU}{Watt*hora}\right)$ que mede a razão da capacidade de refrigeração, BTU/hora, pelo total de energia consumida em Watt. Além disso, podemos ter a eficiência em kW/TR.

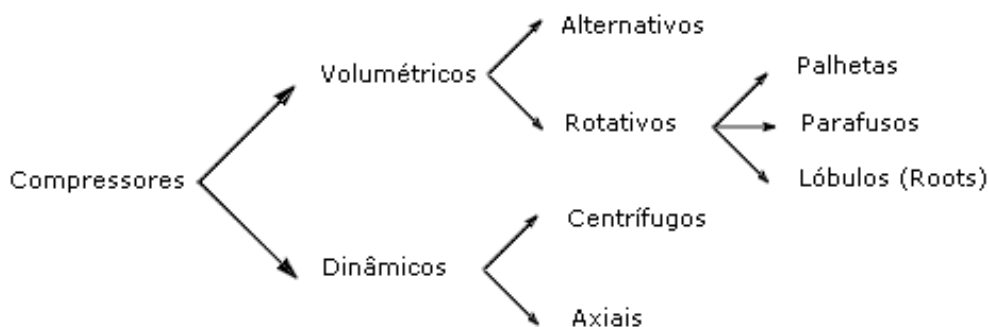
3.2.10 Transferência de calor

A análise da transferência de calor** é uma ferramenta que será utilizada para verificar o dimensionamento de alguns equipamentos e para identificar e quantificar possíveis perdas existentes no sistema.

3.3 COMPRESSORES

Na refrigeração, o compressor tem papel crucial, sendo suas condições de operação determinadas através de seu comportamento característico e das condições impostas por outros equipamentos do sistema (MATOS, 2008). A seleção de compressores na refrigeração depende do tipo de fluido, das suas características construtivas, da vazão requerida, da pressão de descarga e das temperaturas de vaporização e condensação (TASSINI,2012). Praticamente, é utilizado todos os tipos de compressores, que podem ser classificados conforme a sua construção: aberto, no qual o eixo atravessa a carcaça e conecta-se a um motor externo; semi-hermético e hermético (selado). Além disso, podem ser classificados conforme a sua concepção, Figura 12. Na Figura 13, tem-se a faixa de operação de cada concepção em função da pressão de descarga e da vazão.

Figura 12- Classificação de compressores quanto a concepção.

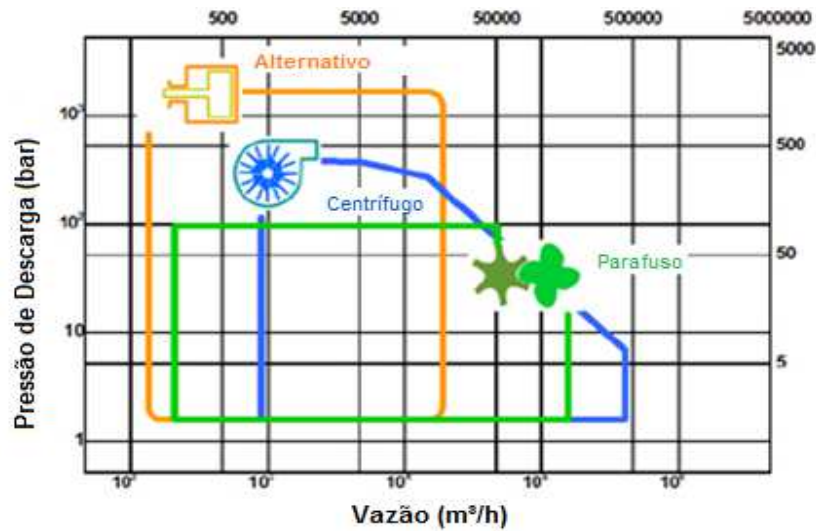


Fonte: Galvão (2014).

* Ver detalhes das conversões A.6

** Ver detalhes das equações utilizadas em transferência de calor A.7

Figura 13- Faixa de operação de compressores.

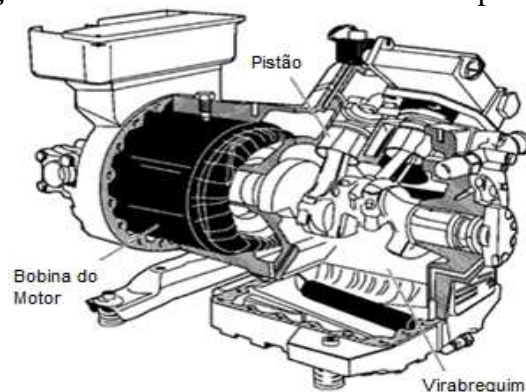


Fonte: Kobelco (2014).

3.3.1 Compressores alternativos

A maioria dos compressores alternativos são a pistão, Figura 14, no qual, em sua operação, o pistão em movimento descendente aspira o fluido refrigerante pela válvula de admissão, preenchendo a câmara e, no movimento ascendente, comprime o gás até descarregá-lo em direção ao condensador (LEDA,2008).

Figura 14- Vista isométrica de um compressor a pistão.



Fonte: Wang (2000).

A capacidade de refrigeração desses compressores depende do número de cilindros, da rotação, das dimensões do pistão, do volume do espaço morto e da tecnologia empregada nas válvulas (MARTINELLI, 2012; ERI, 2007).

Compressores alternativos podem operar em um único estágio ou em múltiplos estágios. Sistemas de múltiplos estágios podem ser configurados de duas maneiras: dois compressores separados, sendo um de baixa pressão (*booster*) e outro de alta; ou, então, um único compressor

com cilindros de alta e baixa (disposição *compound*). A escolha por um sistema de único estágio ou de múltiplo estágio depende do consumo energético final obtido e deve ser analisado caso a caso. Porém, os sistemas de múltiplo estágio possuem vantagens interessantes: remoção do vapor de *flash*, resfriamento intermediário do fluido refrigerante e possibilidade de trabalhar de forma eficiente em diferentes temperaturas de evaporação (COSTA, 1982, STOECKER, JABARDO, 2002).

Normalmente, os compressores alternativos são utilizados em instalações de pequeno e médio porte, ou em casos industriais específicos. Esses compressores são preferidos em situações em que (COSTA, 1982):

- ❖ A entalpia de vaporização é elevada, como para os refrigerantes: **R-22**, **R-134A**, **R-404A**, **R-407A**, **R-407C**, **R-170**, **R-744** (gás carbônico) e **R-717** (amônia);
- ❖ Há a necessidade de elevadas variações de pressão. Lembrando que com o aumento da diferença de pressão, tem-se a queda do rendimento (WANG, 2000);
- ❖ A vazão requerida é baixa;

O design desse compressor é otimizado para cada faixa de operação e envolve a aplicação do refrigerante conforme especificação. Operar fora das condições para as quais o compressor foi projetado, pressão de sucção e temperaturas de vaporização e de condensação, pode resultar em perdas de rendimento acima de 10% e, também, em aumento do consumo de energia. Além disso, pode causar sobrecarga ou superaquecimento do equipamento, fazendo com que o protetor térmico seja acionado, ou provocando o desligamento do compressor, ou ocasionando a sua quebra (ERI, 2007).

A presença de refrigerante líquido ou de grandes quantidades de óleo lubrificante no compressor é um fator crítico, podendo levar a falha mecânica desse equipamento (ERI, 2007).

Algumas medidas operacionais são relevantes para garantir um bom rendimento, como:

- ❖ Quanto maior for a pressão de sucção, menor será o volume específico do refrigerante e, conseqüentemente, maior será a eficiência volumétrica (COSTA, 1982);
- ❖ O resfriamento adequado do compressor é essencial para controlar a temperatura de descarga e para melhorar a eficiência de compressão do fluido refrigerante (COSTA, 1982);
- ❖ Calibração adequada e manutenção preventiva e preditiva em dia;

O Compressor alternativo possui bom rendimento quando opera em plena carga, no entanto, o COP do ciclo é prejudicado quando se opera em cargas parciais; por isso, tem sido substituído por compressores parafuso e centrífugo (WANG, 2000). Para esse tipo construtivo, o controle de capacidade de refrigeração pode ser manual ou automático e pode ser realizado por meio de (COSTA, 1982; MATOS, 2008; VENTURINI, 2005):

- ❖ Controle *On-Off*;
- ❖ Fechamento parcial da válvula da tubulação de sucção;
- ❖ *By-pass* de gás quente na descarga para o evaporador;
- ❖ Funcionamento a vazio de um ou mais cilindros, pelo levantamento da válvula de sucção;
- ❖ Sangria do gás comprimido entre sucção e descarga;

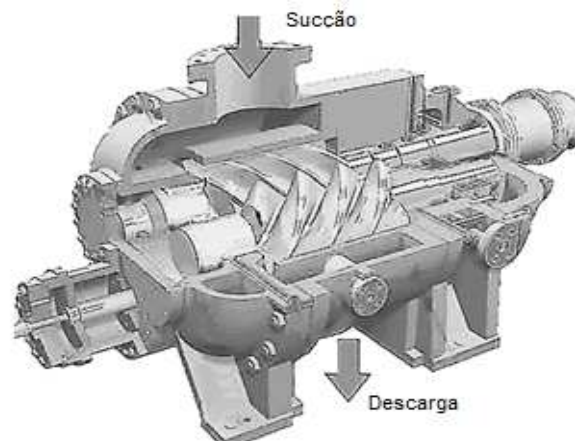
Segundo a Norma ASHRAE.90.12007, o COP mínimo aceitável é de 4,20 para sistemas de refrigeração providos de compressores alternativos com condensador a água, independente da capacidade de refrigeração.

3.3.2 Compressores parafuso

Os compressores parafuso possuem duas concepções: simples e de fuso duplo. Os compressores de fuso duplo são os mais utilizados pois apresentam uma eficiência isentrópica maior, de 3 a 4%. Dessa forma, será o compressor detalhado e, simplesmente, será designado por compressor parafuso (SALVADOR, 1999; LOUREIRO, 2012; VENTURINI, 2005).

Um compressor parafuso, Figura 15, apresenta dois rotores, sendo que o motor aciona um deles e por “engrenamento” o outro é acionado. Um dos fusos corresponde ao rotor macho, com 4 lóbulos, e o outro ao rotor fêmea, com 6 reentrâncias. Esses fusos encontram-se dentro de uma carcaça e são apoiados por mancais de rolamento.

Figura 15- Vista isométrica de um compressor parafuso.



Fonte: Kobelco (2014).

Assim que o gás refrigerante é aspirado, o volume preenche o espaço entre os lóbulos e, então, a abertura de entrada e saída são bloqueadas. Em seguida, o gás é comprimido por sucessivas rotações até que atinja a pressão necessária e, por fim, o gás é liberado na descarga (WANG, 2000; CASTRO, 2014).

A concepção desse compressor permite a introdução de refrigerante no estado líquido, o que não é possível em outros tipos construtivos. Assim, para essa tecnologia, não é necessário o superaquecimento do refrigerante na entrada do compressor.

O óleo lubrificante tem papel fundamental nesse sistema, pois é responsável por realizar a lubrificação, garantir a vedação de folgas e realizar o resfriamento. É importante ressaltar que é necessário realizar a separação do óleo e do fluido refrigerante que são descarregados pelo compressor. Na filtragem, ocorre primeiro a separação mecânica e, em seguida, têm-se a separação por um filtro coalescente (MATOS, 2008).

Esse resfriamento interno, por meio de óleo lubrificante, permite um baixo aquecimento da máquina, a possibilidade de atingir altas relações de compressão em um único estágio e uma redução considerável da temperatura final dos gases comprimidos, o que representa um ganho energético notável para a compressão (MARTINELLI, 2012; MATOS, 2008).

A relação de compressão é a limitação dessa tecnologia. Assim, para uma determinada relação de compressão existem desenhos definidos para as janelas de admissão e descarga, bem como, há uma proporção ideal entre o comprimento e o diâmetro do rotor para uma certa capacidade de deslocamento volumétrico (MATOS, 2008).

O compressor parafuso possui muitas vantagens, como segue (LEDA, 2008):

- ❖ Opera com a maioria dos refrigerantes usuais, sendo escolhido para trabalhar com fluidos que possuem entalpia de vaporização média, como: **R-21**, **R-22**, **R-134A**, **R-404A**, **R-407C** e **R-717** (VENTURINI, 2005);
- ❖ Opera com deslocamento contínuo;
- ❖ Não ocorre golpes e oscilação de pressão;
- ❖ Não apresenta válvulas de entrada e saída;
- ❖ Opera, relativamente, com baixas temperaturas interna e de descarga do gás;
- ❖ Requer pouca manutenção;
- ❖ Permite operar em altas rotações;
- ❖ Admite modulação com boa performance;

O controle de capacidade de refrigeração em um compressor parafuso pode ser realizado de duas formas:

- ❖ **Slide Valve***: a válvula de gaveta tem por finalidade retornar uma parte do gás aspirado para a entrada. Em plena carga, a válvula gaveta encontra-se na posição fechada e, com a

**Slide Valve* é um termo em inglês que significa válvula gaveta. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática

diminuição de carga, a válvula se desloca para trás afastando-se do batente. O movimento é acionado por um dispositivo eletrônico (MARTINELLI, 2012);

- ❖ **Variable Speed Driver** (VSD):** é um controlador que comanda o motor elétrico do compressor variando a frequência. A tecnologia VSD permite ganhos de eficiência expressivos em cargas parciais, chegando na ordem de 30% ou mais (ENERGY DESIGN RESOURCES, 2010);

Segundo a Norma ASHRAE.90.12007, os requisitos de eficiência mínimos aceitáveis para essa tecnologia são indicados conforme Tabela 1:

Tabela 1- COP mínimo para compressores parafuso.

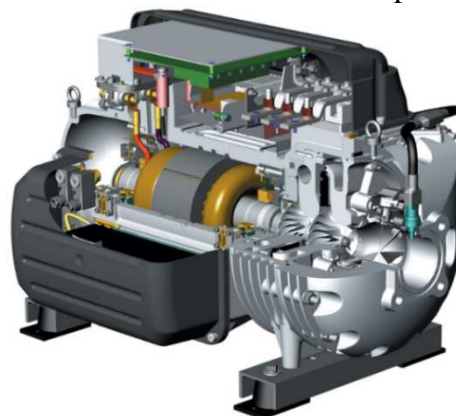
Requisitos mínimos de eficiência para compressores PARAFUSO com condensador refrigerado a água	
Categoria de Capacidade	COP Mínimo
$Q_{refrig} \leq 528 \text{ kW}$	4,45
$528 \text{ kW} \leq Q_{refrig} \leq 1055 \text{ kW}$	4,90
$Q_{refrig} \geq 1055 \text{ kW}$	5,50

Fonte: ASHRAE (2007).

3.3.3 Compressores centrífugos

O compressor centrífugo é uma turbo-máquina, Figura 16, que possui, montado em um eixo com mancais de deslizamento, um ou uma série de impelidores dotados de palhetas dispostas radialmente, geralmente encurvadas no sentido inverso ao da rotação do eixo (VALADÃO, 2002).

Figura 16- Vista isométrica de um compressor centrífugo.



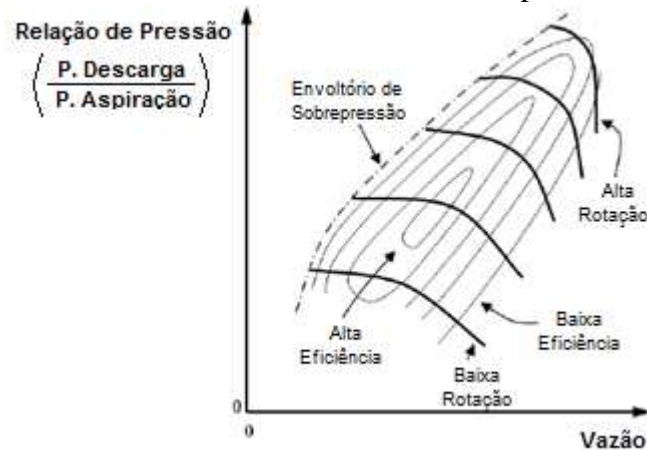
Fonte: Thermalcare (2014).

** *Variable Speed Driver* é um termo em inglês que designa inversor de frequência. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

A rotação dos impelidores gera uma corrente de gás refrigerante que penetra pela abertura central do rotor. Sob o efeito da força centrífuga, o gás é projetado para a periferia, alcançando os difusores, conjunto de condutos. Os difusores conduzem o gás em uma trajetória radial e espiral para a periferia. Nesse processo, a área de passagem aumenta progressivamente, fazendo com que o gás desacelere e, conseqüentemente, aumente a pressão. Portanto, o impelidor transfere energia ao gás, aumentando a velocidade, e o difusor converte a energia de velocidade em pressão (MARTINELLI, 2012; VALADÃO, 2002).

Para cada turbo-máquina projetada, existe um gráfico característico de desempenho, semelhante ao da Figura 17, no qual tem-se a razão de pressões em função vazão. Além disso, apresenta linhas de eficiência e o desempenho para diversas rotações (VENTURINI, 2005).

Figura 17- Curva característica de um compressor centrífugo.



Fonte: Venturini (2005).

Frequentemente, os compressores centrífugos são acionados por motores elétricos, síncronos ou de indução. Em várias situações, são acionados por turbinas a vapor e, às vezes, por turbina a gás (COSTA, 1982; WANG, 2000).

Os compressores centrífugos possuem certas características que o tornam uma ótima opção técnica, como:

- ❖ Operam em altas rotações, de 1800 à 50000 rpm (WANG, 2000);
- ❖ Fornecem uma grande capacidade de refrigeração em um design compacto, existindo máquinas na faixa de 350 a 35000 kW (WANG, 2000);
- ❖ Fornecem grandes vazões de fluido refrigerante (LEDA, 2008);
- ❖ Possuem um rendimento isentrópico elevado, variando de 0,7 a 0,83 (WANG, 2000);
- ❖ São equipamentos sem vibração e de alta durabilidade (COSTA, 1982);
- ❖ Não há contato entre fluido refrigerante e óleo lubrificante (COSTA, 1982);

Devido ao elevado custo de investimento, não é economicamente viável fabricar compressores centrífugos pequenos (WANG, 2000). Dessa forma, esses compressores são usados, preferencialmente, em sistemas industriais grandes e complexos, como em sistemas indiretos de água fria ou salmoura (COSTA, 1982).

O número de estágios necessários para a compressão depende, essencialmente, do fluido refrigerante e das temperaturas de funcionamento do ciclo. Normalmente, para a produção de água fria, os compressores centrífugos possuem de 1 a 3 estágios; já para o resfriamento de salmoura, possuem de 3 a 8 estágios (COSTA, 1982).

Preferencialmente, esse tipo de máquina faz o uso de fluidos refrigerantes com baixa entalpia de vaporização, como **R-11**, **R-12**, **R-22**, **R-134A** e **R-717** (COSTA, 1982).

Em compressores centrífugos, o controle de capacidade de refrigeração pode ser realizado de três formas:

- ❖ **Válvula na sucção:** a válvula de gaveta tem por finalidade limitar vazão de entrada (VALADÃO, 2002);
- ❖ **Aletas variáveis na entrada do rotor:** a finalidade é proporcionar novas curvas de desempenho (MATOS, 2008; VALADÃO, 2002);
- ❖ **Variando a velocidade de rotação:** é o método mais eficiente de controle e é empregado pelo uso da tecnologia VSD em acionamento por motores elétricos ou pela regulação da velocidade de rotação da turbina em turbo-acionamentos (WANG, 2000);

Segundo a Norma ASHRAE.90.12007, os requisitos de eficiência mínimos aceitáveis para compressores centrífugos acionados por motor elétrico são indicados conforme Tabela 2:

Tabela 2- COP mínimo para compressores centrífugos.

Requisitos mínimos de eficiência para compressores CENTRÍFUGOS com condensador refrigerado a água	
Categoria de Capacidade	COP Mínimo
$Q_{refrig} \leq 528 \text{ kW}$	5,00
$528 \text{ kW} \leq Q_{refrig} \leq 1055 \text{ kW}$	5,55
$Q_{refrig} \geq 1055 \text{ kW}$	6,10

Fonte: ASHRAE (2007).

3.4 CONDENSADORES

O condensador é um trocador de calor que tem por finalidade esfriar e condensar o gás refrigerante, na forma de vapor superaquecido, proveniente do processo de compressão. Nesta operação, a quantidade de calor, proveniente do processo de evaporação e compressão, é dissipada para o ambiente externo usando água ou ar (COSTA, 1982).

3.4.1 Mecanismos de troca de calor em um condensador

Majoritariamente, a transferência de calor entre os fluidos, refrigerante e externo, ocorre por convecção. Em um ambiente industrial, a convecção forçada é a mais utilizada por aumentar a capacidade de troca térmica (EMBRACO, 2013).

Em um condensador, o mecanismo aspirado de troca térmica acontece em 3 etapas:

- I. **Dessuperaquecimento:** por meio da troca de calor sensível com o ambiente externo, o fluido refrigerante no estado gasoso é resfriado até atingir a temperatura de condensação. Como a temperatura depende da pressão, quanto maior a pressão de descarga, maior será a temperatura de condensação (EMBRACO, 2013; TASSINI, 2012);
- II. **Condensação:** nesta etapa o fluido refrigerante está na temperatura de saturação para uma determinada pressão de descarga. A troca térmica retira calor latente, transformando o vapor saturado em líquido saturado. Esse processo libera grande quantidade de calor para o meio ambiente e é fundamental para o sistema de refrigeração (EMBRACO, 2013);
- III. **Sub-resfriamento:** o calor sensível é retirado do refrigerante em estado líquido. Esta troca ocorre até o momento em que o fluido refrigerante passa pelo filtro secador e entra no dispositivo de expansão. O sub-resfriamento garante que apenas refrigerante líquido entre no dispositivo de expansão e, também, representa um aumento do COP (EMBRACO, 2013);

Basicamente, as parcelas de calor transferida dependem da relação de compressão e do fluido refrigerante, sendo que variam de 7,5% a 12,5% no dessuperaquecimento, de 80 a 90% na condensação e de 2,5 a 7,5% no sub-resfriamento (COSTA, 1982).

3.4.2 Capacidade de transferência de calor de um condensador

Há vários parâmetros que podem interferir na capacidade de transferência de calor de um condensador, como segue:

- ❖ **Tipo construtivo:** para determinada área de troca térmica e condições de projeto, cada modelo construtivo apresenta certa capacidade de refrigeração, características econômicas e limitações. Então, a escolha adequada do tipo de condensador é fundamental para garantir a eficiência e um bom projeto do sistema de refrigeração;
- ❖ **Dimensionamento:** o correto dimensionamento do condensador é outro fator indispensável em sistemas de refrigeração. O projeto deve ser realizado de forma que a troca térmica garanta que o fluido refrigerante seja, no mínimo, líquido saturado na saída

desse equipamento. Além disso, deve ser projetado para pressões e temperaturas razoáveis, já que o processo real pode sofrer variações (MARTINELLI, 2012).

É usual, no dimensionamento, considerar que ocorre somente o processo de condensação na troca térmica e, depois, é acrescentado um fator de segurança de 10% (COSTA, 1982). Na prática, é preferível que o condensador seja moderadamente superdimensionado. Caso o condensador seja subdimensionado, haverá perdas na capacidade de refrigeração e o sistema não atingirá as temperaturas desejadas. As consequências do subdimensionamento são os aumentos da pressão do lado de alta, dos esforços no compressor e no motor para garantir a compressão, da temperatura interna do motor e, também, do consumo de energia. Esses fatores podem acionar o protetor térmico do motor e, até mesmo, provocar o rompimento e carbonização da placa (EMBRACO, 2013);

- ❖ **Temperatura de condensação:** geralmente, a temperatura de condensação é fixada, entre 5,0°C e 8,0°C, acima da temperatura de saída da água de torre (LOUREIRO, 2012). Logo, deve-se buscar obter as menores temperaturas de entrada do fluido refrigerante e do meio de resfriamento, a fim de conseguir a menor temperatura de condensação possível e, assim, ter o aumento da eficiência do sistema (CASTRO, 2014);
- ❖ **Vazão do meio de resfriamento:** ao aumentar a vazão do meio de resfriamento, maior será a capacidade de transferência de calor, porém tem-se um aumento na potência de bombeamento (água) ou de ventilação (ar). Então, é preciso fazer uma avaliação energética e econômica para encontrar a vazão ótima para o sistema (STOECKER, JABARDO, 2002);
- ❖ **Fator de incrustação:** as incrustações interferem na área necessária para realizar uma determinada troca térmica. Assim, o aumento desse fator representa uma perda de capacidade de troca térmica, o que pode chegar a comprometer o sistema de refrigeração e seus processos. Portanto, fazer uma boa gestão da manutenção, realizando o monitoramento e a manutenção preventiva, é essencial para que o condensador não perca a capacidade de retirar calor do fluido refrigerante com o uso (EMBRACO, 2013);
- ❖ **Presença de ar e incondensáveis:** estes gases podem entrar no sistema de diversas maneiras, por exemplo: através de juntas, selos, válvulas e etc. Quando inseridos no sistema, esses incondensáveis acarretam uma série de problemas que resultam na dissolução prévia do refrigerante, na elevação da pressão e na redução do coeficiente de transferência de calor. Portanto, é necessário realizar a purga do sistema para garantir a alta performance (STOECKER, JABARDO, 2002);

3.4.3 Tipos de condensadores

Em suma, há 3 tipos de condensadores: resfriado a ar; resfriado a água e evaporativo. Os condensadores resfriado a água e evaporativo são os mais empregados industrialmente, pois possuem maior capacidade de retirar calor para uma mesma área de troca térmica. Dessa forma, são eles que serão detalhados neste tópico.

3.4.3.1 Condensador resfriado a água

Normalmente, esse tipo de condensador trabalha em conjunto com torres de resfriamento. O processo que ocorre pode ser dividido em 3 etapas:

- ❖ Um sistema de bombeamento responsável por levar a água que sai da torre de resfriamento para o condensador;
- ❖ No condensador, o calor é transferido do fluido refrigerante para a água. E, em seguida, a água retorna para a torre de resfriamento;
- ❖ Na torre de resfriamento, calor é transferido da água para o ar externo. O mecanismo de transferência se dá por calor e massa, uma vez que a água sofre um processo de aspersão em contracorrente com o ar. Os fatores que influenciam neste processo de troca térmica são: a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da água na torre de resfriamento, as vazões de ar e de água que circulam na torre e as condições de temperatura e umidade do ar (STOECKER, JABARDO, 2002);

O sistema de condensação a água é complexo, com custos de aquisição e de manutenção mais elevados, porém ele é mais eficiente em termos energéticos. Assim, o condensador resfriado a água é utilizado em grandes instalações industriais, nas quais existem máquinas de refrigeração de grande capacidade e há a necessidade de um sistema muito eficiente (LOUREIRO, 2012; ENERGY DESIGN RESOURCES, 2010).

Há vários tipos construtivos de condensadores resfriados a água e os mais usuais são:

- ❖ **Condensador Liebig (de tubo duplo):** são dois tubos concêntricos, sendo que um encontra-se dentro de outro maior. A água circula pelo tubo interno e o fluido refrigerante pelo espaço anular. Sua capacidade de refrigeração pode ser aumentada significativamente pela instalação de borrifadores de água sobre ele. A vantagem desse tipo construtivo está na sua construção *standard*, sendo utilizados em instalações pequenas ou como condensadores auxiliares (COSTA, 1982);

- ❖ **Condensador *Shell and Coil* (Carcaça e serpentina):** é constituído por um ou uma série de tubos, em forma de serpentina, instalados em uma carcaça fechada (LOUREIRO, 2012);
- ❖ **Condensador *Shell and Tube* (Casco e tubo):** é constituído de uma carcaça cilíndrica cuja extremidades são fechadas por espelhos e na qual é instalada, em seu interior, uma determinada quantidade de tubos horizontais e chicanas. Embora exija grandes espaços e não permita circulação de fluidos em contracorrente, o trocador casco e tubo é muito utilizado nas indústrias para as mais variadas aplicações por ser um equipamento com alta eficiência, de fácil manutenção, com uma ampla gama de fabricantes e por possuir um projeto flexível e robusto (pode ser desenvolvido para uma vasta faixa de pressão, de temperatura e de carga térmica- de 10 a 100.000 TR's) (COSTA, 1982; CASTRO, 2014);
- ❖ **Condensador de Placas:** possui um conjunto de placas montadas paralelamente umas às outras, com um pequeno afastamento entre elas. Nesse trocador, a água e o fluido refrigerante circulam entre espaços alternados e em contracorrente. O seu uso vem aumentando devido as principais vantagens: alta eficiência térmica, regime de escoamento turbulento por possuir placas corrugadas, flexibilidade (pode-se adicionar ou remover placas), tamanho compacto, limpeza (já que é um trocador desmontável). No entanto, possui limitações de pressão e temperatura, restrição de fluidos, alta perda de carga e, devido a métodos rigorosos de dimensionamento, há modelos específicos comercializados e são de propriedades de certos fabricantes (GUT; PINTO, 2003);

3.4.3.2 Condensadores evaporativos

Nesses condensadores, o fluido refrigerante, através de um feixe tubular, entra na câmara, na qual tem-se a aspersão de água em contracorrente com ar, promovendo a transferência térmica por calor e massa. Os condensadores evaporativos podem operar em temperaturas de condensação menores e são ideais para operações em climas úmidos com baixas temperaturas de bulbo úmido (ENERGY DESIGN RESOURCES, 2010).

3.5 EVAPORADORES

O evaporador é um trocador de calor cuja função é retirar calor do meio a ser refrigerado. Em algumas aplicações industriais, este processo pode ser feito resfriando o produto final diretamente. No entanto, na maioria dos casos, o resfriamento ocorre de forma indireta, ou seja,

o fluido refrigerante resfria um fluido intermediário (como água, salmoura, etileno glicol, etanol, etc.) que será o agente de resfriamento no processo (STOECKER, JABARDO, 2002).

Embora as instalações de expansão indireta possuam desvantagens por serem mais complexas, menos eficientes (há dois gradientes térmicos a vencer) e por terem um custo mais elevado (necessitam de equipamentos maiores para conseguir o mesmo desempenho). Elas são amplamente usadas por possuírem vantagens interessantes, como (COSTA, 1982):

- ❖ Concentração da instalações em um setor e fácil distribuição do sistema de refrigeração;
- ❖ Menor volume de fluido refrigerante e menor número de suas respectivas tubulações;
- ❖ Temperatura uniforme no resfriamento do processo devido à centralização das máquinas e à grande quantidade de fluido intermediário;

3.5.1 Mecanismos de troca de calor em um evaporador

O mecanismo de transferência de calor entre o fluido refrigerante e o meio a ser refrigerado, pode ser verificado em 3 processos (STOECKER, JABARDO, 2002):

- I. **Percurso inicial:** o refrigerante líquido vai retirando calor do meio a ser refrigerado e, com o início da ebulição, bolhas de vapor aparecem, crescem e são arrastadas para o interior da corrente principal de líquido. Nesta etapa, há um brusco aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção;
- II. **Percurso intermediário:** com a formação de uma certa quantidade de bolhas de vapor, tem-se a mudança do escoamento para o padrão anular, no qual uma película de líquido escoava junto a superfície e o vapor se move, a uma maior velocidade, na região central. Neste percurso, o coeficiente de transferência de calor continua a aumentar;
- III. **Percurso final:** a partir deste momento, o coeficiente de transferência de calor começa a diminuir pois ocorre o crescimento dos pontos secos na superfície até que ela fique completamente seca e o líquido restante fique na forma de gotículas, presentes no núcleo de vapor. Este regime de escoamento em névoa continua até que haja apenas vapor e, então, este é superaquecido;

3.5.2 Capacidade de transferência de calor de um evaporador

Há questões que interferem diretamente na capacidade de transferência de calor de vapores, como segue:

- ❖ **Dimensionamento:** deve-se ter um número mínimo de evaporadores projetados em paralelo para maximizar a transferência de calor, garantir um bom retorno de lubrificante e minimizar a perda de pressão (ERI, 2007);
- ❖ **Lubrificante e incrustações:** para manter a eficiência é imprescindível evitar o acúmulo de óleo lubrificante ou incrustações excessivas no evaporador, pois eles revestirão a parede do tubo e atuarão como isolante, reduzindo a capacidade de transferência de calor. Assim, é necessário fazer a limpeza periódica do evaporador e realizar a instalação de filtros e separadores de óleo (ERI, 2007);
- ❖ **Formação de gelo:** a formação e acúmulo de gelo no evaporador provoca a diminuição do coeficiente de transferência de calor. A utilização do método mais eficiente de degelo para cada aplicação (adição de anticongelante, de gás quente e etc....) e o monitoramento do equipamento são essenciais para controlar essa situação (STOECKER, JABARDO, 2002);
- ❖ **Perda de carga:** caso ocorra queda excessiva de pressão no evaporador, o fluido refrigerante vai atingir o compressor com uma pressão abaixo da necessária, causando perda de eficiência no compressor. Dessa forma, o bom dimensionamento do evaporador e a gestão adequada da manutenção na operação são fundamentais para garantir o funcionamento adequado do sistema (MATOS, 2008);

Outro fator crucial se refere ao controle da vazão de fluido refrigerante. Os 3 modos principais de alimentação e controle são (STOECKER, JABARDO, 2002):

- ❖ **Evaporador de expansão seca:** o sistema é composto por um bulbo sensor, que detecta variações de temperatura, e de uma válvula de expansão termostática, que regula a vazão de refrigerante líquido enviado no evaporador. Ao presenciar uma temperatura acima do valor preestabelecido na entrada do compressor, o bulbo sensor atua regulando a vazão da válvula de expansão termostática;
- ❖ **Evaporador inundado:** os tubos são repletos de líquido refrigerante, sendo que a circulação e o controle de nível de refrigerante são feitos através da coluna de líquido e da válvula boia, respectivamente. Assim, os tubos permanecem molhados e o vapor formado é acumulado no separador de líquido. Embora o evaporador inundado tenha desvantagens por apresentar maior custo inicial, acumular lubrificante no evaporador e no separador e, também por, necessitar de quantidades significativas de refrigerante para preenche-los. Há atrativos que aumentam o rendimento do sistema por utilizar a superfície de troca térmica de modo mais eficiente, evitar problemas de distribuição de refrigerante e fornecer a admissão de vapor saturado seco para compressor (ao invés de superaquecido);

❖ **Evaporador com recirculação de líquido:** como a taxa de formação de líquido é superior à de vapor, a mistura vapor-líquido, que deixa o evaporador, é enviada para um tanque. Nele o vapor é extraído para o compressor e o líquido é enviado novamente ao evaporador por uma bomba de recirculação, sendo o controle do nível de líquido feito por uma válvula boia. Esse formato é mais utilizado em sistemas com múltiplos evaporadores por possuir as vantagens do sistema inundado e permitir a fácil manutenção e remoção de óleo;

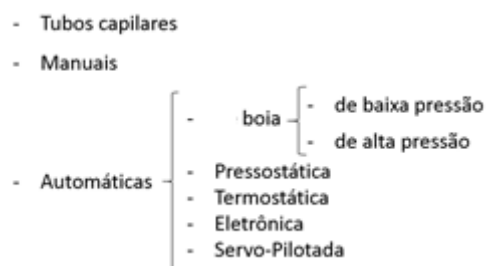
3.6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

As principais funções do dispositivo de expansão são reduzir a pressão de fluido refrigerante e modular a vazão de líquido refrigerante que entra no evaporador.

Para não comprometer a eficiência e confiabilidade do sistema de refrigeração, a correta seleção e operação desse componente é essencial (ERI, 2007).

Os tipos de dispositivos de expansão são classificados conforme Figura 18, porém os tubos capilares não fazem parte do estudo por não possuírem controle de vazão e, conseqüentemente, não serem utilizados em ambientes industriais.

Figura 18- Classificação dos dispositivos de expansão.



Fonte: Costa (1982).

3.6.1 Válvula de expansão mecânica

É uma válvula tipo globo, com obturador agulha para maior precisão na regulagem. O controle da vazão é feito através do ajuste da abertura do orifício e, por ser manual, a válvula de expansão mecânica é, normalmente, instalada em paralelo com a válvula de expansão automática e entra em operação quando a automática está em manutenção (COSTA, 1982).

3.6.2 Válvula boia

A válvula boia controla a vazão, mantendo o nível de líquido constante em um recipiente, podendo ser aplicada de duas formas (COSTA, 1982):

- ❖ **Válvula boia de baixa pressão:** controla o nível de líquido no evaporador e exige o uso de separador de líquido. Ela é de fácil instalação, garante as vantagens do evaporador inundado, possibilita a distribuição de líquido à baixa pressão, protege o sistema contra golpes de líquido e controla o nível de líquido independente da carga (COSTA, 1982);
- ❖ **Válvula boia de alta pressão:** instalada na região inferior do condensador, caracteriza-se por mantê-lo isento de líquido. Ela dispensa o uso de separador de líquido, porém só funciona em sistemas com um único evaporador e não permite o controle preciso da vazão. Assim, é importante checar o nível de líquido no evaporador periodicamente para evitar a entrada de líquido no compressor (ERI, 2007);

3.6.3 Válvula pressostática

A válvula pressostática controla a vazão, mantendo a pressão de sucção constante. Assim, variações de carga térmica no sistema irão fazer o evaporador ficar mais ou menos inundado. Como vantagens, mantém a temperatura de vaporização praticamente constante, evita sobrecarga no compressor e não permite que o evaporador seja inundado quando o compressor é desligado. Porém, ela possui baixa eficiência e seu uso é restrito a sistemas nos quais a pressão é, aproximadamente, constante (CASTRO, 2014; COSTA, 1982).

3.6.4 Válvula termostática

A válvula termostática controla a vazão através do monitoramento da temperatura e, com isso, mantém um certo grau de superaquecimento de vapor na saída do evaporador. Este tipo de válvula é muito usado devido a sua alta eficiência, porém não é indicada para sistemas com grandes variações no diferencial de pressão e, além disso, instabilidades na operação podem levá-la ao *hunting**, ciclando rapidamente entre superalimentação e subalimentação. A probabilidade de ocorrer *hunting* depende dos fatores que segue (CASTRO, 2014):

**Hunting* é um termo que designa a flutuação do ponto de equilíbrio de operação da válvula. A falta de um termo em português e a popularidade do uso na prática.

- ❖ **Tamanho da válvula:** se a válvula for superdimensionada, maior chance de *hunting*;
- ❖ **Temperatura:** quanto maior o grau de superaquecimento, maior o risco de *hunting*;
- ❖ **Carga do bulbo:** se as válvulas são de carga cruzada, a possibilidade de *hunting* é menor;
- ❖ **Posição do bulbo:** a correta seleção de posição na instalação minimiza o *hunting*;

3.6.5 Válvula eletrônica

A válvula eletrônica funciona de maneira similar a termostática, exceto o controle, feito eletronicamente. Dessa forma, tem-se um controle mais preciso e eficiente da vazão de refrigerante (CASTRO, 2014).

As principais vantagens em comparação com a válvula termostática se devem aos fatos de promover um controle mais preciso da temperatura (mesmo em condições de variação de pressão), evitar o superaquecimento, operar em menores pressões de condensação e apresentar um consumo de energia acima de 10% (CASTRO, 2014).

3.6.6 Válvula servo-pilotada

A válvula servo-pilotada, tipo PM, é a principal válvula de controle em sistemas de refrigeração. Por ser econômica e de montagem simples, esta válvula se destaca por sua versatilidade devido a inúmeras combinações de operação, sendo que, para mudar as funções de controle, basta trocar os pilotos (FRIO PLUS, 2014; TASSINI,2012).

A válvula PM controla a vazão de refrigerante de forma *on-off* e/ou proporcional, sendo que as principais funções dos pilotos disponíveis são os controles da pressão de condensação, da pressão de evaporação, da pressão de sucção, da temperatura do fluido, da capacidade do sistema, do degelo e, também, tem a função alarme (FRIO PLUS, 2014).

Existem várias configurações de válvulas servo-pilotadas. Elas podem ter conexão para apenas um piloto- PM 1, que é montado diretamente na válvula ou vários pilotos montados em série por meio de conectores externos. Há, também, válvulas multi-pilotos, como a de três pilotos-PM 3, que permite a montagem diretamente na válvula (FRIO PLUS, 2014).

3.7 CHILLERS

Os *chillers*, Figura 19 e 20, são unidades compactas de refrigeração aplicáveis em inúmeras finalidades e podem usar a tecnologia de compressão de vapor ou de absorção. Eles

possuem os mesmos componentes do formato *standard** e há a possibilidade de fazer diferentes combinações tecnológicas entre esses elementos básicos. As vantagens de um sistema compacto é que seus componentes são dimensionados e projetados por único fornecedor, que é responsável por garantir a eficiência deste sistema de refrigeração.

Figura 19- Vista isométrica de um *chiller* Centravac.



Fonte: Trane (2014).

Figura 20- Vista isométrica de um *chiller* Carrier Aquaforce.



Fonte: Carrier (2015).

* *Standard* é um termo em inglês que significa padrão. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

4 MATERIAL E MÉTODO

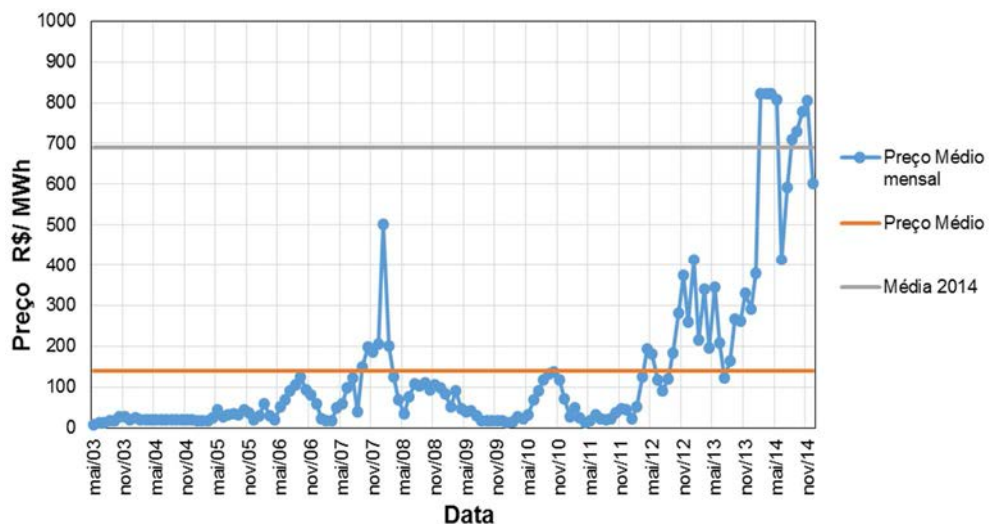
4.1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS DE PROJETO

4.1.1 Energia elétrica

A Rhodia é uma empresa energo-intensiva que realiza a compra de energia diretamente dos geradores de energia no mercado livre ACL, “Ambiente de Contratação Livre”, sendo que, para participar desse mercado, a empresa deve ter uma demanda mínima de 3000 kW. Os contratos são feitos de forma bilateral e são estabelecido preços, prazos e volume. Dessa forma, o custo energético não sofre variações de tarifa ao longo do dia ou sazonalidade. Portanto, não se justifica alternativas, como a de termo acumulação, com a finalidade de diminuir a demanda em certos períodos do dia. (MERCADO LIVRE DE ENERGIA, 2015)

Na Figura 21, tem-se a variação do preço médio da energia elétrica praticado no mercado livre de energia para a região Sudeste. Como pode ser observado, ocorreu um aumento significativo do custo da energia nos últimos anos, o que reforça a necessidade de estudos de melhoria da eficiência energética de uma empresa. Para efeito de cálculos, o custo de energia utilizado será de 420 R\$/MWh, valor médio entre o preço médio e a média de 2014.

Figura 21- Custo da energia no mercado livre para a região sudeste.



Fonte: CCEE (2015).

4.1.2 Valor do Dólar

Neste trabalho, o valor do dólar considerado para efeitos de cálculo é de 2,55 R\$ /US\$. Este valor, obtido na Associação Comercial de São Paulo (2014), teve como base a média pós eleição.

4.1.3 Custo de um equipamento novo

Um estudo realizado pela FPL (2014) apresenta os custos relacionados a aquisição de *chillers* em função do tipo de tecnologia e da capacidade. Os valores máximos obtidos no trabalho estão postos na Tabela 3, na qual foi criado uma coluna com uma margem segurança de 20% e, outra coluna, com valores a serem utilizados neste trabalho.

Tabela 3-Custo de aquisição de chillers.

Opção de Chiller	FPL (2014)	Custo com Margem	Valor a ser utilizado
	US\$/ TR	R\$/ TR	R\$/ TR
Chillers Parafuso e Scroll	\$ 350,00	R\$ 1.071,00	R\$ 1.080,00
Chiller Centrífugo < 400 TR	\$ 600,00	R\$ 1.836,00	R\$ 1.840,00
Chiller Centrífugo > 400 TR	\$ 500,00	R\$ 1.530,00	R\$ 1.530,00
Adicionar VSD em um novo Chiller	\$ 80,00	R\$ 244,80	R\$ 250,00

Fonte: FPL (2014).

4.1.4 Tempo de operação

Na Rhodia, a produção ocorre de forma contínua e, para efeitos de cálculo, será considerado que as máquinas de refrigeração operam 24 horas/dia, 360 dias/ano.

4.1.5 Condições Climáticas

Devido à proximidade com a empresa, os dados das condições climáticas foram obtidos do instituto de meteorologia Cepagri- Unicamp (2015). Para efeito de cálculos são utilizados:

- ❖ Média máxima da temperatura do ar: 28 °C;
- ❖ Umidade relativa média: 47 %;
- ❖ Altitude: 640 m;

Mazetto e Tamashiro (2010) avaliaram a velocidade do ar atuando na cidade de Campinas. Para este trabalho, o valor médio utilizado corresponde a 12 km/h, ou seja, 3,33 m/s.

4.1.6 Ordem de prioridade de documentos

Para o levantamento das informações, buscas foram feitas em diversos documentos. Em caso de contradição, foi estabelecido um critério de prioridade, como segue:

- I. Dados e informações obtidas em campo ou por meio de instrumentos;
- II. Manuais operacionais de equipamentos;
- III. Especificação técnica de mecânica;
- IV. Especificação técnica de processos;
- V. Proposta técnica do fabricante;
- VI. Catálogo do fabricante;
- VII. Considerações com base em conhecimento de máquinas térmicas;

4.2 METODOLOGIA DE ABORDAGEM

A metodologia consistiu dos seguintes passos:

1. **Levantar as informações dos sistemas:** a partir dos fluxogramas de engenharia relacionados ao ciclo de água fria, ao ciclo salmoura, à distribuição de água fria e à distribuição de salmoura;
2. **Criar esquemas para representar os ciclos:** o que simplifica os sistemas e facilita a análise;
3. **Reuniões com as equipes da empresa:** com a finalidade de compreender melhor os sistemas, as interações entre os ciclos e, assim, conseguir construir uma representação que melhor os descreviam. Além disso, tinha como função, obter um *feedback* sobre seus comportamentos operacionais;
4. **Levantar dados numéricos:** a partir dos números de matrícula, foi possível identificar os equipamentos e, então, realizar buscas no banco de dados *on-line* e no acervo de documentos da organização. Desta maneira, foram obtidos dados a partir da placa de identificação de cada equipamento, dos desenhos técnicos de conjunto e de detalhes, das especificações segundo fornecedores, dos catálogos dos fabricantes, das especificações de processos e de mecânica realizados pela Rhodia e das propostas técnicas pré-aquisição;
5. **Análise térmica de cada máquina:** para cada máquina, foram calculados as capacidades de refrigeração, as capacidades de rejeição de calor, os trabalhos envolvidos, as perdas de carga e, também, foi feito o balanço energético;

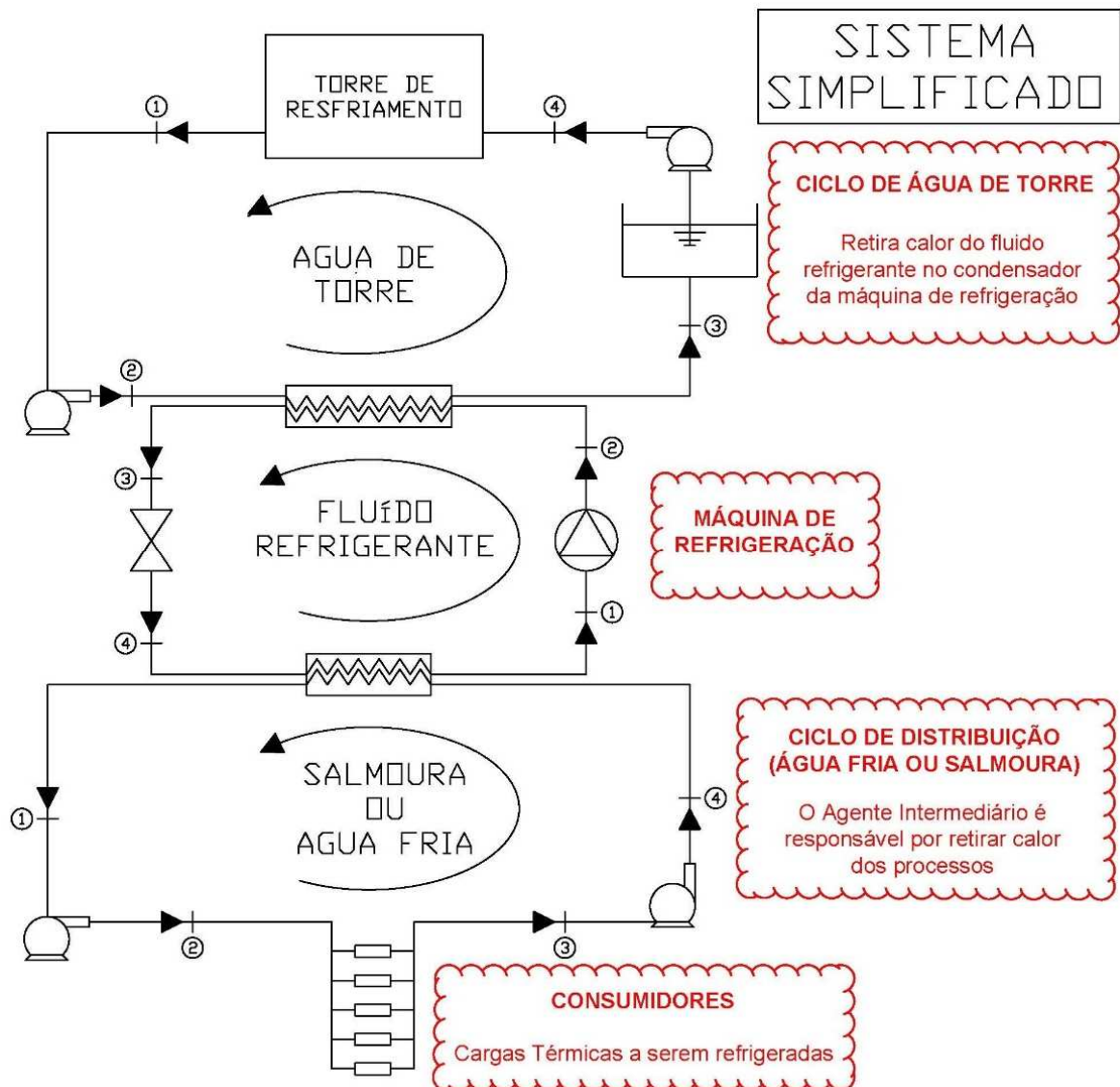
6. **Análise térmica dos sistemas:** tanto para o sistema de água fria como para o de salmoura, foram calculadas as cargas requeridas pelos diferentes processos, as capacidades de rejeição de calor das torres de resfriamento e os trabalhos realizados pelas bombas na distribuição de água fria, de salmoura e de água de torre;
7. **Calcular a eficiência das máquinas e dos sistemas:** foram calculados os coeficientes de performance fazendo o volume de controle em cada máquina de refrigeração. E, em seguida, foi feito a avaliação do COP global para os sistemas de água fria e de salmoura;
8. **Comparar com Carnot, Best Available e norma ASHRAE.90.12007:** para avaliar as máquinas de refrigeração e os sistemas de água fria e salmoura, foram calculados as eficiências de Carnot, fez-se o levantamento dos COP's para as melhores máquinas disponíveis no mercado e, também, obteve-se, segundo a norma ASHRAE.90.12007, os requisitos mínimos de COP em função da tecnologia e das toneladas de refrigeração. A partir destas comparações de eficiência, foi identificado quão bons são as máquinas de refrigeração e, também, os sistemas de água fria e de salmoura como um todo;
9. **Encontrar oportunidades:** a partir de todo o trabalho realizado, foi possível identificar pontos de melhoria, reconhecer falhas sistêmicas, apontar equipamentos obsoletos, encontrar oportunidades para aumentar a eficiência energética e fornecer recomendações;
10. **Avaliação econômica das oportunidades:** buscou-se investigar, economicamente, quais oportunidades teriam um maior impacto positivo na organização;

4.3 DESCRIÇÃO DOS SISTEMAS EM ESTUDO

4.3.1 Esquema simplificado do sistema de refrigeração

Devido à complexidade dos sistemas estudados, foi elaborado um esquema simplificado e hipotético, Figura 22, que visa facilitar o entendimento. Assim, neste primeiro instante, o objetivo é compreender como funciona a interação entre os consumidores, o ciclo de distribuição de água fria ou de salmoura, as máquinas de refrigeração e o ciclo de água de torre.

Figura 22-Esquema simplificado do sistema de refrigeração estudado.



Fonte: Autoria própria.

Há inúmeros processos existentes na unidade de Paulínia que demandam de fluidos em baixa temperatura, água fria ou salmoura, para retirar certa quantidade de carga térmica e, assim, permitir que esses processos sejam realizados com segurança e conforme as especificações estabelecidas pela empresa. Na maioria das vezes, o procedimento descrito ocorre por meio de trocadores de calor e são designados como consumidores de água fria ou de salmoura. Os numerosos consumidores encontram-se espalhados por toda a fábrica, constituindo uma complexa rede de distribuição.

A carga térmica requerida por cada consumidor é calculada através do balanceamento químico do processo em análise, o que é feito pela equipe de processos da Rhodia. Uma vez que o processo foi estudado e a carga térmica requerida foi obtida, o agente intermediário é selecionado (água fria ou salmoura) e o trocador de calor é dimensionado.

O ciclo de distribuição de água fria é responsável por atender consumidores que necessitam de um agente intermediário em um intervalo de temperatura acima 0°C e abaixo da temperatura da água ambiente. Já ciclo de distribuição de salmoura atende consumidores que demandam de temperaturas abaixo de 0°C .

No ciclo de distribuição, o agente intermediário, que sai do evaporador a uma determinada temperatura, é bombeado para os consumidores e é responsável por retirar as cargas térmicas necessárias. Após a troca térmica, o agente intermediário, a uma temperatura mais elevada, é bombeado novamente para o evaporador, trocando calor com o fluido refrigerante e, então, o ciclo reinicia.

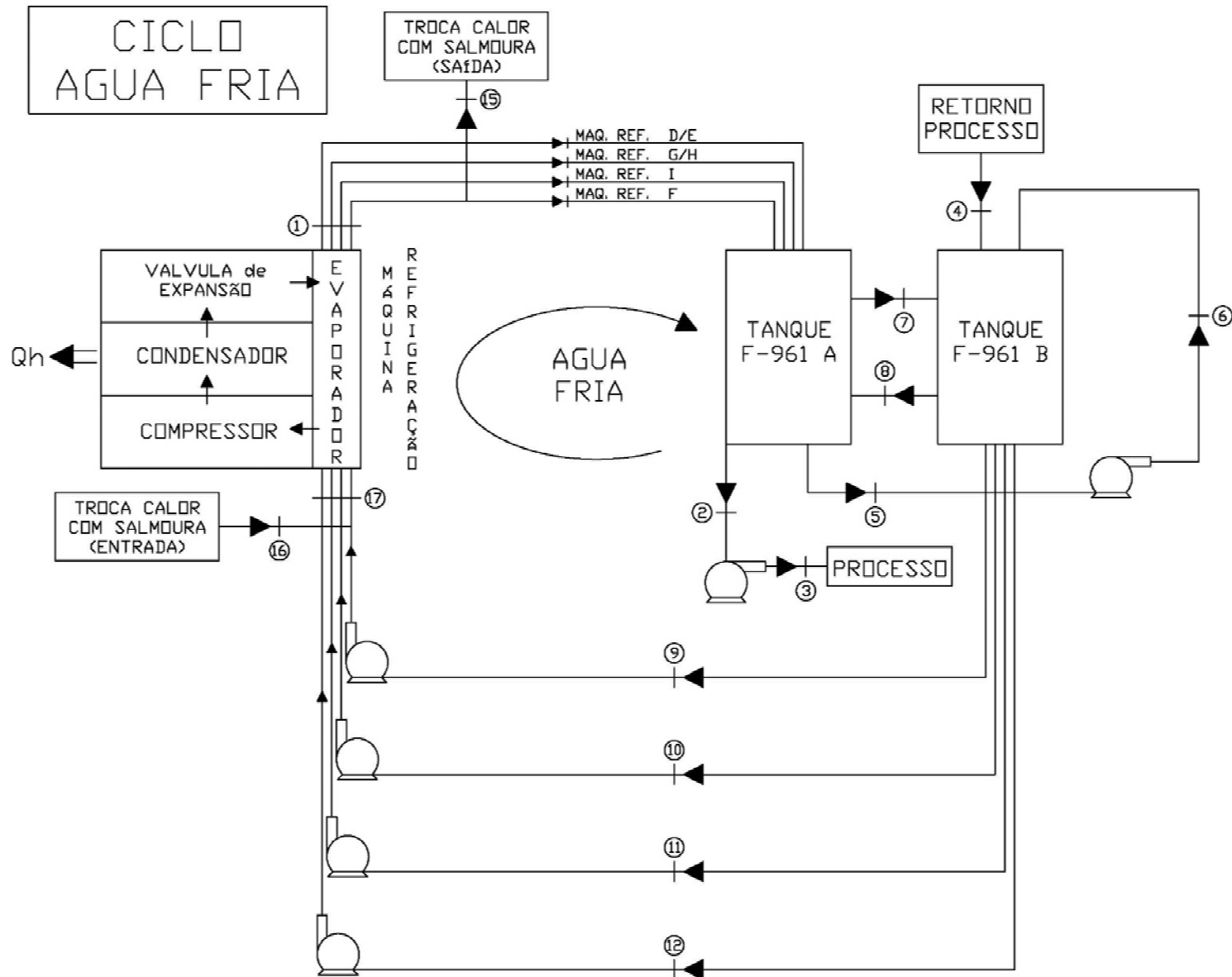
Já o fluido refrigerante circula no interior da máquina de refrigeração por compressão de vapor. Na realidade, como é detalhado posteriormente, existe um conjunto de máquinas de refrigeração que operam em paralelo de forma a garantir as demandas dos ciclos de distribuição. É importante enfatizar que, no evaporador, o fluido refrigerante retira calor do agente intermediário e que, no condensador, a água de torre retira calor dele (proveniente do evaporador e da compressão).

Após a troca térmica no condensador, a água de torre é direcionada para um tanque de armazenamento. Esse tanque recebe água de torre proveniente, não apenas dos condensadores das máquinas de refrigeração, mas sim de todos os consumidores de água de torre existentes na planta industrial. Em seguida, a água do tanque é bombeada para as torres de resfriamento, trocando calor com o ar. Na saída da torre de resfriamento, uma central de bombas em paralelo é responsável por realizar a distribuição da água de torre para todos os consumidores, que englobam os condensadores dos ciclos de refrigeração.

4.3.2 Esquema detalhado do ciclo de distribuição de água fria

Focando no ciclo de distribuição de água fria, esquematizado na Figura 23, é possível compreender mais detalhadamente como o processo é realizado de fato.

Figura 23-Esquema detalhado do ciclo de água fria existente.



Fonte: Autoria própria.

O ciclo de distribuição de água fria é responsável por suprir as demandas de, aproximadamente, 40 consumidores, sendo a carga total requerida de 8.322.348,00 kcal/h.

O ciclo é refrigerado por 6 *chillers* centrífugos, operados com **R-134 A**. Em todas as máquinas, o controle de capacidade de refrigeração é feito por válvula gaveta (*slide valve*) que controla a carga de 100% a 20%. Os modelos são:

- ❖ Máquinas **D, E, F, I** são *chillers Sulzer Unitop U-216 (22BX)*;
- ❖ Máquinas **G e H** são *chillers Carrier 19XR*;

Os *chillers* são responsáveis por produzir água fria a 10°C, temperatura estabelecida pela companhia. Toda esta água fria é direcionada para o tanque **F-961 A** com capacidade de 30 m³. Em seguida, ela é bombeada, por um conjunto de bombas em paralelo, para o processo, suprindo os diversos consumidores. Após ser utilizada, ela retorna para o tanque **F-961 B**, de 30 m³, a 18,8°C.

Além disso, há uma bomba conectada ao tanque **F-961 A** que tem a função de fornecer água fria diretamente para o tanque **F-961 B** com a finalidade de controlar a temperatura deste. Concomitante a isto, os tanques são conectados por duas tubulações que visam controlar o nível de água e as temperaturas de ambos, sendo este controle realizado manualmente mediante a verificação de instrumentos de nível e de temperatura no campo.

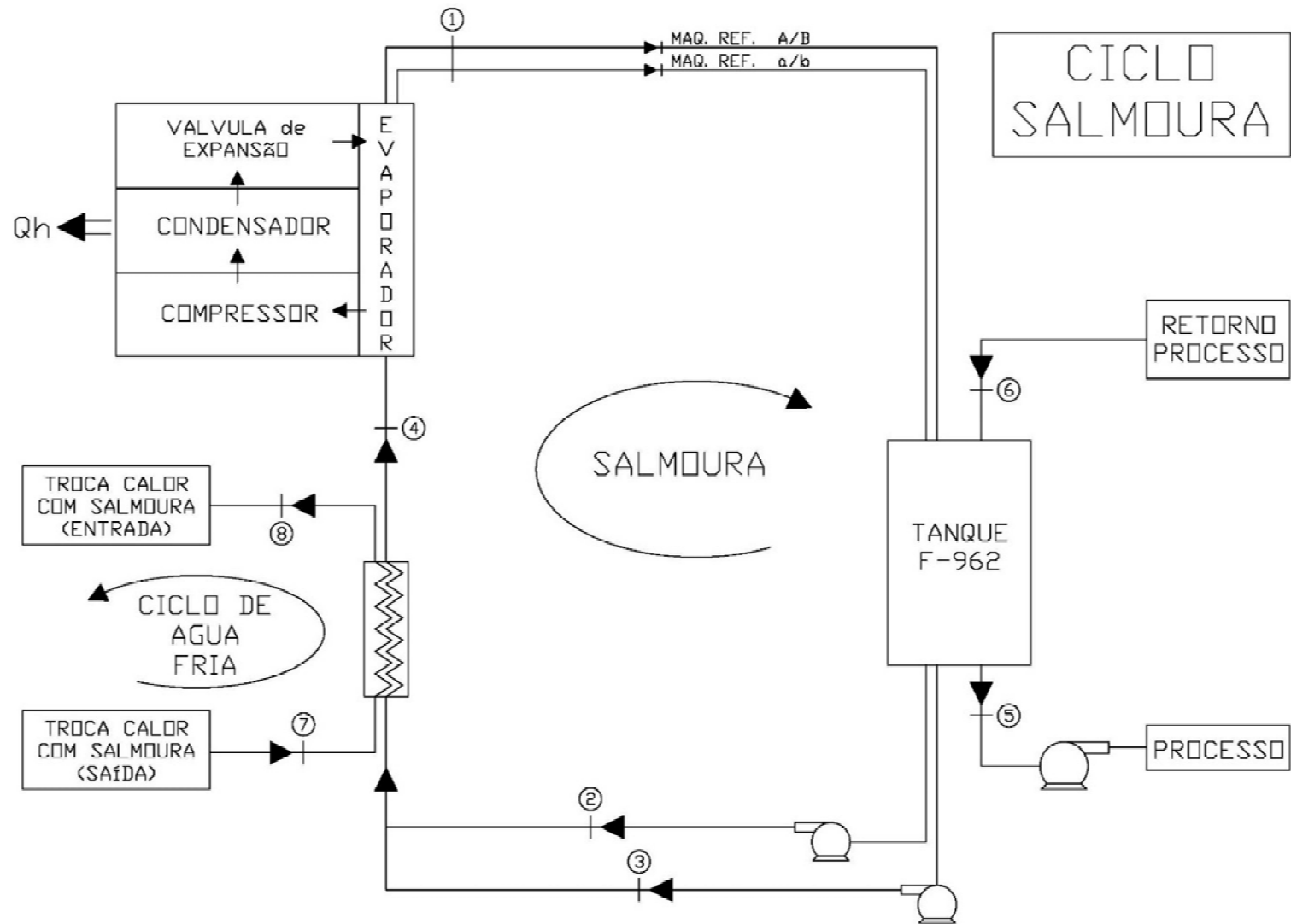
Posteriormente, a água é bombeada do tanque **F-961 B** para as máquinas de refrigeração. As máquinas **D e E** compartilham um conjunto de bombas em paralelo para a execução desta tarefa e o mesmo ocorre para as máquinas **G e H**. Já, as máquinas **I e F** realizam o bombeamento de forma independente.

É importante acrescentar que ocorre uma extração de água fria, a 10°C, por meio de uma válvula. A água extraída é direcionada a um trocador de calor, no qual ela cede calor a salmoura. Por fim, nas proximidades da entrada do evaporador, esta água, a uma temperatura inferior a 10°C, retorna ao ciclo e se mistura com a água proveniente do tanque **F-961 B**. Esta mistura tem o propósito de reduzir a temperatura da água na entrada do evaporador.

4.3.3 Esquema detalhado do ciclo Salmoura

Dando enfoque no ciclo de distribuição de salmoura, esquematizado na Figura 24, é possível compreender, com mais detalhes, como esta distribuição é realizada.

Figura 24-Esquema detalhado do ciclo de salmoura existente.



Fonte: Autoria própria.

Os, aproximadamente, 20 consumidores deste ciclo de distribuição demandam de uma carga de refrigeração total de 948.575,00 kcal/h.

O ciclo é refrigerado por 4 máquinas convencionais por compressão de vapor que são operadas com amônia. Nelas, os evaporadores são do tipo inundado e não apresentam tanque separador de líquido; o controle de vazão de amônia é feito por válvula boia de baixa pressão e os processos de compressão ocorrem em 2 estágios, com resfriamento intermediário e separação do vapor de flash em um recipiente, sendo que:

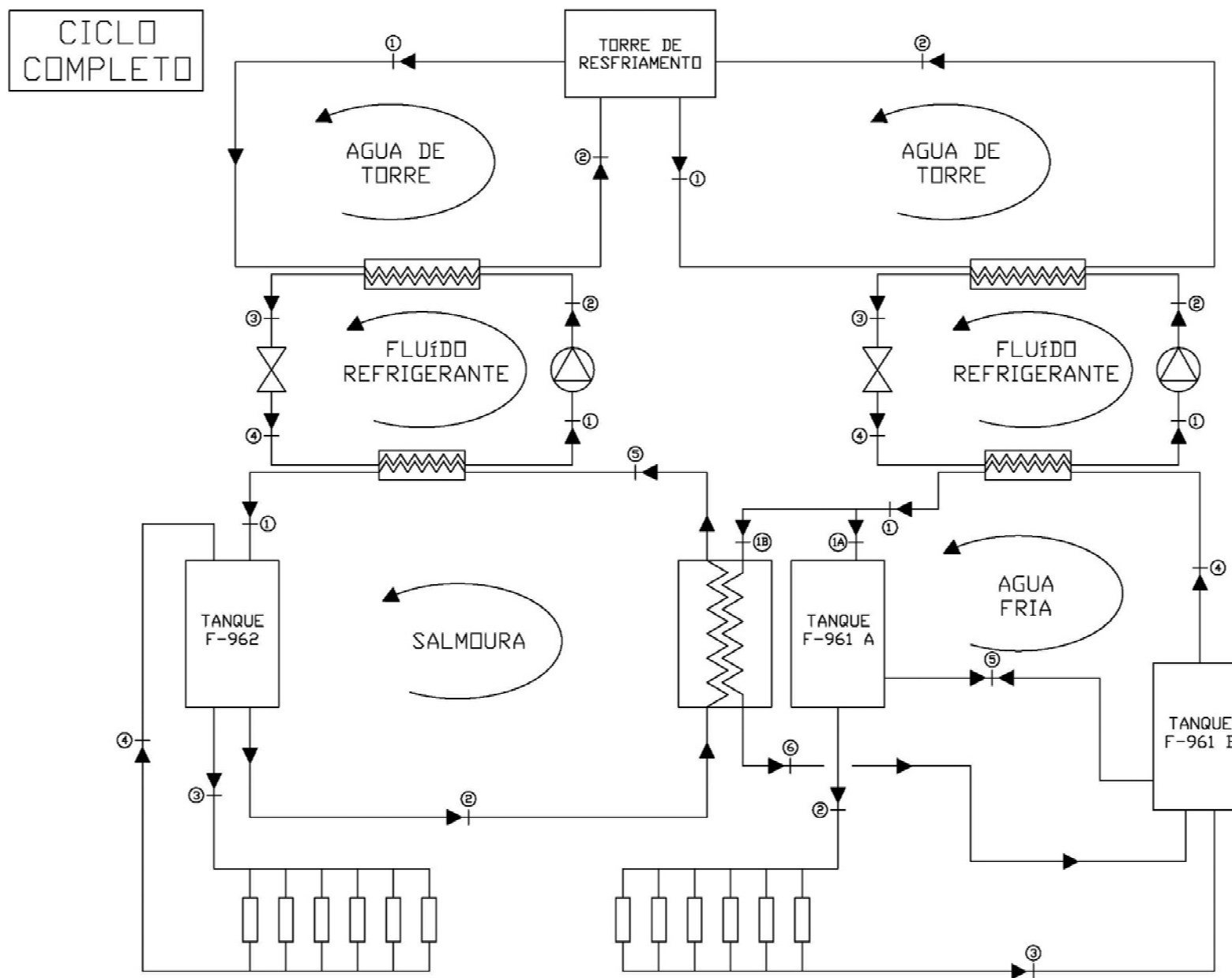
- ❖ As máquinas *A* e *B* possuem compressores a pistão *Sulzer K-140 2B*;
- ❖ As máquinas *a* e *b* possuem compressores a pistão *Sulzer K-90 2B*;

Estes equipamentos são encarregados de gerar salmoura a -12°C , valor estipulado pela Rhodia. Toda a salmoura produzida é direcionada para o tanque *F-962*. Logo depois, ela é direcionada aos consumidores por um conjunto de bombas em paralelo. Após as trocas térmicas, ela retorna para o tanque *F-962* a $-1,5^{\circ}\text{C}$, passando por uma serpentina em seu interior. Por fim, a salmoura é bombeada para o evaporador.

4.3.4 Esquema Completo do sistema de refrigeração

Após todo o aprofundamento realizado, tem-se, na figura 25, o esquema completo do sistema de refrigeração estudado, no qual há, de forma detalhada, a representação global de todas as interações realizadas entre os ciclos.

Figura 25- Esquema completo do sistema de refrigeração existente.



Fonte: Autoria própria.

4.4 INFORMAÇÕES SOBRE O SISTEMA DE ÁGUA FRIA

Para os 40 consumidores de água fria, foram obtidas a vazão e as temperaturas de entrada e saída desejadas para os fluidos de processo. Logo depois, calculou-se a carga térmica demandada e, em sequência, a vazão e as temperaturas de água fria requeridas para cada consumidor. Conseqüentemente, a vazão de água fria e a carga térmica totais requeridas foram determinadas, segundo Tabela 4. Porém, na Tabela 5, têm-se a demanda com margem de segurança de 20% devido à perda de efetividade dos trocadores de calor com a operação, às oscilações do processo e ao fato da lista de consumidores estar desatualizada, uma vez que os dados foram coletados do último grande projeto realizado em 2008. Por este motivo, acredita-se que os valores com margem de segurança representam melhor a realidade.

Tabela 4-Dados da rede de consumidores para o ciclo de água fria.

REDE DE CONSUMIDORES		
Taxa de calor retirado (Capacidade Requerida)	kcal/h	8.322.348,00
	TR	2.752,15
	kW	9.678,89
Vazão	m³/h	924,49
Vazão Massica	kg/h	924.027,76

Fonte: Autoria própria.

Tabela 5-Dados da rede de consumidores com margem de segurança para o ciclo de água fria.

REDE DE CONSUMIDORES (TOTAL COM MARGEM)		
Taxa de calor retirado (Capacidade Requerida)	kcal/h	9.986.817,60
	TR	3.302,59
	kW	11.614,67
Vazão	m³/h	1.109,39
Vazão Massica	kg/h	1.108.833,31

Fonte: Autoria própria.

Dando enfoque as máquinas de refrigeração responsáveis por produzir água fria, há, na Tabela 6, os dados operacionais dos *chillers Sulzer Unitop* (máquinas *D*, *E*, *F* e *I*) e, na Tabela 7, para os *Carrier* (máquinas *G* e *H*).

Tabela 6-Dados de operação dos *chillers Sulzer Unitop*.

CHILLER SULZER UNITOP		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	2.419.200,00
	TR	800,02
	kW	2.813,53
Potência Nominal- MOTOR	hp	750,00
	kW	559,28
Regime Evaporador	°C	16 / 10
Regime Condensador	°C	32 / 37

Fonte: Autoria própria.

Tabela 7-Dados de operação dos *chillers Carrier*.

CHILLER CARRIER		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	1.511.974,00
	TR	500,00
	kW	1.758,43
Potência Nominal- MOTOR	hp	500,00
	kW	372,85
Regime Evaporador	°C	18 / 10
Regime Condensador	°C	30 / 39

Fonte: A autoria própria.

A partir destes dados, é possível determinar a totalidade da capacidade de refrigeração que pode ser produzida e da potência consumida pelo conjunto de máquinas, Tabela 8.

Tabela 8-Dados totais do conjunto de máquinas de refrigeração para o sistema de água fria.

MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO (TOTAL)		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	12.700.748,00
	TR	4.200,07
	kW	14.770,97
Potência Nominal- MOTOR	hp	4.000,00
	kW	2.982,80

Fonte: A autoria própria.

Focando no sistema de bombeamento encarregado pela distribuição de água fria, tem-se a potência total consumida pelas bombas na Tabela 9:

Tabela 9-Dados das bombas para a distribuição de água fria.

BOMBAS- DISTRIBUIÇÃO ÁGUA FRIA		
Potência Nominal TOTAL- MOTOR	hp	1.190,00
	kW	887,50

Fonte: A autoria própria.

Dando ênfase ao sistema de água de torre responsável por realizar as trocas térmicas nos condensadores destas máquinas, é possível obter a potência das bombas responsáveis pela circulação da água de torre, a potência dos ventiladores presentes nas torres de resfriamento e, como resultado, a potência total consumida pelo sistema de água de torre conforme Tabela 10. É importante ressaltar que esses valores foram estimados, uma vez que o sistema de água de torre é centralizado, suprimindo as necessidades de toda a fábrica e não apenas das máquinas de refrigeração.

Tabela 10- Dados do sistema de água de torre referente ao ciclo de água fria.

TORRE DE RESFRIAMENTO		
Estimativa da Potência das bombas	kW	663,00
Estimativa da Potência dos Ventiladores	kW	168,00
Potência TOTAL consumida (estimativa)	kW	831,00

Fonte: A autoria própria.

4.5 INFORMAÇÕES SOBRE O SISTEMA DE SALMOURA

Conduzindo o estudo de maneira análoga, foi realizado o levantamento de dados para o sistema de salmoura e, bem como, foi aplicado considerações semelhantes quando necessário.

Analisando os 20 consumidores de salmoura, tem-se a vazão de água fria e a carga térmica totais requeridas na Tabela 11 e, na Tabela 12, os valores com margem de segurança de 20%.

Tabela 11- Dados da rede de consumidores para o ciclo de salmoura.

REDE DE CONSUMIDORES		
Taxa de calor retirado (Capacidade Requerida)	kcal/h	948.575,00
	TR	313,69
	kW	1.103,19
Vazão	m ³ /h	168,00
Vazão Massica	kg/h	192.360,00

Fonte: Autoria própria.

Tabela 12- Dados da rede de consumidores com margem de segurança para o ciclo de salmoura.

REDE DE CONSUMIDORES (TOTAL COM MARGEM)		
Taxa de calor retirado (Capacidade Requerida)	kcal/h	1.138.290,00
	TR	376,43
	kW	1.323,83
Vazão	m ³ /h	201,60
Vazão Massica	kg/h	230.832,00

Fonte: Autoria própria.

Destacando as máquinas de refrigeração incumbidas por produzir salmoura, tem-se, na Tabela 13, as condições de operação para as máquinas com compressores a pistão *Sulzer K-140 2B* (máquinas *A* e *B*) e os parâmetros de resfriamento deste compressor, que controla a temperatura deste equipamento e, também, retira uma certa quantidade de calor do fluido refrigerante. Já, na Tabela 14, têm-se os dados referente as máquinas com compressores a pistão *Sulzer K-90 2B* (equipamentos *a* e *b*).

Tabela 13-Dados de operação das máquinas com compressores *Sulzer K-140 2B*.

COMPRESSORES SULZER K-140 2B		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	600.000,00
	TR	198,42
	kW	697,80
Potência Nominal- MOTOR	hp	350,00
	kW	261,00
Numero de Estagios		2
Pressão- Sucção (1° estágio)	bar	4,00
Temperatura- Sucção (1° estágio)	° C	6,00
Pressão- descarga (1° estágio)	bar	8,00
Temperatura- descarga (1° estágio)	° C	75,00
Pressão- Sucção (2° estágio)	bar	8,00
Temperatura- Sucção (2° estágio)	° C	72,00
Pressão- descarga (2° estágio)	bar	12,90
Temperatura- descarga (2° estágio)	° C	116,00
Regime Evaporador	°C	-12 / -1,5
Regime Condensador	°C	32 / 37
RESFRIAMENTO DO COMPRESSOR SULZER K-140 2B		
Vazão Agua	m³/h	3,00
Temperatura da água de entrada	° C	32,00
Temperatura da água de saída	° C	37,00
Taxa de calor retirado no resfriamento do compressor	kW	19,97

Fonte: Autoria própria.

Tabela 14- Dados de operação das máquinas com compressores *Sulzer K-90 2B*.

COMPRESSORES SULZER K-90 2B		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	230.000,00
	TR	76,06
	kW	267,49
Potência Nominal- MOTOR	hp	125,00
	kW	93,21
Numero de Estagios		2
Pressão- Sucção (1° estágio)	bar	1,50
Temperatura- Sucção (1° estágio)	° C	-4,00
Pressão- descarga (1° estágio)	bar	5,00
Temperatura- descarga (1° estágio)	° C	90,00
Pressão- Sucção (2° estágio)	bar	5,00
Temperatura- Sucção (2° estágio)	° C	50,00
Pressão- descarga (2° estágio)	bar	12,75
Temperatura- descarga (2° estágio)	° C	135,00
Regime Evaporador	°C	-10,5 / -1,5
Regime Condensador	°C	32 / 37
RESFRIAMENTO DO COMPRESSOR SULZER K-90 2B		
Vazão Agua	m³/h	1,20
Temperatura da água de entrada	° C	32,00
Temperatura da água de saída	° C	37,00
Taxa de calor retirado no resfriamento do compressor	kW	8

Fonte: Autoria própria.

Então, para este conjunto de máquinas, a capacidade de refrigeração nominal e a potência consumida totais são calculadas, Tabela 15.

Tabela 15- Dados totais do conjunto de máquinas de refrigeração para o sistema de salmoura.

MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO (TOTAL)		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	1.660.000,00
	TR	548,95
	kW	1.930,58
Potência Nominal- MOTOR	hp	950,00
	kW	708,42

Fonte: Autoria própria.

Enfatizando o sistema de bombeamento responsável pela distribuição de salmoura, tem-se a potência total consumida pelas bombas na Tabela 16:

Tabela 16- Potência total das bombas para a circulação de salmoura.

BOMBAS- DISTRIBUIÇÃO SALMOURA		
Potência Nominal TOTAL- MOTOR	hp	155,00
	kW	41,02

Fonte: Autoria própria.

Ao focar no sistema de água de torre, obtêm-se as estimativas da potência das bombas responsáveis pela circulação da água de torre e da potência dos ventiladores presentes nas torres de resfriamento. Como resultado, tem-se a potência total consumida pelo sistema de água de torre conforme Tabela 17:

Tabela 17- Dados do sistema de água de torre referente ao ciclo de salmoura.

TORRE DE RESFRIAMENTO		
Estimativa da Potência das bombas	kW	85,00
Estimativa da Potência dos Ventiladores	kW	21,64
Potência TOTAL consumida (estimativa)	kW	106,64

Fonte: Autoria própria.

5 DISCUSSÕES E RESULTADOS

5.1 SISTEMA DE ÁGUA FRIA

5.1.1 COP das máquinas de refrigeração pertencentes ao sistema de água fria

A partir dos dados obtidos, são calculados os COP's das máquinas de refrigeração e, em seguida, são comparados com o COP de Carnot, com o melhor COP disponível e com os requisitos mínimos de eficiência exigidos pela norma ASHRAE.90.12007 para *chillers* centrífugos conforme Tabela 18.

Tabela 18- COP das máquinas de refrigeração do sistema de água fria.

COP- MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO- ÁGUA FRIA	
Chillers Sulzer Unitop (máquinas D, E, F e I)	5,03
Chillers Carrier (máquinas G e H)	4,72
COP Mínimo norma ASHRAE.90.12007	6,10
Melhor Máquina Disponível (WASTE REDUCTION, 2010)	7,48
COP de Carnot	14,53

Fonte: Autoria própria.

Como é possível ver, as máquinas de refrigeração *Sulzer Unitop* (800 TR) e *Carrier* (500 TR) não atingem os requisitos mínimos exigidos pela norma ASHRAE.90.12007, tendo, respectivamente, uma diferença no COP de 1,07 e 1,38. Isto indica que, embora as performances das máquinas não sejam ruins, ambos os *chillers* estão, possivelmente, obsoletos. Ao compará-los com a melhor máquina disponível, há uma diferença no COP de 2,45 para os *chillers Sulzer Unitop* e de 2,76 para os *Carrier*. Dessa forma, as necessidades de verificar uma possível atualização ou substituição destes equipamentos se intensificam, o que é feito posteriormente.

5.1.2 Cálculo do COP global para o sistema de água fria

No cálculo da eficiência global do sistema de água fria, são levados em consideração as máquinas de refrigeração, as bombas responsáveis pela distribuição de água fria e os equipamentos do sistema de água de torre. Então, para obter o COP global do sistema de água fria, Tabela 19, foram avaliadas três situações:

- I. Considerando que toda a capacidade de refrigeração produzida pelas máquinas de refrigeração, operando em plena carga, é suficiente para suprir a demanda total requerida pelos consumidores de água fria, ou seja, 8.322.348,00 kcal/h*;
- II. Considerando que toda a capacidade de refrigeração produzida pelas máquinas de refrigeração, operando em plena carga, é suficiente para suprir a demanda de consumidores com margem de segurança de 20%, ou seja, de 9.986.817,60 kcal/h**;
- III. Considerando a somatória das capacidades de refrigeração nominais, em plena carga, fornecidas pelos fabricantes das máquinas, o que contabiliza 12.700.748,00 kcal/h***;

Tabela 19- COP global do sistema de água fria.

COP GLOBAL PARA O SISTEMA DE ÁGUA FRIA	
COP Sistema- Rede de consumidores (caso I)	2,06
COP Sistema- Rede de consumidores com margem de segurança (caso II)	2,47
COP Sistema- Nominal (caso III)	3,14

Fonte: Autoria própria.

Independentemente do método considerado, os COP's globais obtidos representam valores relativamente baixos e demonstram que há grandes oportunidades para melhorar a eficiência energética.

O COP global calculado conforme o caso III é improvável de acontecer, uma vez que na distribuição de água fria ocorrem perdas ao longo do ciclo, porém o valor de 3,14 representa o COP global máximo que este sistema de água fria, em específico, pode atingir nas dadas configurações existentes. Já, no caso II, há uma visão mais otimista em termos de eficiência global e, no caso I, mais conservadora. Para fins de cálculo, acredita-se que a realidade é melhor representada pelo caso II.

Uma estimativa simplificada das perdas que ocorrem na distribuição de água fria pode ser feita através da diferença entre os valores da capacidade de refrigeração nominal (caso III) e da requerida pelos consumidores (caso II), obtendo-se o valor de 2.713.930,40 kcal/h, ou seja, 3.156,30 kW. É importante ressaltar que seria necessário fazer uma investigação mais aprofundada e um monitoramento do sistema para verificar o que ocorre na realidade, uma vez que o sistema não funciona em plena carga durante todo o período de operação e, também, uma parte desta perda é inerente do sistema de distribuição, ou seja, mesmo nas melhores condições de projeto e operação, uma quantidade de energia sempre será perdida.

* Valor obtido através da análise dos consumidores conforme detalhado na seção 4.4

** Valor obtido através da análise dos consumidores conforme detalhado na seção 4.4

*** Valor obtido através da análise dos consumidores conforme detalhado na seção 4.4

Esta estimativa de 3.156,30 kW representa uma perda de 21,37% em relação a capacidade nominal. Utilizando o valor médio do COP das máquinas (4,93), esta capacidade perdida equivale a uma potência desperdiçada de 640 kW o que representa um custo anual de R\$ 2.322.432,00, conforme Tabela 20.

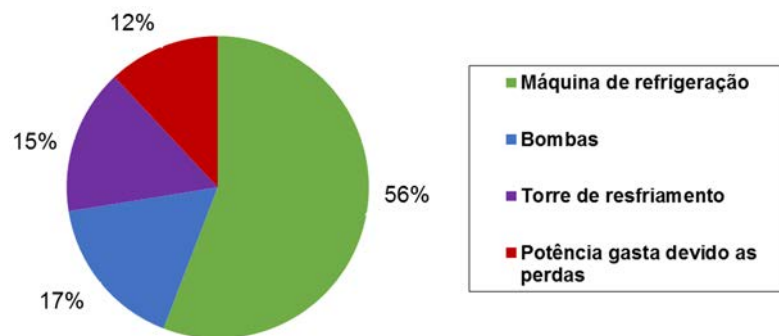
Tabela 20-Análise das perdas na distribuição para o sistema de água fria.

ESTIMATIVA DE PERDAS E ANÁLISE DE CUSTOS - ÁGUA FRIA	
Estimativa de perdas de energia (Caso III - Caso II)	3.156,30 kW
Porcentagem da perda em relação a capacidade nominal	21,37%
COP Médio das máquinas	4,93
Potência consumida que foi desperdiçada	640 kW
Custo anual da potência desperdiçada	R\$ 2.322.432,00

Fonte: Autoria própria.

Já, na Figura 26, têm-se a distribuição das potências consumidas para o sistema de água fria em função do uso final. Nela, é observado que as perdas representam uma porcentagem significativa de 12% em relação ao total de potência consumida por todo o sistema.

Figura 26- Potência consumida em função da finalidade para o sistema de água fria.



Fonte: Autoria própria.

5.1.3 Balanço energético das máquinas de refrigeração do sistema de água fria

Para verificar o funcionamento das máquinas de refrigeração, foi efetuado o balanceamento energético a partir das condições operacionais e, então, foi construída a Tabela 21 para as máquinas *Sulzer Unitop* e a Tabela 22 para as máquinas *Carrier*:

Tabela 21-Balanço de energia para os *chillers Sulzer Unitop*.

BALANÇO DE ENERGIA		
COMPONENTE		Chiller Sulzer Unitop
Evaporador (Regime 10/16)	kW	2.812,12
Potência real do compressor (estimado)	kW	503,35
Condensador (Regime 32/37)	kW	3.291,97
Balanço de Energia	kW	23,50

Fonte: Autoria própria.

Tabela 22-Balço de energia para os *chillers Carrier*.

BALANÇO DE ENERGIA		
COMPONENTE		Chiller Carrier
Evaporador (Regime 10/18)	kW	1.760,92
Potência real do compressor (estimado)	kW	335,57
Condensador (Regime 30/39)	kW	2.090,26
Balço de Energia	kW	6,23

Fonte: Autoria própria.

A partir das tabelas é possível identificar algumas discrepâncias entre os dados de projeto e o que realmente ocorre na operação:

- ❖ Embora os *chillers Sulzer Unitop* e *Carrier* pertençam ao mesmo sistema de água fria, eles operam em regimes diferentes nos evaporadores. Isto é impossível na prática já que eles estão conectados ao mesmo ciclo de distribuição de água fria e, assim, a temperatura da água na entrada do evaporador deve ser a mesma;
- ❖ Analisando o ciclo de distribuição de água fria, nota-se que a temperatura da água no tanque *F-961 B* (equipamento pré-evaporador) é de 18,8°C e, portanto, é pouco provável que a água entre no evaporador com uma temperatura inferior a esta. Como não foi possível obter informações a partir de instrumentos ou sobre as tubulações para efetuar o cálculo do aumento de temperatura ao longo delas, é feita uma consideração simplificada de que há o acréscimo de 1°C a cada trecho de tubulação entre equipamentos. Partindo desta premissa, há uma maior possibilidade de que a temperatura de entrada no evaporador seja de 20°C;
- ❖ Como o sistema de água de torre é único para toda a fábrica, os condensadores das máquinas *Sulzer Unitop* e *Carrier* devem, obrigatoriamente, operar no mesmo regime de temperatura. Então, por falta de instrumentação, é considerado que a água de torre entra nos condensadores a uma temperatura de 32°C (maior valor);
- ❖ Por meio dos valores do balanço de energia, é constatado que os condensadores não conseguem dissipar todo o calor proveniente do compressor e do evaporador. Embora as magnitudes dos valores não sejam elevadas, a questão apontada ganha veracidade porque, ao verificar o manual fornecido pelos fabricantes, é proposto condições de operação diferentes das realizadas pela empresa e, estas sim, atendem aos balanços de energia. Além disso, as boas práticas recomendam que os condensadores sejam ligeiramente superdimensionados;

É possível fazer uma suposição de como os *chillers* operam na realidade tomando esses fatos observados como base, fazendo uma avaliação operacional do sistema e, adicionalmente, considerando que:

- ❖ As vazões de água fria e de água de torre são constantes;
- ❖ As capacidades de refrigeração das máquinas são as mesmas na nova condição de operação. Isto dificilmente ocorre na realidade, porque as máquinas de refrigeração tendem a perder eficiência quando operam fora das condições para as quais foram projetadas;
- ❖ A quantidade de calor rejeitado nos condensadores seja 5% maior que a necessária;

Assim, foram obtidas as novas condições para os *chillers Sulzer Unitop*, na Tabela 23, e para os *chillers Carrier*, na Tabela 24.

Tabela 23-Dados dos *chillers Sulzer Unitop* nas novas condições de operação.

CHILLER SULZER UNITOP (800 TR)		
Evaporador (NOMINAL)	kW	2.813,53
Potência real do compressor (estimado)	kW	503,35
Condensador (capacidade requerida + 5%)	kW	3.482,72
Temperatura da água fria que ENTRA no EVAPORADOR	° C	20
Temperatura da água fria que SAI do EVAPORADOR	° C	14
Temperatura da água de torre que ENTRA no CONDENSADOR	° C	32
Temperatura da água de torre que SAI do CONDENSADOR	° C	37,30

Fonte: Autoria própria.

Tabela 24-Dados dos *chillers Carrier* nas novas condições de operação.

CHILLER CARRIER (500 TR)		
Evaporador (NOMINAL)	kW	1.758,43
Potência real do compressor (estimado)	kW	335,57
Condensador (capacidade requerida + 5%)	kW	2.198,70
Temperatura da água fria que ENTRA no EVAPORADOR	° C	20
Temperatura da água fria que SAI do EVAPORADOR	° C	12
Temperatura da água de torre que ENTRA no CONDENSADOR	° C	32
Temperatura da água de torre que SAI do CONDENSADOR	° C	41,50

Fonte: Autoria própria.

Avaliando os resultados, as novas condições de operação não atendem o quesito de temperatura porque, para atender todos os pré-requisitos discutidos, os *chillers Sulzer Unitop* produzem água fria a 14°C e os *chillers Carrier* a 12°C. Dessa forma, a temperatura de 10°C estabelecida pela empresa não é alcançada. Então, para corrigir a temperatura, seriam necessárias alterações nas vazões de água fria e de água de torre, gerando uma nova condição. E esta nova configuração, provavelmente, causaria novos problemas operacionais, sendo necessário que novas medidas fossem tomadas, e assim por diante.

Colocando em ênfase apenas este contexto de trabalhar fora das condições projetadas, há uma grande probabilidade de que algo semelhante ocorreu na empresa ao longo da vida do sistema. Assim sendo, essa série de desalinhamentos que foram se acumulando um após o outro, foram responsáveis por gerar inúmeras tentativas para controlar a operação do sistema, como, por exemplo, os tanques e as diversas misturas que ocorrem ao longo do ciclo de distribuição

de água fria. À vista disso, toda essa situação propiciou um conjunto de práticas ruins e a existência de um sistema extremamente complexo; o que, conseqüentemente, promove, na prática, uma redução da eficiência, problemas operacionais, cavitação em bombas e, as vezes, dificuldades em suprir a demanda dos consumidores.

Por fim, a adição da pouca quantidade de sensores à este contexto é responsável por acarretar dificuldades para compreender como é o real funcionamento do sistema, de propor melhorias e de controlá-lo de forma eficiente.

5.2 SISTEMA DE SALMOURA

5.2.1 COP das máquinas de refrigeração pertencentes ao sistema de salmoura

Focando no sistema de salmoura e prosseguindo de maneira análoga ao estudo feito para o sistema de água fria, têm-se, na Tabela 25, os COP's das máquinas com compressores a pistão *Sulzer K-140 2B* e com *Sulzer K-90 2B*, o COP de Carnot, os requisitos mínimos para compressores a pistão pela norma ASHRAE.90.12007, a melhor máquina disponível a pistão, a melhor com compressor parafuso e a com compressor centrífugo. É importante observar que a literatura não fornece informações específicas sobre a performance para máquinas operando com temperaturas abaixo de zero. Desta forma, para termos de cálculo, os melhores COP's disponíveis e os requisitos mínimos pela norma ASHRAE vão sofrer uma redução de 30% com a finalidade de tentar enquadrar os valores da literatura no caso estudado.

Tabela 25- COP das máquinas de refrigeração do sistema de salmoura.

COP- MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO- SALMOURA	
Compressores Sulzer K-140 2B (máquinas A e B)	2,67
Compressores Sulzer K-90 2B (máquinas a e b)	2,87
COP Mínimo norma ASHRAE.90.12007 para compressores a pistão (4,20) - 30%	2,94
Melhor Chiller a Pistão disponível (FPL, 2014) (5,50) - 30%	3,85
Melhor Chiller Parafuso disponível (WASTE REDUCTION, 2010) (6,06) - 30%	4,24
Melhor Chiller Centrífugo disponível (WASTE REDUCTION, 2010) (7,48) - 30%	5,23
COP de Carnot	6,57

Fonte: Autoria própria.

A partir dos dados, é verificado que os compressores a pistão *Sulzer K-140 2B* e *Sulzer K-90 2B* não atingem os requisitos mínimos, existindo uma diferença de 0,27 e 0,07, respectivamente. De forma análoga, ao comparar com as melhores máquinas disponíveis, essa defasagem aumenta, de forma crescente, para as tecnologias de compressores a pistão, parafuso e centrífugo. Mesmo com informações pouco precisas, é possível questionar se utilizar compressores a pistão, realmente, é a melhor escolha.

5.2.2 Cálculo do COP global para o sistema de salmoura

Equivalente ao que foi feito para o sistema de água fria, é calculado o COP global do sistema de salmoura, Tabela 26, levando as três situações em consideração:

- I. Toda a capacidade de refrigeração produzida pelas máquinas de refrigeração, operando em plena carga, é capaz de suprir a demanda total requerida pelos consumidores de salmoura, ou seja, 948.575,00 kcal/h*;
- II. Toda a capacidade de refrigeração produzida pelas máquinas, operando em plena carga, é capaz de suprir a demanda de consumidores com margem de segurança 20%, ou seja, de 1.138.290,00 kcal/h**. Pelas mesmas razões, este caso é o utilizado nos cálculos;
- III. A somatória das capacidades de refrigeração nominal, com operação em plena carga, fornecidas pelo fabricante, que contabiliza 1.660.000,00 kcal/h***;

Tabela 26- COP global do sistema de salmoura.

COP GLOBAL PARA O SISTEMA DE SALMOURA	
COP Sistema- Rede de consumidores (caso I)	1,29
COP Sistema- Rede de consumidores com margem de segurança (caso II)	1,55
COP Sistema- Nominal (caso III)	2,26

Fonte: Autoria própria.

Semelhante ao que foi realizado para o sistema de água fria, é feita uma estimativa das perdas através da diferença entre as capacidades do caso III e do caso II, chegando no valor de 524.710 kcal/h, ou seja, 610,24 kW. Em seguida, na Tabela 27, têm-se o quanto esta perda representa em porcentagem, potência desperdiçada e custo anual.

Tabela 27-Análise das perdas na distribuição para o sistema de salmoura.

ESTIMATIVA DE PERDAS E ANÁLISE DE CUSTOS - SALMOURA	
Estimativa de perdas de energia (Caso III - Caso II)	610,24 kW
Porcentagem da perda em relação a capacidade nominal	31,61%
COP Médio das máquinas	2,77
Potência consumida que foi desperdiçada	220,30 kW
Custo anual da potência desperdiçada	R\$ 799.424,64

Fonte: Autoria própria.

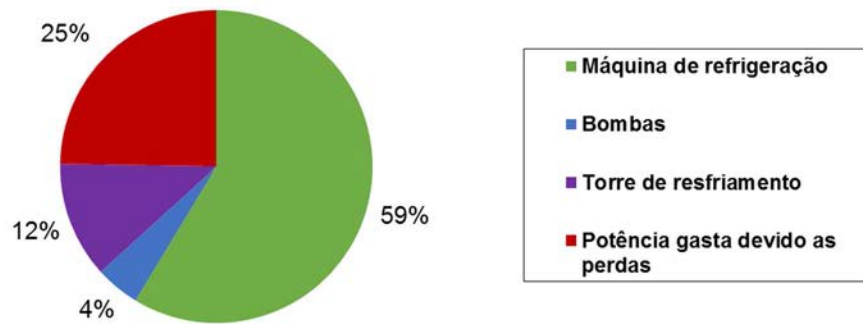
Então, na Figura 27, é apresentada a distribuição das potências consumidas para o sistema de salmoura em função do uso final. Nela, é constatado que as perdas representam uma porcentagem expressiva de 25% em relação ao total de potência consumida por todo o sistema.

* Valor obtido através da análise dos consumidores conforme detalhado na seção 4.5

** Valor obtido através da análise dos consumidores conforme detalhado na seção 4.5

*** Valor obtido através da análise dos consumidores conforme detalhado na seção 4.5

Figura 27- Potência consumida em função da finalidade para o sistema de salmoura.



Fonte: Autoria própria.

5.2.3 Balanço energético das máquinas de refrigeração do sistema de salmoura

Similar ao que foi feito para o sistema de água fria, é examinado, no sistema de salmoura, o balanceamento energético a partir dos dados operacionais para os compressores *Sulzer K-140 2B* na Tabela 28 e para os compressores *Sulzer K-90 2B* na Tabela 29.

Tabela 28-Balanço de energia para as máquinas dos compressores *Sulzer K-140 2B*.

BALANÇO DE ENERGIA		
COMPONENTE		Sulzer K-140 2B
Evaporador (Regime -12 / -1,5)	kW	689,04
Potência real do compressor (estimado)	kW	228,81
Condensador (Regime 32/37)	kW	665,82
Taxa de calor retirado no resfriamento do compressor	kW	19,97
Balanço de Energia	kW	232,06

Fonte: Autoria própria.

Tabela 29-Balanço de energia para as máquinas dos compressores *Sulzer K-90 2B*.

BALANÇO DE ENERGIA		
COMPONENTE		Sulzer K-90 2B
Evaporador (Regime -10,5 / -1,5)	kW	221,48
Potência real do compressor (estimado)	kW	110,79
Condensador (Regime 30/39)	kW	439,44
Taxa de calor retirado no resfriamento do compressor	kW	8
Balanço de Energia	kW	-115,16

Fonte: Autoria própria.

A partir das tabelas é possível identificar algumas discrepâncias, como segue:

- ❖ O sistema de água de torre é único, logo, as máquinas devem ter o mesmo regime no condensador, sendo considerado como correto, a temperatura de 32°C;
- ❖ A partir do resultado de balanço energético, constata-se que, para as máquinas *Sulzer K-120 2B*, os condensadores não conseguem dissipar toda a carga térmica necessária;

- ❖ As máquinas *Sulzer K-90 2B* estão adequadas conforme o balanço de energia (o valor negativo indica que calor está sendo retirado da máquina como um sistema fechado). No entanto, a temperatura na saída do 2º estágio é de 135°C e, portanto, está elevada demais, sendo necessário alterar as condições de resfriamento do compressor para resolver esta questão;
- ❖ Nas máquinas *Sulzer K-90 2B*, os evaporadores fornecem salmoura a -10,5°C, ou seja, trabalham diferente do regime exigido pelo processo (-12/-1,5 °C). Então, a vazão de salmoura deve ser modificada para atingir o regime adequado;

Com base nestes questionamentos, são propostas novas condições de operação para as máquinas *Sulzer K-120 2B*, Tabela 30, e para as *Sulzer K-90 2B*, Tabela 31, tomando algumas considerações adicionais:

- ❖ Utilizar a água proveniente do tanque *F-961 B* (pertencente ao sistema de água fria) para efetuar o resfriamento dos compressores *Sulzer K-120 2B* e dos *K-90 2B*. O regime do resfriamento passa a ser 20/29°C e as novas vazões são de 5 m³/h e de 2,7 m³/h, respectivamente. Deve ser salientado que, talvez, os atuais sistemas de resfriamento dos compressores não consigam operar na condição proposta e, nesse caso, seria preciso fazer o projeto de novos sistemas;
- ❖ Nos condensadores das máquinas *Sulzer K-120 2B*, deve-se aumentar a vazão de água de torre para 135 m³/h no regime 32/37 °C. É válido mencionar que, caso os condensadores atuais não consigam trabalhar nesta configuração, pode-se projetar e adquirir um condensador *Liebig* para complementar a troca térmica adicional;
- ❖ Nos evaporadores das máquinas *Sulzer K-90 2B*, deve-se diminuir a vazão de salmoura para 21 m³/h e, assim, elas passam a operar no regime -12/-1,5 °C. Deve ser explicitado que a redução de vazão pode comprometer o processo, uma vez que a vazão total de salmoura passa a ser 170 m³/h e tem-se a vazão requerida de 168 m³/h segundo caso I e de 201,60 conforme caso II;

Tabela 30-Dados das máquinas com compressores *Sulzer K-120 2B* na nova condição.

COMPRESSORES SULZER K-140 2B		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	600.000,00
	TR	198,42
	kW	697,80
Potência Nominal- MOTOR	hp	350,00
	kW	261,00
Numero de Estagios		2
Pressão- Sucção (1° estágio)	bar	4,00
Temperatura- Sucção (1° estágio)	° C	6,00
Pressão- descarga (1° estágio)	bar	8,00
Temperatura- descarga (1° estágio)	° C	75,00
Pressão- Sucção (2° estágio)	bar	8,00
Temperatura- Sucção (2° estágio)	° C	50,00
Pressão- descarga (2° estágio)	bar	12,90
Temperatura- descarga (2° estágio)	° C	88,00
Regime Evaporador	°C	-12 / -1,5
Regime Condensador	°C	32 / 37
RESFRIAMENTO DO COMPRESSOR SULZER K-120 2B		
Vazão Agua- Refriamento do Compressor	m³/h	5,00
Temperatura da água de entrada (RESFRIAMENTO)	° C	20,00
Temperatura da água de saída (RESFRIAMENTO) NOMINAL	° C	29,00
Capacidade de refrigeração (COMPRESSOR)	kW	59,92

Fonte: Autoria própria.

Tabela 31-Dados das máquinas com compressores *Sulzer K-90 2B* na nova condição.

COMPRESSORES SULZER K-90 2B		
Capacidade de Refrigeração Nominal (Capacidade Produzida)	kcal/h	230.000,00
	TR	76,06
	kW	267,49
Potência Nominal- MOTOR	hp	125,00
	kW	93,21
Numero de Estagios		2
Pressão- Sucção (1° estágio)	bar	1,50
Temperatura- Sucção (1° estágio)	° C	-4,00
Pressão- descarga (1° estágio)	bar	5,00
Temperatura- descarga (1° estágio)	° C	90,00
Pressão- Sucção (2° estágio)	bar	5,00
Temperatura- Sucção (2° estágio)	° C	50,00
Pressão- descarga (2° estágio)	bar	12,75
Temperatura- descarga (2° estágio)	° C	135,00
Regime Evaporador	°C	-12 / -1,5
Regime Condensador	°C	32 / 37
RESFRIAMENTO DO COMPRESSOR SULZER K-90 2B		
Vazão Agua- Refriamento do Compressor	m³/h	2,70
Temperatura da água de entrada (RESFRIAMENTO)	° C	20,00
Temperatura da água de saída (RESFRIAMENTO) NOMINAL	° C	29,00
Capacidade de refrigeração (COMPRESSOR)	kW	32,36

Fonte: Autoria própria.

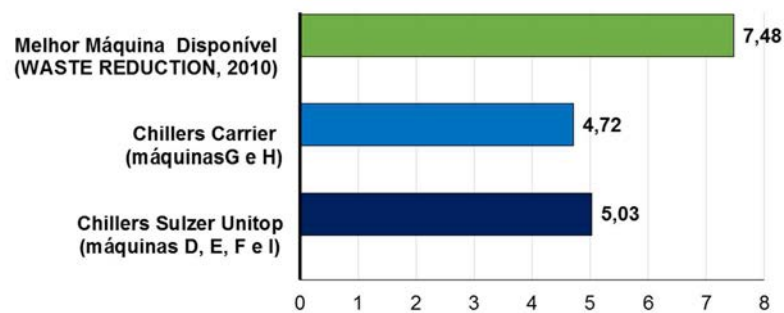
5.3 OPORTUNIDADES DE MELHORIA COM INVESTIMENTO

5.3.1 Aquisição de novas máquinas de refrigeração

Na aquisição, é fundamental que a meta seja escolher as máquinas de refrigeração mais eficientes do mercado em função da finalidade. Além disso, é altamente recomendado que o negócio inclua o VSD que será responsável por aumentar a eficiência em cargas parciais.

Dando foco no sistema de água fria, têm-se os COP's calculados na Figura 28.

Figura 28- COP das máquinas de refrigeração referente ao sistema de água fria.



Fonte: Autoria própria.

Analisando os valores obtidos e focando nos *chillers Sulzer Unitop* (800 TR), observa-se que há um *gap** de 2,45 ao comparar com o melhor COP disponível. Isto significa que, caso cada *chiller Sulzer* fosse substituído pela melhor máquina centrífuga, de mesma capacidade de refrigeração, isto representaria uma redução de potência consumida de 559 kW para 376 kW, gerando uma economia de 183 kW por máquina. Consequentemente, haveria uma economia de R\$ 664.070,40 por ano para cada unidade. A aquisição de um *chiller* centrífugo de 800 TR com VSD teria um custo estimado de R\$ 1.424.000,00, o que representaria um *payback** de 2,14 anos por unidade. Todo este procedimento realizado para os *Sulzer Unitop*, encontra-se esquematizado na Tabela 32.

* *Gap* é um termo em inglês que significa intervalo, lacuna. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

* *Payback* é um termo em inglês que significa tempo de retorno de investimento. O termo foi utilizado em inglês devido à popularidade do uso na prática.

Tabela 32- Avaliação econômica para a substituição do modelo de *chiller Sulzer Unitop*.

CHILLER SULZER UNITOP (800 TR)	
Gap com melhor Chiller Centrífugo disponível	2,45
Potência consumida pelo chillher SULZER UNITOP (800 TR)	559 kW
Potência consumida pelo melhor Chiller Centrífugo (800 TR)	376 kW
Economia de energia gerada na aquisição do NOVO EQUIPAMENTO	183 kW
Valor economizado por ano	R\$ 664.070,40
Valor estimado do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Centrífugo com VSD (800TR)	R\$ 1.424.000,00
Payback do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Centrífugo com VSD (800TR)	2,14 anos

Fonte: Autoria própria.

Dando enfoque nos *chillers Carrier* (500 TR) e fazendo uma análise de maneira análoga, obtém-se a Tabela 33:

Tabela 33- Avaliação econômica para a substituição do modelo de *chiller Carrier*.

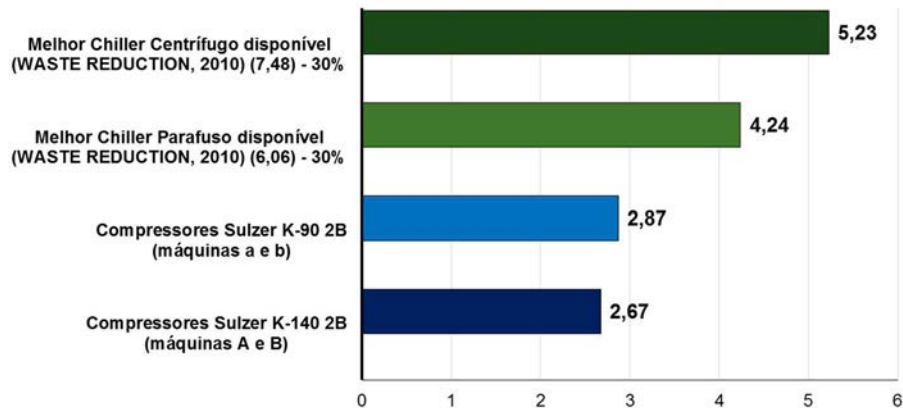
CHILLER CARRIER (500 TR)	
Gap com melhor Chiller Centrífugo disponível	2,76
Potência consumida pelo chillher CARRIER (500 TR)	373 kW
Potência consumida pelo melhor Chiller Centrífugo (500 TR)	235 kW
Economia de energia gerada na aquisição do NOVO EQUIPAMENTO	138 kW
Valor economizado por ano	R\$ 500.774,40
Valor estimado do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Centrífugo com VSD (500TR)	R\$ 890.000,00
Payback do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Centrífugo com VSD (500TR)	1,78 anos

Fonte: Autoria própria.

A partir das avaliações econômicas, pode-se concluir que, embora as aquisições possuam custos elevados, a substituição das duas máquinas, *Sulzer Unitop* e *Carrier*, geram uma redução de custos muito significativa e possuem um *payback* bem atrativo.

Em seguida, dando ênfase ao sistema de salmoura, têm-se os COP's calculados na Figura 29. Conforme Tabela 34, na avaliação econômica é proposto substituir cada par de máquinas, um compressor *Sulzer K-120 2B* e um *Sulzer K-90 2B* que juntos somam uma capacidade de refrigeração de 274 TR, por um único *chiller* centrífugo de 300 TR com VSD que possui a melhor eficiência em plena carga e ela é otimizada em cargas parciais por causa do inversor. Já, na Tabela 35, é proposto a substituição do par de 274 TR por um único *chiller* parafuso de 300 TR com VSD, pois embora não tenha um COP tão elevado, ele é mais atrativo economicamente no valor por tonelada de refrigeração.

Figura 29- COP das máquinas de refrigeração referente ao sistema de salmoura.



Fonte: Autoria própria.

Tabela 34- Avaliação econômica para a substituição do par por um *chiller* centrífugo.

COMPRESSORES SULZER K-140 2B + SULZER K-90 2B (274 TR)	
Gap do SULZER K-140 2B com melhor Chiller Centrífugo disponível	2,56
Gap do SULZER K-90 2B com melhor Chiller Centrífugo disponível	2,36
Potência consumida pelo SULZER K-140 2B (198 TR)	260,80 kW
Potência consumida pelo SULZER K-90 2B (76 TR)	93,13 kW
Potência consumida par de compressores (274 TR)	353,93 kW
Potência consumida pelo melhor Chiller Centrífugo (300 TR)	201,73 kW
Economia de energia gerada na aquisição do NOVO EQUIPAMENTO	152,20 kW
Valor economizado por ano	R\$ 552.303,36
Valor estimado do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Centrífugo com VSD (300TR)	R\$ 627.000,00
Payback do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Centrífugo com VSD	1,13 anos

Fonte: Autoria própria.

Tabela 35- Avaliação econômica para a substituição do par por um *chiller* parafuso.

COMPRESSORES SULZER K-140 2B + SULZER K-90 2B (274 TR)	
Gap do SULZER K-140 2B com melhor Chiller Parafuso disponível	1,57
Gap do SULZER K-90 2B com melhor Chiller Parafuso disponível	1,37
Potência consumida pelo SULZER K-140 2B (198 TR)	260,80 kW
Potência consumida pelo SULZER K-90 2B (76 TR)	93,13 kW
Potência consumida par de compressores (274 TR)	353,93 kW
Potência consumida pelo melhor Chiller Parafuso (300 TR)	248,83 kW
Economia de energia gerada na aquisição do NOVO EQUIPAMENTO	105,1 kW
Valor economizado por ano	R\$ 381.386,88
Valor estimado do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Parafuso com VSD (300TR)	R\$ 399.000,00
Payback do NOVO EQUIPAMENTO- Chiller Parafuso com VSD	1,05 anos

Fonte: Autoria própria.

A partir das tabelas, é constatado que a substituição do par de máquinas, *Sulzer K-120 2B* e o *K-90 2B*, fornece uma redução de custos e um *payback* muito interessante para ambas as modificações. Embora a aquisição de um *chiller* parafuso tenha um retorno ligeiramente mais rápido, adquirir um *chiller* centrífugo é mais vantajoso porque o COP maior representa uma economia maior de energia e um maior abatimento dos custos a longo prazo.

5.3.2 Instalação de VSD

Tanto para a aquisição de um novo *chiller* quanto para o *retrofit*, a instalação de VSD pode gerar ganhos significativos ao operar em carga parcial.

As máquinas com VSD analisadas por Rice (2010) e York (2011), quando operadas com 50% da carga, tiveram um aumento médio no COP de 86,5% em relação a operação em plena carga. Além disso, no estudo de York (2011), um *chiller* sem VSD, operando com 50% da carga, tem, apenas, um aumento no COP de 24% na mesma comparação.

Levando em consideração que, para o caso estudado, só há a possibilidade de instalar VSD nas máquinas centrífugas, *Sulzer Unitop* e *Carrier*, e, adicionalmente, supondo que as máquinas, na realidade, operem 60% do ano com metade da carga e 40% do ano em plena carga e, também, que as circunstâncias sejam as mesmas que as de Rice (2010) e York (2011). Então, pode ser estimado a viabilidade para o *retrofit*.

Dessa forma, é feita a avaliação para aquisição de VSD para o *chiller Sulzer Unitop* conforme Tabela 36 e para o *chiller Carrier*, na Tabela 37.

Tabela 36- Avaliação econômica para aquisição de VSD para o *chiller Sulzer Unitop*.

SULZER UNITOP (800 TR)- CICLO ÁGUA FRIA					
SEM VSD			COM VSD		
Plena Carga -COP (40 % do ano)	100%	5,03	Plena Carga (40 % do ano)	100%	5,03
Potência Consumida (Plena Carga)	kW	559,00	Potência Consumida (Plena Carga)	kW	559,00
Metade da Carga- COP (40 % do ano)	50%	6,24	Metade da Carga (40 % do ano)	50%	9,38
Potência Consumida (Metade da Carga)	kW	450,83	Potência Consumida (Metade da Carga)	kW	299,45
Energia Consumida durante o ano	kWh/ano	4.269.006,72	Energia Consumida durante o ano	kWh/ano	3.484.252,80
Custo anual	R\$/ano	R\$ 1.792.982,82	Custo anual	R\$/ano	R\$ 1.463.386,18
Avaliação Econômica	Economia anual				R\$ 329.596,65
	Custo aquisição de VSD (800 TR)				R\$ 200.000,00
	Payback em anos				0,61

Fonte: Autoria própria.

Tabela 37- Avaliação econômica para aquisição de VSD para o *chiller Carrier*.

SULZER CARRIER (500 TR)- CICLO ÁGUA FRIA					
SEM VSD			COM VSD		
Plena Carga -COP (40 % do ano)	100%	4,72	Plena Carga (40 % do ano)	100%	4,72
Potência Consumida (Plena Carga)	kW	372,55	Potência Consumida (Plena Carga)	kW	372,55
Metade da Carga- COP (40 % do ano)	50%	5,85	Metade da Carga (40 % do ano)	50%	8,80
Potência Consumida (Metade da Carga)	kW	300,59	Potência Consumida (Metade da Carga)	kW	199,82
Energia Consumida durante o ano	kWh/ano	2.845.791,36	Energia Consumida durante o ano	kWh/ano	2.323.399,68
Custo anual	R\$/ano	R\$ 1.195.232,37	Custo anual	R\$/ano	R\$ 975.827,87
Avaliação Econômica	Economia anual				R\$ 219.404,51
	Custo aquisição de VSD (500 TR)				R\$ 125.000,00
	Payback em anos				0,57

Fonte: Autoria própria.

Como pode ser visto, a aquisição de VSD para ambos os tipos de *chillers* é muito viável porque o *payback* é ótimo (menos de um ano), a economia obtida em cargas parciais é significativa e, também, o custo de aquisição não é tão alto e tem um valor bem atrativo em função dos benefícios gerados.

5.3.3 Tecnologias alternativas

O cenário brasileiro é caracterizado por um aumento agressivo dos custos de energia elétrica nos últimos anos e, devido aos planejamentos estratégicos do país, é provável que os altos valores se mantenham por um período razoável. Dessa maneira, o uso de alternativas tecnológicas, como *chillers* de absorção ou acionamentos por turbina a gás, podem se tornar uma boa alternativa de investimento para reduzir os custos, ainda mais para um complexo industrial desse porte. Como a avaliação destes casos extrapolam as propostas do trabalho e exigem informações não disponíveis, a oportunidade é apresentada como recomendação.

5.3.4 Agente intermediário

A escolha adequada do agente intermediário é fundamental para que o sistema de refrigeração, como um todo, tenha uma boa eficiência e ela depende, basicamente, de duas propriedades:

- ❖ **Calor específico:** quanto maior o calor específico, maior será a capacidade do agente trocar calor nas mesmas condições de vazão e temperatura;

❖ **Viscosidade:** quanto menor a viscosidade, maior será o grau de turbulência do agente e, conseqüentemente, maior será a transferência de calor. Além disso, quanto menor a viscosidade, menor a potência de bombeamento requerida para promover o escoamento;

Segundo Connor (2015) a água é, praticamente, um fluido secundário perfeito, pois apresenta uma boa capacidade de troca térmica, segurança e baixo custo. A adição de anticongelante à ela impacta na eficiência do sistema de forma negativa, porque:

- ❖ Reduz a eficiência de troca térmica da água, uma vez que a adição provoca redução nos coeficientes de condutividade térmica e de calor específico;
- ❖ Aumenta a viscosidade da água e, assim, afeta na potência requerida pelas bombas;

Portanto para sistemas que trabalham com temperaturas acima de 0°C e não muito próximas a ela, o melhor agente intermediário é a própria água. Já para sistemas que trabalham com temperaturas muito próximas de 0°C ou abaixo dela, o fluido intermediário mais adequado é aquele que possui a melhor combinação entre: alta condutividade térmica, alto calor específico, baixa viscosidade e baixo custo.

Tomando estas declarações como base e aplicando uma análise nos sistemas estudados, tem-se que:

- ❖ O sistema de água fria trabalha no regime 10/18°C e, desta maneira, já possui o melhor agente intermediário;
- ❖ O ciclo de salmoura trabalha no regime -12/-1,5°C e, portanto, pode-se investigar a viabilidade de aumentar a eficiência ao trocar a salmoura por um agente intermediário com melhores propriedades;

A salmoura utilizada neste caso apresenta um calor específico de 3,22 kJ/kg°C e uma viscosidade dinâmica de 1,6 mPa·s. Segundo Medeiros, Barbosa e Fontes (2010), as misturas água/30% etileno glicol e água/40% propileno glicol apresentam, respectivamente, um calor específico de 3,641 kJ/kg°C e de 3,656 kJ/kg°C. Levando apenas estes dados em consideração, seria viável fazer a substituição da salmoura por uma destas misturas.

Como o volume de salmoura é desconhecido e falta informações sobre os compostos, não existe a possibilidade de realizar uma avaliação mais profunda e, bem como, de verificar se a mudança é interessante economicamente. Mesmo assim, o fato de melhorar a eficiência com esta alteração é persistente.

5.3.5 Aumentar a temperatura do agente intermediário

Ao estabelecer a temperatura do agente intermediário, deve-se ter como objetivo que ele atue no processo com a maior temperatura possível. Segundo Betterbricks (2014) a cada aumento na temperatura do fluido intermediário, de 1 à 2°C, vai haver uma redução no consumo de energia do *chiller*, de 3 à 5%.

Seguindo essa linha de raciocínio, suprir 40 consumidores na mesma temperatura de 10°C e 20 consumidores na de -12,5 °C não parece ser a melhor estratégia. Uma boa alternativa para um processo desta dimensão pode ser trabalhar com sistemas de refrigeração em cascata e utilizar mais patamares de temperatura. É provável que a nova abordagem vai otimizar as distribuições de água fria e salmoura, suprimindo as demandas, de cada faixa de consumidores, com temperaturas mais elevadas. Além disso, esta tática pode melhorar a eficiência das máquinas de refrigeração, pois diminui a diferença entre os patamares de temperatura do evaporador e do condensador. Por fim, o resultado de todos os fatores, pode significar um aumento relevante do COP global.

Para fazer uma avaliação mais profunda seria preciso reavaliar o balanço energético dos processos, verificar se os equipamentos existentes (por parte dos consumidores) são capazes de trabalhar em novas faixas de operação e, também, entrar em contato com os fornecedores das máquinas de refrigeração a fim de avaliar se elas conseguem operar nessa nova condição.

Dessa forma, esse plano pode ter complicações na sua aplicação porque gera ações volumosas, exige grandes modificações e, provavelmente, apresenta investimentos significativos.

Embora seja uma ação que tenha contratempos, ela gera resultados e pode ser estratificada por setores. Portanto, é uma recomendação que deve ser considerada em projetos futuros.

5.3.6 Layout do Sistema

A escolha de um sistema centralizado para uma planta industrial desse porte é responsável pela existência de perdas significativas na distribuição do agente intermediário para os numerosos consumidores.

Uma estratégia interessante seria dividir esses consumidores em setores e, então, realocar as máquinas de refrigeração para as proximidades dos consumidores. A realocação tem

por finalidade potencializar as máquinas de refrigeração nas suas zonas de ação, diminuir as perdas na distribuição e, como consequência, melhorar a eficiência.

Como as mudanças de layout necessitam de uma análise de viabilidade e de todo um planejamento de reestruturação da planta, fica difícil prever e quantificar os benefícios acarretados e, assim, esse estudo fica indicado para novos projetos.

5.3.7 Otimizar o sistema de água de torre

O correto dimensionamento e controle dos parâmetros do sistema de água de torre é essencial para uma boa performance das máquinas de refrigeração. Na maioria dos casos, a operação do sistema de água de torre é o fator que determina a eficiência de um sistema de refrigeração e, caso não seja tratado com o devido cuidado, pode ser o responsável por comprometer a eficiência desse sistema.

É aconselhado como boa prática que a vazão de água de torre nos condensadores seja a menor possível. Isso permite que haja uma menor potência instalada para a distribuição da água de torre e, como resultado, os investimentos de projeto e os custos operacionais são menores.

Segundo Trane (1997), o design tradicional do condensador estipula uma vazão de água de torre de 2,4 gpm/TR e o design de baixa vazão trabalha com 2 gpm/TR e, esta mudança sugerida, representa uma economia de 1,8% em plena carga e pode chegar a 16,2% em carga parcial.

Na Rhodia, o sistema de água de torre é dimensionado para proporcionar aos seus consumidores água na temperatura de 29°C. No entanto, ela chega nos condensadores das máquinas de refrigeração à 32°C. Essa diferença de temperatura ocorre, principalmente, porque o sistema de água de torre é integrado, ou seja, ele supre as demandas de todos os processos que exigem água na temperatura ambiente. Dessa forma, não há um controle eficiente das temperaturas para o sistema de água de torre.

Segundo Betterbricks (2014) a cada redução na temperatura da água de torre, de 1 à 2°C, vai promover um menor consumo de energia do *chiller*, de 2 à 3%. Essa queda do consumo ocorre porque a diferença entre os patamares de temperatura do condensador e do evaporador é reduzida.

Focando no sistema de água fria estudado, os *chillers Sulzer Unitop* trabalham com 3,12 gpm/TR, indicando que a vazão está muito elevada ao ser comparado com padrões e, dessa maneira, pode haver custos mais elevados que o necessário. Para reduzir a vazão para 2gpm/TR, é obrigatório que o sistema opere em um regime de temperatura diferente de 32/37°C. Portanto,

este regime não se mostra uma alternativa economicamente viável para os *chillers Sulzer Unitop*, pois exige vazões acima do modelo tradicional.

Fazendo alterações nas condições operacionais de vazão e de temperatura, obtém-se a Tabela 38. Nela pode-se ver que, na nova condição, há uma redução significativa da vazão de água de torre. Além disso, ela permite que o condensador consiga dissipar toda a energia de 3.316,88 kW proveniente do evaporador e do compressor e, dessa maneira, soluciona o problema de balanço energético.

Tabela 38- Nova condição do sistema de água de torre para o *chiller Sulzer Unitop*.

SULZER UNITOP (800 TR)- CICLO ÁGUA FRIA			
CONDIÇÃO ATUAL			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre- ATUAL	m ³ /h	566,40
	Regime de Temperatura	°C	32 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	3.291,97
CONDIÇÃO PROPOSTA			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre no padrão 2 gpm/TR	m ³ /h	363,40
	Regime de Temperatura	°C	29 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	3.379,38

Fonte: Autoria própria.

Já os *chillers Carrier* trabalham com 1,75 gpm/TR e essa a vazão é baixa em referência aos padrões. Além disso, o regime de temperatura de projeto, 30/ 39°C, é irreal porque o sistema de água de torre fornece água a uma temperatura de 32°C. Dessa forma, para manter a quantidade de calor retirado e a vazão projetada, é provável que o sistema opere no regime 32/ 41°C.

Seguindo o que foi proposto para os *chillers Sulzer Unitop*, são feitas alterações nas condições operacionais dos *chillers Carrier*, Tabela 39. Nela é observado que, na nova condição, o aumento de vazão não foi tão significativo. Porém, as novas configurações de vazão e temperatura, fizeram com que o condensador fosse capaz de dissipar toda a energia de 2.095,57 kW proveniente do evaporador e do compressor e, assim, soluciona a questão do balanço energético.

Tabela 39- Nova condição do sistema de água de torre para o *chiller Carrier*.

CARRIER (500 TR)- CICLO ÁGUA FRIA			
CONDIÇÃO ATUAL			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre- ATUAL	m ³ /h	199,80
	Regime de Temperatura	°C	30 / 39
	Quantidade de calor retirado	kW	2.090,26
CONDIÇÃO PROPOSTA			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre no padrão 2 gpm/TR	m ³ /h	227,12
	Regime de Temperatura	°C	29 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	2.112,07

Fonte: Autoria própria.

Então, para o ciclo de água fria, é realizado uma avaliação da vazão e da potência consumida pelo sistema de água de torre e da potência consumida pelas máquinas de refrigeração (5 máquinas) e, assim, obtém-se a Tabela 40. Como pode-se constatar, há uma redução significativa da potência elétrica consumida e ela representa uma grande redução nos custos.

Tabela 40 Avaliação econômica para a modificação do sistema de água de torre relativo ao ciclo de água fria.

SISTEMA DE ÁGUA DE TORRE- CICLO ÁGUA FRIA		
CONDIÇÃO ATUAL		
Vazão Total de água de torre- ATUAL	m³/h	2.665,20
Quantidade total de de calor retirado pela água de torre	kW	17.457,31
Potência consumida pelas bombas na distribuição de água de torre	kW	663,00
Potência Total consumida pelo sistema de água de torre	kW	831,00
Potência Total consumida pelos 5 chillers	kW	2.982,80
CONDIÇÃO PROPOSTA		
Vazão Total de água de torre no padrão 2 gpm/TR	m³/h	1.907,84
Quantidade total de de calor retirado pela água de torre	kW	17.741,64
Potência consumida pelas bombas na distribuição de água de torre	kW	445,00
Potência Total consumida pelo sistema de água de torre	kW	613,00
Potência Total consumida pelos 5 chillers (redução de 6% conforme BETTERBRICKS, 2014)	kW	2.803,83
AVALIAÇÃO ECONOMICA		
Economia gerada pela redução da potência do sistema de água de torre	kW	218,00
Economia gerada pela redução de consumo dos chillers	kW	178,97
Economia total de potência de energia elétrica consumida	kW	396,97
Valor economizado por ano	R\$/ano	R\$ 1.440.524,74

Fonte: Autoria própria.

Dando enfoque ao sistema de salmoura, os condensadores das máquinas *Sulzer K-120 2B* e *K-90 2B* trabalham no regime 32/37°C e operam com vazões de 2,22 gpm/TR e 3,82 gpm/TR, respectivamente. Esses valores são altos para os padrões e, então, é realizado as mesmas modificações para estas máquinas e, assim, são construídas as Tabelas 41 e 42, respectivamente.

Tabela 41- Nova condição do sistema de água de torre para a máquina *Sulzer K-120 2B*.

MÁQUINA COM COMPRESSOR SULZER K-140 2B (198 TR)- CICLO SALMOURA			
CONDIÇÃO ATUAL			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre- ATUAL	m³/h	100,00
	Regime de Temperatura	°C	32 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	665,82
CONDIÇÃO PROPOSTA			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre no padrão 2 gpm/TR	m³/h	89,94
	Regime de Temperatura	°C	29 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	958,14

Fonte: Autoria própria.

Tabela 42- Nova condição do sistema de água de torre para a máquina *Sulzer K-90 2B*.

MÁQUINA COM COMPRESSOR SULZER K-90 2B (76 TR)- CICLO SALMOURA			
CONDIÇÃO ATUAL			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre- ATUAL	m³/h	66,00
	Regime de Temperatura	°C	32 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	439,44
CONDIÇÃO PROPOSTA			
CONDENSADOR	Vazão de água de torre no padrão 2 gpm/TR	m³/h	34,52
	Regime de Temperatura	°C	29 / 37
	Quantidade de calor retirado	kW	367,74

Fonte: Autoria própria.

Na Tabela 43, é avaliado, para o ciclo de salmoura, a vazão e a potência consumida pelo sistema de água de torre e a potência consumida pelas máquinas de refrigeração (4 máquinas). Como pode-se constatar, os valores são menos expressivos neste caso, pois este sistema tem um porte muito menor, mas, mesmo assim, há uma redução da potência elétrica consumida interessante e valor economizado é atrativo.

Tabela 43- Avaliação econômica para a modificação do sistema de água de torre relativo ao ciclo de salmoura.

SISTEMA DE ÁGUA DE TORRE- CICLO SALMOURA		
CONDIÇÃO ATUAL		
Vazão Total de água de torre- ATUAL	m³/h	332,00
Quantidade total de de calor retirado pela água de torre	kW	2.210,51
Potência consumida pelas bombas na distribuição de água de torre	kW	85,00
Potência Total consumida pelo sistema de água de torre	kW	106,64
Potência Total consumida pelas 4 máquinas	kW	708,42
CONDIÇÃO PROPOSTA		
Vazão Total de água de torre no padrão 2 gpm/TR	m³/h	248,92
Quantidade total de de calor retirado pela água de torre	kW	2.651,76
Potência consumida pelas bombas na distribuição de água de torre	kW	58,00
Potência Total consumida pelo sistema de água de torre	kW	79,64
Potência Total consumida pelos 4 máquinas(redução de 6% conforme BETTERBRICKS, 2014)	kW	665,91
AVALIAÇÃO ECONOMICA		
Economia gerada pela redução da potência do sistema de água de torre	kW	27,00
Economia gerada pela redução de consumo das máquinas	kW	42,51
Economia total de potência de energia elétrica consumida	kW	69,51
Valor economizado por ano	R\$/ano	R\$ 252.237,89

Fonte: Autoria própria.

Embora não seja possível estimar um *payback* porque não há informações suficientes para estipular o investimento requerido para as modificações; esta oportunidade, claramente, têm um potencial enorme e deve ser levada em consideração para projetos futuros.

5.3.8 Isolamento térmico

Em tubulações e equipamentos de refrigeração, o isolamento térmico inadequado ou a falta dele é responsável por gerar uma série de efeitos negativos que podem ser comprometedores e acarretam perdas de energia, redução da eficiência de equipamentos associados uma vez que passam a operar fora das condições estabelecidas e, conseqüentemente, há uma queda na capacidade e na qualidade da produção.

No cilo de água fria, a falta de isolamento nos tanques *F-961 A* e *F-961 B* representam, relativamente, perdas de 6,5 kW e 2,2 kW. Considerando o COP global de 2,47, as perdas são responsáveis por uma potência desperdiçada de 2,63 kW e de 0,89 kW, respectivamente. E, nesta ordem, representam um custo anual de R\$ 9.543,74 e de R\$ 3.229,63. Como houve dificuldade para encontrar dados referentes aos custos de isolamentos, não foi possível aprofundar o estudo e fazer uma análise de viabilidade econômica, no entanto, pode ser declarado que a magnitude destas perdas e os custos relacionados indicam uma oportunidade.

Já, para o ciclo salmoura, a avaliação do tanque *F-962* não foi consumada por falta de informações sobre o equipamento.

Dando enfoque nas tubulações e periféricos, para os quais a coleta de informações não foi factível, é executado uma estimativa das perdas, de maneira intuitiva, a partir das seguintes considerações pertinentes à todos os ciclos (distribuição de água fria e de salmoura):

- ❖ O diâmetro médio dos tubos é de 2”;
- ❖ A temperatura média na tubulação é de 14°C;
- ❖ O comprimento médio para cada consumidor (60 no total) é de 150 m e, conseqüentemente, há 9 km de tubulação;
- ❖ A média ponderada da eficiência do sistema relativa a capacidade de refrigeração é de 2,38 (COP total);

A partir dessas considerações obteve-se uma perda estimada de 642 kW, o que representa uma potência desperdiçada de 269,74 kW e revela um custo anual de R\$ 978.832,51. Embora o valor seja baseado em suposições, ele se enquadra bem no contexto porque simboliza 4,85 % da potência total consumida pelos sistemas e, também, corresponde a 31,35 % se comparado com os resultados obtidos que totalizaram uma potência desperdiçada de 860,3 kW (640 kW- sistema de água fria e 220,30 kW- sistema de salmoura). Independente da magnitude do valor, o importante é que, devido ao porte e complexidade do sistema estudado, as perdas em tubulações tomam valores significativos e representam um custo alto a ser pago. Dessa

forma, é vantajoso fazer uma análise mais detalhada, pois, ao que tudo indica, é uma boa abordagem.

5.3.9 Instrumentação, controle e automação

Para o sistema como um todo, ou seja, para as máquinas de refrigeração, para o sistema de água de torre e para os ciclos de distribuição de água fria e de salmoura há um número reduzido de instrumentos de medição e controle, sendo que a maioria dos instrumentos existentes possuem, somente, a indicação do parâmetro em campo.

A carência de instrumentação e a falta de um supervisor são responsáveis pela pouca quantidade e qualidade de informações operacionais. Além disso, é, provavelmente, a causa raiz da falta de um controle adequado de muitos parâmetros, porque aquilo que não se mede é difícil de se controlar.

Um projeto de instrumentação e controle permitiria conhecer como o sistema opera realmente e, ainda, orientaria quais medidas e oportunidades seriam mais eficientes para melhorar a performance do sistema. Os instrumentos a serem considerados no projeto incluem medidores e controladores de pressão, de temperatura, de vazão, de nível para os tanques e evaporadores inundados e, também, de potência e amperagem para os motores elétricos.

Portanto, o controle e a automação do sistema provocaria a otimização da operação para diferentes cargas de refrigeração e proporcionaria um monitoramento mais eficiente. Segundo Iowa State University (2005), um bom projeto de automatização e controle pode reduzir, substancialmente, o consumo de energia, ampliar o nível de monitoramento do processo e aumentar a confiabilidade. Isso ocorre porque pode-se controlar a operação de forma eficaz, realizar o monitoramento eletrônico 24 horas por dia e criar um histórico de informações.

No levantamento de dados realizado não há informações suficientes para promover um estudo mais detalhado e, conseqüentemente, fica difícil estipular o investimento necessário e a viabilidade desta oportunidade. Portanto, o projeto de instrumentação ultrapassa os objetivos iniciais deste projeto e, sendo assim, esta melhoria fica sugerida para novos projetos.

5.4 OPORTUNIDADES DE MELHORIA SEM INVESTIMENTO

5.4.1 Aumento da pressão de sucção dos compressores

Nos compressores, é aconselhado trabalhar com a maior pressão de sucção possível, porque o aumento da pressão amplifica a capacidade de sucção de gás refrigerante e, conseqüentemente, é responsável por uma economia de energia (ENERGY DESIGN RESOURCES; 2010).

Esta sugestão deve ser trabalhada cuidadosamente e deve ter o acompanhamento do fabricante com a finalidade de garantir que as modificações não prejudiquem o funcionamento da máquina. Além disso, deve ser verificado se o evaporador é capaz de trabalhar nas novas condições de pressão.

Portanto, é uma medida que pode gerar resultados mas deve ser avaliada caso a caso, uma vez que depende dos parâmetros construtivas do compressor.

5.4.2 Nível de fluido refrigerante

Em sistemas de refrigeração, é fundamental trabalhar com o nível de fluido refrigerante correto. Tanto condições de baixo nível quanto de alto são responsáveis por reduzir a capacidade de refrigeração e a eficiência do sistema (BETTERBRICKS, 2014).

Para o sistema de salmoura estudado, foi constatado que as máquinas de refrigeração estão operando com baixos níveis de amônia (fluido refrigerante), porque parte considerável dos tubos dos evaporadores não estão submersos pela amônia líquida. Como o nível apropriado de refrigerante é vital em evaporadores inundados, as taxas de transferência de calor nestes trocadores estão prejudicadas e, como resultado, há uma redução da capacidade de refrigeração e uma perda de eficiência para cada máquina. Além disso, elas podem estar consumindo mais energia elétrica, uma vez que os baixos níveis de amônia forçam as máquinas a operarem fora das condições operacionais estabelecidas.

Como as eficiências das máquinas estão comprometidas, é orientado, com veemência, que os níveis de refrigerante sejam corrigidos e mantidos dentro dos intervalos recomendados pelo fabricante. Como proposta adicional, é sugerido que sejam instalados separadores de líquido nos evaporadores e que o controle de nível seja feito por válvula boia de baixa pressão com a finalidade de garantir o nível de refrigerante conforme as especificações.

5.4.3 Purga de ar e incondensáveis

A presença de ar, óleo lubrificante e outros incondensáveis são responsáveis por prejudicar a boa performance de máquinas de refrigeração. Eles possuem a tendência de se

acumular nos condensadores, prejudicando a taxa de transferência de calor neste trocador, uma vez que atuam como isolantes. Como resultado da capacidade de troca térmica reduzida, ocorre um aumento da temperatura e pressão do lado de alta e, como consequência, compromete a eficiência da máquina. Além disso, eles são responsáveis por um desgaste desnecessário do compressor, o que pode comprometer a vida útil deste equipamento.

Dessa forma, é recomendado que sejam instalados filtros separadores de óleo e purgadores em todas as máquinas de refrigeração, caso não existam. Além disso, a indicação é que haja uma verificação periódica para checar se a purga está ocorrendo adequadamente com a finalidade de garantir a eficiência do sistema em operação.

5.4.4 Condições do sistema de água de torre

Como é de conhecimento, o sistema de água de torre exerce um papel crucial na preservação da eficiência dos sistemas de refrigeração.

Dessa forma, deve-se assegurar que este sistema esteja submetido às melhores condições permitidas e, assim, forneça água na menor temperatura possível. Embora isso signifique um aumento no consumo de energia da torre de resfriamento, as vantagens proporcionadas são mais impactantes e, no fim, vai haver economia de energia.

Logo, é importante evitar acréscimos de temperatura devido a certas questões, como falta de isolamento, mal dimensionamento dos ventiladores, longas distâncias entre a torre de resfriamento e os condensadores, falta de manutenção e limpeza das tubulações (IOWA STATE UNIVERSITY, 2005).

Além disso, é relevante prevenir quedas de vazão da água de torre, uma vez que intensificam o consumo de energia deste sistema e, também, acarretam um aumento da pressão no condensador que, conseqüentemente, afeta a eficiência das máquinas de refrigeração. A redução da vazão pode ocorrer, por exemplo, devido a válvulas danificadas, ao entupimento dos tubos da torre de resfriamento, à sedimentação nas conexões das tubulações e às incrustações.

Portanto, a orientação é que haja um monitoramento frequente dos dados do sistema, como, por exemplo, das temperaturas de entrada e saída, da vazão, da amperagem e voltagem dos ventiladores. Ao apurar alterações destes parâmetros, é necessário que uma análise seja feita, as causas raízes detectadas e as ações cabíveis tomadas.

Adicionalmente, para garantir uma operação eficiente, a recomendação é que, caso não exista, seja instalado um sistema de filtragem e de tratamento da água de torre, que é responsável

por diminuir significativamente o grau de incrustação e a frequência de manutenção nesse sistema. Além disso, é apropriado que as torres de resfriamento sejam limpas pelo menos uma vez por ano (IOWA STATE UNIVERSITY, 2005).

5.4.5 Operação de múltiplas máquinas de refrigeração

Ao operar sistemas com múltiplas máquinas é recomendado que seja utilizado uma estratégia de operação, combinando o acionamento de cada máquina conforme a carga requerida com a finalidade de maximizar a eficiência. Assim, é indicado que, primeiramente, seja acionado as máquinas de refrigeração com maior eficiência.

Para máquinas que não possuem VSD, a combinação de operação deve ser feita de modo que elas operem, majoritariamente, em plena carga. É importante ressaltar que caso as máquinas sem VSD operem abaixo de 40% da carga, vai haver perdas substanciais na eficiência (IOWA STATE UNIVERSITY, 2005).

Para equipamentos com VSD, é aconselhado que o escalonamento vise fazer as máquinas operarem na condição máxima de eficiência, o que, geralmente, ocorre com 50% da carga.

Caso alguma máquina não esteja em operação, ela deve ser isolada do ciclo de distribuição do agente intermediário e, também, do sistema de água de torre por meio de válvulas de bloqueio (*shut-off*).

É importante ressaltar que, também, deve-se ter uma sequência no acionamento das bombas de distribuição do agente intermediário e de água de torre. Esta ordem depende da vazão que está sendo requerida e a estratégia é fazer o arranjo de forma que elas operem, predominantemente, em plena carga (IOWA STATE UNIVERSITY, 2005).

Esta é uma oportunidade de gestão operacional e deve ser praticada diariamente conforme as necessidades da produção e, conseqüentemente, é desenvolvida dependendo das demandas dos consumidores.

5.4.6 Monitoramento de dados

O monitoramento de informações e a criação de um histórico de dados de operação são ferramentas essenciais para poder analisar a eficiência de um sistema de refrigeração, para encontrar irregularidades e para identificar oportunidades de melhoria. Além disso, o monitoramento permite quantificar os ganhos adquiridos com as medidas tomadas.

É, praticamente, impossível executar uma estratégia de redução de custos sem monitoramento, histórico de dados e análise frequente do sistema. Além disso, fica complicado conseguir operar em alta performance e realizar uma gestão eficiente da manutenção.

Para que esta ferramenta seja eficaz, deve-se tomar as seguintes providências:

- ❖ Para todos os equipamentos e componentes relevantes ao sistema de refrigeração, deve ser realizado a coleta de dados de operação diariamente, como, por exemplo: pressões, temperaturas de entrada e saída dos equipamentos, vazões e etc....
- ❖ Fazer uma análise dos dados periodicamente.
- ❖ Relatar e especificar problemas encontrados.

5.4.7 Gestão da Manutenção

Em sistemas de refrigeração, a gestão da manutenção é um elemento chave para garantir que o sistema opere com elevados padrões de eficiência.

Segundo Betterbricks (2014), os custos para a implementação de uma manutenção preventiva e preditiva são mínimos se comparados com a economia energética e com o prolongamento da vida útil dos equipamentos.

Segundo Piper (2003), praticas ruins de manutenção podem aumentar os custos anuais com energia elétrica de 20 a 25%. Avaliando todos os sistemas (máquinas de refrigeração, ciclo de água fria, ciclo de salmoura e ciclo de água de torre), que consomem uma potência total de 5.557,37 kW, o aumento de 25% representaria um custo adicional espantoso de R\$ 5.041.636,99 por ano.

Para a boa gestão da manutenção são necessárias medidas, como segue:

- ❖ Analisar e verificar dados periodicamente.
- ❖ Identificar tendências e padrões nos dados analisados.
- ❖ Criar padrões de inspeção.
- ❖ Realizar inspeções periodicamente.
- ❖ Treinar as equipes de manutenção para que façam uso das melhores práticas.
- ❖ Realizar a manutenção e limpeza de todos os trocadores de calor anualmente, ou seja, condensadores, evaporadores e consumidores.
- ❖ Fazer a manutenção periódica de equipamentos como, por exemplo, torres de resfriamento, válvulas de expansão, compressores e etc....
- ❖ Controlar o nível de fluido refrigerante.
- ❖ Executar a purga do sistema diariamente.

6 CONCLUSÃO

O presente trabalho elaborou uma avaliação técnica dos sistemas de refrigeração e dos respectivos ciclos de distribuição de água fria e de salmoura aplicados a uma planta de processamento químico.

A motivação do trabalho está ligada à redução de custos e à otimização da eficiência relacionadas aos sistemas de refrigeração, uma vez que eles são fundamentais em muitos processos industriais, apresentam um alto consumo de energia elétrica e representam uma parcela significativa dos custos de produção.

Com os dados coletados e com a criação de esquemas, representando de forma mais clara o processo existente, foi possível fazer o balanceamento energético e calcular as eficiências de cada equipamento e do ciclo como um todo. E, a partir disto, foram feitas um série de análises e avaliações com a finalidade de sugerir soluções, boas práticas e recomendações que aumentassem a eficiência global do sistema e reduzissem os custos operacionais.

Portanto, a avaliação técnica do sistema atual realizada, a série de oportunidades encontradas e as recomendações sugeridas, são de grande utilidade para direcionar as estratégias da empresa frente a otimização dos processos de refrigeração.

REFERÊNCIAS

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS - ASHRAE. **ANSI/ASHRAE 90.1-2007: Energy standard for buildings except low-rise residential buildings**. Atlanta, 2007. 184 p.

ASSOCIAÇÃO COMERCIAL DE SÃO PAULO. 2014 **Índices econômicos**. Disponível em: <http://portal.acsp.com.br/assets/html/indicadores/indicadores_iegv/iegv_dolar.html>. Acesso em: 18 jan. 2015.

BAJAY, S.V.; BEISSMANN, A; GORLA, F.D. **Oportunidades de eficiência energética para a indústria**: relatório setorial- setor químico. CNI, Brasília, 2010. Disponível em: <http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_24/2012/09/06/262/20121127134708892924i.pdf>. Acesso em: 02 mar. 2014.

BALESTIERI, J.A.P. **Notas de aulas de máquinas térmicas**: ciclos de refrigeração. 2009. Departamento de Energia – Faculdade de Engenharia: Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá. Disponível em: <<http://intranet.feg.unesp.br/aa/material/Perrella/aulas.php>>. Acesso em: 15 fev. 2014.

BETTERBRICKS. **Operation and maintenance of chillers**. 2014. Disponível em: <<http://www.betterbricks.com/graphics/assets/documents/BOpEqSysChillers.pdf>>. Acesso em: 12 dez. 2014.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R.E. **Fundamentos da termodinâmica**. 7. ed. São Paulo: Blücher, 2009. 454 p.

BRESOLIN, V. **Escolha do fluido intermediário em um frigorífico**. 2013. 28 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

CARRIER. **Chiller Aquaforce 30XW**. 2015. Catálogo Fabricante Carrier. Disponível em: <<http://www.casascarrier.com.br/Produtos/comercial/chiller-aquaforce-30xw>>. Acesso em: 28 jan. 2015.

CASTRO, J. **Refrigeração**. 2014. 239 f. . Departamento de Engenharia Mecânica–Universidade Federal do Vale do São Francisco, Juazeiro. 2014. Disponível em: <[http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/APOSTILAREfrig .pdf](http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/APOSTILAREfrig.pdf)>. Acesso em: 22 nov. 2014.

CÂMARA DE COMERCIALIZAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA - CCEE. **Preços médios**. Disponível em: <http://www.ccee.org.br/portal/faces/pages_publico/o-que-fazemos/como_ccee_atua/precos/precos_medios?_afLoop=2003061300522841#@?_afLoop=2003061300522841&_adf.ctrl-state=o892kilc3_96>. Acesso em: 09 jan. 2015.

CEPAGRI; UNICAMP. **Clima Campinas**. 2015. Disponível em: <<http://www.cpa.unicamp.br/outras-informacoes/clima-de-campinas.html>>. Acesso em: 09 jan. 2015.

COSTA, E.C. **Refrigeração**. 3. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1982.

CONNOR, K. **Dispelling the myths of heat: solutions for life**. 2015. Dow Chemical Company. Disponível em: <<http://www.dow.com/heattrans/pdfs/DispellingTheMyths.pdf>>. Acesso em: 21 jan. 2015.

DUFRIO. **Refrigeração Comercial**. 2013. Disponível em: <<http://www.dufrio.com.br/refrigeracao-comercial>>. Acesso em: 21 dez. 2014.

EMBRACO. **Condensador**: componente essencial para o funcionamento do sistema. Clube da Refrigeração: Coleção Técnica. Joinville, p. 17-18. 115.ed. set. 2013. Disponível em: <[http://www.clubedarefrigeracao.com.br/wp-content/blogs.dir/1/files_mf/1391693339cr115portugues .pdf](http://www.clubedarefrigeracao.com.br/wp-content/blogs.dir/1/files_mf/1391693339cr115portugues.pdf)>. Acesso em: 07 abr. 2014.

EMBRACO. **Entendendo o conceito de refrigeração**. Clube da Refrigeração: Coleção Técnica. Joinville, p. 17-18. 113.ed. mar. 2013. Disponível em: <http://www.clubedarefrigeracao.com.br/wp-content/blogs.dir/1/files_mf/1374245379ClubedaRefrigeracao113.pdf>. Acesso em: 07 abr. 2014.

EMBRACO. **Evaporador**: onde o fluido refrigerante passa para o estado gasoso. Clube da Refrigeração: Coleção Técnica. Joinville, p. 17-18. 116.ed. dez. 2013. Disponível em: <http://www.clubedarefrigeracao.com.br/wp-content/blogs.dir/1/files_mf/1374245379ClubedaRefrigeracao116.pdf>. Acesso em: 07 abr. 2014.

www.clubedarefrigeracao.com.br/wp-content/blogs.dir/1/files_mf/1391693544cr116portugues.pdf >. Acesso em: 07 abr. 2014.

ENERGY DESIGN RESOURCES, 2010. **Design brief: chiller plant efficiency**. Califórnia, 13 jun. 2010. Disponível em: <<http://energydesignresources.com/resources/publications/design-briefs/design-brief-chiller-plant-efficiency.aspx>>. Acesso em: 25 out. 2014.

ENERGY DESIGN RESOURCES, 2010. **Design brief: energy efficiency practices in industrial refrigeration**. Califórnia, 12 jan. 2010. Disponível em: <<http://energydesignresources.com/resources/publications/design-briefs/design-brief-energy-efficiency-practices-in-industrial-refrigeration.aspx>>. Acesso em: 25 out. 2014.

Energy Research Institute- ERI, 2007. **How to save energy and money in refrigeration**. Department Of Mechanical Engineering, University Of Cape Town, South Africa. Disponível em: <www.eri.uct.ac.za>. Acesso em: 15 jan. 2014.

FERRAZ, F. **Refrigeração**. 2008. 74 f. Curso de Eletromecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia, Santo Amaro. Disponível em: <<https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/09/ref13.pdf>>. Acesso em: 11 nov. 2014.

FPL. **Water-cooled chillers**. Florida. Disponível em: <<https://www.fpl.com/business/pdf/water-cooled-chillers-primer.pdf>>. Acesso em: 28 dez. 2014.

FRIO PLUS, **Importância e função das válvulas e controles aplicados na refrigeração industrial**. Disponível em: <http://www.frioplus.com.br/artigos_2.php>. Acesso em: 17 dez. 2014.

GALVÃO, P. **Pneumática e hidráulica: parte III- compressores**. 2004. Disponível em: <http://elearning.iefp.pt/pluginfile.php/49360/mod_resource/content/0/CD-Rom/Estudo/Pneumatica_e_Hidraulica_Nivel_III/E_-_Compressores/frame_4.htm>. Acesso em: 18 dez. 2014.

GUT, J.A.W.; PINTO, J.M. **Revista de graduação da engenharia química: conhecendo os trocadores de calor a placas**. São Paulo: Editora Mandruvá, v. 11, 2003. Disponível em: <<http://hottopos.com/regeq11/gut.htm>>. Acesso em: 01 fev. 2015.

HASEGAWA, Y.; NITTA, M.; WAJIMA, K. **New suggestions for centrifugal chiller technologies to realize high efficiency and high functionality**. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, v. 48, n. 2, p.38-44, 01 jun. 2011. Trimestral.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 4. ed. LTC, 1998. 494 p.

IOWA STATE UNIVERSITY. **Energy related best practices**: a sourcebook for the chemical industry. Iowa: Ciras, p. 1-126. nov. 2005. Disponível em: <http://www.ciras.iastate.edu/publications/EnergyBP-ChemicalIndustry/Sourcebook_Chapter6.pdf>. Acesso em: 23 out. 2014.

JOHNSON CONTROLS. **Chiller YK-MAXE**. Johnson Controls, 2015. 87 slides. Disponível em: <http://www.johnsoncontrols.com.br/content/dam/WWW/jci/be/brasil_-_novo_sit_e/sistemas_hvac/chillers_york__condensacao/chiller_york__centrifugo/brochures/Apresentação-Chiller-YORK@-Centrífugo-YK.pdf>. Acesso em: 12 jan. 2015.

KOBELCO. **Products**. 2014. Disponível em: <<http://kobelcocompressors.com/index.php/products>>. Acesso em: 10 set. 2014.

LOUREIRO, M. **Introdução aos ciclos de refrigeração**. 2012. Manual. Educação e Formação de Adultos Coimbra. Disponível em: <<http://www.marioloureiro.net/EnsinoFormacao.htm>>. Acesso em: 20 set. 2014.

MARTINELLI, L.C. **Refrigeração e ar condicionado**: parte III- compressores. 2012. 32 f. Instituto Federal de Santa Catarina, São José. Disponível em: <http://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/b/b4/rac_iii.pdf>. Acesso em: 18 mar. 2014.

MATOS, R.S. **Refrigeração**. 2008. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Paraná. Disponível em: <<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/>>. Acesso em: 30 ago. 2014.

MAZETTO, J.E.A.; TAMASHIRO, R.C. **Viabilidade do uso de energia eólica na UNICAMP**. Ciências do Ambiente, Campinas, v. 6, n. 3, p.65-67, dez. 2010. Disponível em: <<http://sistemas.ib.unicamp.br/be310/nova/index.php/be310/article/view/267/210>>. Acesso em: 18 set. 2014.

MEDEIROS, P.S.G.; BARBOSA, C.R.F.; FONTES, F.A.O. **Propriedades termofísicas de fluidos secundários à base de álcool para termoacumulação**. Holos, v. 4, n. 26, p.74-87, 2010. Disponível em: <<http://www2.ifrn.edu.br/ojs/index.php/HOLOS/article/viewFile/413/357>>. Acesso em: 11 jul. 2014.

MERCADO LIVRE DE ENERGIA. **Visão Geral**. Disponível em: <<http://www.mercadolivreenergia.com.br/>>. Acesso em: 09 jan. 2015.

LEDA, A.J. **Principais tipos de compressores utilizados nas indústrias: vantagens e desvantagens das aplicações**. 2008. Monografia (Especialização em Engenharia de Controle e Automação) - Universidade Gama Filho, Manaus, 2008.

PANESI, A. R. Q. **Fundamentos de eficiência energética: industrial, comercial e residencial**. São Paulo: Ensino Profissional, 2006

PIPER, J. **5 Threats to Chiller Efficiency**. 2003. Disponível em: <<http://www.facilitiesnet.com/hvac/article/5-Threats-to-Chiller-Efficiency-Facility-Management-HVAC-Feature--1893>>. Acesso em: 12 jan. 2015.

RAHN, M.A.S. **Estudo da eficiência energética em sistemas de refrigeração mecânica que utilizam R-717 contaminado por água: uma aplicação para indústria pesqueira do Rio Grande**. 2006. 123 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Oceânica) - Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Rio Grande, 2006.

RICE, K. **Upgrading Existing Chilled-Water Systems**. Ingersoll Rand: Trane. United States, 2010. 68 slides.

SALVADOR, F. **Projeto de um sistema de refrigeração industrial com set-point variável**. 1999. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Eletrônica) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 1999.

MAGALHÃES SOBRINHO, P. **Laboratório de Sistemas Térmicos: Obtenção do COP de um sistema de condicionamento de ar**. Estudo Dirigido: laboratório 05. 2014. 4 f. - Curso de Engenharia Mecânica, Unesp, Guaratinguetá, 2014.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. SAIZ. **Refrigeração industrial**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

STOECKER, W. F.; JONES, J.W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill, 1985.

TASSINI, J.O. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial: estudo de caso**. 2012. 113 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia - Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.

THERMALCARE. **Centrifugal compressor central chillers**. Disponível em: <<http://www.thermalcare.com/central-chillers/tc-series-central-chillers.php>>. Acesso em: 03 jan. 2014.

TRANE. **Earthwise Centravac water-cooled liquid chillers**. 2014. Catálogo Fabricante Trane Disponível em: < http://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/equipment/chillers/water-cooled/centrifugal-liquid/ctv-prc0071-en_04222015.pdf >. Acesso em: 28 jan. 2015.

TRANE (United States). **How low-flow systems can help you: give your customers what they want**. Trane Engineers Newsletter, v. 26, n. 2, p.1-3, ago. 1997. Trimestral. Disponível em: < https://www.trane.com/content/dam/Trane/Commercial/global/products-systems/education-training/engineers-newsletters/waterside-design/en_26-02.pdf>. Acesso em: 28 jan. 2015.

VALADÃO, C.P. **Turbocompressores**. 2002. 39 f. PETROBRAS. Macaé. Disponível em: <<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAASgAB/compressores-centifugos>>. Acesso em: 25 jun. 2014.

VENTURINI, O.J. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, FUPAI, p. 1-283. 2005. Disponível em: <http://arquivos.portaldaindustria.com.br/app/conteudo_18/2014/04/22/6281/LivroRefrigeracao.pdf>. Acesso em: 25 jun. 2014.

WANG, S.K. **Handbook of air conditioning and refrigeration**. 2. ed. New York: McGraw-Hill, 2000. 1401 p.

WASTE REDUCTION. **Chillers: energy saving fact sheet**. 2010. Energy NC. Disponível em: <www.energync.net>. Acesso em: 07 ago. 2014.

YORK. **To efficiency and beyond chiller**: YORK by Johnson Controls, 2011. Em: AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEATING- AIRAH, Australian Capital Territory , 65 slides. 2011. Disponível em: <https://www.airah.org.au/imis15_prod/Content_Files/Divisionmeetingpresentations/ACTNSW/PPACT_24-08-2011-SK.pdf>. Acesso em: 06 jul. 2014.

YORK. **To efficiency and beyond chiller**: YORK by Johnson Controls, 2012. Em: AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEATING- AIRAH, New South Wales , 22 slides. 2012. Disponível em: <[https://www.airah.org.au/iMIS15_Prod/Content_Files/Division meetingpresentations/ACTNSW/PPNSW_17-07-2012-SK.PDF](https://www.airah.org.au/iMIS15_Prod/Content_Files/Division%20meetingpresentations/ACTNSW/PPNSW_17-07-2012-SK.PDF)>. Acesso em: 06 jul. 2014.

APÊNDICE A

EQUACIONAMENTO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO E COMPONENTES

A.1 COP DE CARNOT PARA UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo ideal de Carnot atua sobre dois patamares de temperatura e é composto de dois processos isotérmicos reversíveis e dois processos adiabáticos reversíveis. (BORGNAKKE, SONNTAG, 2009). O Coeficiente de eficácia (COP) de uma máquina de refrigeração de Carnot é representada pela equação A.1.1:

$$COP_{CARNOT} = \frac{Q}{W} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad (\text{A.1.1})$$

Sendo: T_H - temperatura da fonte quente[K] e T_C - temperatura da fonte fria[K]

A.2 CALCULO DA CARGA TÉRMICA

Ao realizar o volume de controle no evaporador, a carga térmica pode ser representada pelas equações A.2.1, A.2.2 e A.2.3.

$$Q_{evap} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) = \dot{m}_f(h_e - h_s) \quad (\text{A.2.1})$$

$$Q_{evap} = \dot{m}_r c_{p(r)}(T_1 - T_4) = \dot{m}_f c_{p(f)}(T_e - T_s) \quad (\text{A.2.2})$$

$$\dot{Q}_{evap} = UA\Delta T_{ML} \quad (\text{A.2.3})$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_{entrada} - \Delta T_{saída}}{\ln \frac{\Delta T_{entrada}}{\Delta T_{saída}}} = \frac{(T_4 - T_{ae}) - (T_1 - T_{as})}{\ln \frac{(T_4 - T_{ae})}{(T_1 - T_{as})}}$$

Sendo:

Q_{evap} - capacidade de refrigeração [W]

\dot{m}_r - fluxo de massa do fluido refrigerante [kg/s]

\dot{m}_f - fluxo de massa do fluido a ser refrigerado (ar, água, salmoura, etc....) [kg/s]

h - entalpia específica [J/kg]

c_p - calor específico [J/kgK]

T - temperatura [K]

U - coeficiente global de transferência de calor [W/ m²K]

A - área de troca térmica [m²]

ΔT_{ML} - média logarítmica das diferenças de temperatura [K]

A.3 CALCULO DA POTÊNCIA DE COMPRESSÃO

A potência de compressão isentrópica, ideal, é obtida aplicando-se o volume de controle no compressor, equação A.3.1 (VENTURINI, 2005). Já a potência mecânica do compressor, real, é fornecida pelo fabricante e é função das condições do fluido na entrada e na saída. Além disso, tem-se o rendimento isentrópico do compressor na expressão A.3.2.

$$W_{comp(IDEAL)} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (A.3.1)$$

$$\eta = \frac{W_{comp(IDEAL)}}{P_{mec}} = \frac{h(p_{DIS}, s_{SUC}) - h(p_{SUC}, T_{SUC})}{h(p_{DIS}, T_{DIS}) - h(p_{SUC}, T_{SUC})} \quad (A.3.2)$$

Sendo:

$W_{comp(IDEAL)}$ - trabalho isentrópico do compressor [W]

P_{mec} - potência real requerida pelo compressor [W]

\dot{m}_r - fluxo de massa do fluido refrigerante [kg/s]

h - entalpia específica [J/kg]

η - rendimento do compressor

A.4 REJEIÇÃO DE CALOR NO CONDENSADOR

No condensador, o calor dissipado em uma certa unidade de tempo pode ser obtido pelas equações A.4.1, A.4.2, A.4.3.

$$Q_{cond} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) = \dot{m}_f(h_s - h_e) \quad (A.4.1)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_r c_{p(r)}(T_2 - T_3) = \dot{m}_f c_{p(f)}(T_s - T_e) \quad (A.4.2)$$

$$Q_{cond} = UA\Delta T_{ML} \quad (A.4.3)$$

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_{entrada} - \Delta T_{saída}}{\ln \frac{\Delta T_{entrada}}{\Delta T_{saída}}} = \frac{(T_2 - T_{ae}) - (T_3 - T_{as})}{\ln \frac{(T_2 - T_{ae})}{(T_3 - T_{as})}}$$

Sendo:

Q_{cond} - capacidade de rejeição de calor no condensador [W]

\dot{m}_r - fluxo de massa do fluido refrigerante [kg/s]

\dot{m}_f - fluxo de massa do fluido responsável pela rejeição de calor (ar ou água) [kg/s]

h - entalpia específica [J/kg]

c_p - calor específico [J/kgK]

T - temperatura [K]

U - coeficiente global de transferência de calor [W/ m²K]

A - área de troca térmica [m²]

ΔT_{ML} - média logarítmica das diferenças de temperatura [K]

A.5 MEDIDAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

As conversões entre os fatores COP, EER e kW/TR são fornecidas pelas equações A.5.1, A.5.2, A.5.3, A.5.4, A.5.5 e A.5.6.

$$COP = 0,293 * EER \quad (A.5.1)$$

$$EER = 3,413 * COP \quad (A.5.2)$$

$$COP = \frac{3,516}{(kW/TR)} \quad (A.5.3)$$

$$(kW/TR) = \frac{3,516}{COP} \quad (A.5.4)$$

$$(kW/TR) = \frac{12}{EER} \quad (A.5.5)$$

$$EER = \frac{12}{(kW/TR)} \quad (A.5.6)$$

A.6 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor corresponde a troca de energia, na forma térmica, devido a existência de um gradiente de temperatura. Ela pode ocorrer de diferentes modos: condução convecção e radiação. (INCROPERA, DEWITT, 1998)

A condução é a troca de energia de partícula para partícula que ocorre em um meio estacionário quando tem-se um diferencial de temperatura entre dois pontos. Na equação A.6.1 têm-se a equação para taxa de transferência de calor por condução. Na equação A.6.2, A.6.3 e

A.6.4 tem-se as equações de resistência térmica condutiva para uma placa, cilindro e esfera, respectivamente. (INCROPERA, DEWITT, 1998; WANG, 2000)

$$q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (\text{A.6.1})$$

$$R_{t,cond} = \frac{T_{sup,1} - T_{sup,2}}{q_{cond}} = \frac{L}{kA} \quad (\text{A.6.2})$$

$$R_{t,cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} \quad (\text{A.6.3})$$

$$R_{t,cond} = \frac{1}{4\pi k} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right) \quad (\text{A.6.4})$$

Sendo:

q_{cond} - taxa de transferência de calor por condução [W]

k - coeficiente de condutividade térmica [W/mK]

A - área [m²]

T - temperatura [K]

x - direção de transferência [m]

L - comprimento total na direção de transferência [m]

r - raio [m]

A convecção é a forma de troca de energia que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento ou, também, devido ao movimento aleatório de um fluido na presença de um diferencial de temperatura. Na equação A.6.5 têm-se a equação para taxa de transferência de calor por convecção. Na equação A.6.6, A.6.7 e A.6.8 tem-se as equações de resistência térmica convectiva para uma placa, cilindro e esfera, respectivamente. (INCROPERA, DEWITT, 1998)

$$q_{conv} = hA(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (\text{A.6.5})$$

$$R_{t,conv} = \frac{T_{sup} - T_{\infty}}{q_{conv}} = \frac{1}{hA} \quad (\text{A.6.6})$$

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h2\pi rL} \quad (\text{A.6.7})$$

$$R_{t,conv} = \frac{1}{h4\pi r^2} \quad (\text{A.6.8})$$

Sendo:

q_{CONV} - taxa de transferência de calor por convecção [W]

h - coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m²K]

A - Área [m²]

T - temperatura [K]

r - raio [m]

L - comprimento total [m]

Outrossim, para o cálculo da transferência por convecção, alguns grupos adimensionais são importantes: Número de Nusselt, equação A.6.9; Número de Prandtl, equação A.6.10 e Número de Reynolds, equação A.6.11. O cálculo de Nusselt também pode ser obtido por diferentes correlações sendo que, para escoamento laminar e médio em placas, utilizaremos a equação A.6.12 e, para escoamento em cilindro, utilizaremos a correlação Churchill e Bernstein equação A.6.13. (INCROPERA, DEWITT, 1998)

$$Nu_L = \frac{hL}{k_f} \quad (A.6.9)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} = \frac{v}{\alpha} \quad (A.6.10)$$

$$Re_L = \frac{VL}{v} = \frac{\rho VL}{\mu} \quad (A.6.11)$$

$$\overline{Nu_x} = \frac{\bar{h}_x x}{k} = 0,664 Re_x^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad Pr > 0,6 \quad (A.6.12)$$

$$\overline{Nu_D} = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{[1 + (0,4/Pr)^{\frac{1}{3}}]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282.000} \right)^{\frac{5}{8}} \right]^{\frac{4}{5}} \quad (A.6.13)$$

Sendo:

Nu_L - número de Nusselt

Pr - número de Prandtl

Re_L - número de Reynolds

h - coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m²K]

k - coeficiente de condutividade térmica [W/mK]

L - comprimento característico [m]

v - viscosidade cinemática [m²/s]

α - difusividade térmica [m²/s] [K]

c_p - calor específico [J/kgK]

μ - viscosidade dinâmica [Pa s]

V - velocidade [m/s]

ρ - densidade [Kg/m³]

A radiação é a energia transportada na forma de ondas eletromagnéticas na presença de uma diferença de temperatura entre o corpo e a vizinhança. Na equação A.6.14 têm-se a equação para taxa de transferência de calor por radiação e, na equação A.6.15, tem-se a equação para o Coeficiente de transferência de calor por radiação. Na equação A.6.16, A.6.17 e A.6.18 tem-se as equações de resistência térmica radiante para uma placa, cilindro e esfera, respectivamente. (INCROPERA, DEWITT, 1998; WANG, 2000)

$$q_{rad} = \varepsilon\sigma A (T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \quad (\text{A.6.14})$$

$$h_r \equiv \varepsilon\sigma (T_{sup} + T_{viz})(T_{sup}^2 + T_{viz}^2) \quad (\text{A.6.15})$$

$$R_{t,rad} = \frac{T_{sup} - T_{viz}}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r A} \quad (\text{A.6.16})$$

$$R_{t,rad} = \frac{1}{h_r 2\pi r L} \quad (\text{A.6.17})$$

$$R_{t,rad} = \frac{1}{h_r 4\pi r^2} \quad (\text{A.6.18})$$

Onde:

q_{rad} - taxa de transferência de calor por radiação [W]

h_r - coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m²K]

σ - constante de Stefan-Boltzmann: $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$ [W/m²K⁴]

ε - emissividade ($0 \leq \varepsilon \leq 1$)

A - área [m²]

T - temperatura [K]

r - raio [m]

L - comprimento total [m]