



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**  
**Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá**

**ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE SISTEMAS DE  
RESFRIAMENTO DE INJEÇÃO DE PLÁSTICO**

**Alan Miranda Leite**

**Guaratinguetá**  
**2011**

ALAN MIRANDA LEITE

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE SISTEMAS DE RESFRIAMENTO DE  
INJEÇÃO DE PLÁSTICO

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: Prof. Dr. Guilherme Eugênio Filippo Fernandes Filho

Guaratinguetá  
2011



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
Faculdade de Engenharia do Campus de  
Guaratinguetá

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE SISTEMAS RESFRIAMENTO DE INJEÇÃO DE  
PLÁSTICO


ALAN MIRANDA LEITE


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

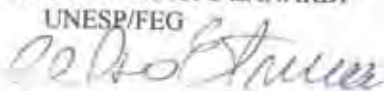
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE  
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Mauro Hugo Mathias  
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

  
Prof. Dr. GUILHERME EUGÊNIO FILIPPO FERNANDES FILHO  
Orientador  
UNESP/FEG

  
Prof. Dr. MAURÍCIO ARAÚJO ZANARDI  
UNESP/FEG

  
Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA  
UNESP/FEG

Dezembro de 2011

L533a	<p>Leite, Alan Miranda</p> <p>Análise comparativa entre sistemas de resfriamento de injeção de plástico / Alan Miranda Leite – Guaratinguetá : [s.n], 2011. 99 f : il. Bibliografia: f. 91-92</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011. Orientador: Prof. Dr. Guilherme Eugênio Filippo Fernandes Filho</p> <p>1. Refrigeração 2. Torres de resfriamento I. Título</p> <p>CDU 621.56</p>
-------	--

**DADOS CURRICULARES****ALAN MIRANDA LEITE**

NASCIMENTO	02.01.1986 – BELÉM / PA
FILIAÇÃO	Amaro Santana Leite Cassiri Oliveira de Miranda
2006/2011	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – UNESP/FEG

Dedico este trabalho de modo especial ao meu pai, que mesmo com todas as dificuldades sempre me mostrou que o maior ensinamento é o exemplo.

## AGRADECIMENTOS

Gostaria em primeiro lugar de agradecer ao meu pai pelo exemplo de vida, por sua sabedoria, seus ensinamentos, valores e princípios passados a mim, que possibilitaram meus estudos no ensino superior.

Agradeço à minha mãe e ao meu irmão, que sempre incentivaram meus estudos e me ajudaram quando precisei.

Agradeço ao meu orientador, *Prof. Dr. Guilherme Filippo Filho*, que jamais deixou de me atender e orientar, mesmo às sextas-feiras à noite, nem de me incentivar e motivar com suas sinceras palavras.

Agradeço à minha namorada, que abriu mão de dezenas de horas de minha companhia para que eu pudesse realizar o presente trabalho.

Agradeço aos meus amigos, que além de me incentivarem nos momentos difíceis também contribuíram.

Por último, mas não menos importante, agradeço a Deus pelo bem da vida e por minha saúde até o momento.

“Um homem precisa viajar. Por sua conta, não por meio de histórias, livros, imagens ou TV. Precisa por si, com seus olhos e pés, para entender o que é seu. Para um dia plantar suas próprias árvores e dar-lhes valor. Conhecer o frio para desfrutar do calor. E o oposto, sentir a distância e o desabrigo para estar bem sob o próprio teto. Um homem precisa viajar para lugares que não conhece para quebrar essa arrogância que nos faz ver o mundo como imaginamos e não simplesmente como ele é ou pode ser. O que nos faz professores e doutores do que não vimos, quando deveríamos ser alunos e simplesmente ir ver”.

Amyr Klink



LEITE, A. M. **Análise comparativa entre sistemas de resfriamento de injeção de plástico**. 2011. 92 f. TG (Trabalho de graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

## RESUMO

Este trabalho tem por objetivo provar a viabilidade econômica da instalação de chillers de compressão mecânica em injetoras de plástico para redução do tempo de ciclo de produção de cabos de escovas de dente, num estudo de caso específico. Tal comprovação foi confirmada através da análise comparativa entre o sistema substituído e o sistema novo instalado. O sistema antigo possuía somente uma torre de resfriamento de circuito fechado bombeando água resfriada para os moldes de injeção, e o sistema novo possui a mesma torre enviando água fria para os condensadores de chillers individuais, instalados em cada injetora. Foi conduzida uma análise de eficiência energética em cada sistema, mostrando que em termos de eficiência térmica praticamente nada mudou e que em termos de demanda de energia elétrica o novo sistema consome 60,3 kW a mais. Foi conduzida uma análise de produtividade das máquinas para ambos os sistemas, mostrando uma produtividade bem maior do sistema novo devido a redução dos tempos de ciclo, causada pela presença dos chillers e seus maiores poderes de refrigeração. Tendo em mãos dados como as tarifas de energia elétrica, os aumentos nos custos de operação e os investimentos iniciais, calculou-se também o aumento no consumo e na demanda da energia elétrica mais a redução nos tempos de ritmo para se chegar no payback simples de 1 ano e 2 meses.

**PALAVRAS-CHAVE:** Refrigeração industrial. Injeção de plástico. Resfriamento de moldes de injeção. Redução de tempo de resfriamento.

LEITE, A. M. **Comparative Analysis of injection molding cooling systems.** 2011. 92 f. Undergraduation final paper (Undergraduation in Mechanical Engineering) - Faculty of Engineering - Campus of Guaratinguetá, São Paulo State Univeristy, Guaratinguetá, 2011.

### **ABSTRACT**

This study aims to prove the economic feasibility of the installation of mechanical compression chillers on plastic injection molding machines in order to reduce the production cycle time of toothbrush cables in a specific case study. This evidence was confirmed by the comparative analysis of the system replaced and the new system installed. The old system had only one closed loop cooling tower which pumped chilled water to the injection molds, and the new system has the same tower sending cold water to the condensers of individual chillers installed on each injection machine. We conducted an analysis of energy efficiency in each system, showing that in terms of thermal efficiency virtually nothing has changed, but in terms of electricity demand the new system consumes 60.3 kW more. We conducted an analysis of machine productivity for both systems, showing a much higher productivity of the new system due to reduced cycle times caused by the presence of chillers and their greater cooling capacities. Equipped with data such as electricity rates, increases in operating costs and initial investments, the increase in consumption and demand of electricity plus the cycle time reduction were also calculated over so the simple payback 1 year and 2 months was reached.

**KEYWORDS:** Industrial Refrigeration. Plastic Injection Molding. Injection Molding Cooling. Cooling time reduction. Cycle time reduction.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – O tempo de ciclo e suas subdivisões. ....	21
Figura 2 – Esquema de uma máquina injetora.....	22
Figura 3 – Sistema de derretimento e injeção.....	22
Figura 4 – Foto de uma máquina injetora real .....	23
Figura 5 – Imagem das duas partes de um molde de injeção .....	23
Figura 6 – Esquema da parte do molde onde ocorre o resfriamento .....	24
Figura 7 – Esquema de um molde e seus canais de resfriamento.....	25
Figura 8 – Torre de resfriamento de circuito fechado. ....	29
Figura 9 – Esquema de um Chiller resfriado a água – ciclo de refrigeração por compressão com fluido refrigerante genérico.....	30
Figura 10 – Diagrama P-h ideal de fluido refrigerante genérico em ciclo de refrigeração por compressão.....	31
Figura 11 – Diagrama P-h real de fluido refrigerante genérico em um ciclo de refrigeração por compressão. ....	31
Figura 12 – Fluxos de calor e de trabalho num ciclo de refrigeração por compressão ideal. ....	32
Figura 13 - (a) Evaporador de placa (b) Evaporador com aletas © Evaporador de tubo liso (d) Evaporador casco e tubo.....	36
Figura 14 – Ilustração de um evaporador DX casco e tubo.....	37
Figura 15 – Válvula termostática danfoss.....	38
Figura 16 – Válvulas de expansão termostáticas .....	39
Figura 17 – Condensador casco e tubo resfriado a água.....	40
Figura 18 – Tipos de compressores .....	42
Figura 19 - Compressor scroll do estudo de caso. ....	42
Figura 20 – Processo de compressão do compressor scroll.....	43
Figura 21 – Exemplo de uma wet-dry cooling tower. ....	45

Figura 22: Torre de resfriamento atmosférica .....	46
Figura 23: Torre de resfriamento hiperbólica. ....	47
Figura 24: Torre de resfriamento de circulação mecânica forçada e escoamento cruzado. ....	48
Figura 25: Torre de resfriamento de circulação mecânica induzida e escoamento contracorrente. ....	48
Figura 26: Torre de resfriamento de escoamento cruzado e circulação induzida.....	49
Figura 27: Foto de uma torre de resfriamento de circulação mecânica forçada.....	50
Figura 28: Foto de uma torre de resfriamento de circulação mecânica induzida .....	51
Figura 29 – Alguns cabos de escovas de dente de diversos fabricantes, alguns feitos com base de polipropileno e outros de copoliéster. ....	53
Figura 30 – Layout da fábrica de cabos de escovas, mostrando a instalação do segundo sistema de refrigeração em análise. O primeiro sistema é análogo, porém sem os chillers de compressão.....	55
Figura 31 – Vista superior da torre de resfriamento atualmente instalada, como mostrado em menor escala na figura 30. ....	55
Figura 32 – Foto da torre de resfriamento .....	56
Figura 33 – Vista ampliada de uma injetora mostrada na figura 30. Nota-se o chiller do lado esquerdo, representado por um quadrado com diagonal.....	56
Figura 34 – Esquema mostrando o ciclo fechado da água passando pelo molde e pelo evaporador do chiller. ....	57
Figura 35 – Torre de resfriamento de circuito fechado Série GII, usada no estudo de caso. ....	61
Figura 36 – Imagem da torre de resfriamento considerada no estudo. ....	63
Figura 37 – Estação de bombeamento SKID.....	64
Figura 38 – Esquema do sistema antigo com a torre de resfriamento de circuito fechado, resfriando a água que passa pelos moldes de injeção, representados pela letra M.....	66
Figura 39 – Dados de consumo de energia por parte das injetoras.....	71
Figura 40 – Parte interna da unidade de água gelada usada no sistema. Pode-se ver o trocador de calor, o compressor e a bomba. ....	74

## LISTA DE TABELAS

<b>Tabela 1</b> – Classificação das torres de resfriamento de acordo com tipo de resfriamento, sentido dos escoamentos e tipo de tiragem.....	50
<b>Tabela 2</b> – Medições de vazão, pressão, T5 e T6 para estimativa da carga térmica a ser fornecida pelo sistema de refrigeração. Para as 6 últimas estimou-se os valores com base nas especificações de processo e dos fabricantes dos equipamentos.....	58
<b>Tabela 3</b> – Cálculo da carga térmica individual e total com base na equação (2). .....	59
<b>Tabela 4</b> – Cálculo da energia de resfriamento para cada processo.....	60
<b>Tabela 5</b> – Dados do catálogo do fabricante Körper de Torres de resfriamento (Cooling Towers).....	64
<b>Tabela 6</b> – Antigas vazões de água de resfriamento dos moldes.....	67
<b>Tabela 7</b> – Cálculo das antigas cargas térmicas.....	68
<b>Tabela 8</b> – Cálculo dos antigos tempos de ciclo e de resfriamento. ....	69
<b>Tabela 9</b> - Cálculo da produtividade por hora de cabos, para as 17 injetoras no sistema antigo .....	72
<b>Tabela 10</b> – Dados do catálogo do fabricante Körper de Chillers (unidades geradoras de água gelada) .....	73
<b>Tabela 11</b> – Tempos de ciclo e de resfriamento medidos, do atual sistema .....	75
<b>Tabela 12</b> – Resultados dos valores de $m_r$ , $W_c$ , $Q_c$ e COP.....	78
<b>Tabela 13</b> – Determinação da vazão total de água fornecida pela torre para o sistema novo. ....	79
<b>Tabela 14</b> – Cálculo da produtividade por hora de cabos, para as 17 injetoras no sistema atual.....	81
<b>Tabela 15</b> – Investimentos iniciais e custos de operação do novo sistema.....	82
<b>Tabela 16</b> – Tarifas de energia adotadas neste estudo .....	83
<b>Tabela 17</b> – Preços-padrão dos cabos de plástico.....	84
<b>Tabela 18</b> – Cálculo do ganho por hora em reais.....	85
<b>Tabela 19</b> – Demanda Total de ambos os sistemas.....	86
<b>Tabela 20</b> – Quedas nos tempos de ciclo das diversas injetoras.....	88

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>17</b>
<b>1.1 Objetivos.....</b>	<b>17</b>
<b>1.2 Justificativa.....</b>	<b>18</b>
<b>1.3 Exeqüibilidade.....</b>	<b>18</b>
<b>1.4 Escopo do trabalho e Metodologia .....</b>	<b>18</b>
<b>1.5 Estrutura do trabalho.....</b>	<b>19</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>20</b>
<b>2.1 Conceitos e definições básicas.....</b>	<b>21</b>
<b>2.1.1 Injeção de plástico.....</b>	<b>21</b>
<b>2.1.2 Refrigeração Industrial .....</b>	<b>25</b>
<b>2.1.3 Termos gerais importantes .....</b>	<b>25</b>
<b>2.1.4 Ciclos de Refrigeração.....</b>	<b>26</b>
<b>2.1.5 Torres de Resfriamento: Definições.....</b>	<b>26</b>
<b>2.2 Ciclo de refrigeração por compressão mecânica .....</b>	<b>29</b>
<b>2.2.1 Cálculos termodinâmicos no ciclo de refrigeração por compressão .....</b>	<b>32</b>
<b>2.3.2 Válvulas de Expansão.....</b>	<b>37</b>
<b>2.3.3 Condensadores .....</b>	<b>39</b>
<b>2.3.4 Compressores .....</b>	<b>40</b>
<b>2.4 Torres de Resfriamento.....</b>	<b>43</b>
<b>2.4.1 Classificação de torres de resfriamento.....</b>	<b>44</b>
<b>2.4.2 Cálculos termodinâmicos em torres de resfriamento.....</b>	<b>51</b>
<b>3. ESTUDO DE CASO .....</b>	<b>53</b>

<b>3.1</b>	<b>Fábrica de cabos de escovas de dente.....</b>	<b>54</b>
3.1.1	Determinação da capacidade térmica em operação .....	56
3.1.2	Determinação da energia de resfriamento a cada ciclo.....	59
<b>3.2</b>	<b>Sistema antigo – Torre de resfriamento de circuito fechado .....</b>	<b>61</b>
3.2.1	Especificações do projeto/equipamento .....	61
3.2.2	Cálculos dos antigos tempos de ciclo e de resfriamento .....	66
3.2.3	Cálculo das potências dos equipamentos .....	69
3.2.4	Cálculo das eficiências da torre .....	71
3.2.5	Cálculo da produtividade por hora de cabos .....	72
<b>3.3</b>	<b>Sistema novo – torre de circuito fechado mais chillers individuais .....</b>	<b>73</b>
3.3.1	Especificações do projeto/equipamento .....	73
3.3.2	Medição de Tempos de ciclo e de resfriamento.....	75
3.3.3	Cálculo das potências dos equipamentos – lado dos chillers .....	75
3.3.4	Cálculo das potências dos equipamentos – lado da torre.....	79
3.3.5	Cálculo das eficiências da torre do sistema novo .....	80
3.3.6	Cálculo da produtividade por hora de cabos .....	81
<b>4.</b>	<b>ESTUDO COMPARATIVO E ANÁLISE CRÍTICA .....</b>	<b>82</b>
4.1	Análise econômica.....	82
4.1.1	Investimentos iniciais do novo sistema e acréscimo nos custos de operação .....	82
4.1.2	Tarifas de energia elétrica.....	82
4.1.3	Preço-padrão dos cabos de plástico e ganho por variação de produtividade.....	83
4.1.4	Tempo de operação dos equipamentos .....	85
4.1.5	Demanda Total dos dois sistemas e acréscimo de demanda .....	85
4.1.6	Acréscimo no consumo .....	86
4.1.7	Aumento nos gastos com energia elétrica .....	86
4.1.8	Cálculo do ganho líquido e do Payback simples .....	87
4.2	Análise da produtividade e dos tempos de ciclo.....	88

<b>4.3 Análise da eficiência de equipamentos e de consumo/demanda de energia .....</b>	<b>89</b>
<b>5. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES.....</b>	<b>89</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>91</b>
<b>ANEXO A - Dados dos compressores alternativos Maneurop.....</b> 923	
<b>ANEXO B - Dados dos compressores Scroll.....</b>	<b>95</b>
<b>ANEXO C - Diagrama de Mollier do fluido refrigerante R-22.....</b>	<b>97</b>
<b>ANEXO D - Curvas da bomba KSB Megabloc.....</b>	<b>98</b>



## 1. INTRODUÇÃO

A injeção de plástico é um dos mais importantes e mais versáteis processos para a produção em massa de peças e objetos de plástico (SAIFULLAH, 2009). Neste processo, o funcionamento do sistema de refrigeração é muito importante e é determinante para a obtenção do tempo de ciclo e da qualidade dos produtos injetados.

Um bom sistema de refrigeração pode reduzir o tempo de ciclo das injeções e também garantir estabilidade dimensional. Este trabalho analisará dois sistemas alternativos de refrigeração de água de resfriamento para o processo de injeção de cabos de escovas de dente, sendo este o estudo de caso.

A fabricação de escovas de dente envolve o processo industrial de injeção de plástico comentado acima. Na verdade este processo está presente na fabricação de quase todos os objetos plásticos dos quais se tem conhecimento. As máquinas envolvidas na injeção de plástico são chamadas de “Injetoras” e o principal componente dessas máquinas chama-se “Molde de injeção”, onde é injetado e resfriado o plástico.

### 1.1 Objetivos

Os objetivos deste trabalho são:

- Analisar para o estudo de caso dois sistemas alternativos de refrigeração da água de resfriamento das injetoras de uma fábrica de escovas de dente; Mais precisamente, analisar economicamente a substituição de um sistema de refrigeração antigo por um novo, contendo Chillers de compressão.
- Estudar e compreender Chillers de geração de água gelada e Torres de resfriamento como componentes dos dois sistemas alternativos no estudo de caso;
- Quantificar as vantagens e desvantagens de cada sistema, em termos de capacidade de refrigeração, de impacto no tempo de ciclo das injetoras, de consumo de energia elétrica e de eficiência térmica.

- Comparar, em ordem de grandeza, os investimentos iniciais do novo sistema e o tempo de retorno dos investimentos considerando a mudança do tempo de ciclo das injetoras.

## **1.2 Justificativa**

Justifica-se a realização do presente trabalho através da necessidade da indústria por informações técnicas objetivas e de complexidade apropriada, para apoio em tomadas de decisão. A empresa proprietária da fábrica considerada no estudo de caso realizou a instalação do novo sistema de resfriamento, substituindo o antigo, com base num estudo bem mais simples que o apresentado neste trabalho.

## **1.3 Exeqüibilidade**

O presente trabalho foi realizado pelo autor como trabalho de graduação do curso de engenharia mecânica com ênfase em energia, estando o autor regularmente matriculado na UNESP tendo cursado e sido aprovado nas disciplinas de Termodinâmica, Máquinas Térmicas, Sistemas Fluidomecânicos, Sistemas Térmicos, Transferência de Calor, Combustão, Combustíveis e Queimadores, Cogeração e Auditoria energética.

O autor do presente trabalho trabalhou na empresa proprietária da fábrica considerada no estudo de caso, tendo autorização na época para a coleta e utilização de dados, tendo acesso a todos os equipamentos e informações.

## **1.4 Escopo do trabalho e Metodologia**

É importante deixar claro as delimitações e a metodologia deste trabalho. Como a torre de resfriamento está presente nos dois sistemas, desprezou-se qualquer tipo de oscilação de funcionamento e operação da torre, como ligamentos e desligamentos, controles de velocidade da bomba de circulação e do ventilador axial.

Considerou-se também as demandas térmicas (carga térmicas) das injetoras como sendo permanentes, pois oscilações durante os ciclos causam modificações nos cálculos térmicos dos dois sistemas de maneira igual. Na operação real das injetoras a água de resfriamento passa pelo molde de maneira alternada e intermitente, apesar da torre de

resfriamento e dos chillers estarem em operação constantemente. A atuação de uma eletroválvula controla a entrada e a saída da água de resfriamento nos períodos oportunos.

Perante a ausência de dados de medição da torre de resfriamento, assumiu-se como verdade dados de catálogo e de manual. Isso insere imprecisões e riscos nos cálculos, mas como os dados catalogados são do dimensionamento e seleção da torre para aquela região, considerando clima e outros fatores locais, tal consideração não tira o mérito deste trabalho.

Todas as medições realizadas e apresentadas, tanto para o sistema antigo quanto para o sistema novo, foram do lado da água. Para o sistema novo principalmente isto insere também imprecisões, pois os patamares de pressão e temperatura do fluido refrigerante (por conseguinte os valores das entalpias específicas) foram retirados de catálogos dos compressores componentes dos equipamentos de refrigeração. Porém, atentando ao objetivo principal do trabalho, que foi o cálculo do ganho mensal e do Payback simples, essa consideração não causa impactos tão significativos no ganho mensal de consumo e de demanda elétrica, perante instalação do novo sistema.

As perdas de carga dos dutos foram consideradas constantes antes e depois da instalação dos chillers. As tarifas de energia foram consideradas as tarifas Horo-Sazonal Azul classe A4 e o payback simples calculado não considera a taxa de correção juros da moeda. Os valores de investimentos iniciais considerados tinham validade de 30 dias úteis e foram obtidos há 12 meses.

É muito importante ressaltar que, na fábrica do estudo de caso, estão instaladas hoje somente 11 injetoras, e não 17. Porém o sistema de refrigeração projetado deve ser considerado para 17 injetoras, levando em consideração possíveis expansões dos negócios. Como o investimento inicial (considerado no estudo de caso) também varia com o número de chillers, tal consideração não é prejudicial ao trabalho.

## **1.5 Estrutura do trabalho**

O presente trabalho está organizado de maneira que no Capítulo 2 se apresenta uma revisão bibliográfica sobre os principais conceitos de injeção de plástico, refrigeração industrial, Chillers e Torres de resfriamento. Apresentam-se também no capítulo 2 classificações de alguns sistemas e equipamentos, além de equacionamentos termodinâmicos necessários na análise dos dois sistemas de refrigeração alternativos presentes no estudo de caso.

No capítulo 3 apresenta-se o estudo de caso. São mostrados detalhes como número de máquinas injetoras, metodologia para estimativa da carga térmica e da energia de resfriamento. São fornecidas as coleta de dados de vazão, de temperatura da água de resfriamento e de tempos de ciclo. Para o sistema antigo são calculados os tempos de resfriamento. São também apresentados os desenhos esquemáticos dos dois sistemas alternativos conectados na rede de injetoras, bem como detalhes específicos dos equipamentos e instalações.

No capítulo 3 são calculadas as demandas térmicas e elétricas de diversos equipamentos e dispositivos como evaporadores, compressores, condensadores, ventiladores e bombas hidráulicas, para os dois sistemas analisados.

No capítulo 3 ainda são calculadas também as produtividades dos dois sistemas alternativos considerados e os COPs dos chillers de um dos sistemas alternativos.

No capítulo 4 é feita uma análise econômica para levantamento da viabilidade da instalação do novo sistema de refrigeração, para o sistema utilizando Chillers de compressão. São apresentados os investimentos iniciais para instalação do novo sistema e são calculados também o ganho líquido mensal e o Payback simples.

No capítulo 4 é mostrada uma análise comparativa com comentários sobre as eficiências, consumos e demandas de energia e tempos de ciclo para ambos os sistemas.

No capítulo 5 são apresentados comentários e conclusões.

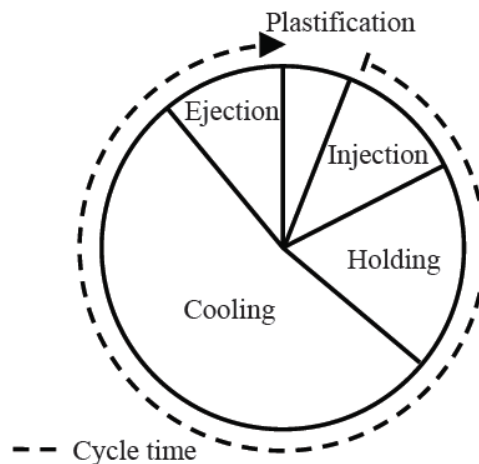
## **2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Para que possamos analisar com sucesso ambos os sistemas de refrigeração industrial de água na análise crítica do estudo de caso serão abordados, na presente revisão bibliográfica, os conceitos que regem o funcionamento de tal sistema. Será dada aqui também atenção, mesmo que resumidamente, ao processo industrial para o qual o sistema de refrigeração servirá: Injeção de plástico e seu resfriamento. Isso contribuirá para um cálculo melhor estimado da carga térmica. Serão aqui apresentados conceitos, equacionamentos e ciclos termodinâmicos relacionados à refrigeração industrial de água, bem como princípios de funcionamento, classificações e detalhes dos equipamentos principais envolvidos no estudo: Torres de resfriamento (“Cooling Towers”); unidades geradoras de água gelada (“Chillers”); Os equipamentos auxiliares como bombas centrífugas, ventiladores axiais, compressores, válvulas de expansão, controles, tubulações, condensadores e evaporadores, serão abordados superficialmente nesta introdução teórica.

## 2.1 Conceitos e definições básicas

### 2.1.1 Injeção de plástico

O processo de injeção de plástico pode ser dividido em 5 fases: plastificação, injeção, recalque, resfriamento, e finalmente ejeção. Segundo Rännar (2008), o tempo utilizado deste a injeção do plástico derretido dentro da cavidade do molde até a ejeção é o mais importante e significativo parâmetro no cálculo dos custos de manufatura de uma peça de plástico. Este tempo é chamado de tempo de ciclo.



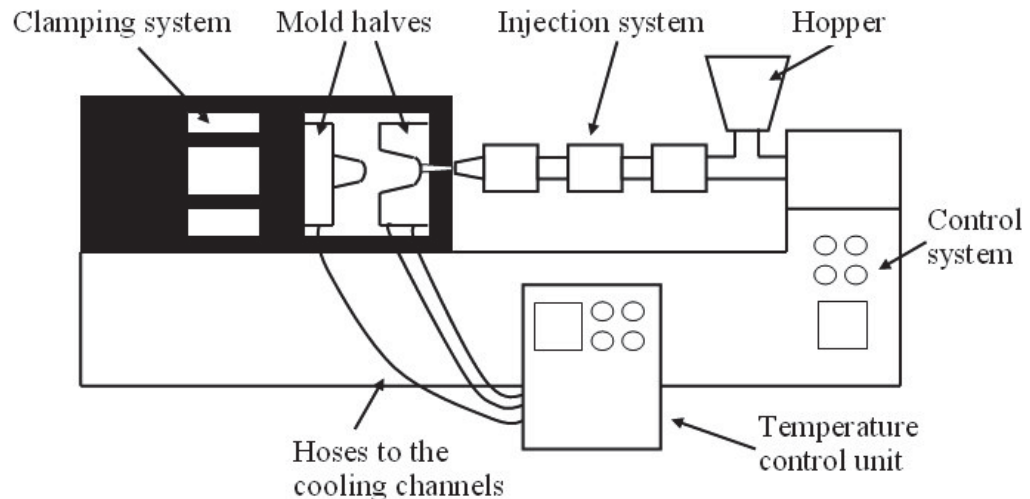
**Figura 1** – O tempo de ciclo e suas subdivisões.

Fonte: Rännar (2008)

Pode-se perceber da figura 1 que o tempo de resfriamento é o mais importante componente do tempo de ciclo, portanto sendo sua redução um grande impacto no tempo de ciclo e logo nos custos de manufatura. Dessa forma, como esse tempo de resfriamento está diretamente ligado ao sistema de refrigeração industrial, ganha importância a análise de alternativas ou melhorias na parte de refrigeração.

O processo de injeção de plástico começa com o composto plástico selecionado, que normalmente é fornecido na forma de pellets, sendo colocado num alimentador que fica na parte superior da máquina injetora. Os pellets são então movidos para o canhão de aquecimento, que possui um grande parafuso com rosca, sendo este responsável pelo

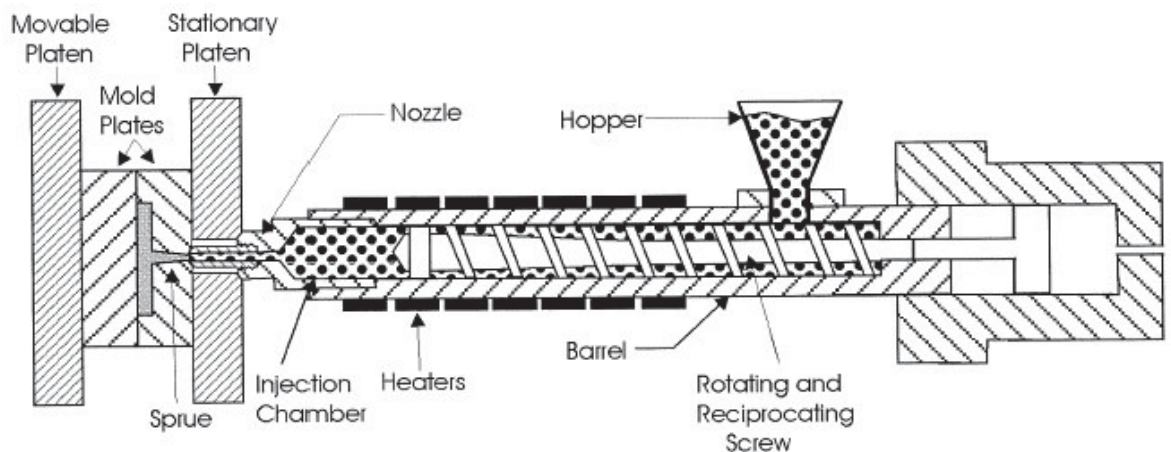
derretimento inicial do plástico (atrato gerado entre o canhão e o parafuso) e pelo transporte dos pellets semiderretidos até o final do canhão e início da câmara de injeção. Até 70% do calor necessário para derreter os pellets é fornecido pelo calor induzido do atrito entre canhão e parafuso, enquanto o resto é fornecido por resistências elétricas na parte externa do canhão.



**Figura 2** – Esquema de uma máquina injetora

Fonte: Rännar (2008)

Quando a câmara de injeção está preenchida de plástico derretido, a rotação do parafuso cessa e uma válvula é aberta no molde. O parafuso é ativado novamente e o plástico derretido flui pelo bico de injeção, pelo canal de passagem chegando à cavidade. A cavidade tem a forma inversa da forma desejada no produto a ser injetado.



**Figura 3** – Sistema de derretimento e injeção

Fonte: Rännar (2008)



**Figura 4** – Foto de uma máquina injetora real

Assim que o plástico derretido entra em contato com a fria superfície do molde, começa a esfriar. Quando a cavidade está completamente preenchida, uma pressão de recalque é aplicada pelo parafuso injetando mais plástico, pois ao resfriar o plástico reduz de volume precisando essa diferença de volume ser compensada com a entrada de mais plástico derretido na cavidade. Quando o canal de passagem é finalmente preenchido e solidificado não há mais como injetar plástico na cavidade, então o parafuso pára e começa a fase de resfriamento.



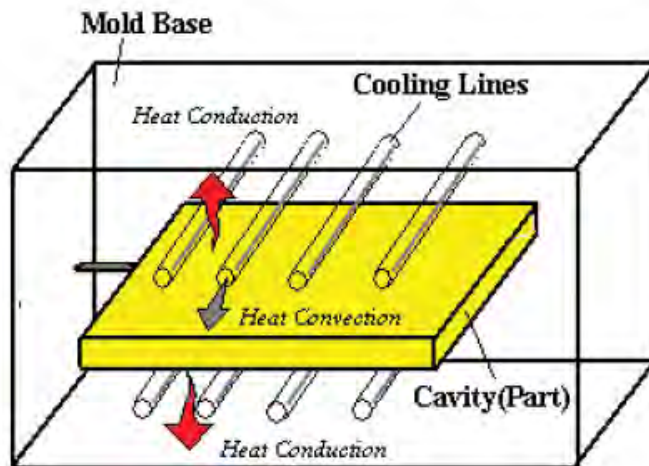
**Figura 5** – Imagem das duas partes de um molde de injeção



O molde de metal resfria o plástico. A taxa de resfriamento depende muito da espessura da peça, mas também pode ser controlada por um controle de temperatura do molde onde a vazão e a temperatura do fluido nos canais de resfriamento são controladas. Estes canais de resfriamento são furos contínuos nas placas do molde, onde flui o refrigerante (normalmente água).

A eficiência do resfriamento pode ser melhorada de acordo com sistema de refrigeração industrial em uso, seu controle e suas características, sendo este o foco deste trabalho.

Quando a peça está rígida o suficiente e alcançou a temperatura abaixo do ponto de solidificação, o molde abre e a peça é ejetada.

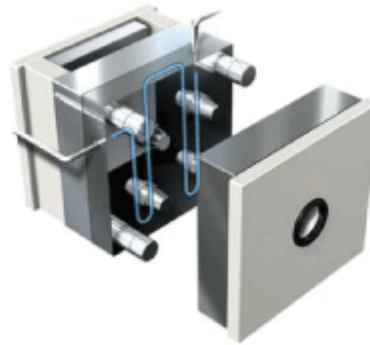


**Figura 6** – Esquema da parte do molde onde ocorre o resfriamento

Fonte: Rännar (2008)

O resfriamento correto e eficiente do processo de injeção não é importante somente para o custo de manufatura. É essencial também para se atender as dimensões críticas, o acabamento superficial e para evitar a formação de bolhas e trincas nas peças fabricadas.





**Figura 7** – Esquema de um molde e seus canais de resfriamento

### 2.1.2 Refrigeração Industrial

Segundo Stoecker (2002), a refrigeração industrial pode ser caracterizada por uma faixa de temperatura de operação entre  $-70^{\circ}\text{C}$  e  $15^{\circ}\text{C}$ . É de consenso da maioria dos especialistas da área que sistemas operando abaixo de  $-70^{\circ}\text{C}$  são sistemas de criogenia (que usam oxigênio ou nitrogênio líquido), e não de refrigeração industrial.

Stoecker (2002) afirma também que a refrigeração industrial pode ser definida por suas aplicações, sendo assim a refrigeração industrial definida como sendo o processo para resfriamento utilizado nas indústrias químicas, de alimentos e de processos, envolvendo dois terços das aplicações e indústria manufatureira e laboratório.

De maneira alguma a refrigeração industrial pode ser considerada como um subproduto do condicionamento de ar, e este é um erro comum de se ouvir na indústria. A refrigeração industrial possui características peculiares que requerem mão de obra mais especializada e maior investimento inicial em relação aos sistemas de ar-condicionado.

### 2.1.3 Termos gerais importantes

Segundo Costa (1982) e Balestieri (2009), existem diferentes maneiras de se resfriar corpos físicos, sendo necessário classificá-las em:

- Congelamento: Abaixamento da temperatura de um corpo **aquém** da sua temperatura de congelamento.

- Resfriamento: Abaixamento da temperatura de um corpo **até** sua temperatura de congelamento.
- Arrefecimento: Abaixamento da temperatura de um corpo até a temperatura ambiente.

Define-se também a carga térmica como sendo a quantidade de calor a ser retirada do sistema a refrigerar, por unidade de tempo. Usaremos neste trabalho a Tonelada de Refrigeração, unidade equivalente à quantidade de calor a retirar da água a 0 °C para formar uma tonelada de gelo a 0°C, em 24 horas.

$$1 \text{ TR} = 3,52 \text{ kW} = 3,52 \text{ kJ/s} \quad (1)$$

#### 2.1.4 Ciclos de Refrigeração

Segundo Balestieri (2009) os ciclos de refrigeração classificam-se em:

- Ciclo por Compressão Mecânica
- Ciclo por Absorção
- Ciclo por Adsorção
- Ciclo por Ejeção de Vapor
- Ciclos mistos Compressão/Absorção

O termo *refrigeração* quando utilizado na indústria para geração de água gelada, refere-se normalmente a sistemas que envolvem o ciclo por compressão mecânica (também conhecido como ciclo de refrigeração de Carnot), ou seja, a transformação de um líquido em gás (evaporando e absorvendo calor do meio) e a seguinte transformação desse gás em líquido (condensando e rejeitando calor a outra superfície). **Este ciclo está presente nos “Chillers”**, unidades geradoras de água gelada, por isso será o único aqui explanado.

#### 2.1.5 Torres de Resfriamento: Definições

Na elaboração deste trabalho, durante o estudo e consulta da bibliografia, foi espantoso como o assunto “torres de resfriamento” é tratado separadamente da refrigeração

industrial. Nota-se na classificação de ciclos de refrigeração industrial de Balestieri (2009) e de Costa (1982), que as torres de resfriamento não estão contempladas. Provavelmente o principal motivo para isto é que as torres de resfriamento têm uma aplicação muito restrita, pois não utilizam fluidos refrigerantes e baixam a temperatura do fluido a ser resfriado até à TBU do ar, no máximo, além de serem mais eficientes para o resfriamento de água somente.

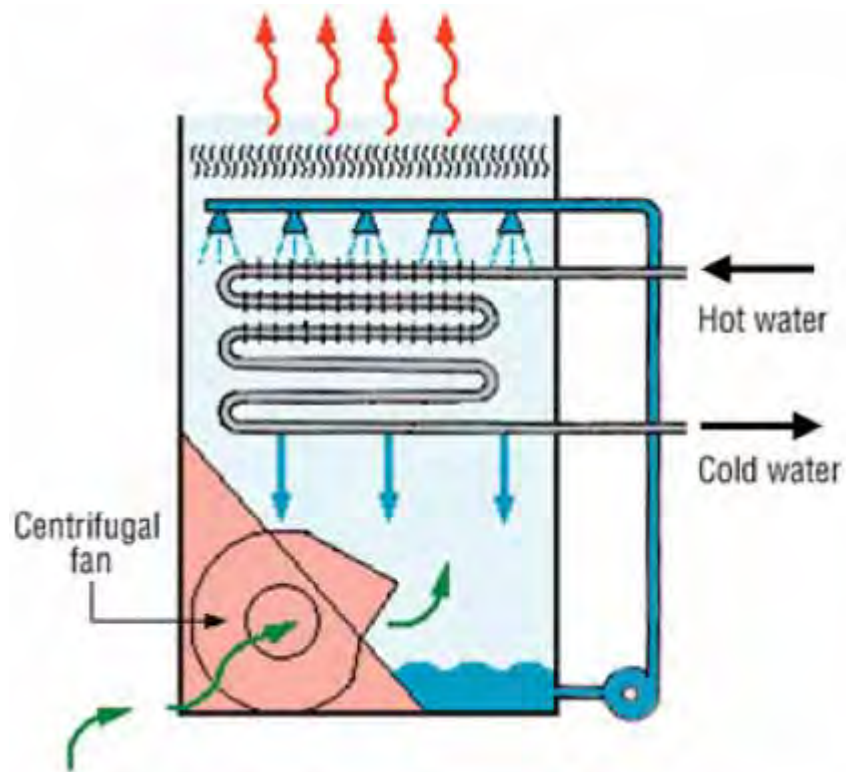
Porém, segundo Oliveira (2010), as torres de resfriamento de água desempenham uma função importante no controle de temperaturas de processos industriais.

De qualquer forma, como este equipamento está presente na análise crítica do estudo de caso, este juntamente com a nomenclatura será nesta seção definido, e seu princípio de funcionamento será esclarecido numa seção posterior. De acordo com Oliveira (2010) temos sobre torre de resfriamento:

- Definição: Uma torre de resfriamento é um equipamento fechado, projetado para o resfriamento evaporativo ou não-vaporativo de água pelo contato indireto com o ar;
- Range: Diferença de temperaturas da água antes de entrar e depois de sair da torre de resfriamento;
- Approach: Diferença entre a água fria na saída da torre e a temperatura de bulbo úmido do ar projetada na entrada da torre;
- Arraste (Drift): Perda de água de circulação da torre através de gotículas arrastadas pela ascendência do ar;
- Purga (Blowdown ou sangramento): Água removida do sistema de circulação para prevenir o acúmulo de sólidos dissolvidos e impurezas na água;
- Reposição (Make-up): Água adicionada ao sistema para repor as perdas de evaporação, arraste e purga.

- Circulação/Corrente forçada: Sistema usado em torres de circulação forçada onde o ar é forçado para dentro da torre através de um ventilador.
- Circulação/Corrente Induzida: Sistema usado em torres de circulação induzida, onde o ar é puxado para fora da torre através de um ventilador.
- Enchimento/Fill: Material que constitui a superfície de trocadora de calor da torre, sobre a qual a água é distribuída em sua passagem pela torre.
- Distribuição: O Sistema ou instalação pela qual a água flui para todas as partes do enchimento no topo da torre.
- Bacia Coletora (Sump): Bacia, localizada na parte inferior da torre, onde a água resfriada é coletada e bombeada novamente para a área de processo.
- Eliminador: Conjuntos de chicanas colocados entre o sistema de distribuição e o ponto de descarga de ar, com o objetivo de minimizar perdas de água por arraste.
- Casco/Invólucro: Estrutura que envolve o sistema de troca de calor, provendo também suporte estrutural.

Mais detalhes, como o princípio de funcionamento, a classificação e os equacionamentos, serão abordados na seção sobre torres de resfriamento mais adiante.



**Figura 8** – Torre de resfriamento de circuito fechado.

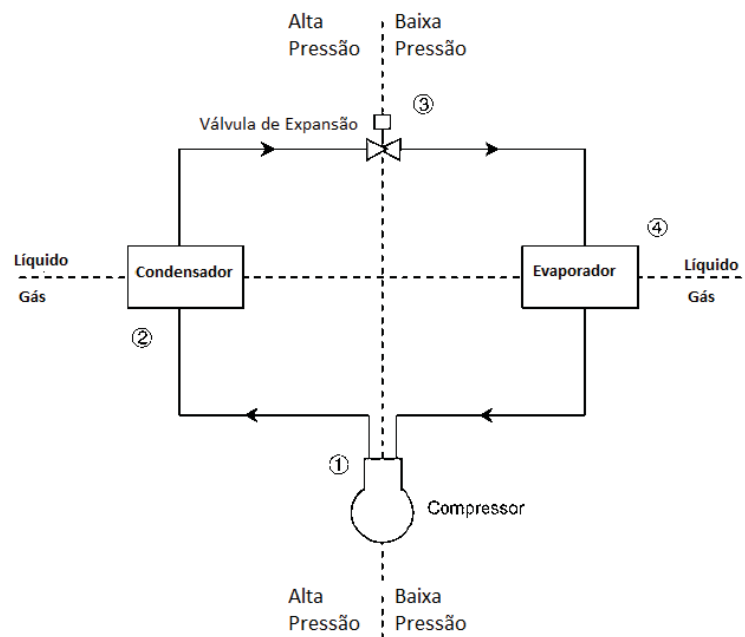
Fonte: Van Pruissen (2010)

## 2.2 Ciclo de refrigeração por compressão mecânica

Segundo Stanford (2003), divide-se o ciclo de refrigeração por compressão mecânica em 4 passos:

1. **Compressão:** Gás refrigerante (fluido refrigerante) a baixa pressão é comprimido, logo há um aumento de pressão perante fornecimento de trabalho/energia. Há também aumento de temperatura correspondente.
2. **Condensação:** O Gás agora a alta temperatura e pressão é resfriado por um circuito de água de resfriamento num condensador, e condensa virando um líquido a alta pressão.
3. **Expansão:** O líquido a alta pressão flui através de um orifício na válvula de expansão sofrendo redução de pressão. Uma pequena porção do líquido tende a virar gás pela queda de pressão.

4. **Evaporação:** O líquido a baixa pressão absorve calor de outro circuito de água a ser resfriada (que fornece carga térmica), e evapora virando gás ou vapor. O vapor/gás a baixa pressão vai para o compressor e o processo se repete.

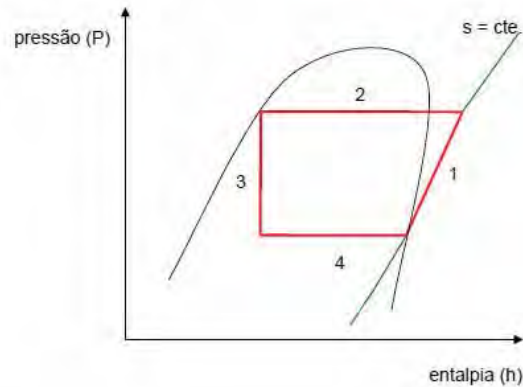


**Figura 9** – Esquema de um Chiller resfriado a água – ciclo de refrigeração por compressão com fluido refrigerante genérico.

Fonte: Adaptado de Stanford (2003)

O sistema mostrado acima é de simples efeito, sendo este o presente nos equipamentos analisados no estudo de caso. Sistemas com mais de um efeito não serão aqui apresentados ou considerados.

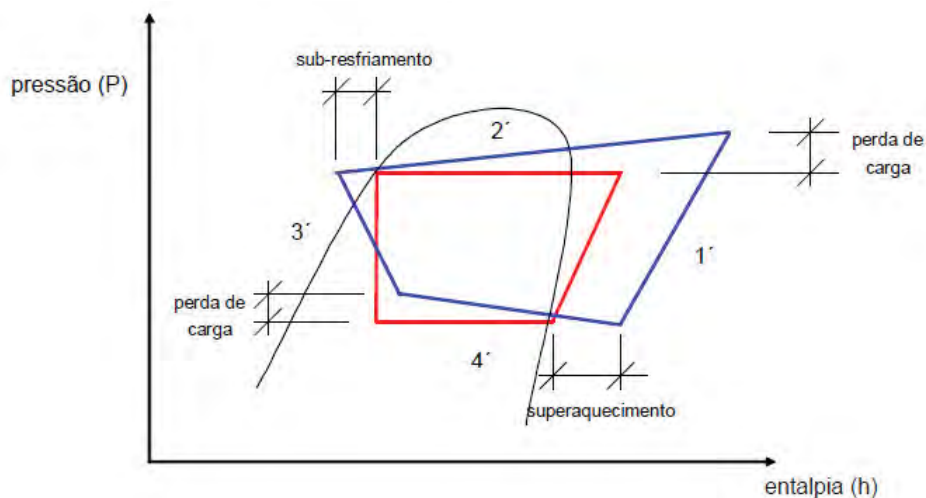
Ao olharmos os diagramas pressão-entalpia do ciclo de refrigeração por compressão, mais precisamente do fluido refrigerante em questão, compreende-se melhor o que acontece e é possível visualizar os quatro pontos enunciados anteriormente.



**Figura 10** – Diagrama P-h ideal de fluido refrigerante genérico em ciclo de refrigeração por compressão

Fonte: Adaptado de Balestieri (2009)

O diagrama real, ilustrado a seguir para um sistema de refrigeração por compressão genérico mostra onde há perdas térmicas e mecânicas no sistema, ilustrando possíveis oportunidades de aumento de eficiência.



**Figura 11** – Diagrama P-h real de fluido refrigerante genérico em um ciclo de refrigeração por compressão.

Fonte: Adaptado de Balestieri (2009)

Há de se destacar que, teoricamente, a compressão seria isentrópica, e logo condensação e evaporação seriam isobáricas e que a expansão seria isoentálpica. Na realidade, como mostrado na figura 11, existem perdas de carga no sistema e, além disso, é

muito difícil controlar as exatas temperaturas na evaporação e na condensação, ocasionando superaquecimento e sub-resfriamento eventuais.

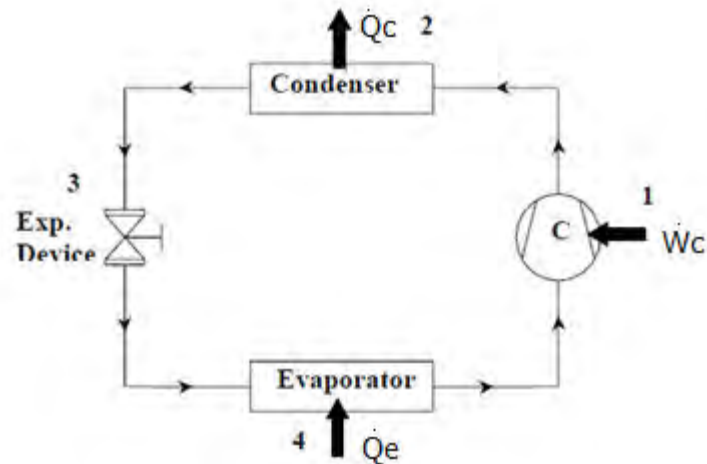
Após esta abordagem descritiva do ciclo de refrigeração por compressão, vamos explicar onde se encontram as trocas de calor, onde há consumo de trabalho e como se calcula e define a eficiência de segunda lei e o coeficiente de desempenho de tal ciclo de refrigeração.

### 2.2.1 Cálculos termodinâmicos no ciclo de refrigeração por compressão

Todas as formulações mostradas a seguir baseiam-se em sistemas de refrigeração que operam sob as seguintes condições:

- Escoamento permanente
- Variações de energia potencial e cinética nos componentes são desprezíveis
- Perda de calor nas tubulações é desprezível

A figura abaixo ilustra onde há fluxo de calor e trabalho no sistema.



**Figura 12** – Fluxos de calor e de trabalho num ciclo de refrigeração por compressão ideal.  
Fonte: Adaptado de Kharagpur (2007)

Para os equipamentos, tem-se:



Evaporador: A taxa de transferência de calor no evaporador é denominada *capacidade de refrigeração*,  $\dot{Q}_e$ , que é dada em [kW] pela seguinte equação:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r \cdot (h_a - h_d) \quad (2)$$

Onde  $\dot{m}_r$  é a vazão mássica de fluido refrigerante em [kg/s],  $h_a$  e  $h_d$  são as entalpias específicas de saída e entrada do fluido refrigerante no evaporador, respectivamente, em [kJ/kg]. O termo  $(h_a - h_d)$  isoladamente é conhecido, segundo Kharagpur (2007), como *efeito de refrigeração* e mede a quantidade de calor transferida no evaporador por quilograma de fluido refrigerante. Lembra-se aqui que a pressão do evaporador  $P_e$  deve ser igual à pressão de saturação do refrigerante na temperatura  $T_e$  do evaporador. Usa-se neste trabalho a unidade [Pa] para pressão e [°C] para temperatura.

$$P_e = P_{sat}(T_e) \quad (3)$$

Compressor: O consumo de trabalho por parte do compressor,  $\dot{W}_c$ , é dado em [kW] por:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r (h_b - h_a) \frac{1}{\eta_c} \quad (4)$$

Onde  $\dot{m}_r$  é a vazão mássica de fluido refrigerante em kg/s,  $h_b$  e  $h_a$  são as entalpias específicas de saída e entrada do fluido refrigerante no compressor, respectivamente, em [kJ/kg]. O termo  $\eta_c$  é o rendimento do compressor. O termo  $(h_b - h_a)$  por si só é conhecido como *trabalho específico de compressão*, que nos dá o quanto de trabalho é gasto pelo compressor por quilograma de fluido refrigerante.

Em alguns casos, chama-se o rendimento do compressor de COP. No estudo de caso, ao consultar-se o manual do equipamento, o rendimento será fornecido como COP.

Condensador: A taxa de transferência de calor no condensador,  $\dot{Q}_c$ , é dada em [kW] por:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_r \cdot (h_c - h_d) \quad (5)$$

Onde  $h_e$  e  $h_d$  são as entalpias específicas de saída e entrada do fluido refrigerante no condensador, respectivamente, em [kJ/kg]. A pressão do condensador  $P_c$  é a pressão de saturação correspondente na temperatura do condensador.

$$P_c = P_{sat}(T_c) \quad (6)$$

Válvula de expansão: No caso da expansão isoentálpica da válvula de expansão, Kharagpur (2007) afirma que a mudança de energia cinética na válvula de expansão pode ser considerável, mas que se pegarmos um volume de controle no final da válvula a energia cinética já está dissipada por causa de efeitos viscosos. Portanto:

$$h_e = h_d \quad (7)$$

Ambas entalpias do fluido refrigerante medidas em [kJ/kg]. A condição de saída da válvula de expansão está em um região bifásica de estado. Usando o conceito de título podemos escrever:

$$h_d = (1 - x_d) \cdot h_{sl} + x_d \cdot h_{sv} \quad (8)$$

Onde  $h_{sl}$  e  $h_{sv}$  são entalpias de líquido saturado e vapor saturado, respectivamente, em [kJ/kg], e  $x_d$  é o título no trecho d.

O *coeficiente de desempenho* do sistema de refrigeração por compressão (chiller), mais conhecido como COP, é definido pela seguinte expressão:

$$COP = \left( \frac{Q_E}{W_C} \right) = \left( \frac{\dot{m}_r \cdot (h_d - h_d)}{\dot{m}_r \cdot (h_b - h_d)} \right) = \frac{(h_d - h_d)}{(h_b - h_d)} \quad (9)$$

Em qualquer ponto do ciclo de refrigeração é possível se calcular a vazão de refrigerante com base no volume específico e na vazão volumétrica.

Na equação abaixo toma-se o ponto da entrada do compressor:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_d}{v_d} \quad (10)$$

Sendo  $\dot{V}$  a vazão volumétrica em [m<sup>3</sup>/s] e  $v$  o volume específico em [kg/m<sup>3</sup>]. Isso nos será útil ao analisar o compressor no estudo de caso.

Se aplicarmos a equação (10) na equação (2), temos:

$$\dot{Q}_e = \dot{V}_a \cdot \left( \frac{h_g - h_d}{v_a} \right) \quad (11)$$

Segundo de Kharagpur (2007), o termo  $\left( \frac{h_g - h_d}{v_a} \right)$  da equação (11) é conhecido como *efeito volumétrico de refrigeração* e é largamente utilizado na indústria, tendo a unidade [kJ/m<sup>3</sup>] de fluido refrigerante.

## 2.3 Unidades geradoras de água gelada ou Chillers de compressão

Como foi mostrando na seção anterior, os Chillers de compressão são equipamentos que basicamente usam o trabalho consumido no compressor para rejeitar calor para uma fonte mais quente tirando esse calor de uma fonte mais fria. Aqui serão introduzidos mais detalhes dos equipamentos anteriormente citados nas formulações termodinâmicas.

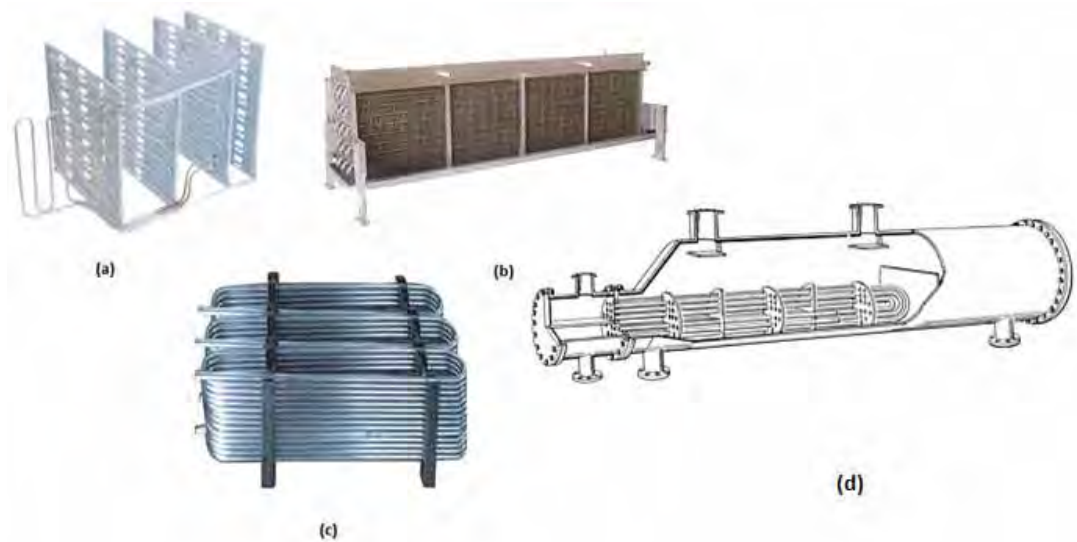
### 2.3.1 Evaporadores

O evaporador é um dos principais componentes de um sistema de refrigeração e no sistema de refrigeração por compressão atua como um trocador de calor de contato indireto (WANG, 2002). Segundo Dossat (1987), os evaporadores podem ser classificados de acordo com sua construção, método de alimentação de líquidos, condição de operação, método de circulação de ar (ou líquido), tipo de controle de refrigerante e aplicação. O foco do presente trabalho é na construção e na alimentação.

De acordo com a construção temos:

- Evaporadores de tubo liso;
- Evaporadores de placa;

- Evaporadores com aletas;
- Evaporadores casco e tubo;



**Figura 13** – (a) Evaporador de placa (b) Evaporador com aletas  
© Evaporador de tubo liso (d) Evaporador casco e tubo

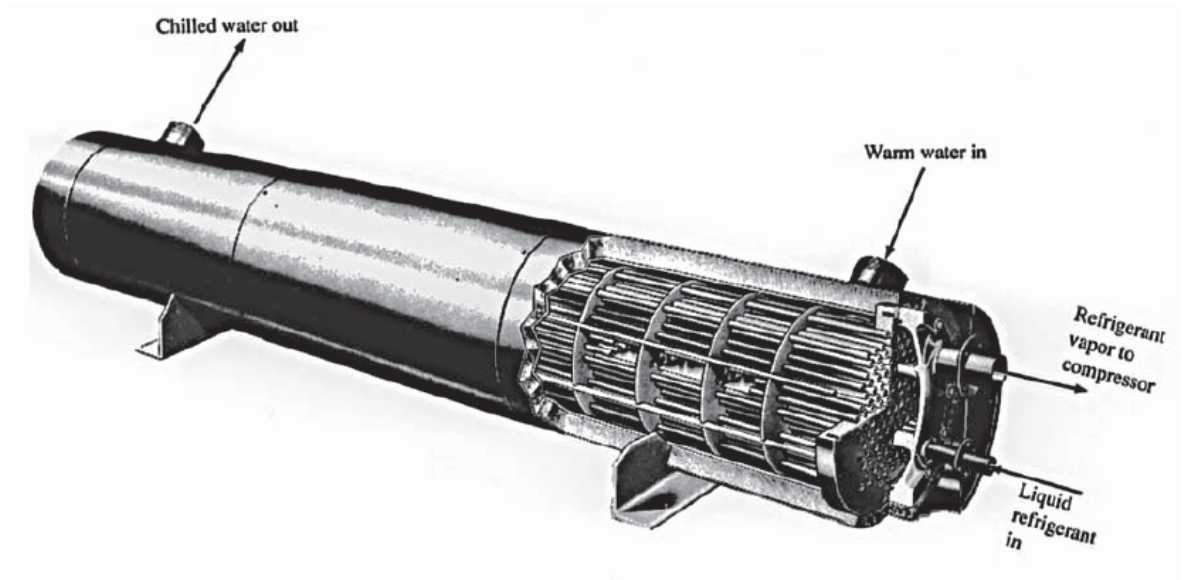
De acordo com o tipo de alimentação de refrigerante classificam-se os evaporadores como de expansão seca (DX), inundado ou de sobrealimentação líquida.

Com o evaporador DX a quantidade de refrigerante líquido que entra no evaporador é limitada para que possa ser completamente vaporizada quando alcança o final do evaporador, de modo que somente o vapor refrigerante entra na linha de sucção. O controle de fluxo do refrigerante empregado com este método de alimentação do evaporador é geralmente feito por uma válvula de expansão.

Já o evaporador inundado opera completamente cheio de líquido refrigerante, com maior taxa de transferência de calor. Este é equipado com acumulador ou tambor compensador que serve como coletor de líquido.

O evaporador de sobrealimentação líquida é aquele em que a quantidade de refrigerante líquido circulado através do evaporador é consideravelmente excessiva com relação àquela que pode ser vaporizada, tais evaporadores são aplicados a sistemas com múltiplos estágios (DOSSAT, 1987).

A aplicação aqui neste trabalho é de sistemas de expansão seca (DX), sendo principalmente casco e tubo.



**Figura 14** – Ilustração de um evaporador DX casco e tubo.

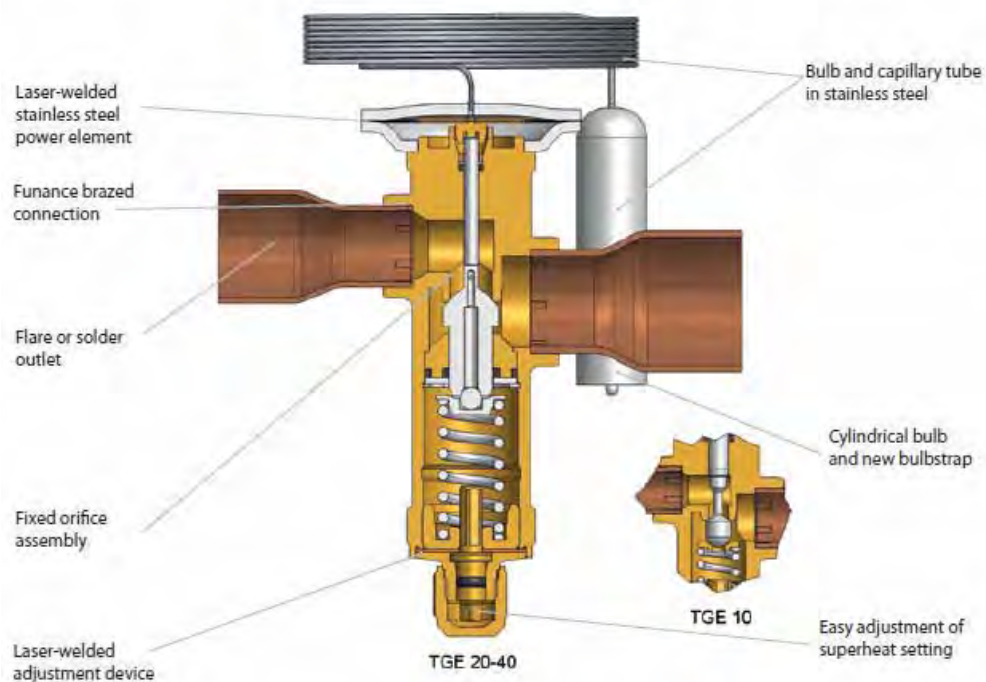
Fonte: Wang (2002)

### 2.3.2 Válvulas de Expansão

Já foi dito anteriormente na seção do ciclo de refrigeração por compressão que as válvulas de expansão são utilizadas para provocar a expansão do fluido refrigerante ainda líquido, desde a pressão de condensação até a pressão de vaporização do ciclo. Segundo Costa (1982) as válvulas de expansão podem ser classificadas em manuais, tubos capilares ou automáticas, sendo estas últimas divididas em de bóia, pressostáticas ou termostáticas. Não é objetivo aqui entrar nos detalhes de todos os tipos de válvulas de expansão, por isso o foco será a válvula mais comumente usada: a válvula de expansão termostática, que é automática.

Segundo Stoecker (2002), a designação “válvula de expansão termostática” é inadequada, uma vez que sugere a manutenção da temperatura de evaporação constante, o que não é verdade. Um nome mais apropriado seria o de termo-válvula, por razões facilmente esclarecidas. A função principal da válvula de expansão é regular a vazão de refrigerante líquido para o evaporador de modo a compensar a taxa com o que o mesmo evapora. Essa tarefa é garantida através do controle do superaquecimento do refrigerante na saída no evaporador.

A haste da válvula é deslocada como resultado de diferenças de pressão em ambos os lados de um diafragma. Na parte inferior do diafragma mencionado atua a pressão estabelecida no evaporador, sendo que na superior a pressão é a do fluido de acionamento, que na verdade é a carga do bulbo, sendo esta carga composta por uma mistura bifásica líquido/vapor de refrigerante. Ainda segundo Stoecker (2002), a força da mola atua sobre o diafragma no sentido de equivaler as forças combinadas resultantes da ação da mola e da pressão no evaporador.



**Figura 15** – Válvula termostática Danfoss

A válvula só permanecerá aberta se a câmara acima do diafragma tiver uma pressão maior do que a de evaporação. Para isso, o a temperatura do refrigerante no bulbo deve ser superior à de saturação no evaporador, logo se tem nesse caso necessariamente fluido superaquecido.



**Figura 16** – Válvulas de expansão termostáticas

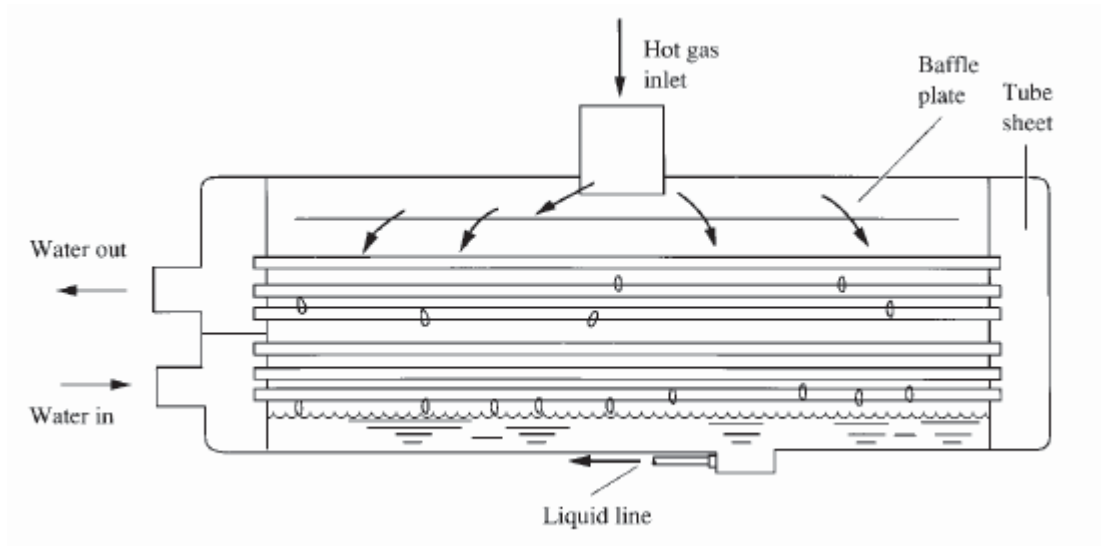
Fonte: Adaptado de França (2007)

### 2.3.3 Condensadores

Segundo Wang (2002), o condensador é um componente importante de um sistema de refrigeração. É também um trocador de calor de contato indireto no qual o calor total rejeitado pelo refrigerante é absorvido por um fluido de refrigeração, normalmente água. Como resultado o fluido refrigerante é resfriado e condensado em líquido na pressão de condensação. Normalmente classifica-se os condensadores de acordo com o tipo de líquido que resfria:

- Condensadores resfriados a água
- Condensadores resfriados a ar
- Condensadores evaporativos

No estudo de caso deste trabalho usa-se condensadores resfriados a água, de modelo casco-e-tubo com um passo.



**Figura 17** – Condensador casco e tubo resfriado a água.

Fonte: Wang (2002)

### 2.3.4 Compressores

De acordo com Kharagpur (2007), o compressor é o mais importante e caro componente (30% ou 40% do custo total do sistema) de um sistema de refrigeração por compressão mecânica. A função deste equipamento é pegar o vapor de refrigerante (vindo do evaporador) a baixa pressão e baixa temperatura nas quais o evaporador consiga evaporar e retirar calor do meio a ser resfriado. É função do compressor também comprimir esse vapor aumentando a pressão até um nível no qual esse vapor possa condensar rejeitando calor no condensador. Segundo Dossat (1987) e Stoecker (2002), os compressores de vapor usados na indústria de refrigeração são de cinco tipos basicamente:

- Alternativos
- Rotativos de parafuso
- Rotativos de palhetas
- Centrífugos
- Scroll

Stoecker (2002) afirma ainda que, em instalações de até 1.000 kW, usa-se frequentemente compressores parafuso ou alternativos. Atualmente, os compressores parafuso herméticos são os mais usados. No estudo de caso, estão presentes compressores



Scroll e Alternativos. Portanto não se escreverá aqui detalhes sobre os compressores centrífugos, rotativos parafuso e rotativos de palhetas, sendo estes mais comuns em processos químicos ou com turbinas a gás (STOECKER, 2002).

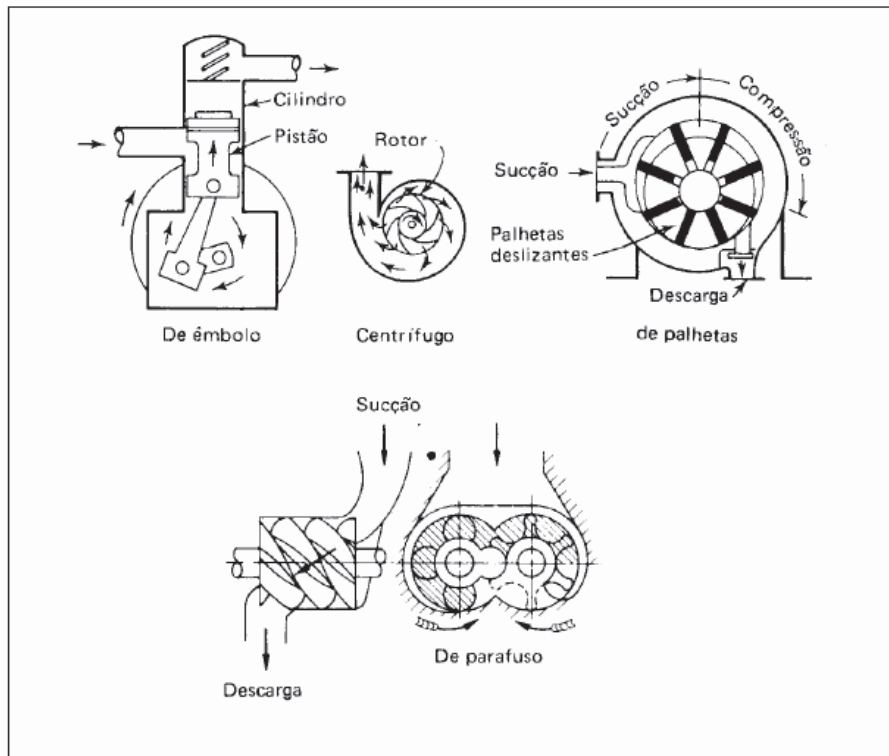
De acordo com Martinelli Jr. (2010), o compressor alternativo é uma combinação de um ou mais conjuntos de pistão e cilindro. O pistão se desloca em movimento alternativo, aspirando gás num curso, comprimindo-o e descarregando-o no retorno. O compressor rotativo de parafuso também é de deslocamento positivo, e por ser muito simples, vem ganhando espaço na indústria (MARTINELLI JR., 2010).

Basicamente ele consiste em duas engrenagens helicoidais ajustadas entre si, sendo uma delas macho e outra fêmea, num invólucro estacionário com aberturas de sucção e descarga. Para tornar estanques as roscas, na maioria dos projetos, é bombeado óleo através do compressor, junto com o refrigerante (MARTINELLI JR., 2010).

O compressor rotativo de palhetas consiste numa unidade de deslocamento positivo que prende o gás em um volume determinado, comprimindo-o girando dentro de um cilindro, com palhetas deslizantes forçadas contra a parede do cilindro. Quando o espaço entre as duas palhetas passa em frente à abertura de sucção, o volume de gás aprisionado é grande. À medida que se desloca em torno do cilindro, este espaço vai se tornando menor, sendo assim o gás comprimido até a pressão máxima, quando é descarregado do cilindro pela tubulação de descarga.

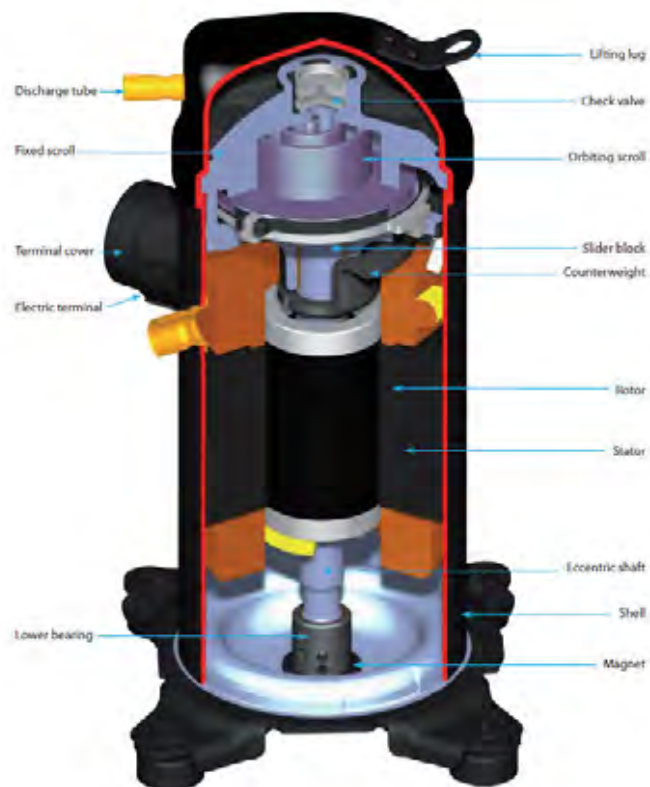
O compressor centrífugo aspira o gás que passa sucessivamente por cilindros, conferindo-lhe estágios, necessários para aumentos parciais de pressão até atingir a pressão de descarga necessária e requerida.

O compressor scroll (ou de caracol rotativo) aspira o gás por entre duas espirais, sendo uma fixa e outra móvel. De acordo com o movimento da espiral, o gás aprisionado é levado para o centro das espirais, aumentando gradativamente a pressão de saída.

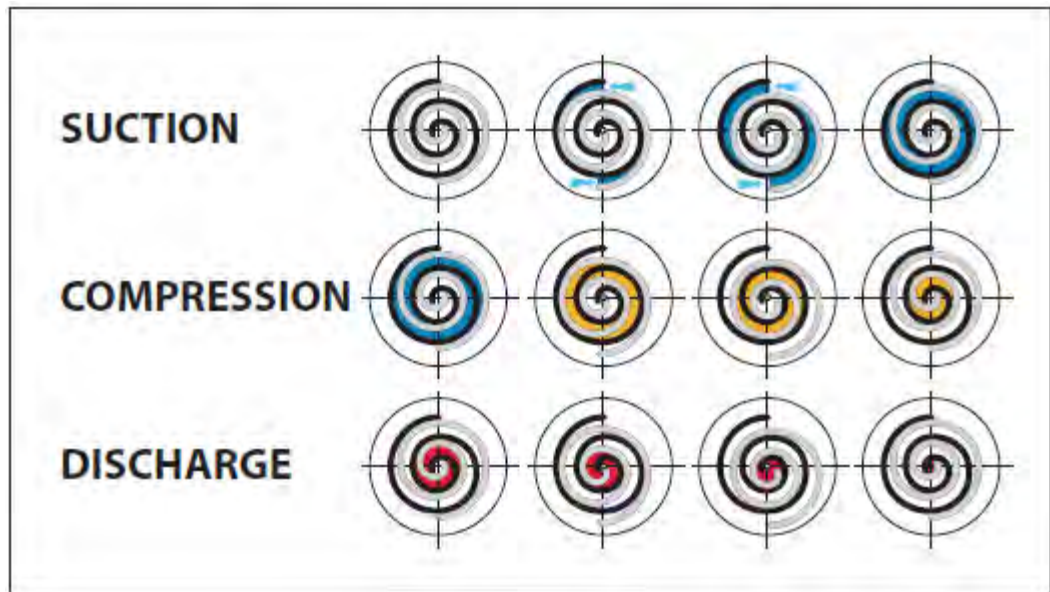


**Figura 18** – Tipos de compressores

Fonte: Martinelli Jr. (2010)



**Figura 19** - Compressor scroll do estudo de caso.



**Figura 20** – Processo de compressão do compressor scroll

## 2.4 Torres de Resfriamento

As torres de resfriamento de água desempenham uma função muito importante no controle de temperatura de processos industriais (Oliveira, 2010). As torres de resfriamento são usadas para resfriar a água proveniente dos processos, e esse resfriamento ocorre por meio do contato entre a água quente e o ar ambiente que é insuflado para o interior da torre. Desta maneira, a água é resfriada devido à transferência de calor latente e sensível para o ar, além de transferência de massa.

Consideremos uma gota de água dentro da torre de resfriamento. Essa gota estará cercada por um fino filme de ar. Enquanto o ar escoar em volta da gota, ou melhor, enquanto a gota atravessa o ar em queda livre, calor é transferido de três maneiras (STANFORD, 1972):

- Por radiação oriunda da superfície da gota. Essa quantidade de calor trocado é uma pequena proporção do total de fluxo de calor e normalmente é desprezada.
- Por convecção e condução entre a água e o ar. Essa quantidade de calor trocado depende da temperatura do ar e da água. Diz respeito a uma significativa proporção da quantidade total de calor trocado, chegando a um quarto ou um terço.

- Por evaporação. Essa quantidade de calor trocado diz respeito a maior parte e é a razão pela qual as torres de resfriamento fazem um resfriamento chamado de “evaporativo”.

Por causa da importância do fenômeno de evaporação no funcionamento de uma torre de resfriamento é necessário analisar em detalhes. A evaporação que ocorre quando o ar e a água estão em contato, é causada pela diferença de pressão entre o vapor d’água na superfície da gota e o ar. A pressão do vapor é função da temperatura da água e do grau de saturação do ar, respectivamente.

Em uma torre de resfriamento, as correntes de água e ar são normalmente opostas para que água resfriada saia pelo interior da torre e entre em contato com o ar que entra. De maneira semelhante, água quente entrando na torre estará em contato com o ar quente deixando a torre. Evaporação simplesmente ocorrerá dentro da torre com estas condições.

É importante comentar que o fato de o ar estar quase saturado no topo da torre é compensado pela alta temperatura da água e pela conseqüente alta pressão do vapor. A quantidade de evaporação que ocorre depende um grande número de fatores, incluindo área total que a água oferece ao ar (por isso o design do enchimento é tão importante) e a quantidade de ar fluindo. Quanto maior for a vazão de ar, maior será o resfriamento.

A temperatura de bulbo úmido do ar entrando na torre tem um efeito importante. Temperaturas de bulbo úmido mais baixas produzem mais resfriamento da água saindo da torre.

#### **2.4.1 Classificação de torres de resfriamento**

Segundo Lindahl et al. (2005) e Oliveira (2010), pode-se classificar as torres de resfriamento de acordo com vários critérios. Normalmente classificam-se primeiramente as torres de acordo com o processo de dissipação de calor da água:

- Resfriamento evaporativo (wet cooling towers)
- Resfriamento não evaporativo (dry cooling towers)
- Combinação entre evaporativo e não-evaporativo (wet-dry cooling towers)

Torres de resfriamento que não são evaporativas são normalmente usadas quando a temperatura da água é exageradamente alta, como por exemplo, em usinas nucleares, ou quando há pouco fornecimento de água para o sistema. Normalmente nesses casos, água quente ou vapor de exaustão de turbinas passa por uma serpentina em contato com o ar aspirado por ventiladores. O calor transferido nesse caso é predominantemente sensível.

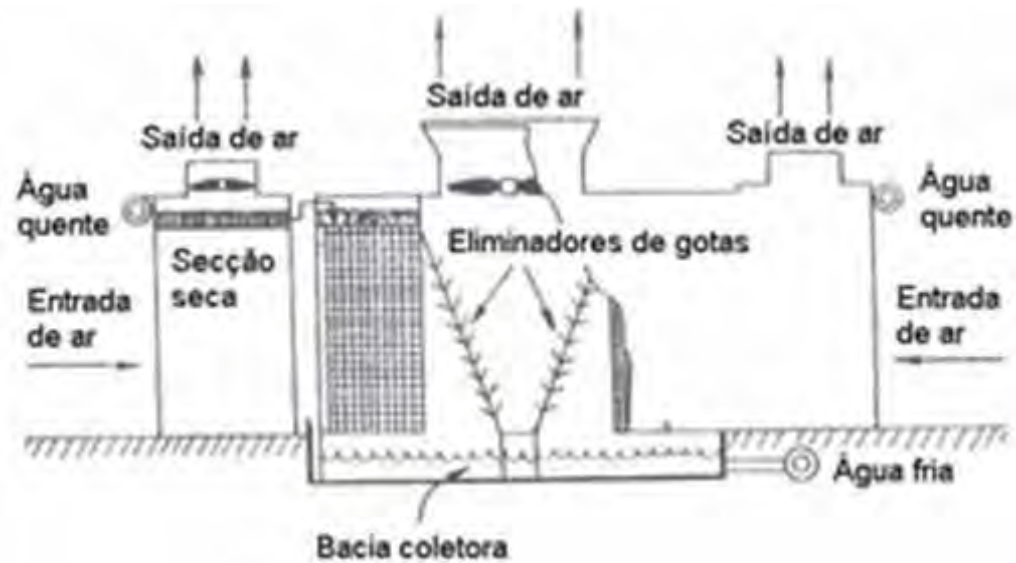


Figura 21 – Exemplo de uma wet-dry cooling tower.

Fonte: Oliveira (2010).

Ao contrário das torres não evaporativas, as evaporativas trocam calor primariamente latente de evaporação, porém com também boa parcela de calor sensível trocado entre água e ar.

A segunda classificação que deve ser feita é com relação ao tipo de contato entre os fluidos:

- Torres de resfriamento abertas
- Torres de resfriamento de circuito fechado

As torres de resfriamento abertas possuem dois fluidos em escoamento, que entram em contato direto entre si trocando calor, sendo um deles o ar e o outro predominante a água. As torres de resfriamento de circuito fechado possuem três fluidos em escoamento, sendo dois deles em contato e um deles em circuito fechado, trocando calor com os demais

através de uma serpentina. Para essas torres tem-se normalmente um escoamento de ar em contato direto com um circuito aberto de água, e no meio outro circuito de água (fechado) ou de outro fluido a ser resfriado.

Classificam-se também as torres evaporativas e não- evaporativas de acordo com a forma de fornecimento de ar:

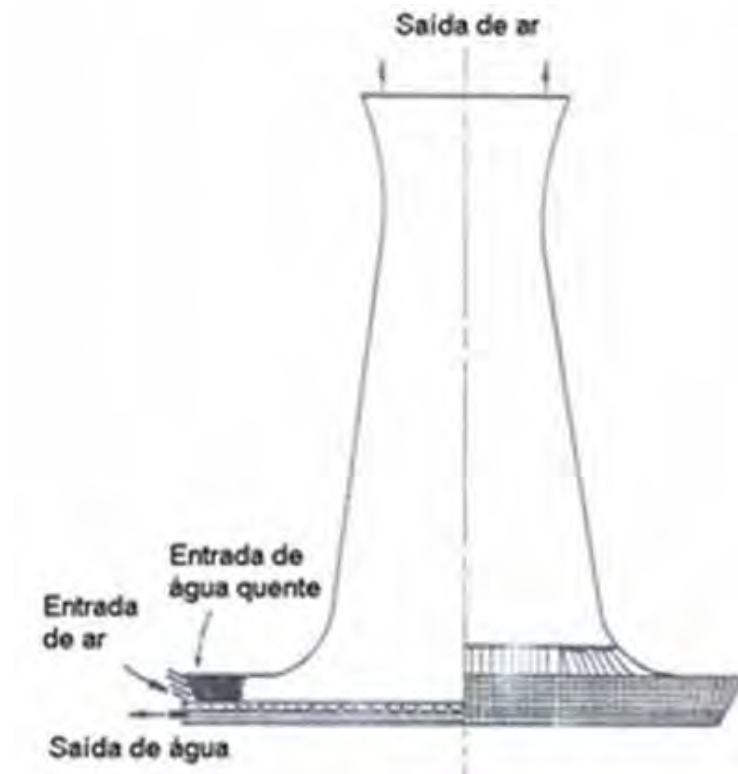
- Circulação natural
- Circulação forçada

Nas torres de circulação natural, o movimento da corrente de ar pode ser causado por ventos (torres atmosféricas) ou simplesmente diferenças de densidade do ar (torres hiperbólicas).



**Figura 22:** Torre de resfriamento atmosférica

Fonte: Oliveira (2010)



**Figura 23:** Torre de resfriamento hiperbólica.

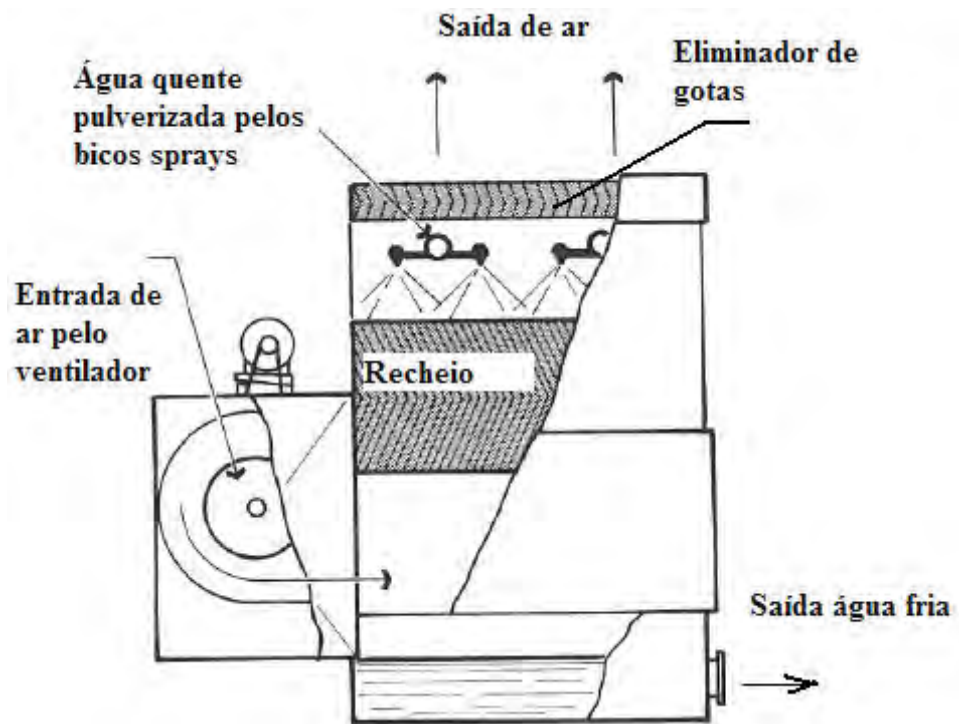
Fonte: Oliveira (2010)

Em locais com alto índice de ventos velozes, as torres atmosféricas são uma boa alternativa. Para as torres hiperbólicas, é importante a existência de uma chaminé bem projetada e de grandes gradientes de temperatura entre o ar e a água, para que a diferença de densidade do ar consiga elevá-lo.

Nas torres de circulação forçada, o ar circula devido o funcionamento de ventiladores. A circulação mecânica pode ser induzida ou forçada.

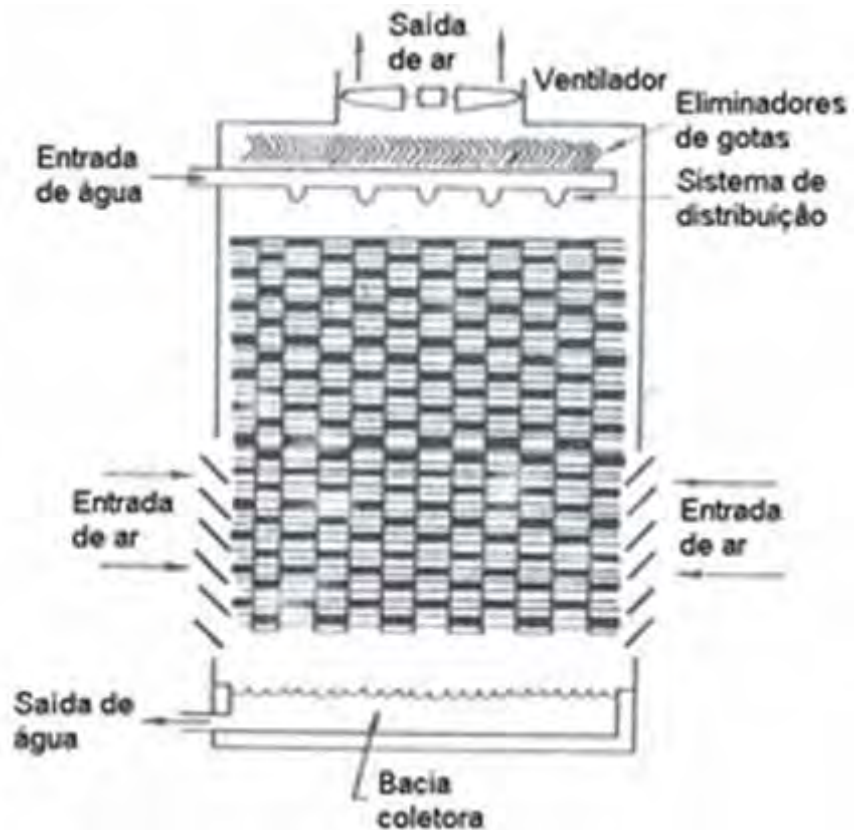
Nas torres com circulação mecânica induzida o ventilador situa-se acima do enchimento da torre. Já na torre com circulação mecânica forçada, o ventilador localiza-se na parte lateral, abaixo do enchimento.





**Figura 24:** Torre de resfriamento de circulação mecânica forçada e escoamento cruzado.

Fonte: Oliveira (2010)



**Figura 25:** Torre de resfriamento de circulação mecânica induzida e escoamento contra-corrente.

Fonte: Oliveira (2010)

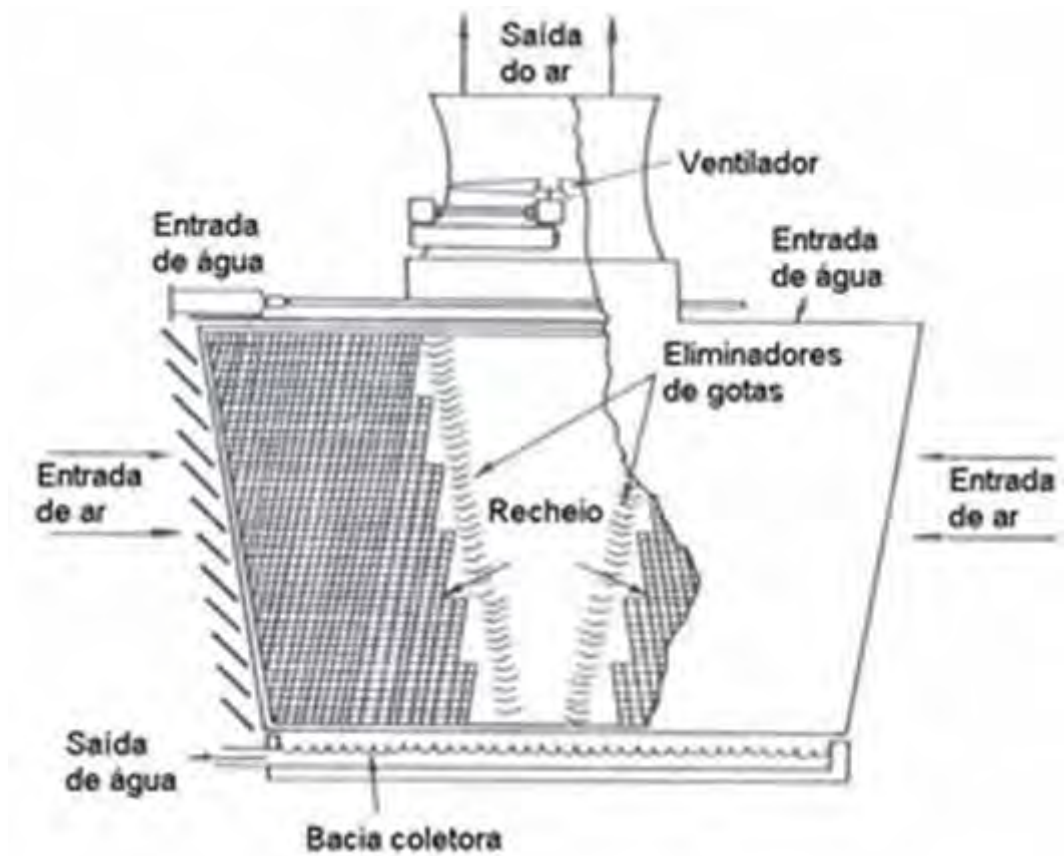


Considerando os sentidos dos escoamentos do ar e da água, classificam-se as torres também em:

- De fluxo cruzado
- Contracorrente
- Concorrente

Na configuração em contracorrente, a abertura da entrada de ar está localizada abaixo do enchimento, sendo que desta forma o ar entra na mesma direção e em sentido oposto à água. Nas torres de fluxo cruzado o ar é aspirado através de aberturas laterais e flui perpendicularmente ao enchimento e ao sentido da água.

Repare na figura 25 que a torre é de escoamento contracorrente, e que na figura 24 o escoamento é cruzado.



**Figura 26:** Torre de resfriamento de escoamento cruzado e circulação induzida.

Fonte: Oliveira (2010)

Resume-se então a classificação das torres de resfriamento (tanto para torres abertas quanto para de circuito fechado):

**Tabela 1** – Classificação das torres de resfriamento de acordo com tipo de resfriamento, sentido dos escoamentos e tipo de tiragem.

Resfriamento	Escoamento	Tiragem
Evaporativo	Fluxo Cruzado	Natural
		Mecânica
	Fluxo Contra-corrente	Natural
		Mecânica
Não-evaporativo	-	Natural
		Mecânica
Ambos	Concorrente	Mecânica



**Figura 27:** Foto de uma torre de resfriamento de circulação mecânica forçada

Fonte: McQuay (2002)



**Figura 28:** Foto de uma torre de resfriamento de circulação mecânica induzida

Fonte: McQuay (2002)

## 2.4.2 Cálculos termodinâmicos em torres de resfriamento

O foco dessa parte da introdução teórica dos cálculos termodinâmicos é nas torres de resfriamento de circuito fechado, sendo a torre do estudo de caso deste tipo. Apenas a teoria necessária sobre torre de resfriamento para os cálculos do estudo de caso será abordada.

Capacidade de refrigeração: Define-se como a capacidade de refrigeração de uma torre de resfriamento:

$$\dot{Q}_{e_{tr}} = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} (T_{w_{in}} - T_{w_{out}}) \quad (12)$$

Onde  $\dot{Q}_{e_{tr}}$  é a capacidade de refrigeração em [kW],  $\dot{m}_w$  a vazão de água a ser resfriada no circuito fechado em [kg/s],  $(T_{w_{in}} - T_{w_{out}})$  o range da torre em °C e  $c_{p_w}$  o calor específico da água.

Bem como a maioria das torres de resfriamento, a torre de resfriamento do estudo de caso, possui duas bombas hidráulicas e um ventilador axial em seu conjunto. Portanto definem-se aqui também os consumos de trabalho de bombas e ventiladores a serem utilizados no presente trabalho.

Potência da bomba hidráulica: Define-se:

$$\dot{W}_b = \rho_w \cdot g \cdot \dot{Q}_w \cdot (H_{man}) \frac{1}{\eta_b} \quad (13)$$

Onde  $\dot{W}_b$  é o consumo de trabalho da bomba em [kW],  $\dot{Q}_w$  a vazão de água a ser resfriada no circuito fechado em [m<sup>3</sup>/s],  $\rho_w$  a massa específica da água em [kg/m<sup>3</sup>],  $g$  a aceleração da gravidade em [m/s<sup>2</sup>],  $H_{man}$  a altura manométrica total da instalação em [m] e  $\eta_b$  o rendimento da bomba naquela vazão.

Potência do ventilador axial: Define-se:

$$\dot{W}_v = \rho_{ar} \cdot g \cdot \dot{Q}_{ar} \cdot (H_t) \frac{1}{\eta_v} \quad (14)$$

Onde  $\dot{W}_v$  é o consumo de trabalho do ventilador em [kW],  $\rho_{ar}$  é a massa específica do ar em [kg/m<sup>3</sup>],  $g$  a aceleração da gravidade em [m/s<sup>2</sup>],  $\dot{Q}_{ar}$  a vazão de ar em [m<sup>3</sup>/s],  $H_t$  a altura manométrica total da instalação em [m] e  $\eta_v$  o rendimento do ventilador.

De maneira geral, define-se a eficiência de uma torre de resfriamento como sendo a quantidade real de calor trocada entre a água e o ar, sobre a quantidade máxima que poderia ser trocada (que ocorre na situação em que a água sai da torre na TBU do ar). Vejamos:

$$\epsilon_{tr} = \frac{(T_{w\ in} - T_{w\ out})}{(T_{w\ in} - T_{w\ bulb})} \quad (15)$$

Onde  $(T_{w\ in} - T_{w\ out})$  é o range em °C e  $(T_{w\ in} - T_{w\ bulb})$  o range ideal em °C, sendo  $T_{w\ bulb}$  a temperatura de bulbo úmido do ar em °C.

A equação (15), porém não é o mais importante para o estudo de caso a seguir e , além disso, é deduzida a partir de torres de resfriamento abertas, o que não é o caso da torre do estudo de caso. Vamos utilizar de outra equação para uma análise mais precisa do ponto de vista econômico de operação da torre em estudo.

De acordo com Van Pruissen (2010), uma melhor maneira de se analisar a eficiência energética de uma torre é através da seguinte expressão:

$$\epsilon_{tr2} = \frac{\dot{Q}_{e_{tr}}}{(\dot{W}_v + \dot{W}_b)} \quad (16)$$

Sendo  $\epsilon_{tr2}$  o coeficiente de desempenho da torre,  $\dot{Q}_{e_{tr}}$  a capacidade de refrigeração da mesma em [kW],  $(\dot{W}_v + \dot{W}_b)$  a soma das potências das bombas e do ventilador, em [kW].

### 3. ESTUDO DE CASO

Em uma fábrica de escovas de dente um dos principais elementos do produto propriamente dito é o cabo, que é feito de plástico (normalmente polipropileno). Para fabricar cabos de polipropileno, é necessária a utilização de máquinas injetoras de plástico que, como foi mostrado na introdução, necessitam de resfriamento no molde para funcionarem de maneira apropriada, gerando produtos sem rebarbas ou má formações dimensionais.



**Figura 29** – Alguns cabos de escovas de dente de diversos fabricantes, alguns feitos com base de polipropileno e outros de copoliéster.

O engenheiro ao planejar uma fábrica com injetoras deve optar por um sistema de refrigeração industrial para anexá-lo às máquinas. Esse sistema deve refrigerar um fluido

que passará dentro dos moldes de injeção, através de pequenos canais, suprimindo assim uma carga térmica de refrigeração.

Normalmente na indústria de fabricação de peças de plástico usa-se a água como fluido passante dentro dos moldes de injeção, segundo Rännar (2008), devido sua estabilidade biológica e baixo custo quando em comparação com outros fluidos.

O estudo de caso consiste na comparação entre dois sistemas distintos de refrigeração industrial, que quando conectados nas injetoras da fábrica em análise, geram diferentes impactos em termos de consumo de energia elétrica, eficiência térmica e ciclo de resfriamento das injeções.

O primeiro sistema de refrigeração a ser analisado é composto por uma torre de resfriamento de circuito fechado somente, sendo esta responsável por resfriar água e bombeá-la para 17 injetoras. Essa água resfriada entra no molde, troca calor, e retorna para a torre sendo resfriada novamente e reiniciando o ciclo fechado.

O segundo sistema de refrigeração a ser analisado é composto pela mesma torre de resfriamento de circuito fechado e por chillers de compressão individuais, instalados ao lado de cada injetora. A água resfriada pela torre será bombeada para os condensadores dos chillers, trocando calor e retornando. O fluido de refrigeração R-22 trocará calor no evaporador com a água de resfriamento do molde, que circulará num ciclo fechado, em contato térmico com o chiller.

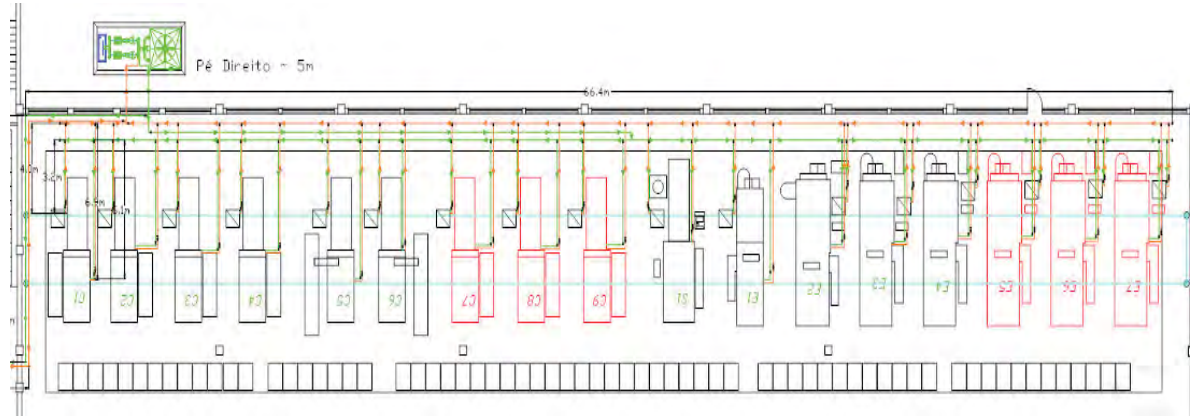
É preciso deixar claro que o segundo sistema (composto por torre de resfriamento de circuito fechado e chillers individuais) já foi instalado e está atualmente em funcionamento. Portanto, o estudo comparativo será feito para se comparar o sistema novo instalado com o sistema antigo (composto somente pela torre de resfriamento de circuito fechado), de modo a quantificar o a relação custo x benefício da instalação do novo sistema de refrigeração.

Detalhes sobre a fábrica, as máquinas, layout e carga térmica serão apresentados na seção a seguir. Posteriormente serão apresentadas seções com detalhes sobre cada um dos sistemas analisados.

### **3.1 Fábrica de cabos de escovas de dente**

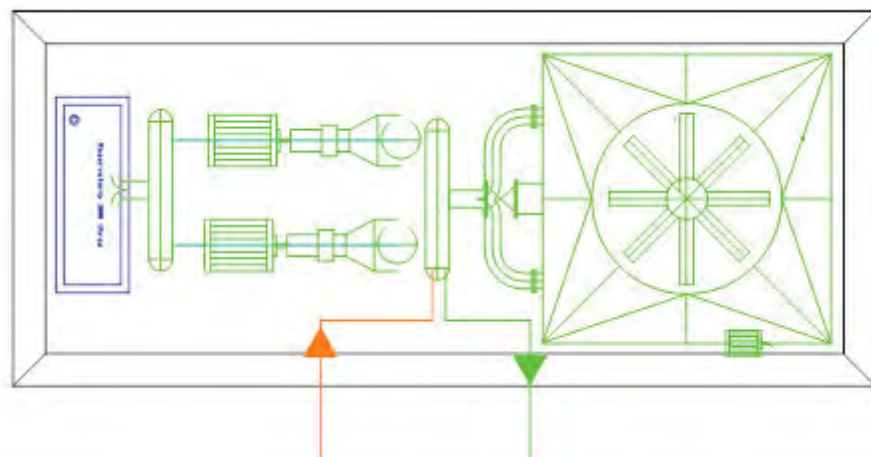
Para que capacidade de produção atenda a demanda, a fábrica possui atualmente cerca de 17 injetoras, Isto quer dizer, o sistema de refrigeração industrial instalado deve ter

capacidade de atender a carga térmica de 17 injetoras. Posteriormente serão apresentados detalhes sobre as implicações disso em termos de vazão de água na torre de resfriamento.



**Figura 30** – Layout da fábrica de cabos de escovas, mostrando a instalação do segundo sistema de refrigeração em análise. O primeiro sistema é análogo, porém sem os chillers de compressão.

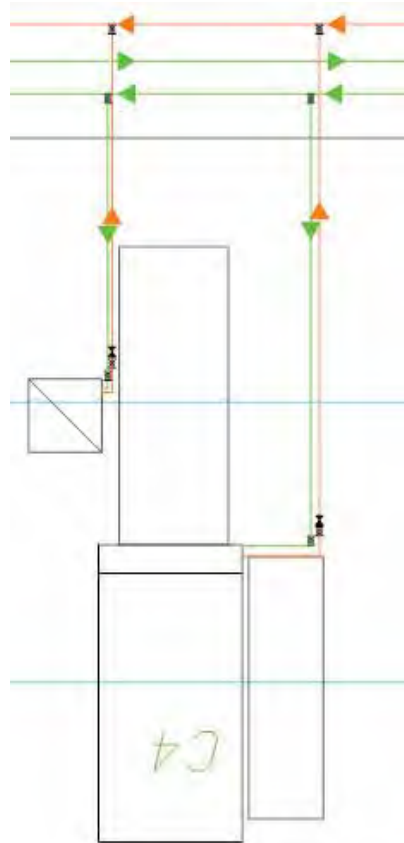
Na figura acima fica claro o layout das máquinas injetoras e do sistema de resfriamento da fábrica. Nota-se que um dos sistemas de refrigeração idealizados é constituído por uma torre de resfriamento (canto superior esquerdo da figura) e por chillers individuais (representados por quadrados com diagonais) ao lado de cada uma das injetoras.



**Figura 31** – Vista superior da torre de resfriamento atualmente instalada, como mostrado em menor escala na figura 30.



**Figura 32** – Foto da torre de resfriamento

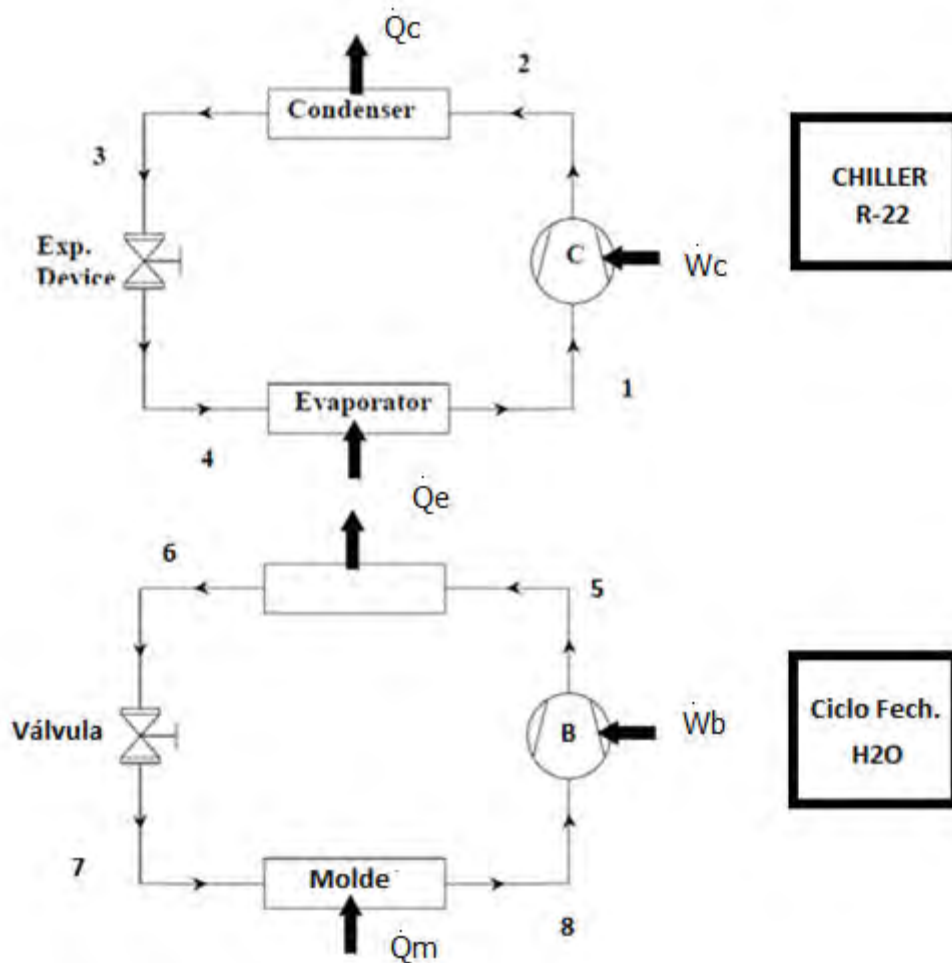


**Figura 33** – Vista ampliada de uma injetora mostrada na figura 30. Nota-se o chiller do lado esquerdo, representado por um quadrado com diagonal.

### 3.1.1 Determinação da capacidade térmica em operação



Para se determinar a capacidade térmica requerida pelo processo em cada uma das 17 injetoras, foi necessário realizar medições de pressão, vazão e temperatura do sistema fechado de água, para cada injetora. Esse sistema fechado de água passa pelo trocador de calor casco e tubo (evaporador) do chiller, representando a carga térmica a ser satisfeita pelo sistema de refrigeração industrial da fábrica. Segue o esquema:



**Figura 34** – Esquema mostrando o ciclo fechado da água passando pelo molde e pelo evaporador do chiller.

Para os pontos 5 e 6, foram feitas medidas de vazão, pressão e temperatura. O verdadeiro resfriamento do molde é ilustrado como  $\dot{Q}_m$  na figura, porém para o presente estudo é importante a carga térmica  $\dot{Q}_e$ .

**Tabela 2** – Medições de vazão, pressão, T5 e T6 para estimativa da carga térmica a ser fornecida pelo sistema de refrigeração. Para as 6 últimas estimou-se os valores com base nas especificações de processo e dos fabricantes dos equipamentos.

Máquina	Modelo do Chiller	Vazão (kg/s)	Pressão (Mpa)	T5 (°C)	T6 (°C)
Injetora 1	KRW-9	0,34	0,44	24,4	17,2
Injetora 2	KRW-5	0,34	0,22	27	23
Injetora 3	KRW-5	0,34	0,22	27	23
Injetora 4	KRW-5	0,64	0,14	19,4	18,3
Injetora 5	KRW-9	0,34	0,44	23	16,5
Injetora 6	KRW-5	0,64	0,14	19,4	18,3
Injetora 7	KRW-5	0,64	0,14	19,4	18,5
Injetora 8	KRW-5	0,34	0,22	27	23
Injetora 9	KRW-5	0,34	0,22	27	23
Injetora 10	KRW-9	0,34	0,44	23	16,6
Injetora 11	KRW-5	0,44	0,28	27	24
Injetora 12	KRW-5	0,44	0,28	17,2	15
Injetora 13	KRW-9	0,64	0,28	22	18,5
Injetora 14	KRW-9	0,64	0,28	22	18,5
Injetora 15	KRW-5	0,44	0,28	22	20,4
Injetora 16	KRW-5	0,44	0,28	17,2	15
Injetora 17	KRW-5	0,44	0,28	17,2	15

Com os valores medidos mostrados na tabela acima, pode-se tirar de tabelas termodinâmicas de água como líquido comprimido, os valores das entalpias  $h_5$  e  $h_6$ , podendo-se assim através da equação (2) elucidada na introdução teórica, determinar a capacidade térmica de refrigeração a ser fornecida para cada injetora. Os resultados dos cálculos da carga térmica individual e total serão mostrados na Tabela 2 a seguir.

Nota-se ainda na Tabela 1 que as temperaturas T5 e T6 variam, sendo estas importantes para o processo, tendo esse delta de temperatura fortes implicações no gradiente de refrigeração e, por conseguinte na qualidade final da peça de plástico injetada.

**Tabela 3** – Cálculo da carga térmica individual e total com base na equação (2).

Máquina	Capacidade Máxima de projeto(kW)	Vazão (kg/s)	h5 (kJ/kg)	h6(kJ/kg)	Capacidade Térmica (kW)	% da Carga Total
Injetora 1	10,5	0,34	102,0	71,9	10,2	97%
Injetora 2	5,8	0,34	112,9	96,1	5,7	98%
Injetora 3	5,8	0,34	112,9	96,1	5,7	98%
Injetora 4	5,8	0,64	81,1	76,5	2,9	51%
Injetora 5	10,5	0,34	96,1	69,0	9,2	88%
Injetora 6	5,8	0,64	81,1	76,5	2,9	51%
Injetora 7	5,8	0,64	81,1	77,3	2,4	42%
Injetora 8	5,8	0,34	112,9	96,1	5,7	98%
Injetora 9	5,8	0,34	112,9	96,1	5,7	98%
Injetora 10	10,5	0,34	96,1	69,4	9,1	87%
Injetora 11	5,8	0,44	112,9	100,3	5,5	95%
Injetora 12	5,8	0,44	71,9	62,7	4,0	70%
Injetora 13	10,5	0,64	92,0	77,3	9,4	89%
Injetora 14	10,5	0,64	92,0	77,3	9,4	89%
Injetora 15	5,8	0,44	92,0	85,3	2,9	51%
Injetora 16	5,8	0,44	71,9	62,7	4,0	70%
Injetora 17	5,8	0,44	71,9	62,7	4,0	70%
					<b>98,9</b>	<b>TOTAL</b>

Nota-se que durante a operação os chillers não operam a toda carga, na verdade o sistema de refrigeração selecionado deve estar preparado para fornecer, considerando o caso extremo, **122 kW**.

### 3.1.2 Determinação da energia de resfriamento a cada ciclo

O principal ponto de comparação entre os dois sistemas refrigeração é, na verdade, a energia de resfriamento necessária para o processo. Independentemente do sistema de refrigeração utilizado, os cabos de escovas devem entrar e sair do molde de injeção a temperaturas especificadas. Sabe-se também, que o plástico derretido é injetado no molde imediatamente antes do início do resfriamento, também a uma temperatura especificada e inflexível. Isso quer dizer que a quantidade de energia necessária para o resfriamento é aproximadamente constante, e é uma característica do processo de injeção de um determinado produto. Qualquer um dos dois sistemas analisados deve retirar cada um com seu tempo de ciclo (que vai depender de dados de vazão e temperatura dos fluidos antes e depois das trocas térmicas), a mesma quantidade de energia térmica.

Porém, não existem dados documentados sobre energia de resfriamento. Aqui se propõe estimá-la através da medição dos atuais tempos de ciclo e de resfriamento das injeções, para todas as 11 máquinas em operação. Para as supostas 6 máquinas futuras, usar-se-á dados das máquinas atuais como base.

Multiplicando-se os atuais valores de tempo de resfriamento, em segundos, pelas cargas térmicas determinadas na tabela 2, tem-se a quantidade de energia de resfriamento necessária para cada produto em manufatura.

$$E_{resf} = \dot{Q}_e \cdot T_{resf} \quad (17)$$

Onde  $E_{resf}$  é a energia de resfriamento dada em [kJ],  $\dot{Q}_e$  é a capacidade de refrigeração do chiller em operação dada em [kW] e  $T_{resf}$  é o tempo de resfriamento em segundos. Os resultados do cálculo das energias de resfriamento são mostrados na próxima tabela, para os 17 processos. Note que os tempos de resfriamento medidos giram em torno de 50% dos tempos de ciclo.

**Tabela 4** – Cálculo da energia de resfriamento para cada processo.

Máquina	Nº Cavidades no molde	Tempo de ciclo atual (seg)	Tempo de Resfriamento (seg)	Tciclo - Tresfr (seg)	Capacidade Térmica atual (kW)	Energia de resfriamento (kJ)
Injetora 1	24	58	31,9	26,1	10,2	326,4
Injetora 2	24	57	31,4	25,7	5,7	178,2
Injetora 3	32	38	20,9	17,1	5,7	118,8
Injetora 4	32	20	11,0	9,0	2,9	32,4
Injetora 5	16	33	18,2	14,9	9,2	167,7
Injetora 6	23	35	19,3	15,8	2,9	56,6
Injetora 7	32	34	18,7	15,3	2,4	45,0
Injetora 8	16	35	19,3	15,8	5,7	109,4
Injetora 9	10	45	24,8	20,3	5,7	140,7
Injetora 10	12	47	25,9	21,2	9,1	235,1
Injetora 11	8	48	26,4	21,6	5,5	145,7
Injetora 12	10	45	24,8	20,3	4,0	100,1
Injetora 13	32	20	11,0	9,0	9,4	103,0
Injetora 14	32	20	11,0	9,0	9,4	103,0
Injetora 15	10	45	24,8	20,3	2,9	72,8
Injetora 16	10	45	24,8	20,3	4,0	100,1
Injetora 17	10	45	24,8	20,3	4,0	100,1

Como cada injetora trabalha com um produto diferente, que por sinal são feitos de materiais diferentes e têm diferentes demandas no mercado (portanto diferentes números de cavidades no molde e diferentes tempos de ciclo), as energias de resfriamento variam de injetora para injetora. Com o novo sistema atualmente instalado esse problema é mais facilmente resolvido do ponto de vista técnico, pois os chillers são individuais e têm regulagem individual.

Pensando desde já no sistema antigo, a torre de resfriamento fornecia água fria a uma mesma temperatura (aprox. 30°C) para todas as injetoras. Respeitando-se as limitações de

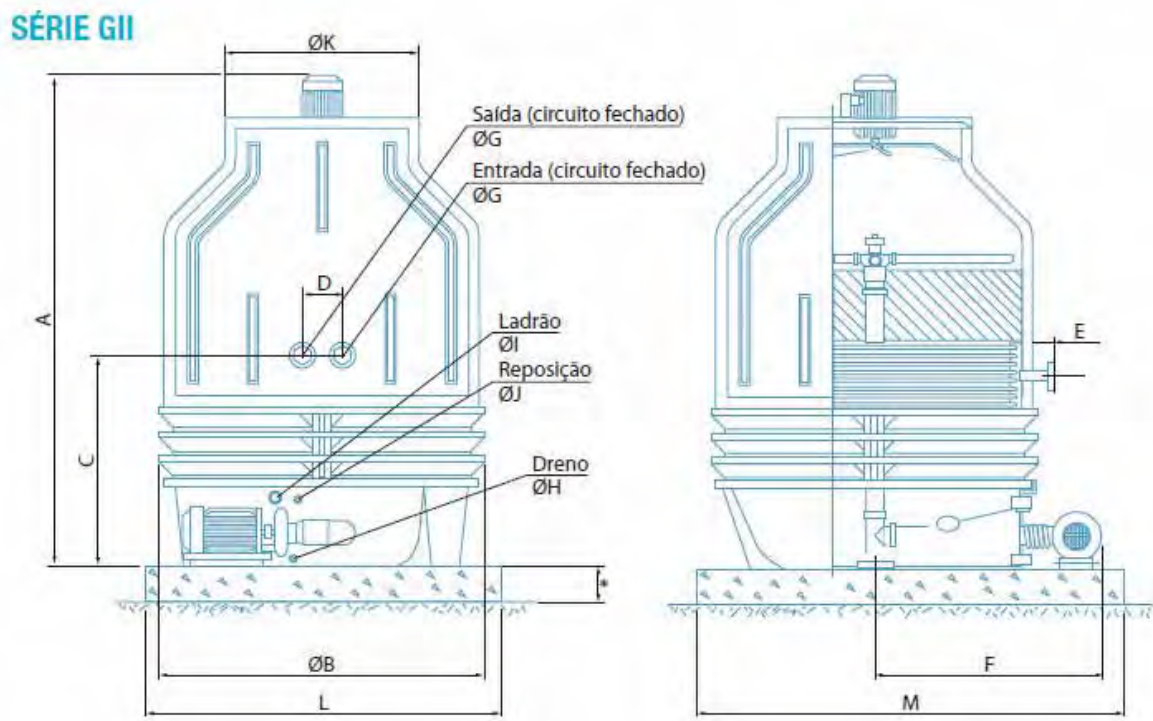
vazão conseguia-se fornecer a energia de resfriamento com menores capacidades térmicas, tendo o resfriamento um tempo maior. Maiores detalhes serão desenvolvidos a seguir.

### 3.2 Sistema antigo – Torre de resfriamento de circuito fechado

Para conseguir fornecer a energia de resfriamento necessária a todos os moldes das 17 injetoras, usava-se somente uma torre de resfriamento. Sabe-se que a torre consegue resfriar a água no máximo até a TBU do ar em um específico dia. Todas as medições realizadas foram feitas num dia de TBU = 24°C.

#### 3.2.1 Especificações do projeto/equipamento

A torre de resfriamento utilizada é denominada "resfriador de circuito fechado de água KÖRPER modelo FC 480/9-12 ST-AR série GII". Abaixo segue uma ilustração da mesma:



**Figura 35** – Torre de resfriamento de circuito fechado Série GII, usada no estudo de caso.

Consultando manuais técnicos e especificações do fabricante, obtiveram-se os seguintes dados construtivos do equipamento:

- Altura máxima: 3.050 mm
- Diâmetro máximo: 2.980 mm
- Peso de embarque: 1.490 kg
- Peso em operação: 3.120 kg
- Carcaça e reservatório em PRFV (Poliéster Reforçado com Fibra de Vidro).
- Enchimento em grades de polipropileno de alta resistência.
- Ventilador axial com cubo de alumínio fundido e pás em polipropileno com “pit” ajustável.
- Motor elétrico do Ventilador: 5,0 CV – 865 RPM – IPW 55 – 220/380/440/760V – 60 Hz.
- Tubulações internas em Polipropileno e Cobre.
- Sistema distribuidor de água giratório de baixa pressão (exclusivo).
- Enchimento de serpentina de cobre montada em espirais concêntricas, unidas por tubo.
- Coletor, também em cobre, conexões externas através de pontas rosqueadas.
- Bomba hidráulica de recirculação de água industrial, acoplada diretamente à torre.
- Motor elétrico da bomba de recirculação WEG W22 Plus: 3,0 CV – 3.500 rpm – TFVE, IP 55 – 220/380/440/760V – 60 Hz.
- Pintura externa em “gel – coat” com proteção para raios ultravioleta



**Figura 36** – Imagem da torre de resfriamento considerada no estudo.

Após consulta dos dados de dimensionamento e seleção da torre, foram obtidas as seguintes condições de operação:

- Capacidade térmica nominal: 262 kW
- Capacidade térmica em operação: 110 kW
- Vazão nominal de água: 12,5 kg/s
- Vazão de água em operação (antes da instalação do novo sistema): 5,3 kg/s
- Temperatura entrada água: 35,0 ° C
- Temperatura saída água: 30,0 ° C
- Temperatura bulbo úmido padrão local: 24,0 ° C

**Tabela 5** – Dados do catálogo do fabricante Körper de Torres de resfriamento (Cooling Towers).

Modelos ST-AR ou STLN-AR	Dimensões principais da torre (mm)						Conexões hidráulicas				Ø K	Ventilador				Bomba de circulação	Base de assentamento		Peso (kg)	
												ST-AR		STLN-AR			L	M	Embarque	Operação
	A	ØB	C	D	E	F	ØG	ØH	ØI	ØJ		cv	Pólos	cv	Pólos					
70/E	1880	1270	770	100	80	820	1"	1"	1.1/4"	3/4"	540	0,75	4	-	-	1	1370	1780	160	234
70 / 9	2180	1270	890	100	80	820	1"	1"	1.1/4"	3/4"	540	0,75	4	-	-	1	1370	1780	180	245
110 / 9	2200	1440	840	140	100	950	1.1/2"	1"	1.1/4"	3/4"	670	-	-	0,75	6	1	1540	1960	242	316
180 / 9	2200	1780	810	140	100	1100	2"	1"	1.1/4"	3/4"	820	1,5	6	1,5	8	1	1870	2280	450	730
220/9	2630	1950	930	160	130	1180	2.1/2"	1.1/4"	1.1/2"	1"	885	1,5	6	1,5	8	1	1920	2300	610	1020
270/9	2800	2190	870	170	130	1250	3"	1.1/4"	1.1/2"	1"	905	2,0	6	-	-	2	2260	2520	702	1150
270/12	3050	2190	870	170	130	1250	3"	1.1/4"	1.1/2"	1"	905	2,0	6	-	-	2	2260	2520	800	1415
320/9	2980	2460	1070	170	150	1400	3"	1.1/4"	1.1/2"	1"	900	3,0	6	3	8	2	2580	2720	1040	1750
320/12	3280	2460	1070	170	150	1400	3"	1.1/4"	1.1/2"	1"	900	3,0	6	3	8	2	2580	2720	1280	2150
400/9	3050	2980	1140	200	180	1800	4"	1.1/2"	2"	1.1/2"	1200	5,0	8	5,0	10	3	3060	3480	1400	3120

Também compondo o sistema da torre de resfriamento há uma estação de bombeamento “SKID”, que envia a água resfriada para a rede da tubulação das injetoras da fábrica de escovas de dente.



**Figura 37** – Estação de bombeamento SKID.

Seguem abaixo as informações técnicas obtidas no manual do fabricante:

- 2 Bombas centrífugas (uma reserva) marca KSB Megabloc modelo 40-160R, motor 15,0 CV (11 kW), 1750 RPM, 380V, IP-55.
- Vazão nominal de 12,5 kg/s, pressão de 5,5 bar, porém controlável pelo controle da rotação com inversor de frequência.



- 1 Reservatório em fibra de vidro com capacidade aproximada de 1,0 m<sup>3</sup>, completo, com tampa e conexões para reposição, dreno, ladrão, etc.
- Barriletes de sucção e recalque em tubos de aço carbono Ø 3”.
- 4 Válvulas de bloqueio em bronze na entrada e saída da bomba Ø 3”.
- 2 Válvulas de retenção em bronze Ø 3”.
- Manômetros com válvulas e glicerina.
- Pontos para instalação de sondas.
- Conexões e tubos em aço carbono Ø 3”, manifold Ø 3”.
- Base única em perfilados de aço carbono para acomodação dos componentes.
- Conexão com a linha Ø 3”.

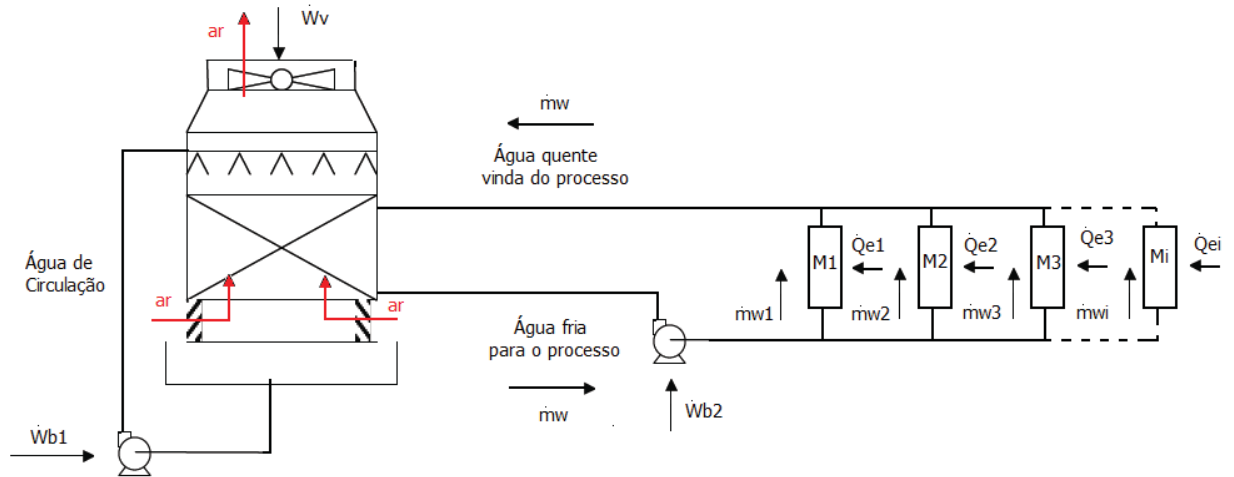
Posteriormente serão apresentados mais dados de rendimento obtidos das placas dos equipamentos: bombas hidráulicas, ventilador e torre de resfriamento.

Verificando as especificações do projeto da torre de resfriamento, ela está projetada para conseguir resfriar a água em até no máximo 5°C (presumidamente de 35°C até 30°C em um dia de TBU igual a 24°C). Desta forma, para após as trocas de calor com os processos de injeção desejava-se somente um delta de 3,5°C, pois a perda de carga das tubulações e falta de isolamento térmico nas mesmas poderiam sempre aquecer a água em 1,5°C em dias quentes.

Vale aqui ressaltar que em dias frios, com temperaturas ambientes menores que 30 °C, ocorrerá na prática o oposto, a água nas tubulações tende a perder calor para o ambiente fazendo com que o sistema de refrigeração consiga resfriar a água até temperaturas menores, melhorando as condições de resfriamento no processo final.

Como a idéia do trabalho é considerar o projeto para os casos mais extremos de funcionamento, serão feitos cálculos assumindo-se dias quentes.

### 3.2.2 Cálculos dos antigos tempos de ciclo e de resfriamento



**Figura 38** – Esquema do sistema antigo com a torre de resfriamento de circuito fechado, resfriando a água que passa pelos moldes de injeção, representados pela letra M.

Observando a figura 38, fica claro o funcionamento da torre juntamente aos 17 processos de injeção. Primeiramente foi preciso coletar antigos dados de vazão  $\dot{m}_{w_e}$  de água em [kg/s], fornecida para cada processo durante o ciclo de resfriamento.

**Tabela 6** – Antigas vazões de água de resfriamento dos moldes

Máquina	Vazão (kg/s)
Injetora 1	0,60
Injetora 2	0,33
Injetora 3	0,32
Injetora 4	0,13
Injetora 5	0,47
Injetora 6	0,16
Injetora 7	0,13
Injetora 8	0,30
Injetora 9	0,32
Injetora 10	0,52
Injetora 11	0,32
Injetora 12	0,23
Injetora 13	0,43
Injetora 14	0,43
Injetora 15	0,16
Injetora 16	0,23
Injetora 17	0,23
TOTAL	<b>5,29</b>

Como foi registrado anteriormente, a torre consegue no máximo um resfriamento de 5 graus (de 35°C para 30°C), sendo que normalmente a bomba 2, as perdas durante o escoamento na tubulação e a falta de isolamento térmico chegam a aquecer a água em até 1,5°C. Desta forma, pode-se calcular a capacidade térmica antiga de cada processo por:

$$\dot{Q}_{s,i} = \dot{m}_{w,i} \cdot 4,18 \cdot 3,5 \quad (18)$$

Sendo  $\dot{Q}_{s,i}$  o calor trocado (carga térmica) em cada processo em [kW],  $\dot{m}_{w,i}$  a vazão mássica de água em cada molde em [kg/s], **4,18** o  $c_{p,w}$  da água em [kJ/kgK] e 3,5 o delta de temperatura em [°C].

Levante em conta dos dados da tabela 6 e a equação (12), obtém-se os seguintes resultados:

**Tabela 7** – Cálculo das antigas cargas térmicas.

Máquina	Vazão (kg/s)	Carga Térmica antiga (kW)
Injetora 1	0,60	8,7
Injetora 2	0,33	4,8
Injetora 3	0,32	4,7
Injetora 4	0,13	1,9
Injetora 5	0,47	6,9
Injetora 6	0,16	2,3
Injetora 7	0,13	1,9
Injetora 8	0,30	4,4
Injetora 9	0,32	4,7
Injetora 10	0,52	7,5
Injetora 11	0,32	4,7
Injetora 12	0,23	3,3
Injetora 13	0,43	6,2
Injetora 14	0,43	6,2
Injetora 15	0,16	2,4
Injetora 16	0,23	3,3
Injetora 17	0,23	3,3
<b>TOTAL</b>	<b>5,29</b>	<b>77,4</b>

Nota-se também que, com base na equação (12) a capacidade térmica de operação da torre era:

$$\dot{Q}_{e_{tr}} = 5,3 \cdot 4,18 (35 - 30) = 110 \text{ kW} \quad (19)$$

Como a torre tem uma capacidade térmica de até 262 kW, ela encontrava-se em operação com 42% de sua capacidade máxima.

De acordo com a equação (17), pode-se determinar os antigos tempos de resfriamento das injetoras e, considerando a coluna “Tciclo – Tresfr” da tabela 4, calcula-se também os antigos tempos de ciclo:

**Tabela 8** – Cálculo dos antigos tempos de ciclo e de resfriamento.

Máquina	Carga Térmica antiga (kW)	Energia de resfriamento (kJ)	Tempo de Resfriamento (seg)	Tciclo - Tresfr (seg)	Tempo de ciclo antigo (seg)
Injetora 1	8,73	326,4	37,4	26,1	63,5
Injetora 2	4,77	178,2	37,4	25,7	63,0
Injetora 3	4,68	118,8	25,4	17,1	42,5
Injetora 4	1,94	32,4	16,7	9,0	25,7
Injetora 5	6,94	167,7	24,2	14,9	39,0
Injetora 6	2,29	56,6	24,8	15,8	40,5
Injetora 7	1,87	45,0	24,1	15,3	39,4
Injetora 8	4,39	109,4	25,0	15,8	40,7
Injetora 9	4,73	140,7	29,8	20,3	50,0
Injetora 10	7,55	235,1	31,2	21,2	52,3
Injetora 11	4,68	145,7	31,1	21,6	52,7
Injetora 12	3,31	100,1	30,3	20,3	50,5
Injetora 13	6,24	103,0	16,5	9,0	25,5
Injetora 14	6,24	103,0	16,5	9,0	25,5
Injetora 15	2,41	72,8	30,3	20,3	50,5
Injetora 16	3,31	100,1	30,3	20,3	50,5
Injetora 17	3,31	100,1	30,3	20,3	50,5

### 3.2.3 Cálculo das potências dos equipamentos

Bomba da água de circulação: Como especificado na listagem dos dados técnicos coletados:

$$\dot{W}_{b1} = 2,2 \text{ kW} \quad (20)$$

Como essa bomba não opera com variação/controle de vazão, sua potência é constante e igual a 2,2 kW.

Bomba da água do processo: Os dados especificados anteriormente eram para vazão de 12,5 kg/s a 3500 RPM.

$$\dot{W}_{b2} = 11 \text{ kW} = \rho_w \cdot g \cdot \dot{Q}_w \cdot (H_{man}) \frac{1}{\eta_b} \quad (21)$$

Para a vazão de 12,5 kg/s (ou 0,0125 m<sup>3</sup>/s) e potência de 11 kW, o rendimento da bomba é de 0,905. Logo se determina  $H_{man}$ :

$$H_{man} = \frac{11000 \cdot 0,905}{(0,0125 \cdot 1000 \cdot 9,81)} = 81,2 \text{ m} \quad (22)$$

Segundo Filippo (2008), pode-se aproximar  $H_{man.}$  em função de  $\dot{Q}_w$  (para uma mesma rotação, que nesse caso é 1750 RPM) de acordo com a seguinte equação:

$$H_{man.} = k \cdot \dot{Q}_w^2 \quad (23)$$

Os valores de  $H_{man.}$  igual a 81,2 m e  $\dot{Q}_w$  igual a 12,5 kg/s (45 m<sup>3</sup>/h) servem para rotação de 3500 RPM. Para a rotação de 1750 RPM, tira-se um ponto do gráfico anexado ao trabalho:

$$k (1750 \text{ RPM}) = 388178 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}^2} \right] \quad (24)$$

Desta forma acha-se para a vazão de 5,3 kg/s (ou 0,0053 m<sup>3</sup>/s) o valor de  $H_{man \text{ real.}}$ :

$$H_{man \text{ real.}} = 388178 \cdot 0,0053^2 = 11 \text{ m} \quad (25)$$

Da curva da bomba, que está anexa ao presente trabalho, acha-se o rendimento para a vazão de 5,3 kg/s (ou 19,08 m<sup>3</sup>/h) e  $H_{man \text{ real.}}$  igual a 11 m aproximadamente:

$$\eta_b = 0,62 \quad (26)$$

$$\dot{W}_{b2} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,0053 \cdot \frac{11}{0,62} = 0,92 \text{ kW} \quad (27)$$

Ventilador axial: Como a vazão e velocidade do ventilador da torre não variam na operação:

$$\dot{W}_v = 3,7 \text{ kW} \quad (28)$$

Sistemas da injetora: Vejamos a figura abaixo que mostra o consumo de energia elétrica por parte da injetora:

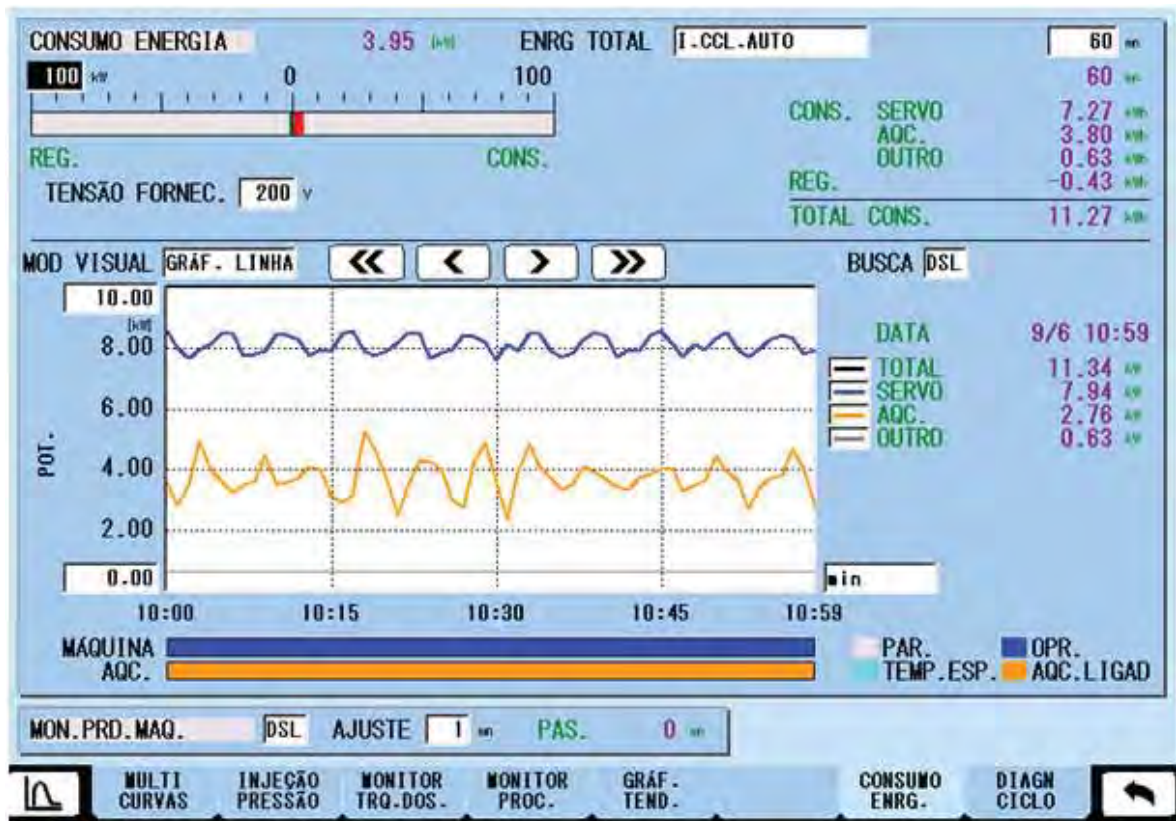


Figura 39 – Dados de consumo de energia por parte das injetoras.

$$\dot{W}_{servo} = 7,94 \text{ kW} \quad (29)$$

$$\dot{W}_{resistências} = 2,76 \text{ kW} \quad (30)$$

$$\dot{W}_{outros} = 0,63 \text{ kW} \quad (31)$$

Ambos valores são por injetora individualmente.

### 3.2.4 Cálculo das eficiências da torre

Seguindo a equação (14), calcula-se a eficiência  $\epsilon_{tr}$  da torre:

$$\epsilon_{tr} = \frac{(35 - 30)}{(35 - 24)} = 0,46 \quad (32)$$

Seguindo a equação (15) de Van Pruissen (2010):

$$\epsilon_{tr2} = 110 \text{ kW} / (3,7 + 0,92 + 2,2) = 16,1 \quad (33)$$

### 3.2.5 Cálculo da produtividade por hora de cabos

Usando dados já mostrados na tabela 4, pode-se calcular o número de cabos produzidos em uma hora.

$$P_h = (N_{cav} / T_{ciclo}) \cdot 3600 \quad (34)$$

Sendo  $P_h$  a produtividade da injetora em [cabos/hora],  $N_{cav}$  o número de cavidades no molde e  $T_{ciclo}$  o tempo de ciclo em segundos. Os resultados seguem na tabela 9:

**Tabela 9** - Cálculo da produtividade por hora de cabos, para as 17 injetoras no sistema antigo

Máquina	Nº Cavidades no molde	Tempo de ciclo antigo (seg)	Ph (cabos/hora)
Injetora 1	24	63,5	1361
Injetora 2	24	63	1371
Injetora 3	32	42,5	2711
Injetora 4	32	25,7	4482
Injetora 5	16	39	1477
Injetora 6	23	40,5	2044
Injetora 7	32	39,4	2924
Injetora 8	16	40,7	1415
Injetora 9	10	50	720
Injetora 10	12	52,3	826
Injetora 11	8	52,7	546
Injetora 12	10	50,5	713
Injetora 13	32	25,5	4518
Injetora 14	32	25,5	4518
Injetora 15	10	50,5	713
Injetora 16	10	50,5	713
Injetora 17	10	50,5	713



### 3.3 Sistema novo – torre de circuito fechado mais chillers individuais

O novo sistema é composto pela mesma torre de resfriamento de circuito fechado, que agora opera a maior carga, e também por 17 Chillers de compressão mecânica com fluido refrigerante R-22.

#### 3.3.1 Especificações do projeto/equipamento

Não há necessidade de repetir os dados da torre, porém deve-se ressaltar que a bomba de água do processo foi reajustada no inversor de frequência para a rotação de 3500 RPM. Fornece-se então dados somente dos chillers:

**Tabela 10** – Dados do catálogo do fabricante Körper de Chillers (unidades geradoras de água gelada)

SÉRIE KRW

Modelo	Condensação a água												
	Capacidade de refrigeração		Dados das bombas de processo		Dimensões (mm)			Vazão de água Condensadores (m³/h)	Volume de água no reservatório (litros)	Ø Tubulação processo (polegadas)	Ø Tubulação condensação (polegadas)	Peso (kg)	
	(kcal/h)	(kW)	Vazão (m³/h)	Pressão (bar)	Largura	Profundidade	Altura					Embarque	Operação
KRW-3	3.000	3,4	0,8	2,8	670	780	980	0,8	30	1/2"	1/2"	154	185
KRW-5	5.000	5,8	1,6	2,8	670	780	980	1,2	30	1"	3/4"	200	235
KRW-9	9.000	10,5	2,3	2,8	670	780	980	2,2	30	1"	3/4"	250	235
KRW-15	15.000	17,4	4,0	3,0	710	1430	1190	3,6	85	1.1/4"	1.1/4"	350	445
KRW-22	22.000	25,6	5,5	3,0	710	1430	1190	5,3	110	1.1/2"	1.1/2"	400	520
KRW-30	30.000	34,9	7,5	3,0	960	1660	1270	7,2	120	1.1/2"	1.1/2"	600	730
KRW-45	45.000	52,3	12,0	3,0	960	1660	1270	10,8	170	1.1/2"	1.1/2"	800	990
KRW-60	60.000	69,8	15,0	3,0	960	1660	1270	14,4	215	2"	2"	850	1085
KRW-75	75.000	87,2	19,0	3,0	1000	2134	1200	18,0	370	2"	2"	900	1310



**Figura 40** – Parte interna da unidade de água gelada usada no sistema. Pode-se ver o trocador de calor, o compressor e a bomba.

- Compressor Danfoss Modelo HRM038U4LP6 (Scroll) para as unidades KRW-9 e compressor Danfoss Modelo MT022-4 para as unidades KRW-5. Ver manuais anexos para maiores detalhes.
- Condensadores Evacon tipo Shell and Tube (casco e tubo), modelo CFA 1.5 de capacidade térmica máxima de 8,5 kW para a unidade KRW-5 e modelo CFA 3.0 de capacidade térmica máxima de 13,5 kW para a unidade KRW-9.
- Bomba de processo KSB Hydrobloc modelo P1000T, de potência 0,75 kW e rendimento 0,82.
- Estrutura de gabinete com rodízios ou base metálica aberta com amortecedor de vibração: produzidos em aço, com pintura a pó e acabamento submetido à norma ASTM B117.
- Reservatório de água em PRFV.
- Evaporador casco e tubo com um circuito com feixe tubular de cobre, casco em aço inoxidável e chicanas de PP.

- Válvula de expansão termostática para controle do refrigerante no evaporador, pressostatos de alta e baixa, válvulas solenóides, filtro secador e visor de líquido e sensor anti-congelamento (Danfoss).

### 3.3.2 Medição de Tempos de ciclo e de resfriamento

Como visto na seção 3.1.2 na tabela 4, foram medidos os seguintes tempos de ciclo e de resfriamento:

**Tabela 11** – Tempos de ciclo e de resfriamento medidos, do atual sistema

Máquina	Nº Cavidades no molde	Tempo de ciclo atual (seg)	Tempo de Resfriamento (seg)	Tciclo - Tresfr (seg)
Injetora 1	24	58	31,9	26,1
Injetora 2	24	57	31,4	25,7
Injetora 3	32	38	20,9	17,1
Injetora 4	32	20	11,0	9,0
Injetora 5	16	33	18,2	14,9
Injetora 6	23	35	19,3	15,8
Injetora 7	32	34	18,7	15,3
Injetora 8	16	35	19,3	15,8
Injetora 9	10	45	24,8	20,3
Injetora 10	12	47	25,9	21,2
Injetora 11	8	48	26,4	21,6
Injetora 12	10	45	24,8	20,3
Injetora 13	32	20	11,0	9,0
Injetora 14	32	20	11,0	9,0
Injetora 15	10	45	24,8	20,3
Injetora 16	10	45	24,8	20,3
Injetora 17	10	45	24,8	20,3

### 3.3.3 Cálculo das potências dos equipamentos – lado dos chillers

Nas seções 3.1.1 e 3.1.2 foram calculadas as cargas térmicas referentes aos ciclos fechados do processo, que passam pelos evaporadores dos chillers. Porém, ainda é preciso se determinar a potência do compressor  $W_c$  e o calor rejeitado no condensador  $Q_c$ .

Lembrando que o fluido refrigerante é o R-22, da coleta de dados feito em campo e da consulta dos manuais em anexo, tem-se:

Para os compressores alternativos **MT022-4** das unidades de água gelada **KRW-5**:

$$P_c = P_{sat}(45\text{ }^\circ\text{C}) = 1750\text{ kPa} \quad (35)$$

$$P_e = P_{sat}(-10\text{ }^\circ\text{C}) = 350\text{ kPa} \quad (36)$$

Do diagrama de Mollier do refrigerante R-22, que está anexado ao trabalho, temos as entalpias específicas:

Entrada do evaporador (ponto 4 na figura 11):

$$h_4 = 260\text{ kJ/kg} \quad (37)$$

Saída do evaporador (ponto 1 na figura 11):

$$h_1 = 402\text{ kJ/kg} \quad (38)$$

Entrada do condensador (ponto 2 na figura 11):

$$h_2 = 460\text{ kJ/kg} \quad (39)$$

Supondo a válvula de expansão isoentálpica:

$$h_3 = h_4 = 260\text{ kJ/kg} \quad (40)$$

Para os compressores scroll **HRM 038 U4** das unidades de água gelada **KRW-9**:

$$P_c' = P_{sat}(54\text{ }^\circ\text{C}) = 2015\text{ kPa} \quad (41)$$

$$P_e' = P_{sat}(7\text{ }^\circ\text{C}) = 460\text{ kPa} \quad (42)$$

Do diagrama de Mollier do refrigerante R-22, que está anexado ao trabalho, temos as entalpias específicas:

Entrada do evaporador (ponto 4 na figura 11):

$$h_4' = 271 \text{ kJ/kg} \quad (43)$$

Saída do evaporador (ponto 1 na figura 11):

$$h_1' = 410 \text{ kJ/kg} \quad (44)$$

Entrada do condensador (ponto 2 na figura 11):

$$h_2' = 500 \text{ kJ/kg} \quad (45)$$

Supondo a válvula de expansão isoentálpica:

$$h_3' = h_4' = 271 \text{ kJ/kg} \quad (46)$$

Como temos os valores das entalpias de todos os pontos e as cargas térmicas dos evaporadores, calculadas na seção 3.1.1, podemos utilizar a equação (1) para calcular a vazão mássica de refrigerante para cada caso.

Além disso, com a vazão mássica de refrigerante em mãos, pode-se usar a equação (3) para calcular  $\dot{W}_c$  para cada caso, obtendo-se logicamente os rendimentos dos compressores dos manuais em anexo. A equação (4) fornece a carga térmica  $\dot{Q}_c$  no condensador e por fim a equação (8) fornece o valor do COP do equipamento chiller. A tabela 11 mostrada a seguir contém todos esses resultados:

Tabela 12 – Resultados dos valores de  $\dot{m}_r$ ,  $\dot{W}_c$ ,  $\dot{Q}_c$  e COP.

Máquina	Carga térmica Evaporador (kW)	Vazão de refrigerante (kg/s)	COP Compressor	Potência do Compressor (kW)	COP Chiller	Carga Térmica Condensador (kW)
Injetora 1	10,2	0,0736	3,28	2,02	5,07	16,86
Injetora 2	5,7	0,0400	1,94	1,20	4,75	8,01
Injetora 3	5,7	0,0400	1,94	1,20	4,75	8,01
Injetora 4	2,9	0,0207	1,94	0,62	4,75	4,14
Injetora 5	9,2	0,0665	3,28	1,82	5,07	15,22
Injetora 6	2,9	0,0207	1,94	0,62	4,75	4,14
Injetora 7	2,4	0,0170	1,94	0,51	4,75	3,39
Injetora 8	5,7	0,0400	1,94	1,20	4,75	8,01
Injetora 9	5,7	0,0400	1,94	1,20	4,75	8,01
Injetora 10	9,1	0,0654	3,28	1,80	5,07	14,98
Injetora 11	5,5	0,0389	1,94	1,16	4,75	7,77
Injetora 12	4,0	0,0285	1,94	0,85	4,75	5,70
Injetora 13	9,4	0,0674	3,28	1,85	5,07	15,43
Injetora 14	9,4	0,0674	3,28	1,85	5,07	15,43
Injetora 15	2,9	0,0207	1,94	0,62	4,75	4,14
Injetora 16	4,0	0,0285	1,94	0,85	4,75	5,70
Injetora 17	4,0	0,0285	1,94	0,85	4,75	5,70
<b>total</b>				<b>20,21</b>		

Precisa-se considerar para o sistema novo, a bomba mostrada na figura 11. Ela será denominada aqui de bomba de resfriamento do molde.

Bomba da água do molde: Como especificado na listagem dos dados técnicos coletados:

$$\dot{W}_{bm} = 0,75 \text{ kW} \quad (47)$$

Sistemas da injetora: O valor da equação (20) não é constante, ele depende do valor do tempo de ciclo. Como houve redução do tempo de ciclo de injeção com a redução do tempo de resfriamento perante instalação do novo sistema, tem-se:

$$\dot{W}_{servo} = 9,11 \text{ kW} \quad (48)$$

$$\dot{W}_{resistências} = 2,76 \text{ kW} \quad (49)$$

$$\dot{W}_{outros} = 0,63 \text{ kW} \quad (50)$$

Ambos os valores são por injetora.

### 3.3.4 Cálculo das potências dos equipamentos – lado da torre

Os dados fornecidos na seção 3.2.1 são válidos com exceção da capacidade térmica em operação e da vazão de água em operação.

Deve-se primeiro obter a vazão de água a ser fornecida para os 17 condensadores. Usa-se a equação (18).

**Tabela 13** – Determinação da vazão total de água fornecida pela torre para o sistema novo.

Máquina	Carga Térmica Condensador (kW)	Vazão de água condensador [kg/s]
Injetora 1	16,86	1,15
Injetora 2	8,01	0,55
Injetora 3	8,01	0,55
Injetora 4	4,14	0,28
Injetora 5	15,22	1,04
Injetora 6	4,14	0,28
Injetora 7	3,39	0,23
Injetora 8	8,01	0,55
Injetora 9	8,01	0,55
Injetora 10	14,98	1,02
Injetora 11	7,77	0,53
Injetora 12	5,70	0,39
Injetora 13	15,43	1,05
Injetora 14	15,43	1,05
Injetora 15	4,14	0,28
Injetora 16	5,70	0,39
Injetora 17	5,70	0,39
	<b>TOTAL</b>	<b>10,30</b>

Usando a equação (12):

$$\dot{Q}_{e,r}' = 10,30 \cdot 4,18 (35 - 30) = 215,3 \text{ kW} \quad (51)$$

Desta forma no sistema novo a torre opera a 82% da carga máxima.

Bomba da água de circulação: Como especificado na listagem dos dados técnicos coletados:

$$\dot{W}_{b1}' = 2,2 \text{ kW} \quad (52)$$

Como essa bomba não opera com variação/controle de vazão, sua potência é constante e igual a 2,2 kW.

Bomba da água do processo: Como já foi calculado para o sistema antigo utilizando-se as equações (22) e (23), acha-se para a rotação de 3500 RPM e vazão de 10,30 kg/s (ou 0,0103 m<sup>3</sup>/s) o valor de k e  $H_{man \text{ real.}}'$ :

$$k (3500 \text{ RPM}) = 519680 \left[ \frac{\text{s}^2}{\text{m}^3} \right] \quad (53)$$

$$H_{man \text{ real.}}' = 519680 \cdot 0,0103^2 = 55 \text{ m} \quad (54)$$

Da curva da bomba, que está anexa ao presente trabalho, acha-se o rendimento para a vazão de 10,30 kg/s (ou 37,1 m<sup>3</sup>/h) e  $H_{man \text{ real.}}'$  igual a 55 m aproximadamente:

$$\eta_b' = 0,67 \quad (55)$$

$$\dot{W}_{b2}' = 1000 \cdot 9,81 (0,0103) \frac{55}{0,67} = 8,3 \text{ kW} \quad (56)$$

Ventilador axial: Como a vazão e velocidade do ventilador da torre não variam na operação:

$$\dot{W}_v' = 3,7 \text{ kW} \quad (57)$$

### 3.3.5 Cálculo das eficiências da torre do sistema novo

Seguindo a equação (15), calcula-se a eficiência  $\epsilon_{cr}'$  da torre:

$$\epsilon_{cr}' = \frac{(35 - 30)}{(35 - 24)} = 0,46 \quad (58)$$



Seguindo a equação (16) de Van Pruissen (2010):

$$\epsilon_{br2}' = 215,3 \text{ kW} / (3,7 + 8,3 + 2,2) \text{ kW} = 15,2 \quad (59)$$

### 3.3.6 Cálculo da produtividade por hora de cabos

Usando dados já mostrados na tabela 4, pode-se calcular o número de cabos produzidos em uma hora.

$$P_h' = (N_{cav} / T_{ciclo}') \cdot 3600 \quad (60)$$

Sendo  $P_h'$  a produtividade da injetora em [cabos/hora],  $N_{cav}$  o número de cavidades no molde em [cabos/ciclo] e  $T_{ciclo}'$  o tempo de ciclo em [segundos/ciclo].

Os resultados seguem na tabela:

**Tabela 14** – Cálculo da produtividade por hora de cabos, para as 17 injetoras no sistema atual

Máquina	Modelo do Chiller	Nº Cavidades no molde	Tempo de ciclo atual (seg)	Ph' (cabos/hora)
Injetora 1	KRW-9	24	58	1490
Injetora 2	KRW-5	24	57	1516
Injetora 3	KRW-5	32	38	3032
Injetora 4	KRW-5	32	20	5760
Injetora 5	KRW-9	16	33	1745
Injetora 6	KRW-5	23	35	2366
Injetora 7	KRW-5	32	34	3388
Injetora 8	KRW-5	16	35	1646
Injetora 9	KRW-5	10	45	800
Injetora 10	KRW-9	12	47	919
Injetora 11	KRW-5	8	48	600
Injetora 12	KRW-5	10	45	800
Injetora 13	KRW-9	32	20	5760
Injetora 14	KRW-9	32	20	5760
Injetora 15	KRW-5	10	45	800
Injetora 16	KRW-5	10	45	800
Injetora 17	KRW-5	10	45	800

## 4. ESTUDO COMPARATIVO E ANÁLISE CRÍTICA

O objetivo da análise crítica é, além de comparar as eficiências, os tempos de ciclo (produtividades) e os consumos de energia, comparar economicamente os dois sistemas e verificar, com base nos investimentos iniciais do sistema novo, no preço-padrão dos cabos e na tarifa de energia elétrica, o retorno dos investimentos para a troca de sistema.

### 4.1 Análise econômica

#### 4.1.1 Investimentos iniciais do novo sistema e acréscimo nos custos de operação

A tabela abaixo contém os investimentos iniciais aproximados, bem como custos de operação, dos Chillers e instalações:

**Tabela 15** – Investimentos iniciais e custos de operação do novo sistema

Equipamento	Investimento (R\$)	Custo de operação (R\$/hora)
1 Chiller KRW-5	13000	0,83
1 Chiller KRW-9	15000	0,83
Dutos e instalações (todos os chillers)	20000	0,9

Calcula-se o investimento inicial total:

$$Inv_{total} = (5 \cdot 15000) + (12 \cdot 13000) + 20000 = \text{R\$ } 251.000,00 \quad (61)$$

Calcula-se o acréscimo nos custos mensais de operação:

$$AC_{custo\ op} = [(17 \cdot 0,83) + (0,9)] \frac{\text{R\$}}{h} \cdot 22 \frac{h}{dia} \cdot 22 \frac{dia}{mês} = \text{R\$ } 7.265,00 \quad (62)$$

#### 4.1.2 Tarifas de energia elétrica

Serão consideradas as tarifas de energia:

**Tabela 16** – Tarifas de energia adotadas neste estudo

Fonte: Matelli (2011)

<b>Tarifa Horo-Sazonal Classe A4 Azul</b>			
<b>Demanda (R\$/kW)</b>		<b>Consumo (R\$/kWh)</b>	
-		<b>Média ponderada seco-úmido</b>	
<b>Ponta</b> 48,83	<b>Fora de ponta</b> 14,7	<b>Ponta</b> 0,22	<b>Fora de ponta</b> 0,134

Posteriormente para o cálculo do custo adicional de energia após instalação do novo sistema, será considerada a Tarifa Horo-Sazonal Azul A4. Considera-se período de ponta das 17h às 20h e o resto do dia o período é fora de ponta. Usa-se por convenção, para as tarifas de consumo, uma média ponderada entre seco e úmido. Desconsidera-se neste trabalho a ultrapassagem.

#### **4.1.3 Preço-padrão dos cabos de plástico e ganho por variação de produtividade**

Cada injetora “roda” um produto diferente. Em uma indústria de manufatura, chama-se de preço-padrão o custo de produção do produto (acabado ou semi-acabado) numa determinada fase ou estágio do processo de produção. De importância fundamental para este trabalho é o preço-padrão do cabo logo após a injeção. Os valores dos preços-padrões foram coletados do sistema ERP da empresa dona da fábrica de escovas:

**Tabela 17** – Preços-padrão dos cabos de plástico

Máquina	Preço padrão (R\$/cabo)
Injetora 1	0,0152
Injetora 2	0,0109
Injetora 3	0,0117
Injetora 4	0,0109
Injetora 5	0,0182
Injetora 6	0,0117
Injetora 7	0,0114
Injetora 8	0,0114
Injetora 9	0,0121
Injetora 10	0,0152
Injetora 11	0,0091
Injetora 12	0,0091
Injetora 13	0,0121
Injetora 14	0,0121
Injetora 15	0,0097
Injetora 16	0,0103
Injetora 17	0,0091

A tabela a seguir fornece o ganho de produtividade de cada máquina em cabos por hora também o ganho em R\$/hora, multiplicando-se o ganho de produtividade pelo preço padrão respectivo da tabela 17.

**Tabela 18** – Cálculo do ganho por hora em reais

Máquina	Ph' (cabos/hora)	Ph (cabos/hora)	Ganho de capacidade (cabos/hora)	Preço padrão (R\$/cabo)	Ganho (R\$/hora)
Injetora 1	1490	1361	129	0,0152	1,95
Injetora 2	1516	1371	144	0,0109	1,57
Injetora 3	3032	2711	321	0,0117	3,74
Injetora 4	5760	4482	1278	0,0109	13,94
Injetora 5	1745	1477	269	0,0182	4,88
Injetora 6	2366	2044	321	0,0117	3,75
Injetora 7	3388	2924	464	0,0114	5,28
Injetora 8	1646	1415	230	0,0114	2,62
Injetora 9	800	720	80	0,0121	0,97
Injetora 10	919	826	93	0,0152	1,41
Injetora 11	600	546	54	0,0091	0,49
Injetora 12	800	713	87	0,0091	0,79
Injetora 13	5760	4518	1242	0,0121	15,06
Injetora 14	5760	4518	1242	0,0121	15,06
Injetora 15	800	713	87	0,0097	0,84
Injetora 16	800	713	87	0,0103	0,90
Injetora 17	800	713	87	0,0091	0,79
<b>TOTAL</b>					<b>74,05</b>

O ganho total mensal, baseado na maior produtividade dos cabos é de:

$$Ga_{total} = 74,05 \frac{R\$}{h} \cdot 22 \frac{h}{dia} \cdot 22 \text{ dias} = R\$ 35.840,00 \quad (63)$$

#### 4.1.4 Tempo de operação dos equipamentos

A fábrica em estudo funciona 24 horas por dia durante 5 dias por semana. Serão consideradas 22 horas de operação por dia, retirando 2 horas diárias de pequenas paradas, manutenção preventiva e corretiva.

#### 4.1.5 Demanda Total dos dois sistemas e acréscimo de demanda

A tabela a seguir resume as demandas totais dos dois sistemas:

**Tabela 19** – Demanda Total de ambos os sistemas

Sistema Antigo				Sistema Novo			
Equipamento	kW/unidade	Unidades	Subtotal (kW)	Equipamento	kW/unidade	Unidades	Subtotal (kW)
Ventilador Axial	3,7	1	3,7	Ventilador Axial	3,7	1	3,7
Bomba circulação	2,2	1	2,2	Bomba circulação	2,2	1	2,2
Bomba processo	0,92	1	0,9	Bomba processo	8,3	1	8,3
Servomotor máq	7,94	17	135,0	Servomotor máq	9,11	17	154,9
Resistências máq.	2,76	17	46,9	Resistências máq.	2,76	17	46,9
Outros máq.	0,63	17	10,7	Outros máq	0,63	17	10,7
				Bomba molde	0,75	17	12,8
				Compressor	1,19 (Média)	17	20,23
		Total demanda	199,4			Total demanda	259,7

Há um acréscimo de demanda de aproximadamente 60,3 kW, tanto em ponta como em fora de ponta.

#### 4.1.6 Acréscimo no consumo

Tendo como base o acréscimo de demanda após a instalação do novo sistema, calcula-se o acréscimo de consumo mensal:

$$Ac_{ponta} = 60,3 \frac{kJ}{s} \cdot 3 \frac{h}{dia} \cdot 22 \text{ dias} = 3976 \text{ kWh} \quad (64)$$

$$Ac_{fora} = 60,3 \frac{kJ}{s} \cdot 19 \frac{h}{dia} \cdot 22 \text{ dias} = 25184 \text{ kWh} \quad (65)$$

#### 4.1.7 Aumento nos gastos com energia elétrica

Despreza-se aqui os impostos e os tributos, pois eles não variam perante a instalação dos chillers. Após a instalação do novo sistema de refrigeração com chillers individuais, tem-se o seguinte aumento com pagamento mensal de energia elétrica:

$$I_{demanda} = Td_{fora}D_f + Td_{ponta}D_p \quad (66)$$

$$I_{consumo} = Tc_{fora}Ac_{fora} + Tc_{ponta}Ac_{ponta} \quad (67)$$

$$I_{total} = I_{consumo} + I_{demanda} \quad (68)$$

Sendo  $I_{total}$  o aumento total com gasto de energia elétrica em [R\$],  $I_{consumo}$  o aumento com gasto por parte do consumo de energia elétrica em [R\$],  $I_{demanda}$  o aumento com o gasto por parte da demanda de energia elétrica em [R\$],  $Td_{fora}$  a tarifa de demanda para o período fora de ponta em [R\$/kW],  $Td_{ponta}$  a tarifa de demanda para o período de ponta em [R\$/kW],  $D_p$  a demanda em ponta em [kW],  $D_f$  a demanda fora de ponta em [kW],  $Tc_{fora}$  a tarifa de consumo fora de ponta em [R\$/kWh],  $Tc_{ponta}$  a tarifa de consumo em ponta em [R\$/kWh],  $Ac_{ponta}$  o consumo em ponta em [kWh] e  $Ac_{fora}$  o consumo fora de ponta em [kWh].

$$I_{demanda} = 14,7 \cdot 60,3 + 48,53 \cdot 60,3 = R\$ 3812,80 \quad (69)$$

$$I_{consumo} = 0,134 \cdot 25184 + 0,22 \cdot 3976 = R\$ 4249,40 \quad (70)$$

$$I_{total} = 3812,80 + 4249,40 = R\$ 8062,22 \quad (71)$$

#### 4.1.8 Cálculo do ganho líquido e do Payback simples

Para o cálculo do Payback simples é preciso primeiro calcular o ganho líquido mensal. Tem-se:

$$Ga_{liquido} = Ga_{total} - I_{total} - AC_{custo\ op} \quad (72)$$

$$Ga_{liquido} = 35840 - 8062,22 - 7265 = R\$20512,7 \quad (73)$$

O Payback é simples é calculado através de uma simples razão entre o investimento inicial e o ganho líquido mensal:

$$Pb_{simples} = Inv_{inicial} / Ga_{liquido} \quad (74)$$

$$Pb_{simples} = 251000 / 20512,7 = 12,24 \text{ meses} \quad (75)$$

## 4.2 Análise da produtividade e dos tempos de ciclo

Seguindo informações já mostradas anteriormente, temos que a instalação dos chillers gera um aumento significativo de produtividade na fábrica, tal aumento é na média por injetora da ordem de 366 cabos/hora. O impacto desse aumento ficou claro na análise econômica. Para o total das 17 injetoras e dos 17 chillers, tem-se um aumento de produção de 6216 cabos por hora.

É importante ressaltar que este aumento de produtividade ocorre devido à redução do tempo de resfriamento, que reduz o tempo de ciclo. Esse tempo de resfriamento é reduzido pelo aumento da capacidade de refrigeração do circuito da água de resfriamento do molde, conseguindo fornecer a mesma energia de resfriamento num tempo menor.

Os tempos de ciclo caíram em média 5,45 segundos. Abaixo a tabela mostra a redução do tempo de ciclo de cada máquina.

**Tabela 20** – Quedas nos tempos de ciclo das diversas injetoras.

Máquina	Redução Tempo de ciclo (seg)
Injetora 1	5,5
Injetora 2	6,0
Injetora 3	4,5
Injetora 4	5,7
Injetora 5	6,0
Injetora 6	5,5
Injetora 7	5,4
Injetora 8	5,7
Injetora 9	5,0
Injetora 10	5,3
Injetora 11	4,7
Injetora 12	5,5
Injetora 13	5,5
Injetora 14	5,5
Injetora 15	5,5
Injetora 16	5,5
Injetora 17	5,5



### **4.3 Análise da eficiência de equipamentos e de consumo/demanda de energia**

De maneira geral pôde-se perceber na análise econômica que a instalação do novo sistema de refrigeração utilizando chillers individuais acarretou num maior consumo de energia elétrica, pois foram adicionados 17 compressores e 17 bombas de água do molde. Além disso, a bomba de água do processo conectada à torre opera com maior vazão, em maior rotação e consumindo mais energia. Notou-se também um maior consumo de energia pelas máquinas injetoras, uma vez que as mesmas tiveram redução no tempo de ciclo, injetando mais vezes num mesmo intervalo de tempo e, portanto consumindo mais energia. Na torre em si, como foram utilizados dados de especificação e não foram realizadas medidas, foram desprezados os controles de velocidade do ventilador. Desta forma, estas simplificações implicaram na consideração do consumo constante do ventilador e da bomba de circulação.

Apesar disso, a demanda aumentou somente 60,3 kW, pois a maioria dos equipamentos é de pequena potência. Em termos de eficiência, a bomba de água do processo manteve-se com rendimento em torno de 0,62, pois foi considerado o controle de rotação com inversor de frequência. O ventilador da torre e a bomba de circulação foram considerados com rendimento constante.

A eficiência da torre de resfriamento com relação ao resfriamento máximo possível (até a TBU do ar) foi considerada constante e igual a 0,46, porém a performance sugerida por Van Pruissen (2010), que nada mais é do que o total de carga térmica trocada dividido pelas demandas de energia, sofreu uma redução de 16,1 para 15,2. Apesar de a torre operar no sistema novo com mais de 80% da carga (sendo que anteriormente operava em torno de 40%) e portanto com uma capacidade refrigeração de dobro da anterior, o aumento no consumo da bomba reduziu a performance da mesma.

Considerando os chillers isoladamente, a maioria dessas unidades de água gelada teve um COP dentro do intervalo esperado. Os chillers maiores (KRW-9) operam com COP em torno de 5,07 e os menores (KRW-5) com COP em torno de 4,75.

## **5. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES**

A substituição do sistema contendo somente a torre de resfriamento pelo sistema contendo a torre mais chillers individuais realmente se justifica economicamente. O

payback simples de pouco mais de 1 ano mostra o louvável impacto da redução média de tempo de ciclo de 5,45 segundos nos ganhos da companhia. Em adição, os refrigeradores são de pequena potência e capacidade de refrigeração, não aumentando os gastos de energia de forma tão significativa.

Além disso, após a instalação do novo sistema pôde-se aproveitar melhor a capacidade de refrigeração da torre de resfriamento, o que mostra uma melhor utilização do ativo fixo, apesar de uma leve redução no desempenho da torre.

Na ausência de medições na torre de resfriamento e nos chillers pelo lado do refrigerante, a utilização de dados de manuais e catálogos não prejudica a análise, pois não se afastam tanto dos dados reais.

Sentiu-se falta da curva de operação da torre de resfriamento, havendo assim a necessidade de considerar a operação da mesma como sendo constante.

Como todos os cálculos foram feitos supondo um dia quente (pior condição de operação), na realidade entende-se que a capacidade de refrigeração real deva ser maior que a calculada, gerando melhores resultados durante operação dos equipamentos.

Ao se desprezar a atuação das eletroválvulas controladoras da entrada e saída de água de resfriamento nos moldes, considera-se que os chillers resfriam menos a água do que eles realmente podem resfriar no sistema real. Isso é positivo para a análise como um todo, no sentido de que se considera o pior caso nos cálculos termodinâmicos.

A consideração de 17 injetoras em todos os cálculos, tanto termodinâmicos quanto financeiros, é essencial para que a proposta do trabalho seja válida para as futuras e previstas expansões da fábrica.

A continuação do presente trabalho seria a análise técnica e econômica da instalação de um só chiller central de água gelada, que pode vir a trazer mais ganhos à companhia do estudo de caso.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BALESTIERI, José Perrella. **Material de apoio à disciplina de Máquinas Térmicas: Ciclos de refrigeração.** 2010. 15 f. Apostila (Graduação) - Departamento de Energia, Unesp, Guaratinguetá, 2010. Cap. 6.
- COSTA, Ennio Cruz da. **REFRIGERAÇÃO.** 3ª Ed. Rio de Janeiro: Edgard Blucher, 1982. 324 p.
- DOSSAT, Roy J.. **PRINCÍPIOS DE REFRIGERAÇÃO.** 1ª Ed. São Paulo: Hemus, 1987. 896 p.
- FRANÇA, Fernando. **Material de apoio à disciplina de Controle Térmico de Ambientes.** 207. 35 f. Apostila (Graduação) - Departamento de Engenharia Mecânica, Unicamp, Campinas, 2007.
- KHARAGPUR, Indian Institute Of Technology (Org.). **Refrigeration and Air-conditioning.** Kharagpur: Iit Kharagpur, 2007. 127 p.
- LINDAHL, Paul; ANUJÉ, Kavita; HEGG, Trevor. **Cooling Tower Operation and Maintenance is the Key for Improved Energy Efficiency.** Houston: Cooling Technology Institute, 2010. 114 p.
- MARTINELLI JUNIOR, Luiz Carlos. **Refrigeração e Ar-condicionado.** 2010. 66 f. Apostila (Graduação) - Departamento de Engenharia Mecânica, DeTEC, Ijuí, 2010.
- MATELLI, José Alexandre. **Notas de aula da disciplina de Cogeração.** 2011. 35 f. Notas de Aula (Graduação) - Departamento de Energia, Unesp, Guaratinguetá, 2011.
- MCDOWALL, Robert. **Fundamentals of HVAC Systems.** 1ª Ed. Atlanta: Ashra E-learning, 2006. 235 p.
- MCQUAY, Air Conditionin Company (Org.). **Chiller Plant Design: Application Guide AG 31-003-1.** 1ª Ed. Staunton: Mcquay, 2002. 96 p.
- PRUISSSEN, Rick Van. **Evaporative Cooling: Space cooling using a wet cooling tower.** 2010. 44 f. Tese (Master) - Eindhoven University Of Technology, Eindhoven, 2010.
- RÄNNAR, Lars-erik. **On Optimization of Injection Molding Cooling.** 2008. 150 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Materiais, Department Of Engineering Design And Technology, Norwegian University Of Science And Technology, Trondheim, 2008.
- SAIFULLAH, A.b.m; MASOOD, S.h.; SBARSKI, Igor. New Cooling Channel Design for Injection Molding. **Proceedings od the world conference on engineering Vol. I.** Londres: Wce 2009, 2009. p. 1 - 138.
- SHIM, Gyu-jin; BAEK, Seung-moon; MOON, Choon-geun. Performance Characteristics of a Closed Circuit Cooling Tower with multi path. **World Academy Of Science, Engineering And Technology 46,** Beijing, p. 310-314. 02 maio 2008.

STANFORD, Herbert W.. **HVAC Water Chillers and Cooling Towers: Fundamentals, Application and Operation.** 1ª Ed New York: Marcel Dekker, 2003. 309 p.

STOECKER, Wilbert F.; JABARDO, J.m.s. **REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL.** 2ª Ed. Rio de Janeiro: Edgard Blucher, 2002. 372 p.

WANG, Shan K.. **Handbook of Air conditioning and refrigeration.** 2ª Ed New York: Mcgraw-hill, 2000. 1401 p.

WYLEN, Van; BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E.. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica.** 7ª Ed. Rio de Janeiro: Edgard Blucher, 2009. 454 p.

## ANEXO A – Dados dos compressores alternativos Maneurop



**Application guidelines**                      **Specifications**

**Nominal performance data for R404A and R22**

R-404A		Refrigeration											
Compressor model	50 Hz, EN12900 ratings T <sub>0</sub> = 14°F, T <sub>1</sub> = 112°F, SC = 0°F, SH = 18°F				50 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = 20°F, T <sub>1</sub> = 100°F, SC = 0°F, SH = 20°F				60 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = 20°F, T <sub>1</sub> = 120°F, SC = 0°F, SH = 20°F				
	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	
MTZ018-4*	8500	1.21	3.73	5.40	7070	1.21	2.86	5.40	8980	1.76	2.86	3.00	
MTZ022-4*	8950	1.48	3.08	6.04	9685	1.62	3.24	5.90	12300	2.02	3.27	6.00	
MTZ028-4*	11700	1.86	4.04	5.98	12600	2.14	4.30	5.88	13880	2.68	4.23	5.95	
MTZ032-4*	13600	2.16	4.25	6.28	14550	2.37	4.56	6.11	17450	2.98	4.58	5.85	
MTZ036-4*	15950	2.56	4.95	6.18	17400	2.87	5.33	6.02	20100	3.33	5.09	6.04	
MTZ040-4*	18200	2.95	5.87	6.18	19400	3.34	6.29	5.97	23000	3.78	5.88	6.11	
MTZ044-4	42600	5.16	6.57	5.57	18900	3.43	6.66	5.51	24250	4.18	6.58	5.79	
MTZ045-4*	18150	2.77	5.25	6.59	19750	3.02	5.67	6.55	24250	3.87	5.95	6.30	
MTZ050-4	27500	3.61	6.53	5.67	22470	3.52	6.92	5.75	28300	4.82	7.04	5.67	
MTZ051-4*	31380	3.32	5.95	6.63	22880	3.55	6.32	6.54	28550	4.42	6.53	6.46	
MTZ056-4	28900	4.00	7.07	5.98	25620	4.38	7.57	5.82	31800	5.44	7.90	5.94	
MTZ057-4*	32900	3.51	6.83	6.52	24750	3.85	7.22	6.43	32400	4.98	7.52	6.50	
MTZ064-4	27700	4.54	8.20	6.11	25700	4.96	8.84	5.99	36730	6.11	8.98	5.91	
MTZ065-4*	27250	4.26	7.82	6.49	29140	4.60	8.75	6.27	36920	5.67	8.21	6.15	
MTZ072-4	31250	4.99	8.64	6.28	31350	5.48	9.28	6.11	40470	6.97	9.78	5.85	
MTZ073-4*	50400	4.69	8.95	6.49	32680	5.11	9.50	6.38	40850	6.53	9.73	6.25	
MTZ080-4	31930	5.84	10.12	6.15	36320	6.38	10.87	5.99	45780	8.00	11.25	5.70	
MTZ081-4*	33750	5.61	10.20	6.39	36780	6.18	10.94	6.21	48450	7.81	11.35	5.94	
MTZ100-4*	41940	6.76	12.21	6.22	44500	7.35	12.94	6.11	52850	8.72	12.78	6.06	
MTZ125-4*	53610	8.44	13.78	6.55	57300	9.27	14.86	6.22	66200	11.37	15.41	6.20	
MTZ144-4*	63150	9.78	16.28	6.43	67240	10.65	17.42	6.31	80150	12.99	17.91	6.18	
MTZ160-4*	88150	11.68	18.26	6.25	73970	12.08	19.64	6.11	87350	14.73	20.17	5.82	

\* 50 Hz, EN12900 data for indicated models (see Aseerom certified)

BIGDA data are also valid for refrigerant R507A

R-22		Refrigeration				Air Conditioning							
Compressor model	50 Hz, EN12900 ratings T <sub>0</sub> = 14°F, T <sub>1</sub> = 112°F, SC = 0°F, SH = 18°F				50 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = 45°F, T <sub>1</sub> = 132°F, SC = 15°F, SH = 20°F				60 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = 45°F, T <sub>1</sub> = 132°F, SC = 15°F, SH = 20°F				
	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	
MT018-4	3770	1.00	2.27	6.77	14250	1.45	2.73	6.16	18900	1.74	2.73	6.16	
MT022-4	4500	1.28	2.55	6.63	19200	1.89	3.11	6.69	22000	2.27	3.31	6.88	
MT028-4	72750	1.81	3.56	7.04	25300	2.53	4.56	6.87	30200	3.06	4.56	6.87	
MT032-4	13300	2.11	3.75	6.39	27500	2.98	4.87	6.22	33000	3.58	4.97	6.22	
MT036-4	16400	2.35	4.32	6.97	31650	3.37	5.73	6.38	38000	4.05	5.77	6.38	
MT040-4	17800	2.67	4.88	6.60	35800	3.86	6.47	6.27	42900	4.63	6.47	6.27	
MT044-4	18100	2.72	6.02	6.66	37700	3.89	7.37	6.89	45300	4.66	7.37	6.89	
MT045-4	16600	2.46	5.02	6.79	35900	3.53	6.77	10.17	48000	4.32	6.42	10.18	
MT050-4	19830	2.95	5.22	6.73	42100	4.32	6.46	6.74	50500	5.18	6.46	6.74	
MT051-4	20050	2.54	5.34	6.83	41690	4.19	7.20	6.97	50300	5.04	7.26	6.99	
MT056-4	33300	3.44	6.27	6.80	47800	5.04	10.27	6.32	56400	6.05	10.27	6.32	
MT057-4	22000	3.18	6.39	6.93	47800	4.58	8.19	10.24	56400	5.58	8.23	10.10	
MT064-4	26100	3.89	7.06	6.69	54000	5.08	9.54	6.52	64400	6.40	9.54	6.52	
MT065-4	26470	3.64	7.53	7.27	53700	5.27	8.16	10.18	64400	6.32	9.33	10.18	
MT072-4	29100	4.39	7.58	6.80	58500	6.31	10.54	6.26	70200	7.57	10.54	6.26	
MT073-4	39750	4.18	8.48	7.10	62100	6.12	10.98	10.15	74000	7.33	10.73	10.18	
MT080-4	33200	4.84	8.24	6.86	66700	7.13	11.28	9.38	80000	8.53	11.38	9.38	
MT081-4	36580	4.89	9.52	7.24	70800	7.08	12.48	8.89	83000	8.50	12.34	10.00	
MT100-4	38700	5.79	11.82	6.89	79600	7.98	14.59	10.00	93400	9.58	14.59	10.28	
MT125-4	52100	7.55	12.28	6.80	103900	10.66	17.37	8.24	124700	12.80	17.57	8.24	
MT144-4	58000	8.47	17.06	6.97	117300	11.95	22.75	9.80	148700	14.35	22.75	9.80	
MT160-4	65580	9.48	16.81	6.90	130700	13.40	22.16	9.25	156900	16.08	22.16	9.25	

T<sub>0</sub>: Evaporating temperature at low point (saturation suction temperature)  
 T<sub>1</sub>: Condensing temperature at high point (saturation discharge temperature)  
 SC: Subcooling  
 SH: Superheat

ARI capacity and power input data are +/- 5%  
 Aseerom: Association of European Refrigeration Compressor and  
 Complying Manufacturers  
 ARI: Air Conditioning and Refrigeration Institute





Application guidelines

Specifications

Nominal performance data for R407C and R134a

R-407C Air Conditioning												
Compressor model	50 Hz, EN12900 ratings T <sub>0</sub> = +43°F, T <sub>c</sub> = +130°F, SC = +13°F, SH = +20°F				50 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = +43°F, T <sub>c</sub> = +130°F, SC = +13°F, SH = +20°F				60 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = +43°F, T <sub>c</sub> = +130°F, SC = +13°F, SH = +20°F			
	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh
MTZ018-4*	11850	1.27	2.73	9.32	11150	1.38	2.86	9.53	12250	1.73	2.82	9.98
MTZ022-4*	15849	1.71	3.27	9.72	15140	1.89	3.47	9.23	16450	2.26	3.45	9.48
MTZ028-4*	20903	2.17	4.30	9.29	20340	2.36	4.57	9.45	21970	2.82	4.41	9.91
MTZ032-4*	22700	2.43	4.57	9.39	22030	2.63	4.89	9.47	23720	3.20	4.80	9.81
MTZ036-4*	25650	2.91	5.38	9.74	24880	3.21	5.99	9.82	26120	3.99	5.78	9.74
MTZ040-4*	29540	3.40	6.46	9.71	28750	3.71	6.92	9.87	30550	4.46	6.68	9.88
MTZ044-4*	36530	4.34	8.10	9.32	35710	4.64	8.49	9.27	43030	5.56	8.84	9.85
MTZ045-4*	41190	5.12	9.84	10.01	39890	5.38	9.18	10.23	43480	6.25	9.34	10.24
MTZ050-4	46600	5.79	10.90	9.79	44950	6.11	10.34	9.54	48130	7.09	10.21	9.72
MTZ051-4*	45390	5.60	10.51	9.66	43980	6.01	10.35	9.82	48190	6.87	10.06	9.68
MTZ056-4	39960	4.32	7.85	9.26	38190	4.89	8.38	9.42	41170	5.68	8.41	9.60
MTZ057-4*	39600	4.02	7.45	9.90	38470	4.57	7.91	10.16	40803	5.40	8.03	10.15
MTZ064-4	40010	4.88	9.79	9.29	38930	5.28	9.33	9.47	40450	6.35	9.47	9.50
MTZ065-4*	48650	6.61	13.37	9.90	50720	7.02	13.87	10.10	51790	8.14	13.21	10.05
MTZ072-4	50640	7.30	14.91	9.79	53940	7.97	16.48	9.86	57930	9.27	15.78	9.81
MTZ073-4*	47250	6.42	14.85	9.60	55230	8.67	16.88	9.91	59970	9.29	16.61	9.72
MTZ080-4	57204	8.29	18.02	9.09	63280	10.81	21.81	9.25	70910	13.24	22.35	9.83
MTZ081-4*	59180	8.29	18.31	9.43	66010	10.81	22.06	9.67	74700	13.24	22.99	9.67
MTZ100-4*	69640	9.78	21.08	9.49	77320	12.80	26.83	9.69	86380	15.86	28.22	9.77
MTZ125-4*	91880	12.49	27.14	9.70	101740	16.72	36.28	9.85	112850	20.81	38.03	9.47
MTZ144-4*	101670	13.68	29.52	9.53	112680	18.58	40.64	9.74	126880	22.42	41.81	9.66
MTZ160-4*	118420	15.40	33.08	9.39	129180	21.48	46.58	9.59	144430	25.64	48.26	9.27

\* 50 Hz, EN12900 data for indicated model are American certified

R-134a Air Conditioning												
Compressor model	50 Hz, EN12900 ratings T <sub>0</sub> = +43°F, T <sub>c</sub> = +123°F, SC = +9°F, SH = +18°F				50 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = +43°F, T <sub>c</sub> = +130°F, SC = +13°F, SH = +20°F				60 Hz, ARI ratings T <sub>0</sub> = +43°F, T <sub>c</sub> = +130°F, SC = +13°F, SH = +20°F			
	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh	Cooling capacity BTU/h	Power input kW	Current input A	E.E.R. BTU/Wh
MTZ018-4	7980	0.82	3.12	8.37	8710	0.99	2.18	8.81	11280	1.22	2.09	9.20
MTZ022-4	10750	1.11	3.43	9.27	11440	1.20	2.51	9.58	14880	1.54	2.56	9.63
MTZ028-4	13740	1.41	3.78	9.01	14380	1.53	3.30	9.40	18260	2.04	3.27	9.43
MTZ032-4	14930	1.54	3.80	8.61	16910	1.87	3.84	9.03	20940	2.39	3.89	8.76
MTZ036-4	16240	1.97	3.88	8.28	20980	2.13	4.05	8.60	24480	2.73	4.26	8.81
MTZ040-4	18470	2.13	4.58	9.08	23880	2.33	4.85	9.36	27970	3.08	4.72	9.03
MTZ044-4	20960	2.56	5.51	8.89	25480	2.52	5.85	9.29	29850	3.19	5.47	9.31
MTZ045-4	20800	2.06	4.56	10.15	23390	2.32	4.73	10.33	29120	3.89	4.70	10.59
MTZ050-4	24490	2.68	5.33	9.12	27560	2.88	5.50	9.57	34480	3.80	5.36	9.57
MTZ051-4	24280	2.44	5.02	9.98	27340	2.63	5.25	10.79	34530	3.29	5.33	10.48
MTZ056-4	27480	2.99	5.81	9.18	30980	3.21	6.83	9.63	38010	3.85	5.82	9.62
MTZ057-4	26230	2.62	5.43	10.01	29780	2.84	6.17	10.47	38870	3.62	6.37	10.18
MTZ064-4	31280	3.34	6.58	9.32	33350	3.62	6.98	9.77	45260	4.68	7.11	9.67
MTZ065-4	30600	3.02	6.51	10.11	34030	3.26	6.81	10.83	44400	4.20	6.77	10.56
MTZ072-4	36000	3.74	8.83	9.61	40470	4.01	7.20	10.69	50000	5.19	7.58	9.84
MTZ073-4	34940	3.50	7.86	9.97	39780	3.78	7.98	10.52	50000	4.81	7.88	10.07
MTZ080-4	47260	4.31	10.03	9.56	46380	4.84	8.45	10.20	56320	5.99	8.79	9.42
MTZ081-4	46130	4.02	9.94	9.97	45490	4.35	8.81	10.44	56320	5.47	8.86	10.29
MTZ100-4	47730	4.89	10.84	9.80	53040	5.28	10.24	10.04	63070	6.50	10.11	9.84
MTZ125-4	57960	5.84	13.24	9.94	65130	6.09	10.80	10.33	79920	7.71	11.88	10.23
MTZ144-4	71820	7.27	13.11	9.87	80670	7.83	13.78	10.30	96880	9.81	14.28	9.87
MTZ160-4	78820	7.98	13.90	8.87	88370	8.57	14.67	10.29	109650	10.91	15.24	9.86

T<sub>0</sub>: Evaporating temperature at dew point (saturated suction temperature)  
 T<sub>c</sub>: Condensing temperature at dew point (saturated discharge temperature)  
 SC: Subcooling  
 SH: Superheat

ARI capacity and power input data are in %  
 Assoc. Association of European Refrigeration Compressor and Controls Manufacturers  
 ARI: Air Conditioning and Refrigeration Institute

## ANEXO B – Dados dos compressores Scroll



**APPLICATION GUIDELINES**

**TECHNICAL SPECIFICATIONS**

**60-Hz data\***

Model	Nominal Cap. 50 Hz TR	Nominal cooling capacity		Power input		A max	Efficiency		Sweep volume cu./hr	Displacement cu./hr	Oil charge lb	Net weight lb
		W	Btu/h	kW	A		COP	W/W				
HRM022U4	2.7	9 370	31 790	2.94	8.5	3.17	10.8	2.66	323	36	38	
HRM034U4	2.8	9 960	34 000	2.88	8.5	3.14	11.4	2.83	343	36	38	
HRM034U4	2.8	9 910	33 460	3.07	8.5	3.20	10.9	2.82	343	36	38	
HRM038U4	3.2	11 070	37 800	3.28	10.0	3.60	11.6	3.15	383	36	38	
HRM038U4	3.2	11 130	37 980	3.39	10.0	3.28	11.2	3.13	383	36	38	
HRM040T4	3.3	11 518	39 300	3.43	10.0	3.22	11.5	3.32	403	36	38	
HRM040U4	3.3	11 720	39 980	3.57	10.0	3.28	11.2	3.32	403	36	38	
HRM042T4	3.5	12 160	41 500	3.64	11.0	3.34	11.4	3.48	424	36	38	
HRM042U4	3.5	12 300	41 980	3.75	11.0	3.28	11.2	3.49	424	36	38	
HRM045U4	3.8	13 180	44 980	4.01	12.0	3.28	11.2	3.75	456	36	38	
HRM047U4	3.9	13 920	47 490	4.22	12.0	3.30	11.3	3.91	475	45	38	
HRM048U4	4.0	13 810	47 180	4.25	12.3	3.25	11.1	3.93	478	51	32	
HRM05134	4.3	15 030	51 270	4.48	13.0	3.37	11.5	4.20	510	53	32	
HRM05136	4.3	15 030	51 280	4.66	13.0	3.37	11.5	4.20	510	53	32	
HRM054U4	4.5	15 730	53 680	4.83	13.1	3.40	11.6	4.45	541	53	32	
HRM058U4	4.8	16 930	57 780	5.02	13.0	3.37	11.5	4.77	580	53	32	
HRM060T4	5.0	17 460	59 670	5.14	15.0	3.40	11.8	4.94	600	53	32	
HRM060U4	5.0	17 490	59 690	5.19	15.0	3.37	11.5	4.94	600	53	32	
HLM048T4	5.7	20 190	68 880	5.94	15.0	3.40	11.6	5.68	690	53	32	
HLM072T4	6.0	21 330	72 770	6.27	15.0	3.40	11.6	6.01	731	53	32	
HLM075T4	6.3	22 120	75 480	6.45	16.0	3.43	11.7	6.23	762	53	32	
HLM079T4	6.5	23 000	78 510	6.71	?	3.43	11.7	6.56	797	53	32	
HLM081T4	6.6	23 880	81 470	6.96	17.0	3.43	11.7	6.72	823	53	32	
HCM094T4	7.8	27 690	96 470	8.07	21.0	3.43	11.7	7.69	935	50	37	
HCM109T4	8.1	32 020	109 270	9.33	24.0	3.43	11.7	9.08	1103	90	100	
HCM120T4	10.0	34 010	118 260	10.22	25.0	3.42	11.2	9.91	1204	90	100	
HRF015T4	4.3	14 330	49 080	4.46	13.0	3.23	11.0	4.30	370	58	32	
HRF005T4	5.0	16 580	56 507	5.34	15.0	3.11	10.6	4.84	400	53	32	
HRF01134	4.9	21 820	81 336	7.26	17.0	3.28	11.2	6.77	623	53	32	
HRH029U4	2.4	8 500	29 000	2.84	10.0	2.99	10.2	1.88	203	36	38	
HRH031U4	2.6	9 060	30 990	3.04	10.0	2.99	10.2	1.81	220	36	38	
HRH032U4	2.7	9 380	31 990	3.10	10.0	3.00	10.3	1.87	227	36	38	
HRH034U4	2.8	10 110	34 510	3.38	10.0	2.99	10.2	2.02	245	36	38	
HRH036U4	3.0	10 370	35 390	3.47	10.0	2.99	10.3	2.12	258	36	38	
HRH038U4	3.2	11 100	37 890	3.78	10.0	2.99	10.0	2.23	277	36	37	
HRH040U4	3.3	12 160	41 490	4.03	12.0	3.02	10.3	2.42	294	36	37	
HRH041U4	3.3	12 100	41 300	4.03	12.5	2.99	10.2	2.40	292	36	37	
HRH043U4	3.7	13 010	44 300	4.31	13.5	3.02	10.3	2.60	316	36	37	
HRH049U4	4.3	14 360	48 990	4.66	13.5	3.08	10.3	2.88	351	36	37	
HRH051U4	4.5	15 180	51 780	4.84	13.0	3.14	10.7	3.01	366	36	37	
HRH054U4	4.5	15 970	54 460	5.14	15.0	3.11	10.6	3.18	386	36	37	
HRH056U4	4.7	16 670	56 680	5.38	15.0	3.11	10.6	3.30	401	36	37	
HLH06138	6.1	18 050	61 580	5.70	15.0	3.17	10.8	3.53	429	36	37	
HLH064T4	5.7	20 130	68 670	6.30	18.0	3.20	10.9	3.93	478	36	37	
HLH072T4	6.0	21 240	72 500	6.65	18.0	3.19	10.9	4.15	504	36	37	
HLH075T4	6.3	22 120	75 390	6.86	18.0	3.25	11.1	4.32	523	36	37	
HLH081T4	6.9	24 340	83 090	7.55	19.0	3.22	11.0	4.76	579	36	37	
HCJ090T4	7.5	26 610	91 500	8.87	19.0	3.36	10.8	5.30	644	90	100	
HCJ105T4	8.8	31 170	106 390	9.75	23.0	3.20	10.9	6.20	753	90	100	
HCJ120T4	10.0	35 620	121 690	11.15	27.0	3.20	10.9	6.90	839	90	100	

TR = Ton of Refrigeration  
 COP = Coefficient Of Performance  
 EER = Energy Efficiency Ratio

\* All standard rating conditions:  
 480V / 3ph / 60Hz

Evaporating temperature: 45°F  
 Condensing temperature: 130°F  
 Superheat: 20°F  
 Sub-cooling: 15°F

Subject to modification without prior notification  
 For full data details and capacity tables refer to Online Datasheet Genmat®: [www.danfoss.com/indtg](http://www.danfoss.com/indtg)



APPLICATION GUIDELINES TECHNICAL SPECIFICATIONS

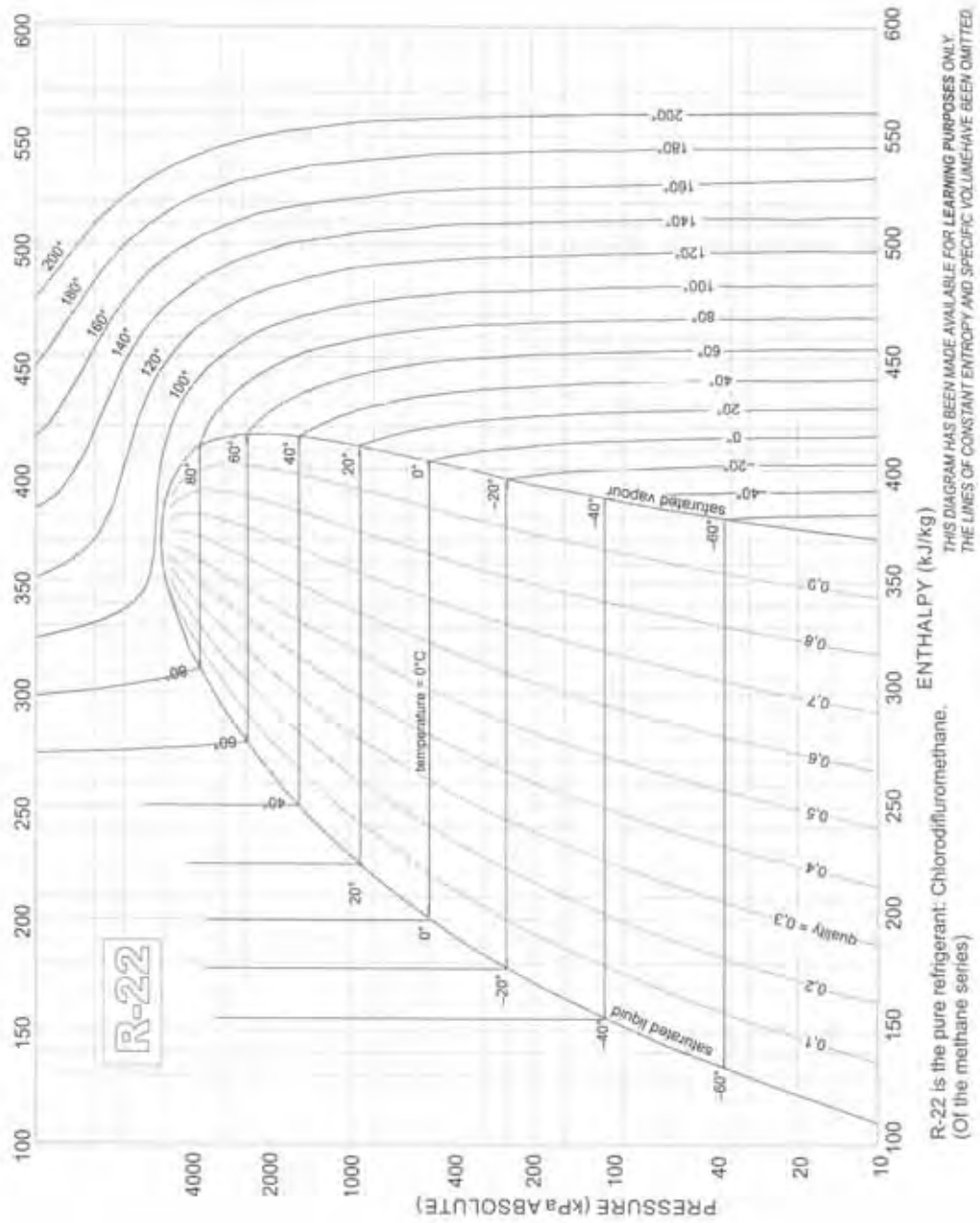
50-Hz data \*

Model	Nominal Cap		Nominal cooling capacity		Power input		A max.		Efficiency		Sweat volume		Displacement		Oil charge		Net weight
	TR	W	kWh	kW	kW	A	COE	SEER	SEER	SEER	liters/1000h	liters/1000h	liters/1000h	liters/1000h	liters/1000h	liters/1000h	
HRM012U4	2.7	7 830	26 790	2.55	8.5	3.88	10.3	2.68	268	26	68						
HRM014U4	2.8	8 200	28 000	2.55	8.5	3.28	11.2	2.82	284	28	68						
HRM016U4	2.8	8 650	28 490	2.66	8.5	3.14	10.7	2.82	294	28	68						
HRM018U4	3.2	9 240	31 700	2.79	10.0	3.31	11.1	3.19	318	32	68						
HRM020U4	3.2	9 240	31 700	2.84	10.0	3.19	10.7	3.19	312	32	68						
HRM022U4	3.3	9 440	32 900	2.88	10.0	3.38	11.4	3.32	334	33	68						
HRM024U4	3.3	9 710	33 120	2.88	10.0	3.28	11.3	3.32	334	33	68						
HRM026U4	3.5	10 110	34 500	3.08	11.0	3.28	11.2	3.48	351	35	68						
HRM028U4	3.5	10 190	34 770	3.11	11.0	3.26	11.1	3.44	351	35	68						
HRM030U4	3.6	10 940	37 810	3.43	12.0	3.17	10.8	3.72	379	38	68						
HRM032U4	3.9	11 500	39 730	3.37	12.0	3.23	11.0	3.81	394	40	68						
HRM036U4	4.0	11 810	39 370	3.37	12.5	3.23	11.0	3.89	386	39	62						
HRM040U4	4.3	12 390	42 280	3.67	13.0	3.32	11.5	4.20	423	43	62						
HRM045U4	4.3	12 800	43 690	3.61	13.0	3.34	11.4	4.20	433	43	62						
HRM050U4	4.5	13 330	45 680	3.87	13.5	3.37	11.5	4.45	448	45	62						
HRM055U4	4.8	14 840	48 830	4.23	13.0	3.27	11.3	4.77	480	49	62						
HRM060U4	5.0	14 570	49 720	4.28	13.0	3.40	11.6	4.94	497	51	62						
HRM065U4	5.0	14 820	50 540	4.40	13.0	3.27	11.3	4.94	497	51	62						
HRM070U4	5.7	15 880	57 560	5.00	13.0	3.27	11.0	5.66	572	57	62						
HRM075U4	6.0	17 840	60 970	5.29	13.0	3.27	11.0	6.01	606	61	62						
HRM080U4	6.3	18 430	62 080	5.37	13.0	3.43	11.7	6.27	631	63	62						
HRM085U4	6.5	19 440	66 170	5.82	7	3.34	11.4	6.56	660	66	62						
HRM090U4	6.8	19 990	67 840	5.86	17.0	3.43	11.7	6.77	682	67	62						
HCM095U4	7.8	23 000	78 670	6.00	21.0	3.19	11.4	7.68	779	78	67						
HCM100U4	8.1	24 690	81 070	5.77	24.0	3.43	11.7	8.08	814	81	100						
HCM105U4	10.0	29 130	99 790	6.31	25.0	3.42	11.7	9.81	990	99	100						
HRP014U4	2.8	7 940	27 040	2.68	8.5	2.86	10.1	2.82	284	28	66						
HRP016U4	3.2	8 640	30 130	2.82	11.0	3.14	10.7	3.13	317	32	66						
HRP018U4	3.3	9 110	31 080	3.14	11.5	2.90	9.9	3.32	334	34	66						
HRP020U4	3.5	9 580	32 480	3.30	10.0	2.70	9.9	3.49	351	36	66						
HRP022U4	3.6	10 810	36 830	3.38	12.0	3.62	10.3	3.73	378	38	66						
HRP024U4	3.6	11 130	37 940	3.60	12.0	3.62	10.3	3.81	394	40	66						
HRP026U4	4.0	11 100	37 840	3.35	12.0	3.21	11.4	3.93	398	40	62						
HRP028U4	4.3	12 120	41 170	3.63	13.0	3.17	10.8	4.20	423	43	62						
HRP030U4	4.5	12 170	42 080	3.87	12.3	3.11	10.8	4.44	447	45	62						
HRP032U4	4.8	13 470	45 170	4.25	14.0	3.11	10.8	4.77	480	49	62						
HRP034U4	5.0	13 840	47 240	4.26	13.0	3.21	11.1	4.94	497	51	62						
HRP036U4	5.7	15 750	52 560	5.10	13.0	3.28	11.2	5.68	572	57	62						
HRP038U4	6.0	16 810	57 150	5.18	13.0	3.26	11.1	6.02	606	61	62						
HRP040U4	6.3	18 040	61 160	5.34	16.0	3.26	11.0	6.27	631	63	62						
HRP042U4	6.8	18 600	63 470	5.64	15.0	3.28	11.2	6.77	682	67	62						
HRP044U4	7.8	21 540	71 660	6.63	21.0	3.38	11.3	7.68	779	78	67						
HRP046U4	8.1	23 070	74 150	7.77	24.0	3.23	11.0	8.08	814	81	100						
HRP048U4	10.0	27 170	83 400	8.47	25.0	3.23	11.0	9.81	990	99	100						
HRM012U4	2.4	7 120	24 910	2.45	10.0	2.93	10.0	2.68	268	26	66						
HRM014U4	2.6	7 530	26 710	2.67	10.0	2.82	9.82	2.81	281	28	66						
HRM016U4	2.7	7 470	26 170	2.75	10.0	2.79	9.51	2.81	281	28	66						
HRM018U4	2.8	8 500	29 000	2.90	10.0	2.81	10.0	2.82	281	28	66						
HRM020U4	3.0	8 920	30 110	3.10	10.0	2.82	9.82	2.82	281	28	66						
HRM022U4	3.2	9 290	31 430	3.38	12.0	2.85	9.72	2.82	281	28	66						
HRM024U4	3.3	10 030	34 390	3.43	12.5	2.83	10.00	2.82	281	28	66						
HRM026U4	3.7	10 030	34 390	3.80	13.0	2.79	9.41	2.82	281	28	66						
HRM028U4	4.1	11 110	41 320	4.04	13.0	2.99	10.22	2.82	281	28	66						
HRM030U4	4.5	11 880	43 190	4.21	13.0	3.05	10.42	3.01	301	30	62						
HRM032U4	4.7	13 440	45 510	4.41	15.0	3.02	10.32	3.19	320	32	62						
HRM034U4	5.1	15 210	51 840	4.88	15.0	3.02	10.31	3.30	332	33	62						
HRM036U4	5.7	16 880	57 800	5.36	15.0	3.11	10.61	3.53	351	35	62						
HRM038U4	6.0	17 840	60 900	5.56	16.0	3.21	11.0	3.73	370	37	62						
HRM040U4	6.3	18 400	63 400	5.77	16.0	3.22	11.0	3.73	370	37	62						
HRM042U4	6.8	20 420	69 800	6.26	19.0	3.21	11.1	4.76	480	48	67						
HRM044U4	7.5	22 520	75 190	7.19	19.0	3.11	10.6	5.30	534	53	67						
HRM046U4	8.8	26 150	89 190	8.25	25.0	3.14	10.8	6.26	624	62	100						
HRM048U4	10.0	29 610	101 060	9.31	27.0	3.11	10.8	6.90	695	69	100						

TR = Ton of Refrigeration  
 COP = Coefficient Of Performance  
 SEER = Energy Efficiency Ratio  
 \* Subject to modification without prior notification. For full data details and capacity tables refer to Online Database Generator: [www.danfoss.com/tdg](http://www.danfoss.com/tdg)



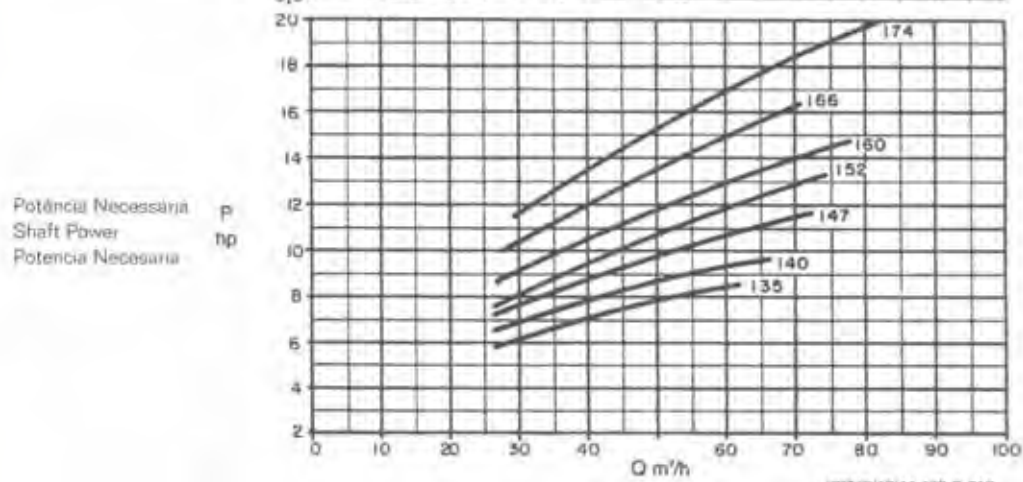
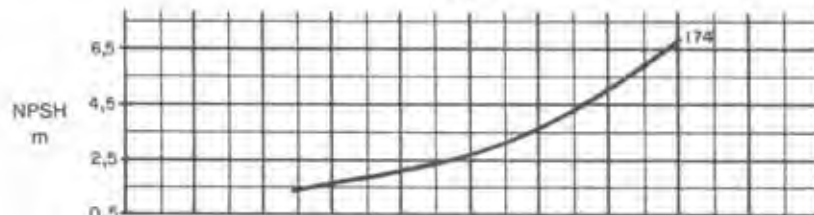
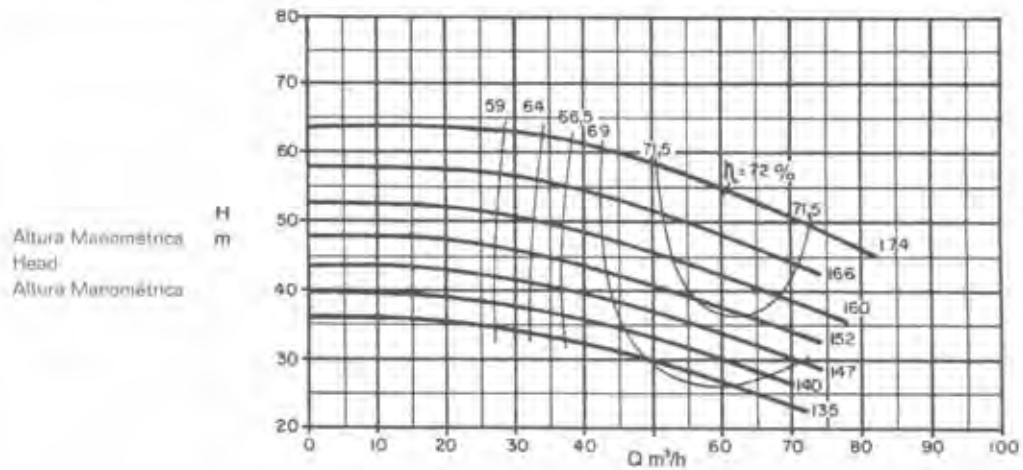
ANEXO C – Diagrama de Mollier do Fluido Refrigerante R-22



PRESSURE - ENTHALPY DIAGRAM FOR THE REFRIGERANT R-22

### ANEXO D – Curvas da bomba KSB Megabloc

Bomba Tipo KSB MEGABLOC Pump Type KSB MEGABLOC Tipo de Bomba KSB MEGACHEM V	Tamanho Size 40-160 Tamaño	<b>KSB</b>
Oferta nº Project - No. Oferta : nº	Item nº Item - No. Pos : nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal <b>3500 rpm</b>

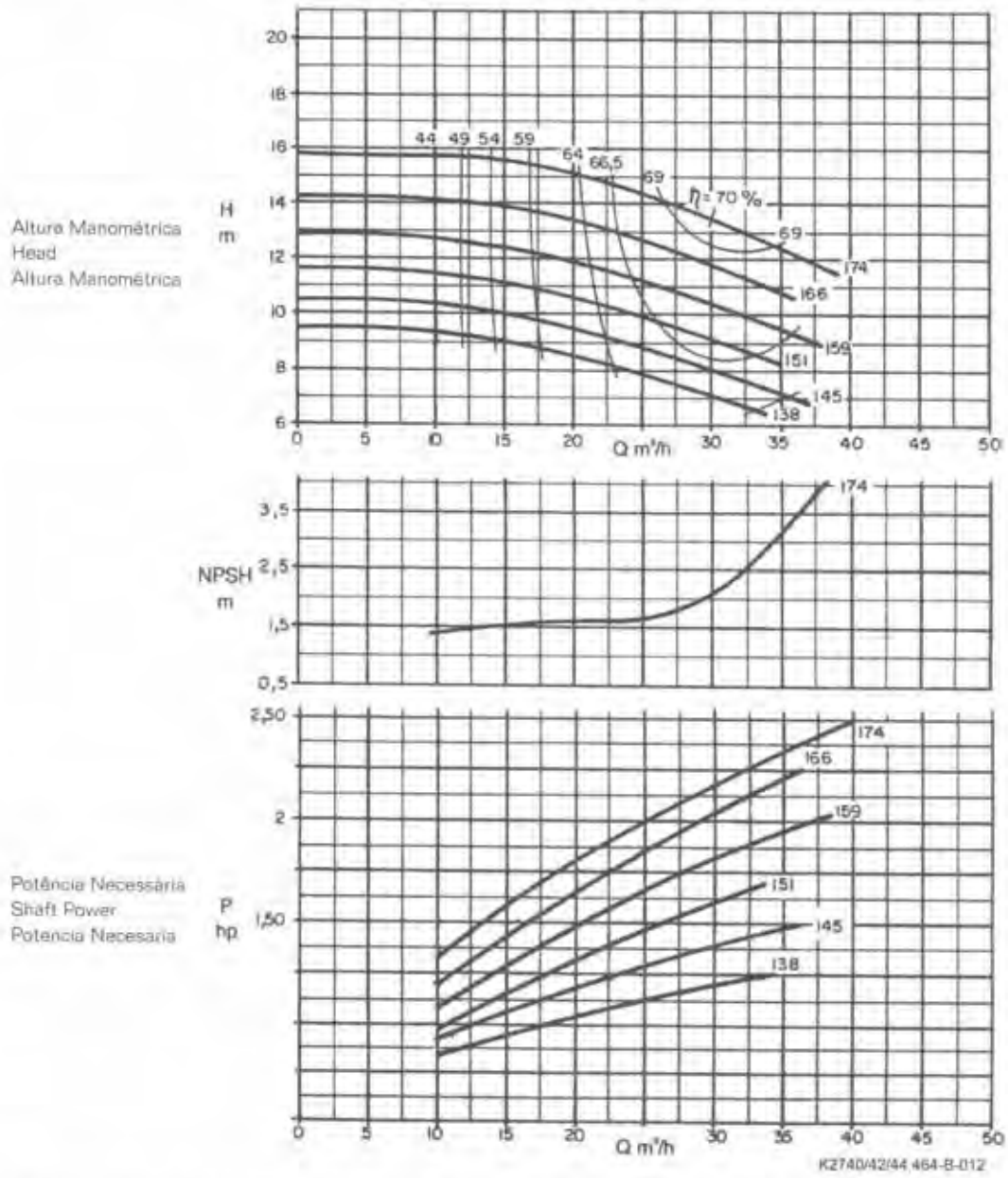


K2740/42/44,462-B-012

Debitulokas para velocidade de 1 kg/dm<sup>3</sup> e viscosidade cinemática até 20 mm<sup>2</sup>/s  
Data applies to a density of 1 kg/dm<sup>3</sup> and Kinematic viscosity up to 20 mm<sup>2</sup>/s  
Debitulokas para densidade 1 kg/dm<sup>3</sup> y viscosidad cinemática hasta 20 mm<sup>2</sup>/s

Genetika para características de funcionamiento conforme ISO 9906 Anexo A  
Operating file according to ISO 9906 Annex A  
Características de funcionamiento según ISO 9906 Anexo A.

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB MEGANORM KSB MEGABLOC KSB MEGACHEM KSB MEGACHEM V	Tamaño Size Tamaño	40-160	<b>KSB</b> 
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Oferta - nº	Velocidade Nominal Nom Rotative Speed Velocidad Nominal	1750 rpm	



Dados válidos para densidade de 1 kg/dm<sup>3</sup> e velocidade linear máxima de 22 m/s.  
Data applies to a density of 1 kg/dm<sup>3</sup> and Kinematical velocity up to 22 m/s.  
Datos válidos para densidad de 1 kg/dm<sup>3</sup> y velocidad lineal máxima de 22 m/s.

Garantía de las características de funcionamiento conforme ISO 9906 anexo A.  
Operating data according to ISO 9906 annex A.  
Garantía de las características de funcionamiento según ISO 9906 suplemento A.