



UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA

GUTENBERG DA SILVA PEREIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMA
DE AR CONDICIONADO EM EDIFÍCIOS VERDES**

RECIFE, 2016

GUTENBERG DA SILVA PEREIRA

**ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMA
DE AR CONDICIONADO EM EDIFÍCIOS VERDES**

Tese apresentada à Universidade Federal de Pernambuco como requisito parcial, exigido pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica para obtenção do Título de Doutor em Engenharia Mecânica, na Área de Concentração de Energia.

Orientadora: Prof^a. Dr^a. ANA ROSA MENDES PRIMO
Co-Orientador: Prof. Dr. JOSÉ ROBERTO SIMÕES MOREIRA

RECIFE, 2016

Catálogo na Fonte
Bibliotecária Margareth Malta, CRB-4 / 1198

P436a Pereira, Gutenberg da Silva.
Análise numérica e experimental de sistema de ar condicionado em edifícios verdes / Gutenberg da Silva Pereira. - 2016.
122 folhas, il., gráfs., tabs.

Orientadora: Profa. Dra. Ana Rosa Mendes Primo.
Coorientador: Prof. Dr. José Roberto Simões Moreira.
Tese (Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2016.
Inclui Referências e Anexos.

1. Engenharia Mecânica. 2. Edifício verde. 3. *Chiller* centrifugo. 4. *Chiller* de parafuso. 5. EES. 6. Simulação. 7. COP. I. Primo, Ana Rosa Mendes. (Orientadora). II. Moreira, José Roberto Simões. (Coorientador). III. Título.

UFPE

621 CDD (22. ed.)

BCTG/2016-151

22 de fevereiro de 2016.

“ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DE SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO EM EDIFÍCIOS VERDES”

GUTENBERG DA SILVA PEREIRA

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: ENERGIA

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE

Prof^a Dr^a ANA ROSA MENDES PRIMO
ORIENTADORA/PRESIDENTE

Prof. Dr. JOSÉ ROBERTO SIMÕES MOREIRA
CO-ORIENTADOR

Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRÍQUEZ GUERRERO
COORDENADOR DO PROGRAMA

BANCA EXAMINADORA:

Prof^a Dr^a ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)

Prof^a Dr^a RITA DE CÁSSIA FERNANDES DE LIMA (UFPE)

Prof. Dr. JOSÉ CARLOS CHARAMBA DUTRA (UFPE)

Prof. Dr. CARLOS ALBERTO BRAYNER DE OLIVEIRA LIRA (UFPE)

Prof. Dr. CARLOS ANTÔNIO CABRAL DOS SANTOS (UFPB)

Em memória de minha avó Janete, pelo seu eterno apoio, que apesar de estar na eternidade com Deus, continua iluminando minha vida com amor e luz nos momentos difíceis da vida, obrigado pela sua formação espiritual e emocional, te amo muito.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus mestres dos mestres e todo poderoso, pelo seu imenso amor para continuar e realizar um sonho a mais na minha vida pessoal e profissional. À professora Ana Rosa minha orientadora, pela paciência, dedicação, acreditando no meu potencial quando nem mesmo eu acreditava em mim, sempre me incentivando dando orientações valiosas ao longo deste trabalho. Ao professor José Simões Moreira meu co-orientador pelo apoio e contribuição neste trabalho. Aos professores Jorge Guerrero, José Carlos Charamba Dutra, Fabio Santana e Rita de Lima, pela valiosa ajuda na minha formação acadêmica, apoio, conselhos e pela amizade de todos. Ao meu amigo Alvaro Ochoa pela amizade e contribuição e apoio neste trabalho. A minha filha Angelina da Silva Pereira, meus pais Inácio dos Santos Pereira e Josiane da Silva Pereira e meu irmão querido Robson da Silva Pereira, pelo amor, carinho, incentivo e por sempre acreditarem em mim, obrigado os amo muito. A todos os meus amigos do Departamento de engenharia mecânica, pelo apoio, ajuda, descontração, suporte, especialmente de Thiago Novaes, José Junior, Ângelo, Andreza e Marcus. Ao senhor Jorge pela orientação e todo apoio na secretaria. Aos senhores Breno Barros e Felipe Murolo do ministério da Fazenda por todo o apoio e recepção para análise do estudo de caso.

“O único homem que está isento de erros é aquele que não arrisca acertar.”
(Albert Einstein)

RESUMO

Com a atual escassez de energia, alta demanda e aumento do custo da energia elétrica, verifica-se que uma questão importante é a melhoria da eficiência dos sistemas de climatização dentro de um padrão de eficiência certificado possibilita-se, assim, para uma comparação real de qual é a melhor opção de layout e operação dos sistemas, já que os sistemas de climatização são responsáveis por uma alta parcela do consumo energético. O presente trabalho se propõe a comparar dois sistemas de refrigeração diferentes, usando *chiller* de compressão de vapor, para a climatização de ambientes. Foram propostas diferentes modalidades para a comparação em operações isoladas e ações combinadas. Essas operações são avaliadas nos conceitos de edifícios verdes. Foi desenvolvido um modelo matemático baseado nos princípios de conservação de massa e energia, complementado por várias funções, de modo a determinar as propriedades termofísicas e eficiências dos compressores. O modelo avalia a influência dos parâmetros operacionais principais do sistema de refrigeração a água gelada operando em três configurações diferentes. As equações do modelo foram resolvidas pelo programa EES (*Engineering Equation Solver*). Os resultados mostraram que o sistema com compressão diferenciada apresenta COP igual ao do sistema com *chiller* parafuso na faixa de 0 a 300 TRs, e um COP superior em média de 9% na faixa de 400 a 800 TRs.

Palavras-Chave: Edifício verde. *Chiller* centrifugo. *Chiller* de parafuso. EES. Simulação. COP.

ABSTRACT

With the current energy shortages, high demand and rising cost of electricity, it turns out that an important issue is the improvement of the air conditioning efficiency within a standard of efficiency certificate for a real comparison of what is the better layout option and operation of systems, as the HVAC systems account for a high share of energy consumption. This study aims to compare two different cooling systems using vapor compression chiller for air conditioning environments. They were different proposals modalities for comparison in isolated and combined action operations. These transactions are valued on the concepts of green buildings. A mathematical model was developed based on the principles of conservation of mass and energy, supplemented with various functions in order to determine the thermophysical properties and efficiencies of the compressors. The model evaluates the influence of the main operating parameters of the cold water cooling system operating in three different configurations. The model equations were solved by EES program (Engineering Equation Solver). The results showed that the system presents differentiated compression COP equal to the screw chiller systems in the range from 0 to 300 RTs and a higher COP (average of 9%) in the range of 400 to 800 TR.

Keywords: Green building. Centrifugal chiller. Screw chiller. EES. Simulation. COP.

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Figura 2.1 -	Coeficiente de Performance dos <i>chillers</i> (resfriadores de líquido) em diferentes opções de design (a) OP1, (b) OP2, (c) OP3 e (d) OP4. (Adaptado de Yu & Chan, 2007).	24
Figura 2.2 -	Variação da potência consumida pelos <i>chillers</i> e bombas de água com opções de design de OP1 a OP4. (Adaptado de Yu & Chan, 2007).	25
Figura 2.3 -	Influência do consumo anual de eletricidade em um sistema de ar condicionado, com relação a iluminação. (Adaptado de Yang & Hwang, 2007).	26
Figura 2.4 -	Distribuição da frequência de horas de operação em relação à carga térmica. (Adaptado de Yu & Chan, 2007).	27
Figura 2.5 -	Esquema do sistema primário/secundário. (Adaptado de Yu & Chan, 2008).	29
Figura 2.6 -	Estratégia de controle em bombas de água com velocidade variável. (Adaptado de Ma & Wang, 2009).	30
Figura 2.7 -	Diagrama da planta experimental. (Adaptado Deng, 2009).	31
Figura 2.8 -	Diagrama do sistema com controlador. (Adaptado Deng, 2009).	32
Figura 2.9 -	Fluxograma do processo de tratamento de ar. (Adaptado de Ding <i>et al.</i> , 2010).	33
Figura 2.10 -	Capacidade frigorífica horária em um edifício do tipo escritório. (Adaptado Pooriwat e Pipat, 2011).	35
Figura 2.11 -	Visão externa da fachada. (Carvalho <i>et al.</i> , 2012).	37
Figura 2.12 -	Fluxo de energia/exergia sobre os limites do sistema em um edifício. (Adaptado de Hepbasli, 2012).	39
Figura 2.13 -	Planta experimental. (Qureshi <i>et al.</i> , 2013).	41
Figura 2.14 -	Esquema do ciclo de compressão de vapor com subresfriamento. (Adaptado Qureshi <i>et al.</i> , 2013).	41
Figura 2.15 -	Sistema de diagnóstico verde para o sistema de ar condicionado. (Adaptado Yu <i>et al.</i> , 2015).	43
Figura 2.16 -	Sistema de ar condicionado, categorias de classificação verde. (Adaptado Yu <i>et al.</i> , 2015).	44

CAPÍTULO 3 – METODOLOGIA

Figura 3.1 -	Sistema de água gelada simples.	46
Figura 3.2 -	Compressor.	48
Figura 3.3 -	Trocador de calor (condensador casco e tubo).	50
Figura 3.4 -	Dispositivo de expansão.	51
Figura 3.5 -	Trocador de calor (condensador casco e tubo).	51
Figura 3.6 -	Bomba de água.	52
Figura 3.7 -	Torre de resfriamento.	53
Figura 3.8 -	Ventilador.	55
Figura 3.9 -	Caixa de mistura de ar (caixa de ventilação) (Tirmizi <i>et al.</i> , 2012).	56
Figura 3.10 -	Volume de controle da caixa de mistura de ar.	56

Figura 3.11 - Sistema de água gelada real.	57
Figura 3.12 - Pontos de pressão, temperatura e fluxo de massa medidos no sistema de água gelada real.	59
Figura 3.13 - Sistema de água gelada com recuperador de calor.	60

CAPÍTULO 4 – RESULTADOS E DISCUSSÕES

Figura 4.1 - Eficiência isentrópica do compressor centrífugo.	62
Figura 4.2 - Temperatura da água gelada que entra no <i>chiller</i> centrífugo.	63
Figura 4.3 - Temperatura da água de condensação que sai do <i>chiller</i> centrífugo.	63
Figura 4.4 - Temperatura da água de condensação que entra no <i>chiller</i> centrífugo.	64
Figura 4.5 - Potência consumida pelo compressor centrífugo.	65
Figura 4.6 - Eficiência isentrópica do compressor parafuso.	65
Figura 4.7 - Temperatura da água gelada que entra no <i>chiller</i> parafuso.	66
Figura 4.8 - Temperatura da água de condensação que sai do <i>chiller</i> parafuso.	66
Figura 4.9 - Temperatura da água de condensação que entra no <i>chiller</i> parafuso.	67
Figura 4.10 - Potência consumida no compressor parafuso.	68
Figura 4.11 - Potência elétrica consumida.	71
Figura 4.12 - Capacidade frigorífica.	71
Figura 4.13 - Potência consumida pelos compressores a 25% da capacidade.	72
Figura 4.14 - Potência consumida pelos compressores a 50% da capacidade.	73
Figura 4.15 - Potência consumida pelos compressores a 75% da capacidade.	73
Figura 4.16 - Potência consumida pelos compressores a 100% da capacidade.	74
Figura 4.17 - Potência consumida pelo sistema com capacidade a 25%.	75
Figura 4.18 - Potência consumida pelo sistema com capacidade a 50%.	75
Figura 4.19 - Potência consumida pelo sistema com capacidade a 75%.	76
Figura 4.20 - Potência consumida pelo sistema com capacidade a 100%.	76
Figura 4.21 - Potência consumida pelos compressores.	77
Figura 4.22 - Potência consumida pelos compressores.	77
Figura 4.23 - Potência consumida pelos compressores.	78
Figura 4.24 - Potência consumida pelos compressores.	78
Figura 4.25 - COP dos <i>chillers</i> .	79
Figura 4.26 - Calor rejeitado pelos <i>chillers</i> .	80
Figura 4.27 - COP comparativo.	81

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Tabela 2.1 -	<i>Chillers</i> (tipo de compressão versus performance).	34
Tabela 2.2 -	Dados da pesquisa de performance.	34

CAPÍTULO 3 - METODOLOGIA

Tabela 3.1 –	Descrição dos componentes utilizados no sistema em estudo.	58
---------------------	--	----

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Tabela 4.1 -	Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência do compressor centrífugo do sistema gelada.	64
Tabela 4.2 -	Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência do compressor parafuso do sistema gelada.	67
Tabela 4.3 –	Dados de entrada para a simulação numérica.	
Tabela 4.4 -	Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da potência consumida pelo <i>chiller</i> centrífugo 19XRV.	68
Tabela 4.5 -	Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da capacidade frigorífica fornecida pelo <i>chiller</i> centrífugo 19XRV.	68
Tabela 4.6 -	Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da potência consumida pelo <i>chiller</i> parafuso 23XRV.	70
Tabela 4.7 -	Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da capacidade frigorífica fornecida pelo <i>chiller</i> parafuso 23XRV.	70

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

Letras Latinas

\dot{Q}	Fluxo de calor [kW]
\dot{W}	Potência [kW]
\dot{m}	Fluxo mássico [kg/s]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
I	Corrente elétrica [C/s]
U	Tensão elétrica
V	Volume [m ³]
c	Calor específico [kJ/kg K]
U	Coefficiente de transferência de calor [W/m ² K]
A	Área [m ²]
Δ	Varição
T	Temperatura [K]
Re	Reynolds
D	Diâmetro [m]
Pr	Prandtl
ϑ	Volume específico
P	Pressão [kPa]
w	Umidade específica
C	Capacidade calorífica [J/K]
k	Condutividade térmica [W/m K]
f	Fator de atrito
L	Comprimento [m]
t	Tempo [s]

Letras Gregas

η	Eficiência
ρ	Densidade [kg/m ³]
ε	Efetividade

Subscrito

<i>ent</i>	Entrada
<i>sai</i>	Saída
<i>comp</i>	Compressor
<i>elet</i>	Elétrica
<i>is</i>	Isentrópica
<i>v</i>	Volumétrico
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>cond</i>	Condensador
<i>ml</i>	Média logarítmica
<i>DE</i>	Dispositivo de expansão
<i>evap</i>	Evaporador
<i>sat</i>	Saturado
<i>vent</i>	Ventilador
<i>rev</i>	Reversível
<i>min</i>	Mínimo
<i>ef</i>	Eficaz
<i>max</i>	Máximo
<i>r</i>	Relativo
<i>i</i>	Interno
<i>0</i>	Externo
<i>t</i>	Tubo
<i>al</i>	Aleta

SUMÁRIO

1.0 INTRODUÇÃO	15
1.1 Edifícios verdes	15
1.2 Motivação para o trabalho	22
1.3 Objetivos	22
1.4 Estrutura do trabalho	23
2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
3.0 METODOLOGIA	45
3.1 Metodologia da simulação numérica	45
3.2 Metodologia experimental	57
4.0 RESULTADOS E DISCUSSÕES	61
4.1 Eficiência dos Compressores e Temperaturas dos <i>Chillers</i> do Sistema Utilizado	61
4.2 Validação dos dados	68
4.3 Resultados de diversas configurações	72
4.4 Comparativo de configurações de sistema com compressão diferenciada	80
5.0 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	82
5.1 Conclusões	82
5.2 Sugestões para trabalhos futuros	83
REFERÊNCIAS	84
ANEXO 1 Principais componentes do sistema	88
ANEXO 2 Instrumentação utilizada	103
ANEXO 3 Aspectos da medição	116

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas houve um crescimento mundial no número de edifícios. No Brasil, de 2011 a 2012, o valor adicionado da indústria da construção civil cresceu 16,9%. No setor da construção civil o segmento que obteve maior crescimento nominal foi o de construção de edifícios com 22,7%, devido a um aumento de 32,2% no número de empresas ativas e expansão do crédito imobiliário (*www.brasil.gov.br*, 2014).

Estas construções impactam o meio ambiente com um maior uso dos recursos naturais, não somente na construção, mas também na operação e manutenção destas edificações, necessitando de grande demanda de energia. Os sistemas de ar-condicionado nos edifícios, por representarem uma grande parcela do consumo energético, devem ser tratados com relevância, buscando o ponto ótimo de projeto, instalação, manutenção e operação. Destes sistemas, um dos mais utilizados é o sistema que usa um resfriador de água (*chiller*), onde a água gelada produzida por ele é utilizada com o objetivo final de reduzir a temperatura do ar (Warrem *et al.*, 2008; Yuand Chan, 2008; Carvalho *et al.*, 2012).

1.1 –Edifícios Verdes

1.1.1-Histórico Geral

No ramo da construção civil, os edifícios são uns dos maiores consumidores de bens naturais, consumindo 16,6% do fornecimento mundial de água pura, 25% de sua colheita de madeira e 40% de seus combustíveis fósseis e materiais manufaturados (Wines, 2000). Esta indústria responde também pelo processo de contaminação atmosférica, sendo responsável por uma grande parcela das emissões de CO₂, principal gás responsável pelo efeito estufa. No Brasil, a indústria cimenteira contribui atualmente com 6% a 8% do CO₂ emitido (CDIAC, 2000 apud JOHN, 2000). Com isso engenheiros e arquitetos têm oportunidades para colocar em prática ações que reduzam o consumo desses bens naturais. Conscientes dessa deficiência, instituições não-governamentais criaram programas chamados “prédios verdes”, que tem como objetivo instituir padrões para redução das emissões de carbono e utilizar fontes renováveis com menor impacto ambiental (Warrem, 2008 et al.).

Os edifícios impactam a vida e a saúde das pessoas e do planeta, utilizando um terço da energia total, dois terços da eletricidade e um oitavo da água consumida (USGBC, 2013).

A eficiência energética ganhou importância durante a crise do petróleo de 1970. Nesta época se iniciou o movimento dos edifícios verdes, em que os esforços com a reciclagem nesta década se tornaram comum nos EUA e chamaram a atenção do setor de edifícios.

Na década de 1980 o conceito da síndrome do edifício doente surgiu, se preocupando com a saúde do trabalhador e sua produtividade, e tendo uma atenção com as emissões de materiais tóxicos que precisavam ser substituídos.

Ainda na década de 1980, projetos em áreas com escassez de água começaram a se preocupar com a conservação da água.

Os primeiros projetos verdes geralmente focavam em um problema de cada vez, principalmente eficiência energética ou o uso de materiais reciclados.

Entre 1980 e 1990, arquitetos de construção verde começaram a perceber que a integração de todos os fatores mencionados produziria os melhores resultados e um melhor desempenho do edifício.

Em 2000, a Comissão Europeia adotou um livro verde “*Green Building Certification*”, que define uma estratégia para solucionar os problemas de aumento de consumo de energia e dependência do abastecimento do petróleo e gás do exterior. Embora uma maior utilização das fontes de energia renováveis internas contribua para redução das emissões e para as importações de energia, é igualmente necessário um esforço significativo por parte de todos os consumidores no sentido da redução do seu consumo (Hekkenberg *et al.*, 2007).

No Brasil e no mundo o uso da energia aumenta todos os anos à medida que a população aumenta e o nível de vida melhora, traduzindo-se numa maior utilização dos sistemas de climatização (Zhao *et al.*, 2011).

1.1.2 Conceito “Edifícios verdes”

Há muitas definições para um edifício verde, podendo variar de um edifício que não está "tão ruim" comparado com a média dos edifícios em termos de seu impacto sobre o meio ambiente e o que é "notavelmente melhor representando um processo regenerativo, havendo melhoria e restauração do local e arredores do ambiente” (USGBC, 2013).

O projeto "verde" ideal preserva e restaura o habitat para a manutenção da vida e torna-se um produtor e exportador líquido de recursos, materiais, energia e água ao invés de ser somente um consumidor de recursos. A construção verde é aquela cuja construção assegura a manutenção da vida e propicia um ambiente mais saudável possível, trazendo bem-estar às pessoas e fazendo menos uso dos recursos naturais como água e energia.

Para receber a denominação de prédio verde uma obra precisa ser projetada para tal ou uma construção já pronta pode se transformar em prédio verde com determinadas mudanças e ambas devem passar por uma certificação chamada LEED (*Leadership in Energy and Environmental Design*), para avaliar se o mesmo se enquadra como verde.

1.1.3 Certificação LEED

A certificação LEED (*Leadership in Energy and Environmental Design*) é um sistema internacional de certificação e orientação ambiental para edificações, utilizado em 143 países, e possui o intuito de incentivar a transformação dos projetos, obra e operação das edificações, sempre com foco na sustentabilidade de suas atuações, tendo benefícios econômicos, sociais e ambientais, conforme descritos abaixo (USGBC, 2013).

Benefícios econômicos

- Diminuição dos custos operacionais;
- Diminuição dos riscos regulatórios;
- Valorização do imóvel para revenda ou arrendamento;
- Aumento na velocidade de ocupação;
- Aumento da retenção de ocupação;
- Modernização e menor obsolescência da edificação.

Benefícios sociais

- Melhora na segurança e priorização da saúde dos trabalhadores e ocupantes;
- Inclusão social e aumento do senso de comunidade;
- Capacitação profissional;
- Conscientização de trabalhadores e usuários;
- Aumento da produtividade do funcionário; melhora na recuperação de pacientes (em hospitais); melhora no desempenho de alunos (em escolas); aumento no ímpeto de compra de consumidores (em estabelecimentos comerciais);
- Incentivo a fornecedores com maiores responsabilidades socioambientais;
- Aumento da satisfação e bem-estar dos usuários;
- Estímulo a políticas públicas de fomento a Construção Sustentável.

Benefícios ambientais

- Uso racional e redução da extração dos recursos naturais;

- Redução do consumo de água e energia;
- Implantação consciente e ordenada;
- Mitigação dos efeitos das mudanças climáticas;
- Uso de materiais e tecnologias de baixo impacto ambiental;
- Redução, tratamento e reuso dos resíduos da construção e operação.

A Certificação internacional LEED possui 7 dimensões a serem avaliadas nas edificações. Todas elas possuem pré-requisitos (práticas obrigatórias), créditos e recomendações que, quando atendidas, garantem pontos à edificação. O nível da certificação é definido, conforme a quantidade de pontos adquiridos, podendo variar de 40 pontos (nível certificado) a 110 pontos (nível platina) (USGBC, 2013).

Dimensões avaliadas

- **Espaço Sustentável (*Sustainable sites*)** – Encoraja estratégias que minimizam o impacto no ecossistema durante a implantação da edificação e aborda questões fundamentais de grandes centros urbanos, como redução do uso do carro e das ilhas de calor.
- **Eficiência do uso da água (*Water efficiency*)** – Promove inovações para o uso racional da água, com foco na redução do consumo de água potável e em alternativas de tratamento e reuso dos recursos.
- **Energia e Atmosfera (*Energy & Atmosphere*)** – Promove eficiência energética nas edificações por meio de estratégias simples e inovadoras, como por exemplo simulações energéticas, medições, comissionamento de sistemas e utilização de equipamentos e sistemas eficientes.
- **Materiais e Recursos (*Materials & resources*)** - Encoraja o uso de materiais de baixo impacto ambiental (reciclados, regionais, recicláveis, de reuso, etc.) e reduz a geração de resíduos, além de promover o descarte consciente, desviando o volume de resíduos gerados dos aterros sanitários.
- **Qualidade ambiental interna (*Indoor environmental quality*)** – Promove a qualidade ambiental interna do ar, essencial para ambientes com alta permanência de pessoas, com foco na escolha de materiais com baixa emissão de compostos orgânicos voláteis, controlabilidade de sistemas, conforto térmico e priorização de espaços com vista externa e luz natural.
- **Inovação e Processos (*Innovation in design or innovation in operations*)** – Incentiva a busca de conhecimento sobre Green Buildings. Assim como, a criação de medidas de projeto não descritas nas categorias do LEED. Pontos de desempenho exemplar estão habilitados para esta categoria.

- **Créditos de Prioridade Regional (*Regional priority credits*)** – Incentiva os créditos definidos como prioridade regional para cada país, de acordo com as diferenças ambientais, sociais e econômicas existentes em cada local. Quatro pontos estão disponíveis para esta categoria (USGBC, 2013).

1.1.4 Certificação AQUA

Organização Desenvolvedora: Fundação Vanzolini e desenvolvido pelos professores da Escola Politécnica da USP. Criação: 2007 Origem: Brasil (adaptado da metodologia francesa HQE – *Haute Qualité Environnementale* do órgão Certivéa, como referencial técnico brasileiro).

Veiculação da Norma: Referenciais técnicos impressos ou digitais gratuitos no site da Fundação Vanzolini.

Tipos de Certificação: Edifícios Habitacionais; Escritórios e Edifícios Escolares; Renovação; Hospedagem, Lazer, Bem-Estar, Eventos e Cultura; Bairros e Loteamentos. Critérios avaliados: São 14 critérios divididos em 4 categorias que avaliam a gestão ambiental das obras e as especificidades técnicas e arquitetônicas: Eco-construção: relação do edifício com o seu entorno, escolha integrada de produtos, sistemas e processos construtivos e canteiro de obras com baixo impacto ambiental; Eco-gestão: gestão da energia, da água, dos resíduos de uso e operação do edifício e manutenção e permanência do desempenho ambiental; Conforto: conforto higrotérmico, acústico, visual e olfativo; Saúde: qualidade sanitária dos ambientes, do ar e da água. São realizadas três auditorias ao longo do projeto e da obra.

Benefícios: Qualidade de vida do usuário; Economia de água e energia; Disposição de resíduos e manutenção; Contribuição para o desenvolvimento sócio-econômico-ambiental da região (AQUA, 2015).

1.1.5 Certificação BREEAM (*Building Research Establishment Environmental Assessment Method*)

Organização Desenvolvedora: Building Research Establishment, com criação em 1990 no Reino Unido.

Tipos de Certificação: Edifícios Públicos, Comerciais e Residenciais em Geral – Construção ou Reforma; Loteamentos e Bairros.

Critérios avaliados: Gestão da construção; Consumo de Energia; Consumo de Água; Contaminação; Materiais; Saúde e Bem-estar; Transporte; Gestão de Resíduos; Uso do terreno, Ecologia e Inovação.

Benefícios: Benefícios fiscais (Reino Unido), redução de impactos urbanos das edificações, melhor qualidade de vida do usuário, redução geral do impacto ambiental na vida útil, menores custos de manutenção e infraestrutura (Bream, 2015).

1.1.6 Certificação Casa Azul

Desenvolvido pela Caixa Econômica Federal em 2008, com origem no Brasil.

Tipos de Certificação: Edifícios Habitacionais. A classificação do selo é dividida em 3 níveis: ouro, prata e bronze.

Critérios avaliados: Qualidade Urbana, Projeto e Conforto, Eficiência Energética, Conservação de Recursos Materiais, Gestão da Água, Práticas Sociais. Benefícios: Redução do impacto ambiental e na vizinhança, ao longo da construção, forte ação social durante e após a construção, redução de impactos urbanos das edificações, melhor qualidade de vida do usuário, redução geral do impacto ambiental na vida útil, menores custos de manutenção e infraestrutura (Caixa, 2015).

1.1.7 Certificação DGNB (*Deutsche Gesellschaft für Nachhaltiges Bauen*)

Organização Desenvolvedora: *German Sustainable Building* criado em 2007 na Alemanha, com veiculação da Norma: Material disponibilizado pela organização via consultores/auditores da própria DGNB.

Tipos de Certificação: Edifícios Públicos, Comerciais e Residenciais em Geral – Construção ou Reforma; Loteamentos e Bairros. A classificação do selo é dividida em ouro, prata e bronze.

Critérios avaliados: Qualidade Ecológica, Qualidade econômica, Qualidade sociocultural, Qualidade técnica e funcional, Qualidade do Processo e Qualidade da Localização.

Benefícios: Benefícios fiscais (Alemanha), redução do impacto ambiental e na vizinhança ao longo da construção, redução de impactos urbanos das edificações, melhor qualidade de vida do usuário, redução geral do impacto ambiental na vida útil, menores custos de manutenção e infraestrutura e análises técnicas específicas como diferencial (parâmetros econômicos, sociais, segurança da infraestrutura e de processo de concepção do empreendimento) (DGNB, 2015).

1.1.8 Procel Edifica (Programa Nacional de Eficiência Energética em Edificações)

Desenvolvido pelo Ministério de Minas e Energia e das Cidades e de Universidades e Centros de Pesquisa, criado em 2003, com origem no Brasil. A etiqueta é concedida em dois momentos: na fase de projeto e após a construção do edifício.

Nos edifícios comerciais, de serviços e públicos, são avaliados três sistemas: envoltória, iluminação e condicionamento de ar. Dessa forma, a etiqueta pode ser concedida de forma parcial, desde que sempre contemple a avaliação da envoltória. Nos edifícios residenciais são avaliados: a envoltória e o sistema de aquecimento de água, além dos sistemas presentes nas áreas comuns dos edifícios, como iluminação, elevadores e bombas centrífugas.

Tipos de Certificação: Para edifícios comerciais de serviços, públicos e residenciais.

Benefícios: O Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, promove o uso eficiente da energia elétrica, combatendo o desperdício e reduzindo os custos e os investimentos setoriais. Ele pode ser considerado mais como uma “etiquetagem” ou identificação do certificado, considerando que ele apenas classifica o desempenho de uma edificação. O objetivo é incentivar a elaboração de projetos que aproveitem ao máximo a capacidade de iluminação e ventilação natural das construções (Procelinfo, 2015).

1.1.9 Custos do edifício verde

Embora muitos materiais e tecnologias verdes sejam mais caras, as estratégias verdes e novas tecnologias podem custar o mesmo e algumas até menos do que as tecnologias tradicionais "não tão verdes".

Com a combinação de tecnologias verdes que custam menos com as tecnologias verdes que custam o mesmo valor ou um pouco mais é possível ter um projeto de construção verde, que custe o mesmo valor que um projeto convencional.

Muitas vezes, a chave para a redução de custos para a construção verde está associada às inter-relações de custo e desempenho que existem entre os diferentes sistemas.

1.1.10 Sistema de ar condicionado em edifícios verdes

Fazendo um comparativo com outros setores comerciais, os edifícios são responsáveis por:

- 38% das emissões de dióxido de carbono;
- 71% do consumo de eletricidade;
- 39% do consumo de energia;
- 12% do consumo de água;
- 40% dos resíduos não-industriais.

Dependendo da região em que está localizado, o sistema de ar condicionado pode chegar a consumir de 40 a 60% de toda a energia elétrica do edifício (Zhao *et. al.*, 2011).

No conceito de edifícios verdes, em dimensões avaliadas no item Energia e Atmosfera, o sistema de ar condicionado é um dos maiores consumidores de energia dependendo das condições ambientais externas. Por isso um cuidado maior deve ser considerado neste sistema, pois a economia de energia conseguida será relevante. Para

tal, os custos para instalação ou *retrofit* devem ser analisados, para chegar a um equilíbrio entre o investimento e a economia (PooriwatandPipat, 2011; Yim, 2014).

Várias configurações para o condicionamento de ar podem ser utilizadas dependendo dos parâmetros ambientais locais envolvidos, como tipo de sistema de bombeamento de água; carga térmica; sistema de compressão utilizado; sistema de resfriamento da água de condensação utilizado; e sistemas de controle. Todas essas variáveis devem ser levadas em conta para o melhor aproveitamento do desempenho do sistema, visando a redução do consumo de energia (Aminyavari *et al.*, 2014).

Outro fator a ser considerado é o ruído externo que entra na edificação. No Brasil o comitê da norma ABNT NBR 10151, está sendo mais rigoroso quanto à redução dos níveis de ruídos, tendo reduções de ruído em 30 decibéis em áreas comerciais. Portanto, uma edificação com sistema de ar condicionado silencioso também deve ser levada em conta (Proacustica, 2013).

1.2. Motivação para o trabalho

A proposta deste trabalho surgiu da motivação em realizar estudos na área térmica especificamente na área de condicionamento de ambientes, com a preocupação atual de melhorar os critérios de seleção dos sistemas de ar condicionado para edifícios verdes. Devem ser considerados os requisitos mínimos para projeto, construção e operação de um plano para alta performance com uma responsabilidade e equilíbrio ambiental. Deve ser defendida a meta de desenvolvimento adequadas às necessidades do presente sem comprometer a capacidade das futuras gerações para satisfazer as suas próprias necessidades. O estudo em questão pode contribuir para o desenvolvimento científico e tecnológico do país, através de atividades que possam ajudar no desenvolvimento socioeconômico da comunidade brasileira, com intuito de melhorar a eficiência de sistemas de ar condicionado em edifícios, contribuindo para a disseminação do conceito de edifícios verdes no Brasil.

1.3 Objetivos

A seguir são apresentados os objetivos desse trabalho.

1.3.1 Objetivo Geral

Estudar o funcionamento dos sistemas de água gelada atendidos pela tecnologia de compressão de vapor e de seus respectivos layouts, buscar o melhor desempenho em cargas térmicas totais e parciais, além de analisar sistemas com compressão diferenciada.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Desenvolver um modelo computacional do sistema de água gelada, baseado na primeira lei da termodinâmica;

- Realizar a análise energética do sistema termodinâmico;
- Incluir no modelo a integração do aproveitamento de energia liberada pelo condensador em aplicações dentro da edificação, como o acúmulo de água quente ou pré-aquecida, a ser utilizada em banhos e cozinha. Para este estudo foi utilizado um edifício público real.

1.4 - Estrutura do Trabalho

O trabalho está apresentado em cinco capítulos, onde são mostradas as diferentes etapas de desenvolvimento da análise do sistema de ar condicionado em edifícios verdes.

No Capítulo 1 é mostrada a introdução do trabalho, são definidos os objetivos, motivação e estruturação da tese.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica com trabalhos e pesquisas que revelam o estado da arte das pesquisas em opções para sistemas de ar condicionado de *chillers* por compressão com uso eficiente da energia.

No Capítulo 3 é apresentada a metodologia utilizada para modelagem dos sistemas utilizados no trabalho, mediante a análise energética do sistema de ar condicionado e sistema de compressão diferenciado.

No Capítulo 4 é apresentada a análise e discussão dos resultados numéricos.

O Capítulo 5 é dedicado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros relacionados a sistemas de ar condicionado em edifícios verdes.

Por último são apresentadas as referências bibliográficas utilizadas para o presente estudo, além dos anexos da tese.

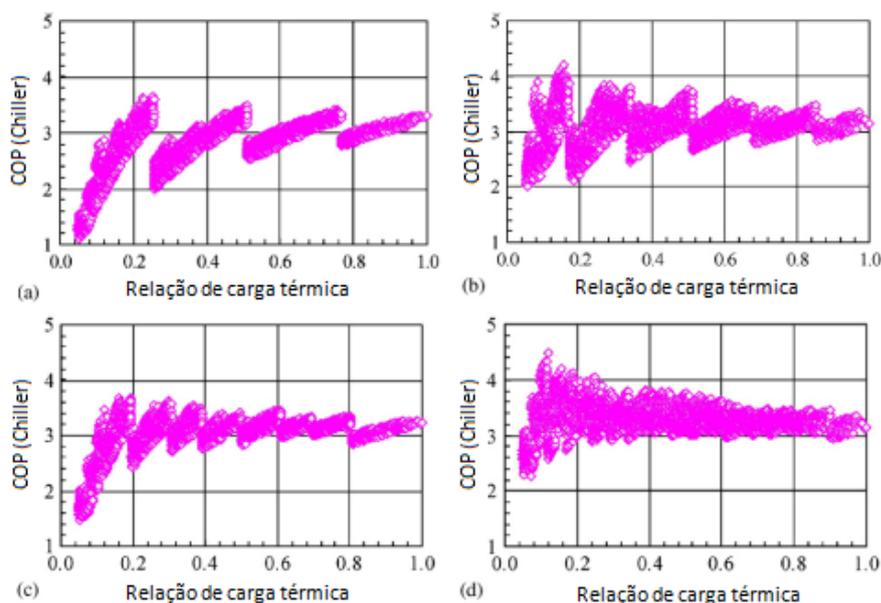
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Estratégias para projetar plantas de ar condicionado em edifícios com resfriadores de líquido “*chillers*” com maior eficiência foram estudados por Yu & Chan, 2007, o estudo foi feito em cidades localizadas nas regiões subtropicais, onde quatro opções de projeto com relação, ao número e tamanho dos *chillers* foram estudados, satisfazendo as necessidades de refrigeração durante todo o ano em um hotel. Para cada opção de projeto, o consumo de energia elétrica anual dos *chillers* e bombas foram avaliados por um modelo computacional de eficiência sofisticado. A avaliação mostrou que uma economia de energia elétrica de 10,1% pode ser alcançada através da instalação de uma planta com 6 *chillers* formando três instalações de tamanhos diferentes, ao invés de 4 *chillers* de mesmo tamanho. O objetivo do trabalho foi fornecer aos engenheiros e pesquisadores uma melhor ideia sobre seleção de *chillers* de diferentes tamanhos e assim como, de utilizar a carga parcial do *chiller*, utilizando as curvas de performance para avaliar a melhor eficiência energética de uma planta, com opções de layout alternativos.

As quatro opções de projeto (OP1 a OP4) foram estudadas, onde as opções OP1 e OP2 são tipicamente usadas em plantas com *chillers* do mesmo tamanho. As opções OP3 e OP4 contêm *chillers* de tamanhos diferentes, não sendo muito utilizadas, mas têm a vantagem de aumentar o número de possibilidades com relação às cargas térmicas parciais. Cada resfriador possui uma bomba com velocidade constante, para manter o fluxo de água gelada nas condições nominais.

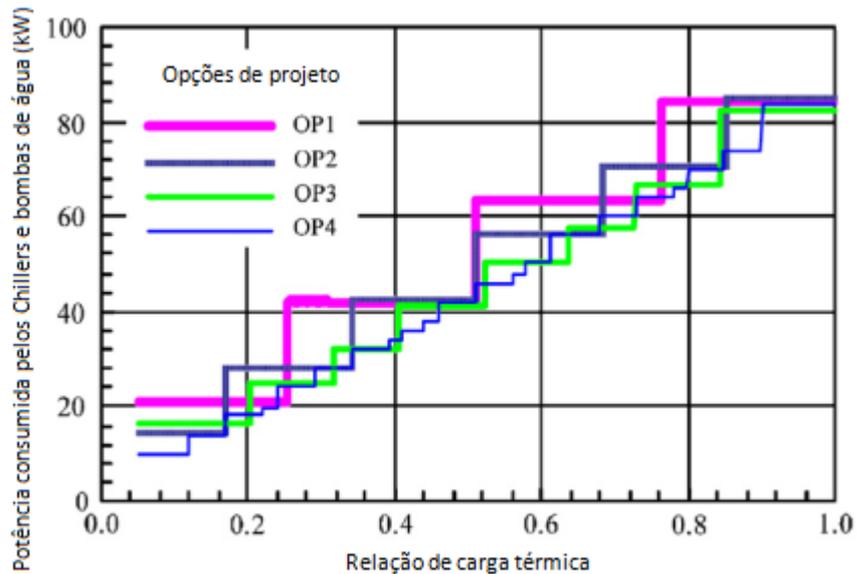
Na análise foi considerado o COP das quatro opções, como mostrados na Figura 2.1.

Figura 2.1 - Coeficiente de Performance dos *chillers* (resfriadores de líquido) em diferentes opções de design (a) OP1, (b) OP2, (c) OP3 e (d) OP4. (Adaptado de Yu & Chan, 2007).



O número de paradas com a capacidade total de arrefecimento pode ser de 4, 8 ou 26, respectivamente, conforme mostrado na Figura 2.2.

Figura 2.2 - Variação da potência consumida pelos *chillers* e bombas de água com opções de design de OP1 a OP4. (Adaptado de Yu & Chan, 2007).



Os principais resultados obtidos foram os seguintes:

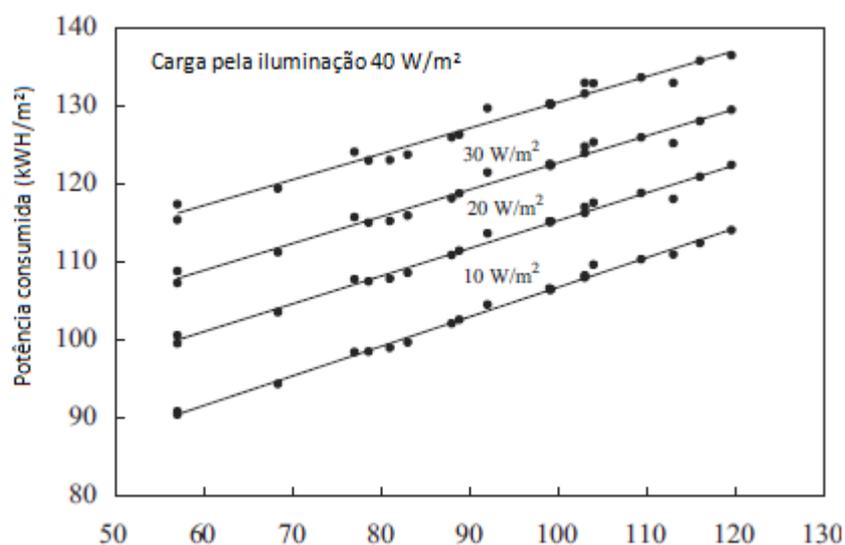
- para alcançar os benefícios da utilização de *chillers* de tamanhos diferentes, é importante compreender como dividir sua carga em diferentes demandas;
- é preferível ter números pares de *chillers* com a mesma capacidade, a fim de se obter uma operação e manutenção dos *chillers* e bombas mais flexíveis e confiáveis;
- nos edifícios que necessitam de pequena e média capacidade frigorífica de 1050-7032 kW, é razoável se instalar de 2 a 3 grupos de *chillers* de tamanhos diferentes em uma planta de água gelada;
- com mais grupos de *chillers*, a capacidade total aumentou consideravelmente, permitindo que os *chillers* operem com maior frequência em plena carga.

Um modelo para avaliação em sistemas de ar condicionado com frequência variável e dispositivo de expansão direto em edifícios comerciais de Taiwan com a classificação de edifícios verdes foi apresentado por Yang & Hwang (2007). Por conta do alto desempenho da unidade com variador de frequência e dispositivo de expansão direta, instalações deste tipo estão se tornando cada vez mais populares em Taiwan, com aplicações em edifícios comerciais, habitações e escolas. Mesmo que as características deste sistema sejam diferentes daquelas do sistema central, ele ainda é avaliado pelo método convencional, utilizado para avaliar a eficácia de todos os sistemas de ar condicionado, que é concebido principalmente para sistemas centrais. O objetivo foi de explicar os problemas que ocorrem quando o método de avaliação convencional é aplicado à unidade de “multi-VFD DX” (frequência variável e dispositivo de expansão direta). Foi então proposto um método alternativo de avaliação. Nesse estudo a unidade

de multi-VFD DX se ajustou automaticamente com o número de unidades exteriores em operação, dependendo da demanda de arrefecimento, com o fator de atenuação para diversas unidades exteriores VFD sendo determinada pela sua performance em carga parcial, ao invés de um valor constante. As várias unidades do sistema de ar condicionado VFD DX oferecem a expansão do refrigerante por ajuste direto, portanto é inadequado o uso de fatores de ponderação de 0,6; 0,2 e 0,2, o qual indica a proporção da energia utilizada pelas plantas, ventiladores, e bombas no sistema central de ar condicionado.

A Figura 2.3 mostra a influência do consumo anual de eletricidade em um sistema de ar condicionado com diferentes níveis de potência de iluminação, onde o consumo de energia anual do sistema de ar condicionado teve um aumento de acordo com o coeficiente de sensibilidade média conforme alteração da utilização da iluminação de 0,298. O critério de um sistema de avaliação em edifício verde estipula que o ENVLOAD (Carga no Envelope) seja 20% menor comparado ao valor de referência (ou seja, EEV menor que 0,8).

Figura 2.3 - Influência do consumo anual de eletricidade em um sistema de ar condicionado, com relação a iluminação. (Adaptado de Yang & Hwang, 2007).



Os principais resultados deste estudo são:

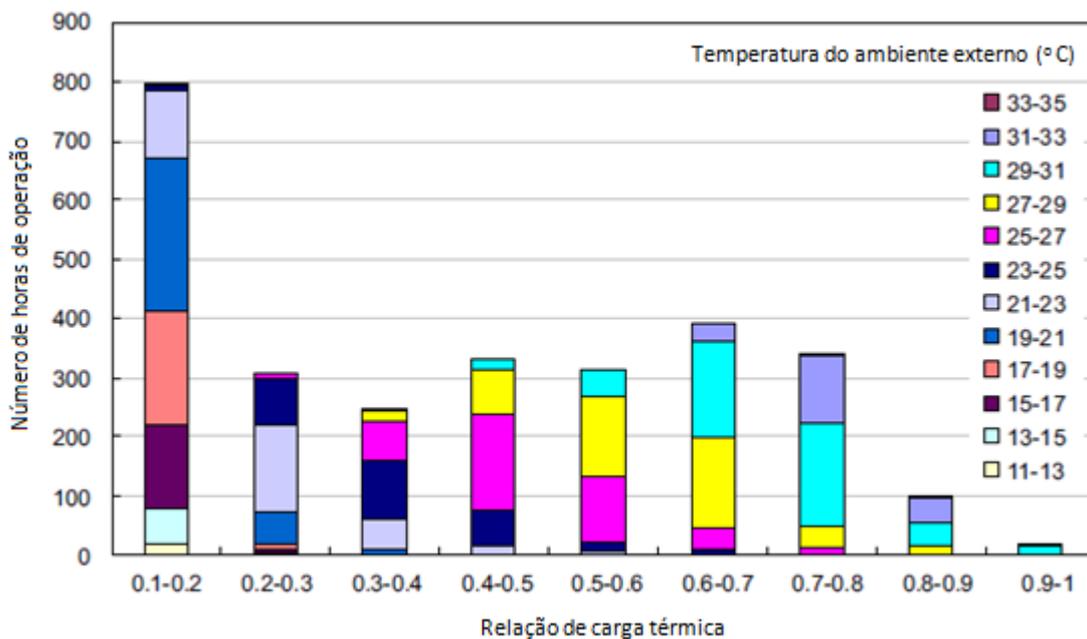
- Os parâmetros do envelope do edifício (é o total de cargas de refrigeração nas zonas do perímetro do edifício), tais como calor de insolação e transmissão por energia solar, provinda de janela, parede, sendo influenciada pelo tipo de vidro e profundidade do dispositivo de sombreamento externo, conforme os parâmetros de construção.
- O coeficiente de sensibilidade média para o ENVLOAD foi de 0,298, ou seja, uma redução de 10% na potência de iluminação, portanto o ENVLOAD irá produzir uma economia de 3% do consumo de energia no sistema de ar condicionado.
- Dos parâmetros do sistema, o IPLV (Eficiência em cargas parciais segundo procedimentos AHRI) é o fator decisivo, pois mais do que 99% das horas de funcionamento são gastas em períodos de pouca carga térmica.

O desempenho de um *chiller* centrífugo com controle de velocidade variável no ventilador do condensador foi estudado por Yu & Chan (2007), com análise do desempenho em cargas parciais, através de um modelo termodinâmico. Este modelo foi validado utilizando uma grande variedade de dados operacionais de um *chiller* existente, e com configurações específicas de temperatura externa e controle na pressão e temperatura de condensação.

O estudo baseia-se em um *chiller* existente, fazendo parte de uma instalação com quatro *chillers* iguais. Os quatro *chillers* estão ligados em paralelo e operam de forma independente, de acordo com a mudança da temperatura da água de retorno. A frequência de horas de operação em relação a carga térmica é mostrada na Figura 2.4.

O modelo analisa a variação da temperatura de condensação, controlando a velocidade dos ventiladores do condensador; controlando a temperatura de condensação quando o *chiller* estiver operando com potência reduzida. Este modelo leva em conta os fenômenos reais do processo, incluindo o controle de capacidade do compressor e variação da temperatura de condensação. O método da diferença de temperatura média logarítmica (DTML) foi utilizado para modelar o evaporador e condensador quando seus coeficientes de transferência de calor global variam em carga parcial.

Figura 2.4 - Distribuição da frequência de horas de operação em relação à carga térmica. (Adaptado de Yu & Chan, 2007).



Como resultado verificou-se que o maior COP ocorreu a uma BRL (Relação de carga edifício) de 0,71 a 0,84; dependendo da temperatura externa e o algoritmo de controle para temperatura de condensação.

Yu & Chan (2008) efetuaram uma análise teórica do desempenho energético de *chillers* centrífugos com fluxo de água gelada e de condensação variável, para otimizar a temperatura de condensação e aumentar o Coeficiente de Performance (COP) em

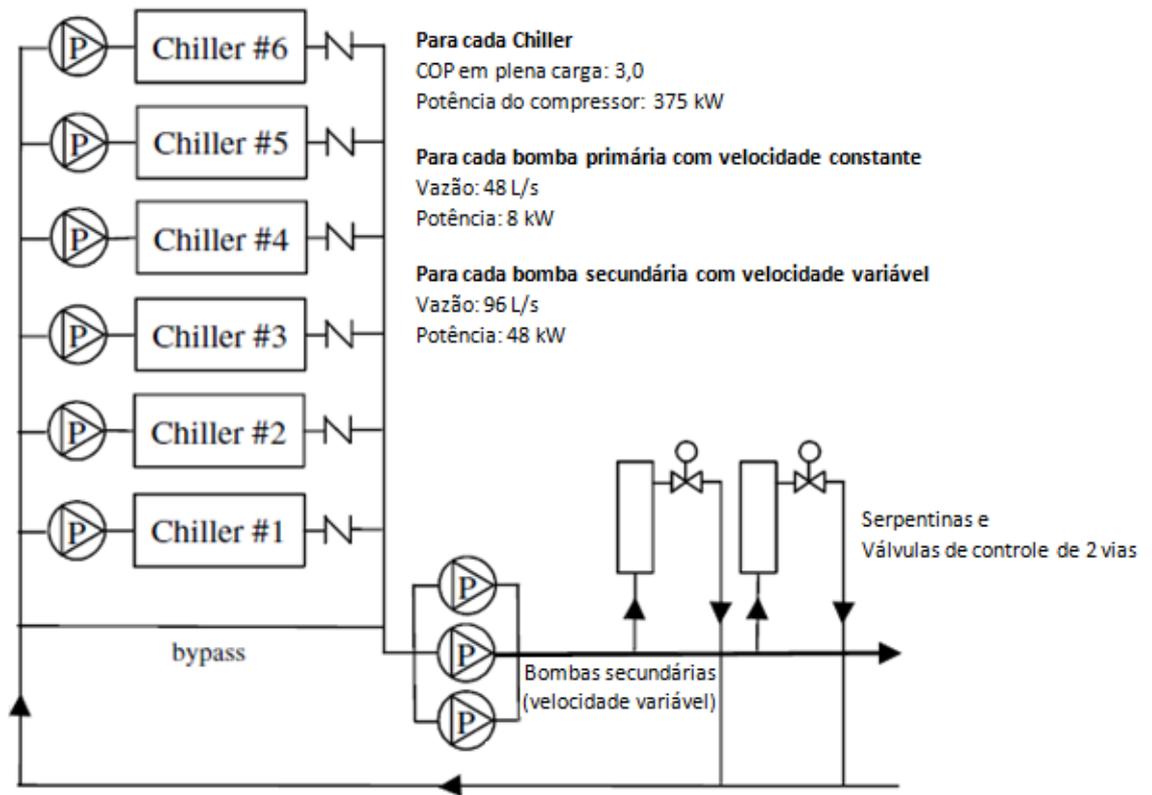
resfriadores de líquido (*chillers*) centrífugos. O objetivo foi de criar um modelo termodinâmico para os *chillers*, considerando os fenômenos reais de processo, incluindo o controle da capacidade por dados de entrada, e um algoritmo para determinar o número e a velocidade dos ventiladores do condensador com base no ajuste da temperatura de condensação. A validação foi feita através de dados operacionais. Com base no modelo validado, verificou-se que o controle para otimizar a temperatura de condensação e tendo um fluxo de água gelada variável no evaporador, permitiu um aumento de 0,8-19,7% no COP, dependendo da carga e das condições ambientais. O perfil de carga térmica de um edifício para escritórios em um clima subtropical foi considerado para avaliar os potenciais econômicos de energia elétrica decorrente. Foi constatada uma redução de 16,3-21,0% no consumo anual de energia elétrica do sistema de ar condicionado.

A capacidade frigorífica nominal do *chiller* centrífugo analisado foi de 1226 kW. O *chiller* usa o R134a como fluido refrigerante, contido no circuito de refrigeração. A temperatura de evaporação no evaporador casco e tubo foi considerado em 5 °C em plena carga, podendo aumentar para 6,2 °C dependendo da carga parcial. O evaporador operando um fluxo constante de água gelada de 55,1 kg/s com uma temperatura de alimentação de 7 °C. A temperatura de retorno da água gelada varia entre 8,4 e 12,5 °C, quanto a razão da carga térmica parcial varia de 0,25 a 1.

A capacidade de rejeição de calor no condensador resfriado a ar arrefecido é controlada a uma temperatura de condensação em torno 50 °C, quando a temperatura externa é de 35 °C. O número de ventiladores no condensador é baseado nas configurações de pressão e temperatura do condensador, que é diferente de um ponto fixo usados no controle convencional. O condensador resfriado a ar contém três ventiladores idênticos (FAN1, FAN2 e FAN3) em velocidade constante o FAN1 é ativado quando a pressão de condensação é superior a 11,1 bar e desligado quando a pressão de condensação é inferior a 10,4 bar. Isto corresponde a manter a temperatura de condensação em torno de 39,4 e 42,9 °C. O ventilador FAN2 é ligado quando a temperatura externa ultrapassa 9 °C e desligado quando a temperatura externa estiver abaixo 6,5 °C. Semelhante ao FAN2, as temperaturas de liga/desliga para o FAN3 são de 17 °C e 14 °C, respectivamente. Com esta configuração dos ventiladores, o fluxo de calor no ar é regulado entre 39,3-118 m³/s em três passos, dependendo das condições do ambiente e de carga.

Neste estudo de caso o uso das duas tecnologias foram utilizadas para avaliar os potenciais de economia de energia elétrica, as configurações de bombeamento com uso de controle de fluxo variável no sistema primário e vários ventiladores no condensador, foram considerados para avaliar os benefícios. Conforme mostrado na Figura 2.5.

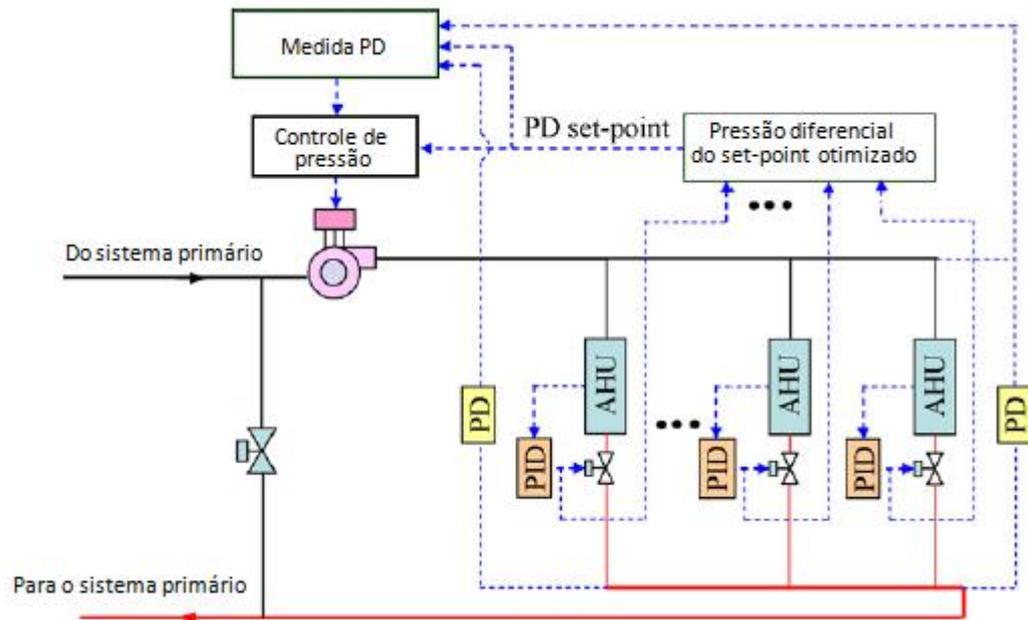
Figura 2.5 - Esquema do sistema primário/secundário. (Adaptado de Yu & Chan, 2008).



Como resultado foi obtida à redução de 21%, ou 497.668 kWh, no consumo anual de energia elétrica referente à planta do sistema de ar condicionado, quando as duas tecnologias são aplicadas em conjunto.

Ma & Wang (2009) usaram estratégias de controle para otimização de bombas com velocidade variável, em diferentes configurações de sistemas de ar condicionado em edifícios para melhorar suas eficiências energéticas. Através de uma detalhada análise das características do sistema, os modelos da perda de carga para diferentes redes de água em sistemas de ar condicionado foram desenvolvidos e, em seguida, utilizados para formular uma sequência de estratégias para controle ótimo em bombas. O objetivo foi de determinar o número ideal de bombas em operação, tendo em conta o consumo de energia e os custos de manutenção. As performances dessas estratégias foram testadas e avaliadas em um ambiente de simulação. Na prática, as velocidades das bombas de distribuição de água com velocidade variável são frequentemente controladas para manter uma pressão diferencial constante entre o fornecimento principal de água gelada e tubulações de retorno ou manter uma pressão diferencial constante nos pontos críticos da tubulação. No entanto, ambas as estratégias não foram ideais e uma quantidade significativa de energia ainda foi desperdiçada. Como estratégia para otimização, ilustrada na Figura 2.6, foi utilizada para controlar as velocidades das bombas de distribuição de água para as unidades terminais. Nesta estratégia, o diferencial de pressão foi otimizado.

Figura 2.6 - Estratégia de controle em bombas de água com velocidade variável. (Adaptado de Ma & Wang, 2009).



Os resultados obtidos a partir dos testes de desempenho e avaliação demonstraram que de 12 a 32% da energia da bomba poderiam ser economizadas com a utilização dessas estratégias de controle.

Deng (2009) estudou o conforto térmico e a qualidade do ar interior (QAI) a um nível adequado, pois estas variáveis podem afetar os ocupantes. O trabalho apresenta uma investigação sobre o desenvolvimento de uma estratégia de vários pontos de controle para controlar simultaneamente a temperatura do ar interior e a umidade, variando as velocidades do compressor e ventilador do sistema de ar condicionado. O controlador baseado em *MIMO* foi concebido com base no modelo dinâmico para o sistema de ar condicionado com expansão direta. O método Linear Gaussiano (LQG) foi utilizado na concepção do controlador *MIMO*. Os resultados do teste do controle de capacidade, mostraram que a estratégia pode efetivamente manter a temperatura do ar interior e a umidade nas suas respectivas configurações, depois de uma variação na carga térmica. Os resultados de teste mostraram que a temperatura do ar interior pode ser controlada à sua nova configuração, enquanto a umidade interna se manteve inalterada. Por conseguinte, o controlador *MIMO* desenvolvido pode efetivamente controlar a temperatura do ar interior e a umidade simultaneamente, variando a velocidade do compressor e velocidade do ventilador. Em comparação com os estudos anteriores relacionados usando um sistema convencional on/off, o controlador *MIMO* pode controlar simultaneamente a temperatura do ar interior e a umidade com sensibilidade adequada, mantendo uma inércia térmica considerável.

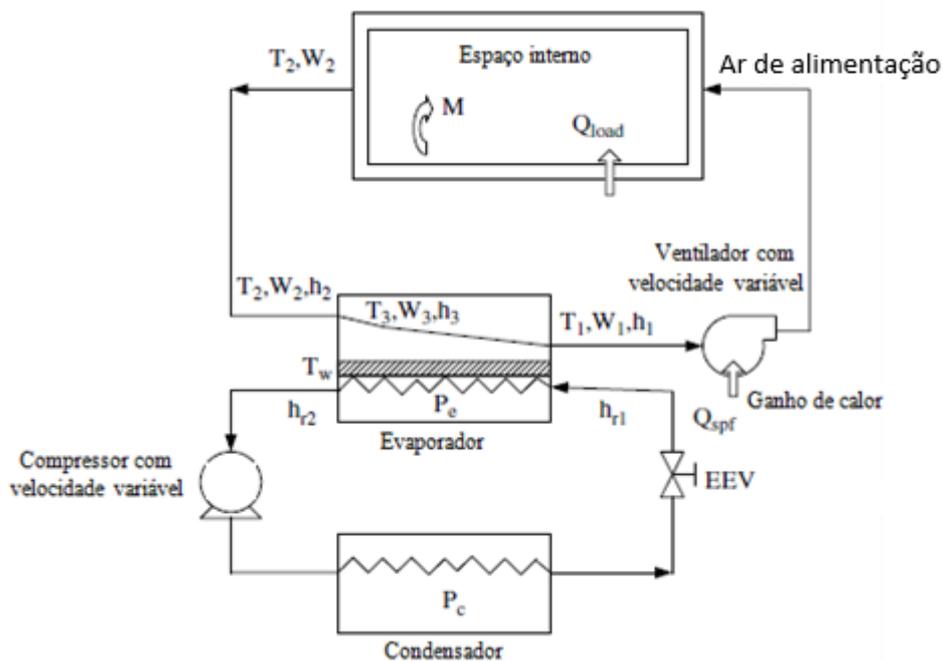
O sistema de controle experimental e seu modelo dinâmico foram compostos principalmente por duas partes, sendo um sistema de expansão direta de ar condicionado

e um sistema de distribuição de ar. O seu diagrama esquemático simplificado é mostrado na Figura 2.7. Os principais componentes do sistema de refrigeração incluem um compressor de velocidade variável, uma válvula de expansão eletrônica, um evaporador e um condensador aletados de alta eficiência. O evaporador foi colocado no interior do duto de ar. A capacidade frigorífica nominal é de 9,9 kW, operando com uma temperatura de evaporação de 7,2 °C, e uma temperatura de condensação de 54,4 °C, com uma temperatura ambiente de 35 °C e a velocidade do vento de 2m/s. O fluido de trabalho do sistema é o refrigerante R-22, com uma carga total de 5,3 kg.

No lado do ar tem uma rede de dutos de distribuição de ar, com um ventilador de velocidade variável, e um espaço condicionado. A medida do espaço é de 6,8 m de comprimento, 3,9 m de largura e 2,9 m de altura. Dentro do espaço, havia resistências para simular a carga térmica. Este sistema foi instrumentado para a medição e monitoramento de todos os parâmetros de funcionamento do sistema, incluindo as temperaturas, taxas de fluxo de ar e refrigerante, e pressões.

O modelo matemático dinâmico para o sistema de ar condicionado foi derivado principalmente dos princípios de conservação de energia e de massa. As seguintes premissas foram usadas no desenvolvimento do modelo matemático: (1) mistura de ar ideal dentro de todos os trocadores de calor e o espaço interno, e nenhuma renovação de ar interna; (2) regiões do lado do ar do evaporador, ou seja, a região seca de refrigeração e região superaquecimento; (3) desprezadas as perdas térmicas nos dutos de ar. No sistema a ser modelado, a temperatura e o teor de umidade do ar que sai da serpentina do evaporador, foram T_1 e W_1 , respectivamente. Com a mistura ideal de ar, temperatura do ar T_2 , e teor de umidade do ar W_2 , deixando o espaço condicionado, pode ser considerada como sendo igual aquele no espaço condicionado.

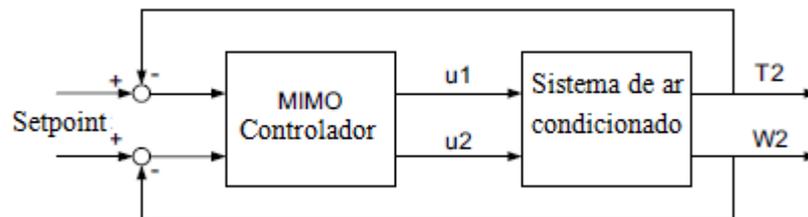
Figura 2.7 – Diagrama da planta experimental. (Adaptado Deng, 2009).



O controlador baseado em MIMO foi concebido com base no modelo linearizado dinâmico do sistema experimental. A principal diferença entre um sistema de controle e um Sistema MIMO de controle dissociado, foi usar apenas um sinal de retorno para gerar uma entrada de controle único para um objeto controlado. Por exemplo, foi utilizada a temperatura do ar interior para gerar um sinal para controlar a velocidade do compressor. No entanto, o sistema de controle MIMO utilizada dois sinais de entrada, sendo a temperatura do ar interior e o teor de umidade, para gerar dois sinais de controle da velocidade do compressor e da velocidade do ventilador de alimentação simultaneamente.

A Figura 2.8 mostra o diagrama de blocos de controle de realimentação do sistema de controle MIMO. O controlador MIMO foi projetado com base na técnica Linear Gaussiana (LQG). A matriz de ganho ótimo K_1 e a matriz de ganho de Kalman G , foram determinadas com base nas matrizes do modelo dinâmico do sistema de ar condicionado de expansão direta e de ponderação para o regulador quadrático linear. O r foi ajustado para a referência dos pontos de temperatura do ar no interior e teor de umidade, e y a temperatura real do ar e umidade dentro do espaço condicionado.

Figura 2.8 – Diagrama do sistema com controlador. (Adaptado Deng, 2009).



O método de *retrofit* em sistema de ar condicionado industrial para melhoria na eficiência energética e redução de emissões, foi analisado por Ding et al. (2010). Onde de acordo com a exigência da Política Nacional Chinesa de eficiência energética e redução de emissões, o *retrofit* para otimizar o sistema de ar condicionado em edifícios já existentes não é apenas uma medida para melhorar a eficiência energética do edifício, mas também para implementar a redução de emissões. Neste artigo foram apresentados esquemas de *retrofit* para a realização de análises sobre o sistema de ar condicionado de uma instalação industrial, comparando a viabilidade e o potencial de cada tipo de *retrofit*.

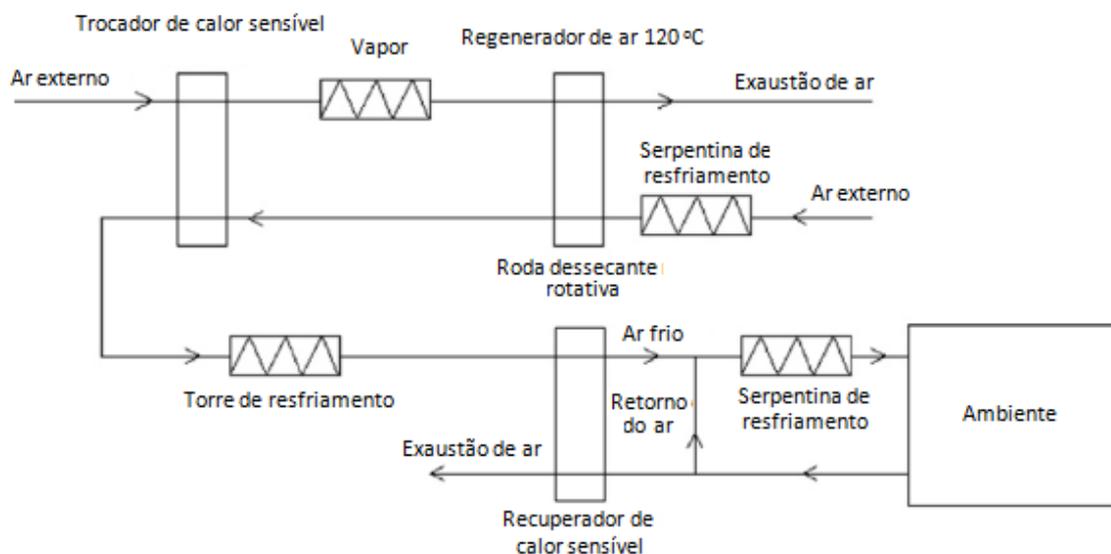
Foram analisados dois resfriadores de líquido (*chiller*) com capacidade de refrigeração de 840 kW. Os parâmetros do ar interior foram definidos como $22\pm 2^\circ\text{C}$ no bulbo seco e de 50 a 65% de umidade relativa. Devido à elevada exigência de controle de umidade relativa do ar interior, um umidificador foi utilizado.

Como análise, foram estudados dois esquemas, no esquema A:

- Substituir os *chillers* com condensação a ar, por condensação a água, a fim de aumentar a eficiência de arrefecimento.
- Utilizar o vapor da caldeira para a umidificação no inverno, podendo reduzir o consumo de energia primária, reduzindo também as emissões e despesas de operação do sistema.
- Exaustão do ar com grande volume e baixa temperatura, sendo necessário o uso de um sistema de recuperação de calor, reduzindo o consumo de energia.

Um esquema B a fim de evitar o reaquecimento é apresentado no estudo. De acordo com a situação prática da instalação, a aplicação de uma roda dessecante rotativa foi aplicada a fim de se resolver o problema de equilíbrio entre as taxas de calor sensível e latente e as cargas térmicas do interior do edifício durante o processo, conforme mostrado na Figura 2.9. Em seguida, o controle independente da temperatura interna e umidade podem evitar efetivamente o processo de reaquecimento mantendo a umidade e temperatura exigidas.

Figura 2.9 - Fluxograma do processo de tratamento de ar. (Adaptado de Ding *et al.*, 2010).



Como resultados, observou-se que o investimento inicial do sistema é 2.473.000 RMB (Renminbi, moeda da República Popular da China) e 917 ton de dióxido de carbono deixando de ser liberado, tendo como custos 2,7 RMB por quilograma. O investimento inicial do esquema que visa evitar o reaquecimento é de 4.246.000 RMB e 301 toneladas de dióxido de carbono deixando de ser liberado, tendo como custos 14,1 RMB por kg.

Pooriwat e Pipat (2011) fizeram um estudo cujo objetivo é propor um esquema de classificação adequado para avaliar o desempenho dos *chillers*. O sistema foi desenvolvido utilizando o conceito de custo de ciclo de vida e pode ser adotado como parte de um programa de rotulagem energética no futuro. Devido ao aumento do consumo de energia previsto nos edifícios, contribuindo significativamente para a demanda de energia nacional em países tropicais, com crescimento a uma taxa média de 4,5% ao ano desde 2000. Os edifícios comerciais são responsáveis por um quarto da eletricidade consumida, e um sistema de ar condicionado centralizado é comumente empregado para fornecer condições de conforto para os ocupantes dos edifícios. A decisão de usar *chillers* de alta eficiência contribui, assim, para redução do consumo de energia em edifícios.

O estudo relata os resultados de uma pesquisa de preços de aparelhos de ar condicionado e refrigeradores disponíveis no mercado da Tailândia. Os preços dos

chillers foram compilados a partir de dois fabricantes locais, multinacionais, distribuidores e entrevistas com alguns subempreiteiros locais. Os dados compilados abrangem uma vasta gama de tecnologias de compressão, capacidades de refrigeração e performances. Estes dados foram utilizados para estimar o custo inicial do sistema de ar-condicionado.

Após o levantamento, as tecnologias de compressão foram levadas em conta, com capacidades frigoríficas variando tipicamente de 10 a 400 toneladas de refrigeração (TR). Os fluidos refrigerantes como o HCFC-22, HFC-134a ou HFC-410A podem ser utilizados. A Tabela 2.1 resume os resultados da pesquisa quanto ao tipo de compressão e performance dos *chillers*, EER (relação de eficiência energética).

Tabela 2.1 - Chillers (tipo de compressão versus performance).		
Compressor	Capacidade frigorífica (TR)	Performance (EER)
Alternativo	10 a 400	9,2 a 9,85
Scroll	5 a 200	9,2 a 9,85
Parafuso	70 a 400	9,2 a 10,2

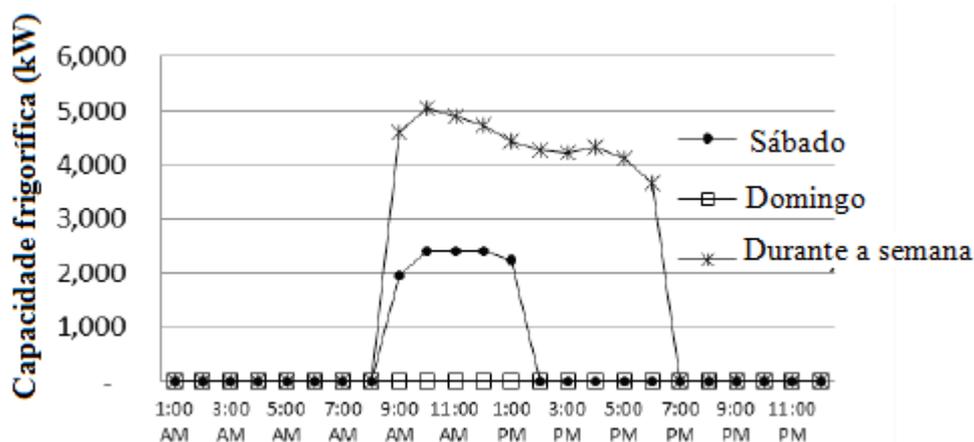
Na Tabela 2.2 encontra-se um resumo dos resultados da pesquisa de performance dos resfriadores de água. Os compressores alternativos são utilizados em sistemas de pequena capacidade frigorífica enquanto os compressores centrífugos são utilizados em sistemas de grande capacidade frigorífica.

Tabela 2.2 - Dados da pesquisa de performance.		
Compressor	Capacidade frigorífica (TR)	Performance (kW/TR)
Alternativo	20 a 250	0,88 a 0,92
Parafuso	70 a 400	0,70 a 0,76
Rotativo	70 a 450	0,58 a 0,70
Centrifugo	170 a 2500	0,46 a 0,62

A Figura 2.10 ilustra os perfis de carga frigorífica em função do horário para edifícios genéricos obtidos a partir de simulação. Os perfis de carga são apresentados para dias úteis (de segunda a sexta-feira) e fim de semana (assumindo funcionamento até o meio dia no sábado). Conforme a figura, a carga frigorífica tem um pico pela manhã, havendo uma redução e depois o pico surge novamente no final da tarde. A carga de

refrigeração no prédio é relativamente baixa ao meio-dia, assumindo que alguns aparelhos elétricos estão desligados. A carga também diminui devido às pessoas que saem para o almoço.

Figura 2.10 – Capacidade frigorífica horária em um edifício do tipo escritório. (Adaptado Pooriwat e Pipat, 2011).



Os regulamentos de energia em edifícios, também conhecidos como códigos de construção visando o melhor uso da energia, foram estudados por Lombard *et al.* (2011). Esse conceito surgiu na década de 1970, como um elemento essencial para a melhoria da eficiência energética, para minimizar o consumo de energia em edifícios. Eles analisaram o histórico e desenvolvimento das normas de construção com foco em eficiência energética para aquecimento, ventilação e ar-condicionado (HVAC).

Foi realizada uma revisão abrangente das necessidades de energia para este tipo de instalação em edifícios não residenciais, sendo composta por doze das principais normas de construção com foco em energia e vários trabalhos sobre o tema, compondo referências de mais de trinta países em quatro continentes.

Com a ameaça do esgotamento dos recursos energéticos tradicionais e com o aumento dos preços da energia, os governos conscientes reagiram, estabelecendo organizações públicas (agências de energia) para abordar, especificamente, as questões energéticas. Foi então que as normas de energia começaram a ser desenvolvidas no setor da construção.

Na Europa, as primeiras normas abordando envoltórias, transferência de calor, desempenho higrométrico e permeabilidade da construção surgiram no fim dos anos de 1970. Estes foram seguidos por regulamentos de serviços térmicos para a concepção da instalação e manutenção de sistemas de climatização e de água quente sanitária (AQS). Na década de 1980 foram introduzidas alterações a alguns padrões de envelope (total de cargas de refrigeração nas zonas do perímetro do edifício) para abordar o efeito da radiação solar. No começo dos anos de 1990, uma nova tendência à integração foi a abordagem do edifício como um todo, transferindo o conceito de eficiência energética para o setor da construção. Com intuito de limitar as emissões de dióxido carbono,

melhorando a eficiência energética, os primeiros métodos para o cálculo do consumo de energia e programas de certificação de energia foram desenvolvidos de acordo com a diretiva europeia 93/76/CEE. Essa diretiva considera a importância da certificação como um instrumento para prestar uma informação objetiva sobre as características energéticas dos edifícios, contribuir para uma maior transparência do mercado imobiliário, incentivar investimentos na economia da energia e reduzir as emissões totais de dióxido de carbono.

Nos EUA o marco regulatório é notavelmente diferente, como o escopo das primeiras normas de construção de energia (*ASHRAE* 90-1975 e 24-1978) e no desenvolvimento de programas de simulação de energia.

Como nova diretiva de 2010, a União Europeia e EUA, passaram a buscar normas para padrões futuros de energia, que consiste em identificar o nível de economia com menor custo e visando também o ciclo de vida estimado dos equipamentos.

Estas normas orientam os projetistas quanto a uma seleção de componentes mais eficientes, estabelecendo um conjunto de requisitos. O estudo propõe que estes requisitos sejam classificados em seis categorias: Equipamento de rendimentos mínimos; sistemas de distribuição de fluidos; sistema de controle HVAC (*Heating and Ventilation Air Conditioning*); ventilação; recuperação de calor e ausência de refrigeração.

Como foi possível observar na revisão bibliográfica, o conceito aceito mundialmente de edifícios verdes e tecnologias e métodos para melhoria do desempenho dos sistemas de ar condicionado, são de extrema importância para uma melhor introdução deste conceito no Brasil. No país, os sistemas de ar condicionado ainda são selecionados pelo desempenho médio informado pelo fabricante, não levando em consideração o local a ser instalado o sistema, seu modo de operação e as variações de carga térmica.

Por isso o presente trabalho trata do modo de operação do sistema dependendo da necessidade de carga térmica do edifício, bem como compressão diferenciada dos *chillers*, aproveitando o melhor desempenho de cada *chiller* de acordo com o modo de operação.

Carvalho *et al.* (2012), analisaram as variáveis que influenciam o consumo de energia elétrica em edifícios comerciais no Brasil. Segundo o BEN (Balanço Energético Brasileiro) de 2009 do MME (Ministério de Minas e Energia), os equipamentos de ar condicionado são responsáveis por cerca de 47,6% do consumo de energia nos edifícios. O consumo de energia nos setores residencial, comercial e público, onde a maioria dos edifícios é encontrada, representa 9,3% do consumo de energia final no Brasil. Este trabalho teve como objetivo analisar os fatores de projeto que podem contribuir com maiores reduções no consumo de energia elétrica em edifícios comerciais, com ênfase no sistema de ar condicionado.

As simulações foram realizadas usando diferentes tipos de vidro, paredes, pisos e telhados. O software “VisualDOE 2.61” foi utilizado como uma ferramenta de

simulação, para calcular o consumo de energia do edifício analisado, e mostrando o desempenho energético relacionado ao fator de proteção das paredes.

O edifício comercial analisado no trabalho foi selecionado por seu estilo arquitetônico (paredes totalmente envidraçadas) e totalmente climatizado, conforme Figura 2.11. Estas duas características são amplamente utilizadas em edifícios do tipo escritórios no Brasil, embora o vidro possa oferecer boa estética, ele pode não ser a melhor solução para impedir as altas cargas térmicas causadas pela energia solar de radiação.

Foram realizadas visitas técnicas, seguidas por pesquisas e entrevistas, e também foram coletadas informações sobre os prédios do tipo escritório existentes. Os seguintes itens foram levados em consideração:

- O volume construído com divisórias internas e aberturas externas, descrição dos materiais, bem como as suas características térmicas, o uso (saunas, escritório) e dimensões;
- Quantidade de energia para iluminação e equipamentos instalados;
- Orientação geográfica da construção e dos elementos externos existentes para o sombreamento: árvores e outras edificações;
- Horas de trabalho, intensidade no uso dos equipamentos e instalações de iluminação, sistema de ar condicionado, entre outros.

Figura 2.11 - Visão externa da fachada. (Carvalho *et al.*, 2012).



Para análise, foram considerados três cenários:

Cenário 1: modelo de construção existente, nenhuma modificação foi realizada no edifício existente;

Cenário 2: alterações na cobertura do edifício existente;

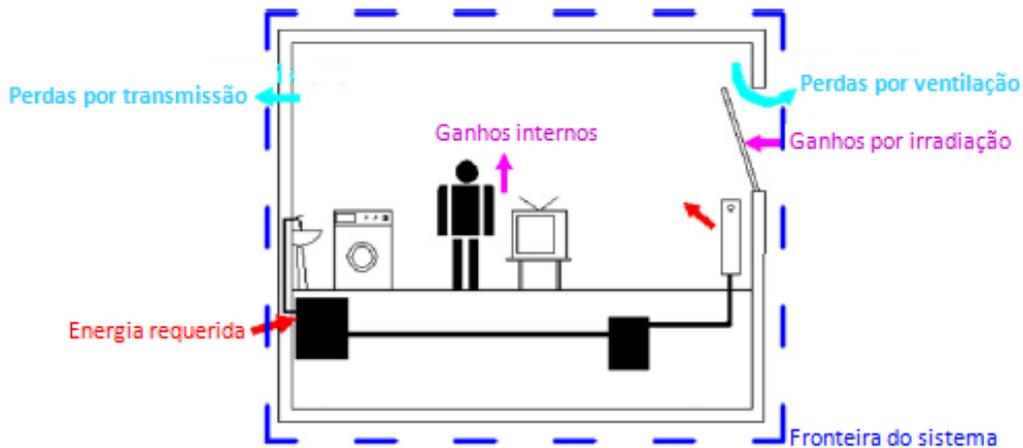
Cenário 3: alterações na fachada do edifício existente.

Como resultado foi obtido que o efeito estufa tem de ser evitado e, sempre que possível, a radiação solar direta deve ser bloqueada antes que ela penetre no vidro, e comparando-se o uso de um vidro duplo tipo SS08 Argon (o vidro mais eficiente testado) com um único vidro incolor com 6 milímetros de espessura, notou-se uma melhoria na eficiência energética de cerca de 12%, para esta comparação.

Sistemas de baixa exergia em sistemas de aquecimento e refrigeração em edifícios sustentáveis foram estudados por Hepbasli (2012). Neste estudo observou-se que o setor da construção possui um elevado potencial para melhorar a relação entre a oferta e demanda de energia, porque as fontes de alta temperatura são utilizadas para atender às necessidades de aquecimento em locais de baixa temperatura. A baixa exergia (ou LowEx) é definida como sistemas de aquecimento ou de refrigeração que permitem o uso de energia de baixo valor, que é entregue por fontes de energia sustentável (ou seja, através de bombas de calor, coletores solares, ou por armazenamento de energia separada ou vinculadas ao desperdício de calor), como fonte de energia. Estes sistemas praticamente fornecem aquecimento e energia de resfriamento a uma temperatura próxima da temperatura ambiente, enquanto a abordagem de baixa exergia, que tem sido usada com sucesso na concepção dos edifícios sustentáveis. Na Figura 2.12 é mostrado o fluxo de energia/exergia sobre os limites do sistema em um edifício.

O trabalho analisou de forma abrangente os estudos realizados sobre baixa exergia em sistemas de aquecimento e resfriamento em edifícios sustentáveis. Neste contexto, uma informação introdutória é dada em primeiro lugar. Depois um resumo da utilização da energia e sua demanda em edifícios, também as definições da exergia em vários aspectos da sustentabilidade, sendo descritos com referência ao estado morto. A baixa exergia em sistemas de aquecimento e resfriamento são então introduzidas. Depois disso, as relações de baixa exergia utilizada para estimar energia e a exergia demandada em edifícios foram apresentados como principais parâmetros para avaliação de desempenho e fins de comparação.

Figura 2.12 - Fluxo de energia/exergia sobre os limites do sistema em um edifício. (Adaptado de Hepbasli, 2012).



Como resultados e conclusões foram obtidos:

- Os valores da eficiência exergética de aquecimento e arrefecimento dos sistemas de LowEx para edifícios variou de 0,40% a 25,3%, enquanto que aqueles para estufas variaram entre 0,11% e 11,5%.
- A maioria das análises e avaliações dos sistemas de LowEx tem sido feitas para o aquecimento dos edifícios.
- A ferramenta de análise de exergia foi desenvolvida para analisar a energia e cadeias da exergia em edifícios. Ela pode ser usada para comparar o impacto das melhorias no envoltório do edifício para a melhoria dos serviços de construção.
- Existem atualmente diversas tecnologias disponíveis para baixa exergia. Sistemas de baixa temperatura combinados com sucesso, tradicionais e abordagens inovadoras para aquecimento; normalmente o calor é transferido para a sala através do ar ou circulação de líquido e o mesmo sistema pode muitas vezes ser utilizado tanto para aquecimento quanto para o arrefecimento.
- O principal benefício de seguir os princípios de projeto de baixa exergia é a diminuição resultante na procura da exergia no ambiente construído e o fornecimento de energia relacionado. Seguindo o conceito de exergia, as emissões totais de CO₂ em edifício também são substancialmente reduzidas, como resultado da utilização de processos de conversão de energia mais eficientes.
- A abordagem da baixa exergia deve ser o conceito-chave em qualquer estratégia de longo prazo visando a criação de um ambiente com construção sustentável.

Auditorias energéticas dos edifícios, como ferramenta para promover medidas de adaptação para a energia existente, foram analisadas por Dall'O *et al.* (2012). Eles verificaram que as auditorias energéticas têm vários objetivos, incluindo a redução do consumo de energia, os custos de gestão, e o impacto ambiental. A metodologia de auditoria energética verde define uma abordagem diferente da tradicional, onde o valor acrescentado reside na palavra "verde", referindo-se à sustentabilidade.

O método proposto não se destina a ser um novo procedimento de controle de energia, e sim uma interpretação mais moderna da metodologia clássica. Um estudo de caso de um *retrofit* com foco na sustentabilidade é analisado e avaliado conforme LEED (Leadership in Energy and Environmental Design), que é uma certificação para construções sustentáveis, concebida e concedida pela Organização Não Governamental-ONG americana, U.S. Green Building Council (USGBC), de acordo com os critérios de racionalização de recursos (energia, água, etc.) atendidos por um edifício.

Como conceito foi proposto que a Auditoria Energética Verde integre dois elementos estratégicos, energia e meio ambiente, através da junção da auditoria energética e LEED.

Como conclusão essa junção de auditoria energética e LEED visa otimizar o desempenho energético dos edifícios existentes, mas também alcançar um *retrofit* nos edifícios, fazendo edifícios e cidades para o futuro, com maior sustentabilidade.

Qureshi *et al.* (2013), fizeram uma investigação experimental sobre os efeitos em termos de energia, de empregar um ciclo de subresfriamento dedicado (exclusivo para o sistema) de compressão de refrigeração residencial. Uma análise comparativa do desempenho do ciclo experimental foi realizada, com e sem o ciclo de subresfriamento dedicado, quando a temperatura ambiente foi mantida entre 18 e 22 °C. Isto foi feito a fim de verificar o aumento da eficiência devido ao uso de um *loop* de subresfriamento dedicado. O R-22 foi utilizado como refrigerante no ciclo principal enquanto que o R-134a flui no ciclo de subresfriamento dedicado.

O sistema básico é um sistema de 1,5 toneladas de refrigeração (1,5 TR) do tipo ar-condicionado *split*, usado para refrigerar um quarto de uma residência, mostrado na Figura 2.13. Ele consiste de um condensador aletado, tendo uma área de superfície útil de 0,514 m² (tubo de cobre com diâmetro de 5/16") para a transferência de calor. Após o condensador há uma válvula de expansão termostática (Estado 5, Figura 2.14), localizado na saída do subresfriador, que age como evaporador do circuito de subresfriamento dedicado. O sistema de refrigeração utiliza um compressor hermético alternativo de 2,14 kW para o ciclo principal. O refrigerante, após a compressão, é condensado. O subresfriador recebe o refrigerante líquido a partir do condensador e, antes da expansão passa através de um visor de líquido para que o seu estado líquido possa ser verificado. O evaporador é um trocador de calor com serpentina aletada e tem uma área de superfície útil de 0,22 m² (tubo de cobre com diâmetro de 7 milímetros) para a transferência de

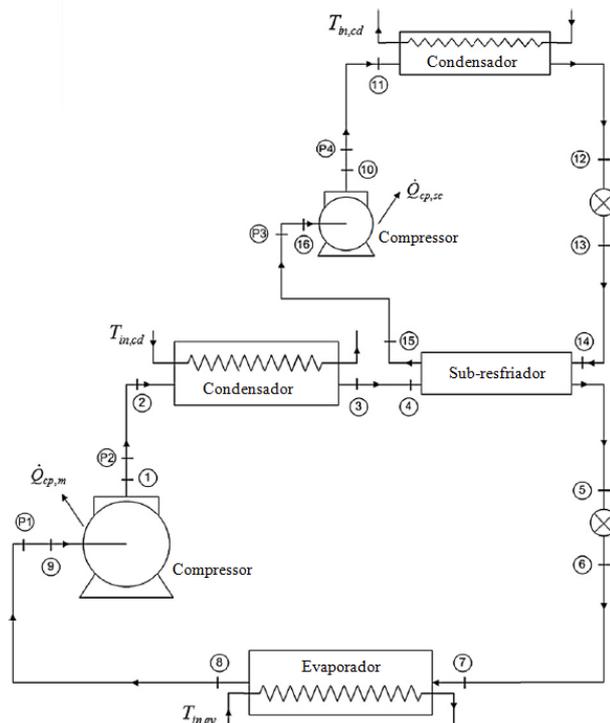
calor. Na saída do evaporador (Estado 8, Figura 2.14), o vapor subresfriado é comprimido e levado a pressão do condensador (Estado 1, Figura 2.14).

Deve-se notar que o ciclo de subresfriamento dedicado usa 0,186 kW do compressor alternativo hermético. Para determinar a temperatura dos refrigerantes na necessária localização, a montagem do experimento usou 16 termopares do tipo K. Eles foram colocados sobre a superfície dos tubos, mantendo-os isolados do meio ambiente com um material isolante.

Figura 2.13 – Planta experimental. (Qureshi *et al.*, 2013).



Figura 2.14 – Esquema do ciclo de compressão de vapor com subresfriamento. (Adaptado Qureshi *et al.*, 2013).



Além disso, quatro transdutores de pressão para fins gerais (P1-P4 na Figura 2.14) foram empregados na sucção e descarga dos compressores. A taxa de fluxo de massa de refrigerante é determinada pela aplicação do balanço de energia do compressor do ciclo principal. Um wattímetro foi utilizado para determinar o consumo de energia do compressor. Outras propriedades do refrigerante, tais como a entalpia, foram determinadas usando o software *Engineering Equation Solver* (EES), no qual as funções relevantes são incorporadas.

Os resultados experimentais indicam que a capacidade frigorífica do evaporador aumentou aproximadamente 0,5 kW quando o R-22 foi subresfriado, no ciclo principal, de 5 a 8 °C. Notou-se também que, usando o subarrefecimento, a eficiência do ciclo aumentou uma média de 21%. Além disso, a tendência geral indicou que este aumento da percentagem é inversamente proporcional à variação de temperatura do ambiente. O trabalho experimental mostra que o subresfriamento dedicado pode ser usado para aumentar capacidade e eficiência de refrigeração.

Gordon *et al.* (2014), estudaram o conceito político da economia de energia em edifícios na prática. Em termos gerais, este conceito concentra-se no sistema de ar condicionado e também nos processos e práticas específicas, a partir do qual surgem necessidades, como manter, de forma legal, tecnologias, medicamentos e equipamentos.

Em primeiro lugar, as tecnologias, incluindo aparelhos de ar condicionado, não existem sozinhas sendo as tais tecnologias, muitas vezes, conectadas. O ambiente condicionado precisa de divisão com o ambiente externo visando um controle no ambiente interior. Necessariamente estes sistemas devem estar ligados, como materiais com melhor isolamento térmico, estruturas de pintura e fachadas que propiciem melhor transmissão de calor para o ambiente interno do edifício (caso do aquecimento), e deve-se levar em conta que, embora os edifícios possam parecer construções bastante estáticas, eles sofrem muitas interferências, sendo cheios de mudança e instabilidade.

Para ajudar a conter a tendência de uso indevido dos sistemas de resfriamento, os formuladores de política de mudanças climáticas precisam se envolver no detalhe: dos equipamentos e objetos materiais projetados e fabricados, e quais as melhores alternativas?

Em segundo lugar, como intensificar a utilização do espaço para economizar energia no interior como um todo, planejando e racionalizando os espaços.

Em terceiro lugar, um estudo de caso mostrou a importância do controle e racionalização dos espaços, onde os conceitos para o resfriamento foram enquadrados.

Como conclusão os impactos previstos pelas mudanças climáticas, não são claramente uma forma teórica de mudança em que os edifícios existentes e futuras instalações estejam envolvidos. Pois as mudanças nas práticas institucionais e de trabalho têm difícil previsibilidade ao longo das próximas décadas (assim como são as mudanças

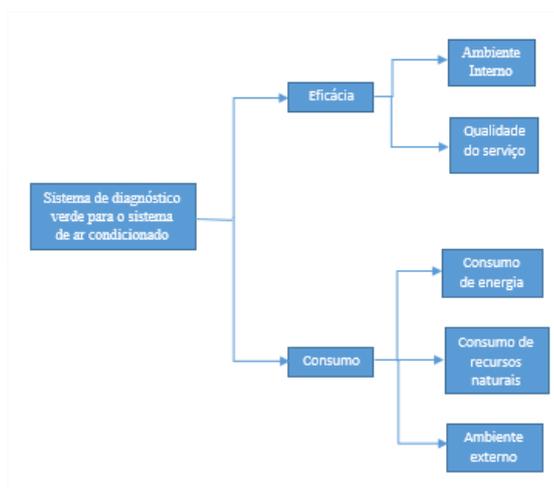
no clima). No entanto, modificações planejadas nas edificações devem suprir uma economia de energia no interior dos edifícios.

Yu *et al.* (2015), realizaram uma análise sobre a criação de um sistema de diagnóstico em sistemas de ar condicionado verde, acompanhando o rápido desenvolvimento urbano da China, com alto desempenho nos projetos do sistema de ar condicionado verde, operação, gestão e avaliação do sistema. Com base na análise do sistema de avaliação de edifícios verdes nacional e internacional, este estudo do sistema de indicadores de diagnóstico de sistema de ar condicionado verde, incluindo a teoria e princípios de diagnóstico, critérios e parâmetros, estabeleceu indicadores de diagnóstico adequados para a China.

Conforme estatísticas, o consumo total de energia nos edifícios na China aumentou ano a ano, chegando ao consumo atual 27% do consumo total de energia do China. O sistema de ar condicionado corresponde de 40 a 60% do consumo total de energia do edifício. Portanto, o comportamento do sistema de ar condicionado é um componente importante para se alcançar as metas de um edifício verde. O estabelecimento do sistema de diagnóstico de um sistema verde tem um significado importante para promover o desenvolvimento e aplicações de sistemas de ar condicionado verdes, padronizar e orientar o mercado de equipamentos de construção com desenvolvimento de sistemas com baixa emissão de carbono, e fornecer apoio técnico para melhorar a eficiência energética dos edifícios na China.

Foi estabelecido um sistema de diagnóstico verde para o sistema de ar condicionado, incluindo eficácia, qualidade do ar e indicadores ambientais, consumo de energia e consumo de recursos naturais. A constituição do sistema de diagnóstico é mostrada na Figura 2.15. A seleção de indicadores de diagnóstico considera tanto a instalação quanto a operação do sistema, e possui pontos fundamentais, que podem ser utilizados para diagnosticar toda a vida do sistema de ar condicionado.

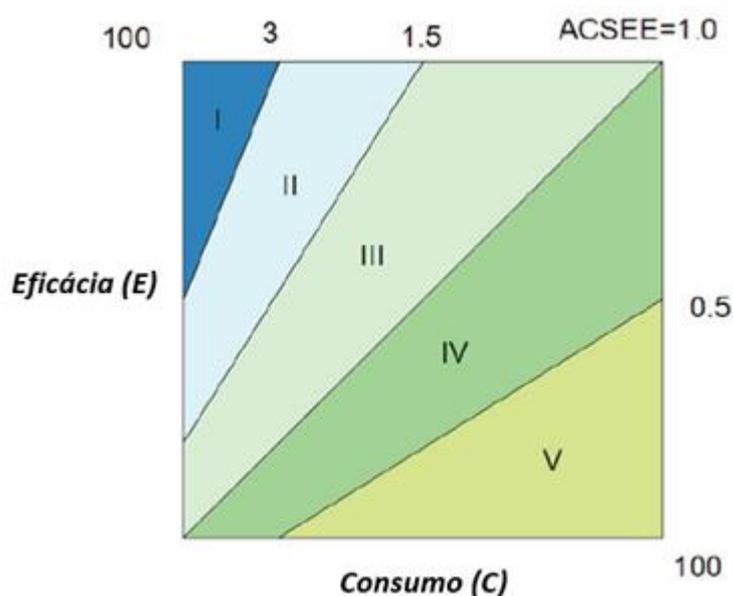
Figura 2.15- Sistema de diagnóstico verde para o sistema de ar condicionado. (Adaptado Yu *et al.*, 2015).



Ao analisar e comparar os sistemas de avaliação de edifícios verdes de diferentes países, e combinando as características das condições nacionais da China, este trabalho apresentou um diagnóstico de sistema de ar condicionado verde, tendo como parâmetro o ACSEE (eficiência do sistema ar condicionado em função do consumo dos recursos ambientais).

De acordo com o ACSEE, podemos determinar o nível verde dos sistemas de ar condicionado, conforme mostrado na Figura 2.16. Nela são apresentadas classificações de eficácia e categorias dos sistemas de ar condicionado. Este método foi uma combinação dos principais parâmetros do sistema de avaliação internacional de edifícios verdes, tais como o sistema de avaliação LEED dos Estados Unidos, BREEAM da Grã-Bretanha e CASBEE do Japão.

Figura 2.16 - Sistema de ar condicionado, categorias de classificação verde. (Adaptado Yu *et al.*, 2015).



Como resultado, o sistema de diagnóstico verde para o sistema de ar condicionado apresenta critérios e indicadores claros que são importantes no projeto, operação, gestão e manutenção do sistema de ar condicionado, impactando no consumo e contaminação dos bens naturais. A implementação de disposições legislativas, regulamentares e políticas, melhoram a eficiência energética do sistema, desempenhando um papel catalisador para os outros setores.

Conforme mostrado na revisão bibliográfica, os métodos utilizados hoje para melhoria da eficiência do sistema de água gelada, visam principalmente o controle da velocidade das bombas de água, dos ventiladores dos condensadores e a variação da velocidade dos compressores. Não foi encontrado nenhum estudo sobre a melhoria de eficiência do sistema de água gelada utilizando *chillers* na mesma planta com compressores diferentes e utilizando a melhor faixa de aplicação desses compressores.

3. METODOLOGIA

A metodologia utilizada para a análise do sistema proposto na presente tese está dividida em:

- Metodologia de Simulação Numérica;
- Metodologia experimental.

Na metodologia para a simulação numérica, é feita uma modelagem energética dos componentes frigoríficos e hidráulicos do sistema usando uma análise global do sistema.

Já na metodologia para o estudo experimental são descritos os sistemas a serem analisados na parte do fluido frigorífico, água gelada e água de condensação. E é feita uma análise experimental de uma instalação real no edifício do Ministério da Fazenda (Órgãos Regionais) no Setor de Autarquias Sul em Brasília-DF.

No estudo de caso é mostrado um comparativo entre os dados reais da instalação dentro de uma faixa de aplicação e os dados do mesmo sistema simulado numericamente. Adicionalmente, foram realizadas várias simulações numéricas buscando observar a faixa de aplicação e melhor configuração dos *chillers*, onde o sistema teria uma melhor performance.

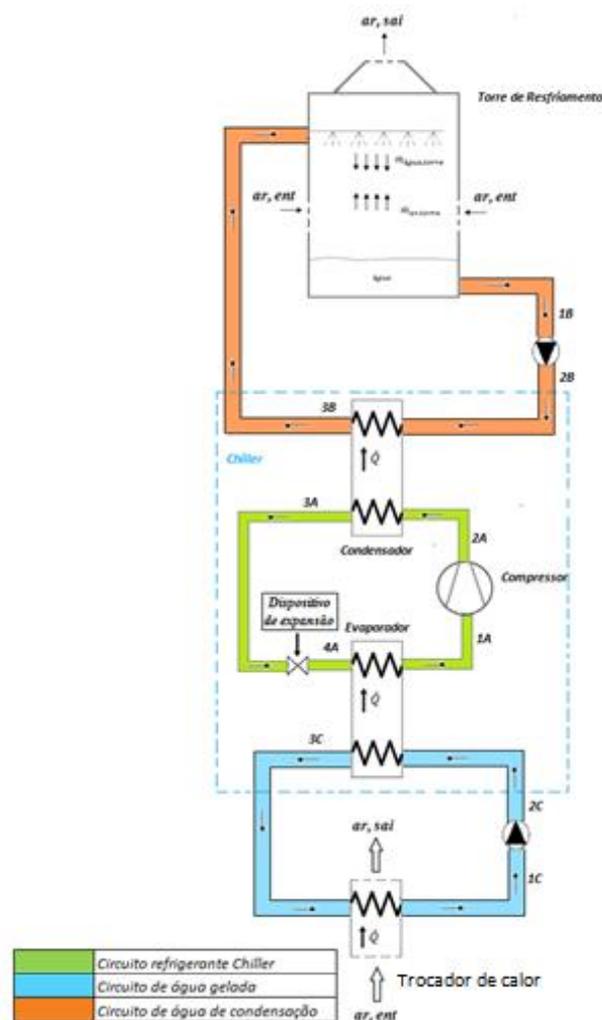
3.1 Metodologia da Simulação Numérica

3.1.1 Descrição do sistema central de água gelada

Este sistema central de água gelada da Figura 3.1 pode ser dividido em três partes ou sistemas:

- Sistema frigorífico;
- Sistema de água de condensação;
- Sistema de água gelada.

Figura 3.1 – Sistema de água gelada simples.



A descrição do princípio de funcionamento dos principais componentes do sistema de água gelada, são mostrados no Anexo 1.

Cada sistema é descrito conforme abaixo.

Sistema frigorífico

O sistema frigorífico do *chiller* é um sistema de compressão de vapor comum, porém a troca de calor nos trocadores ocorre entre o fluido frigorífico e a água, podendo ser de condensação, no caso do trocador do condensador, e de água gelada, no caso do evaporador.

No ciclo frigorífico o fluido representado pelo segmento A do *chiller*, o refrigerante entra no compressor no estado de vapor com certo grau de superaquecimento, para garantir que o refrigerante esteja na forma de vapor evitando a quebra do compressor, (Estado 1). O fluido é comprimido adiabaticamente até (Estado 2) de vapor superaquecido. Durante esse processo a temperatura e pressão do refrigerante aumentam.

O refrigerante sai do compressor, sofre um dessuperaquecimento e entra no condensador, onde muda de fase de vapor saturado (Estado 2) para líquido saturado (Estado 3), em função de uma transferência de calor no condensador para a água de condensação. Saindo do condensador o refrigerante entra no dispositivo de expansão, cuja função é de criar uma perda de carga entre o condensador e evaporador, produzindo uma expansão adiabática no (Estado 4). Nesse processo, do (Estado 3) ao (Estado 4), a temperatura decresce de T_{quente} para T_{fria} , enquanto há um decréscimo de pressão.

Sistema de água de condensação

No sistema de água de condensação a água entra na bomba de água no (Estado 1B) passando por um aumento de pressão, onde a água sai da bomba e entra no condensador casco e tubo no (Estado 2B); no condensador há uma transferência de calor no condensador casco e tubo do refrigerante para a água ficando no (Estado 3B), aumentando sua temperatura. A água sai do condensador e entra na torre de resfriamento. Na torre a água troca calor com o ar e também sofre um processo de evaporação em parte da água do sistema de condensação, havendo um decréscimo da temperatura da água, atingindo o (Estado 1B).

Sistema de água gelada

No sistema de água gelada a água entra na bomba de água no (Estado 1C) passando por um aumento de pressão, e sai da bomba, entrando no evaporador casco e tubo no (Estado 2C). No evaporador casco e tubo há uma transferência de calor da água para o refrigerante ficando no (Estado 3C), caindo sua temperatura. A água sai do evaporador e entra no *fancoil*. Neste a água troca calor com o ar do ambiente a ser resfriado sofrendo um aumento de temperatura e indo para o (Estado 1C).

3.1.2 Modelagem numérica dos componentes do sistema de água gelada

Para a modelagem energética dos sistemas foi utilizada a primeira lei da Termodinâmica aplicada a cada componente do sistema em separado, segundo a Equação 3.1, considerando-se as seguintes hipóteses simplificadoras:

- Processo em regime permanente;
- Variações de energia cinética desprezível entre entrada e saída de todos os componentes do ciclo;
- Variações de energia potencial desprezível entre entrada e saída de todos os componentes do ciclo;
- Dispositivo de expansão e compressor adiabáticos;
- Perdas de carga e transferência de calor nas tubulações de interligação desprezadas.

A primeira lei da termodinâmica é dada pela Equação 3.1:

$$\frac{\partial E_{vc}}{\partial t} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad 3.1$$

No regime permanente não há variação da massa no volume de controle.

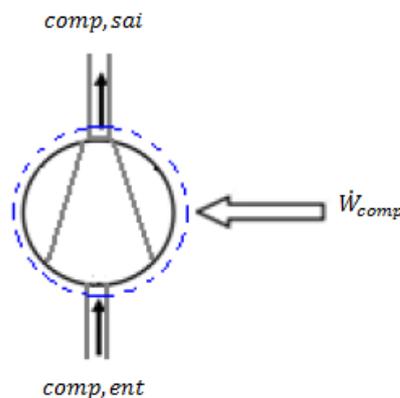
Modelagem dos componentes do sistema central de água gelada

Um modelo numérico detalhado foi desenvolvido utilizando o fundamento dos conceitos e equações básicas de transferência de calor e massa, onde os componentes principais do sistema da central de água gelada foram modelados tais como; resfriador de ar, *chiller* (constituído por um evaporador, um condensador, um compressor e um dispositivo de expansão), as bombas de água de recirculação, a torre de resfriamento e o ventilador.

Compressor

Este componente é responsável em circular o fluido refrigerante, onde o refrigerante que deixa o evaporador de baixa temperatura é comprimido pelo compressor até uma pressão e uma temperatura relativamente altas. Admitindo-se que não existe transferência de calor de ou para o compressor, mostrado na Figura 3.2, o balanço de massa e energia para um volume de controle englobando o compressor é mostrado na Equação 3.3.

Figura 3.2 – Compressor.



$$\dot{m}_{ent,comp} = \dot{m}_{sai,comp}$$

3.2

$$\dot{W}_{comp} = \frac{(h_{ent,comp} - h_{sai,comp})\dot{m}_{comp}}{\eta_{elet}} \quad 3.3$$

Onde η_{elet} é a eficiência do motor elétrico. Pela ocorrência de irreversibilidades durante o processo de compressão, há um aumento da entropia específica entre a entrada e a saída do compressor. Este efeito da compressão irreversível pode ser determinado usando-se a eficiência isentrópica do compressor, conforme Equações 3.4 e 3.5.

A eficiência isentrópica é a medida das perdas resultantes do desvio do ciclo de compressão real daquele de um ciclo de compressão ideal. Entre os diversos fatores que contribuem para uma redução da eficiência, podem ser citados o atrito mecânico entre componentes do compressor e a perda de carga do refrigerante através das válvulas e outros canais de escoamento.

$$\eta_{is} = \frac{\text{trabalho_decompressão_isoentrópica}}{\text{trabalho_de_compressão_real}} \quad 3.4$$

$$\eta_{is} = \frac{\dot{m}_{comp}\Delta h_{is}}{\text{trabalho_de_compressão_real}} \quad 3.5$$

Já com relação à eficiência elétrica, com a corrente e a tensão elétrica de cada compressor trifásico, pode-se encontrar o termo eficiência elétrica para utilizar nas simulações, através da Equação 3.6.

$$P_{comp} = I\sqrt{3}U\eta_{elet}\cos\varphi \quad 3.6$$

I é a corrente elétrica média de cada fase do motor elétrico do compressor e U é a diferença de potencial elétrico entre duas fases do motor elétrico do compressor, e o $\cos\varphi$ é o fator de potência do motor elétrico.

Para determinação do fluxo mássico deslocado pelo compressor, usa-se a Equação 3.7.

$$\dot{m}_{comp} = \dot{V}_{comp}\eta_v\rho_{ent,comp} \quad 3.7$$

Com relação à η_v , que corresponde à eficiência volumétrica do compressor, a mesma pode ser encontrada através da equação 3.8, como sendo a razão entre o volume do gás refrigerante realmente aspirado e o deslocamento volumétrico do compressor.

$$\eta_v = \frac{\text{vazão_volumétrica_que_entra_no_compressor} (m^3/s)}{\text{taxa_de_deslocamento} (m^3/s)} \quad 3.8$$

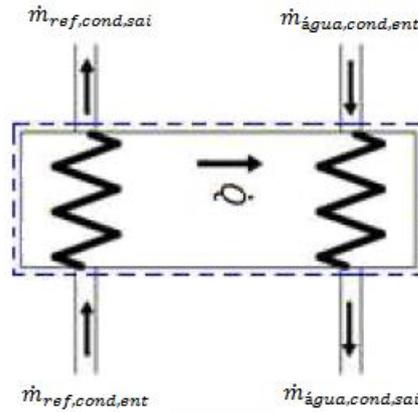
Para a expressão global da potência consumida pelo compressor, usa-se a Equação 3.9.

$$W_{comp} = \frac{\Delta h_{is} \dot{m}_{comp}}{\eta_{elet} \eta_{is}} \quad 3.9$$

Trocador de calor (Condensador)

O condensador é o trocador de calor “casco e tubo”, onde de um lado o fluido refrigerante muda de estado físico liberando calor para a água que se encontra do outro lado deste trocador, conforme Figura 3.3.

Figura 3.3 - Trocador de calor (condensador casco e tubo).



As Equações 3.10 a 3.15 foram utilizadas para determinar a transferência de calor e balanços de massa do condensador.

$$\dot{m}_{ref,cond,ent} = \dot{m}_{ref,cond,sai} = \dot{m}_{ref,cond} \quad 3.10$$

$$\dot{m}_{\acute{a}gua,cond,ent} = \dot{m}_{\acute{a}gua,cond,sai} = \dot{m}_{\acute{a}gua,cond} \quad 3.11$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{\acute{a}gua,cond} c_{\acute{a}gua} (T_{\acute{a}gua,cond,sai} - T_{\acute{a}gua,cond,ent}) \quad 3.12$$

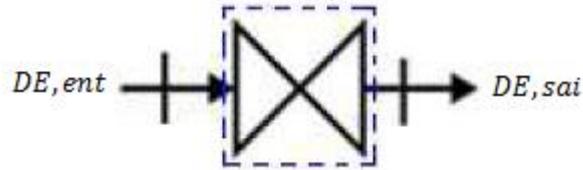
onde $c_{\acute{a}gua}$ é o calor específico da água.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref,cond} (h_{ref,cond,ent} - h_{ref,cond,sai}) \quad 3.13$$

Dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão mostrado na Figura 3.4 é responsável pela redução da pressão entre o condensador e o evaporador.

Figura 3.4 – Dispositivo de expansão.



Assumindo-se um processo adiabático, tem-se:

$$h_{DE,ent} = h_{DE,sai} \quad 3.14$$

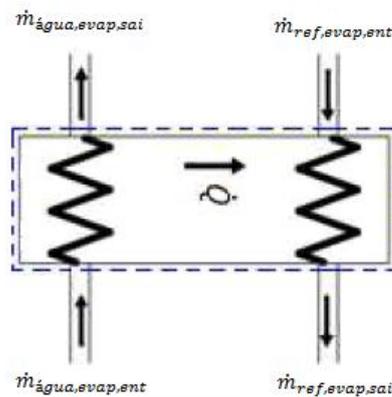
Para o balanço de massa tem-se:

$$\dot{m}_{DE,ent} = \dot{m}_{DE,sai} \quad 3.15$$

Trocador de calor (Evaporador)

O evaporador é o trocador de calor “casco e tubo”, onde de um lado o fluido refrigerante muda de estado físico absorvendo calor da água que se encontra do outro lado do trocador, conforme Figura 3.5.

Figura 3.5 - Trocador de calor (condensador casco e tubo).



As Equações 3.16 a 3.19 foram utilizadas para determinar a transferência de calor e balanços de massa do evaporador.

$$\dot{m}_{\text{água},evap,ent} = \dot{m}_{\text{água},evap,sai} \quad 3.16$$

$$\dot{m}_{ref,evap,ent} = \dot{m}_{ref,evap,sai} \quad 3.17$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{\acute{a}gua, evap} c_{\acute{a}gua} (T_{\acute{a}gua, evap, ent} - T_{\acute{a}gua, evap, sai}) \quad 3.18$$

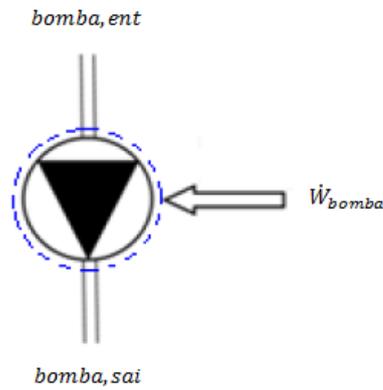
onde $c_{\acute{a}gua}$ é o calor específico da água.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref, evap} (h_{ref, evap, sai} - h_{ref, evap, ent}) \quad 3.19$$

Bomba de água

A bomba de recirculação tem a finalidade de recircular a água nos circuitos de água gelada e água de condensação. Este processo é realizado assumindo-se um processo de bombeamento isotérmico e incompressível. Seu esquema está representado pela Figura 3.6.

Figura 3.6 – Bomba de água.



$$\dot{W}_{bomba} = \frac{\vartheta \dot{m}_{bomba}}{\eta_{bomba}} (\Delta P_{bomba}) \quad 3.20$$

$$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_{bomba} (h_{ent, bomba} - h_{sai, bomba}) \quad 3.21$$

$$\dot{m}_{bomba} = \dot{V}_{bomba} \rho \quad 3.22$$

$$\dot{m}_{ent, bomba} = \dot{m}_{sai, bomba} \quad 3.23$$

onde ΔP_{bomba} é a diferença de pressão entre a saída e a entrada da bomba de recirculação, ϑ é o volume específico do fluido a ser bombeado na entrada da bomba e η_{bomba} é o rendimento total da bomba.

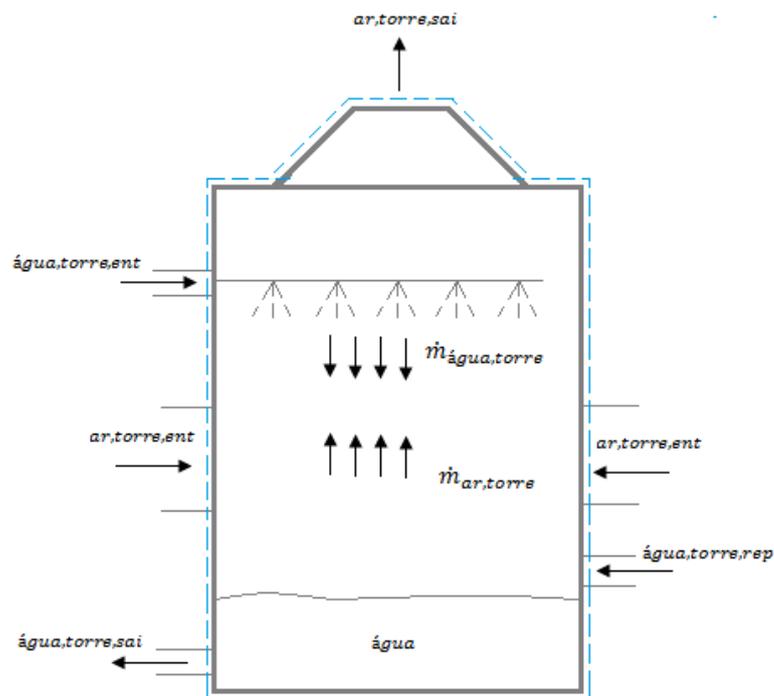
Torre de resfriamento

A torre de resfriamento mostrada na Figura 3.7 é o componente responsável em resfriar a água de condensação provinda do condensador, sendo necessária por conta da alta temperatura de entrada da água do condensador que pode afetar o compressor.

As seguintes considerações foram feitas na modelagem da torre de resfriamento:

- Transferência de calor e massa apenas na direção do deslocamento da água e ao fluxo de ar;
- Transferência de calor e massa através das paredes da torre para o ambiente são desprezíveis;
- Calor específico do ar e da água constantes para uma dada situação operacional;
- Transferência de calor a partir dos ventiladores da torre para o ar sendo desprezível;
- Temperatura uniforme ao longo do fluxo de água em qualquer seção transversal normal ao fluxo;
- Área transversal da torre uniforme.

Figura 3.7 – Torre de resfriamento.



$$h_{ar,torre,sai} = h_{ar,torre,ent} + c_{p_{\acute{a}gua}} \left(\frac{L}{G} \right) (T_{\acute{a}gua,torre,ent} - T_{\acute{a}gua,torre,sai}) \quad 3.24$$

Para o balanço de ar seco e vapor de água que compõem a massa de ar, tem-se:

$$\dot{m}_{ar,torre,sai} = \dot{m}_{ar,torre,ent} = \dot{m}_{ar,torre} \quad 3.25$$

$$\dot{m}_{ar,torre,sai} = (1 + w_{ar,torre,sai})\dot{m}_{ar,seco} \quad 3.26$$

$$\dot{m}_{\acute{a}gua,torre,sai} = \dot{m}_{\acute{a}gua,torre,ent} \quad 3.27$$

Para calcular a água de reposição da torre, tem-se:

$$\dot{m}_{\acute{a}gua,torre,rep} = \dot{m}_{\acute{a}gua_{ar},torre,sai} - \dot{m}_{\acute{a}gua_{ar},torre,ent} \quad 3.28$$

Para umidade específica, tem-se:

$$w = \frac{0,66 \cdot \phi \cdot p_{sat}}{p - \phi \cdot p_{sat}} \quad 3.29$$

$$\dot{Q}_{torre} = \dot{m}_{\acute{a}gua,torre} \cdot c_{p_{\acute{a}gua}} (T_{\acute{a}gua,torre,ent} - T_{\acute{a}gua,torre,sai}) \quad 3.30$$

A efetividade da torre ε_{torre} pode ser determinada como:

$$\dot{Q}_{torre} = \varepsilon_{torre} C_{min} (T_{\acute{a}gua,torre,sai} - T_{\acute{a}gua,torre,ent}) \quad 3.31$$

C_{min} é a menor capacidade calorífica entre a água e o ar.

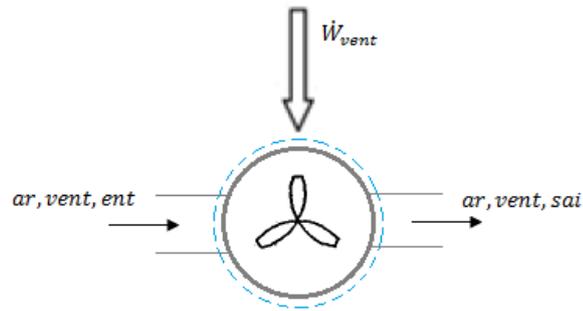
$$C_{ar} = \dot{m}_{ar} c_{p_{ar}} \quad 3.32$$

$$C_{\acute{a}gua} = \dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p_{\acute{a}gua}} \quad 3.33$$

Ventilador

O ventilador é o componente cuja função é de forçar o ar a circular em uma determinada direção, podendo ser utilizado na caixa de ventilação em torres de resfriamento. A eficiência isoentrópica do ventilador é igual à razão da variação de entalpia de um ventilador isentrópico pelo ventilador real. O ventilador é mostrado na Figura 3.8.

Figura 3.8 – Ventilador.



$$\dot{m}_{ar,vent,ent} = \dot{m}_{ar,vent,sai} \quad 3.34$$

Considerar a eficiência isoentrópica constante permite o cálculo da entalpia de saída utilizando:

$$h_{ar,sai} = \left(\frac{h_{ar,sai,rev} - h_{ar,ent}}{\eta_{vent}} \right) + h_{ar,ent} \quad 3.35$$

Onde $h_{ar,sai,rev}$ é a entalpia de saída do ar se o ventilador for operado reversivelmente. Esta entalpia de saída reversível pode ser determinada por duas propriedades independentes da mistura de vapor de água do ar. A pressão de saída é tomada como a pressão ambiente mais a queda de pressão, que deve ser superada pela água gelada da serpentina. A relação de umidade e entropia são tomadas para igualar a condição de entrada do ventilador.

Quando a entalpia de saída é conhecida, a energia do ventilador é determinada conforme Equação 3.36.

$$\dot{W}_{vent} = \dot{m}_{ar}(h_{ar,ent} - h_{ar,sai}) \quad 3.36$$

Fancoil (caixa de ventilação de ar)

Esta caixa é constituída por um ventilador, uma serpentina fria (*fancoil*), e *dampers* para ajuste do ar, conforme Figura 3.9.

A caixa de ventilação também pode ser equipada com um ventilador de velocidade variável, para variar o volume de ar em função da carga térmica. A fim de manter um ambiente com condições de conforto térmico constantes, com temperatura de 24°C e uma umidade relativa máxima de 55%. A relação constante de 17 m³/h por pessoa de ar renovado é mantida na caixa de mistura de ar (caixa de ventilação).

Figura 3.9 – Caixa de mistura de ar (caixa de ventilação) (Tirmizi et al., 2012).

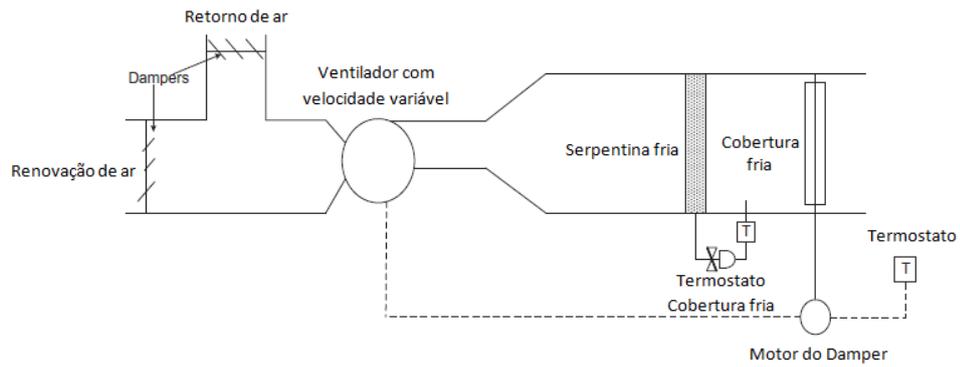
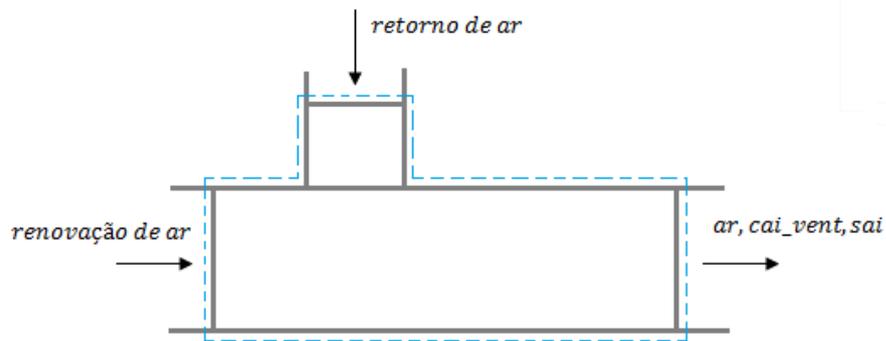


Figura 3.10 – Volume de controle da caixa de mistura de ar.



A seguir equações fundamentais são usadas para descrever a caixa de mistura de ar.

$$\dot{Q}_{caixa_de_ar} = \dot{m}_{\acute{a}gua} c_{\acute{a}gua} (T_{\acute{a}gua,sai} - T_{\acute{a}gua,ent}) \quad 3.37$$

$$\dot{Q}_{caixa_de_ar} = \dot{m}_{\acute{a}gua} c_{p_{ef}} (T_{ar,ent} - T_{ar,sai}) \quad 3.38$$

$$\dot{Q}_{caixa_de_ar} = \varepsilon_{min} C_{min} (T_{ar,ent} - T_{\acute{a}gua,ent}) \quad 3.39$$

a variável $c_{p_{ef}}$ é o calor específico eficaz do vapor de água do ar na serpentina, seu valor é dado por:

$$c_{p_{ef}} = \frac{h_{ar,ent} - h_{ar,sai}}{T_{ar,ent} - T_{ar,sai}} \quad 3.40$$

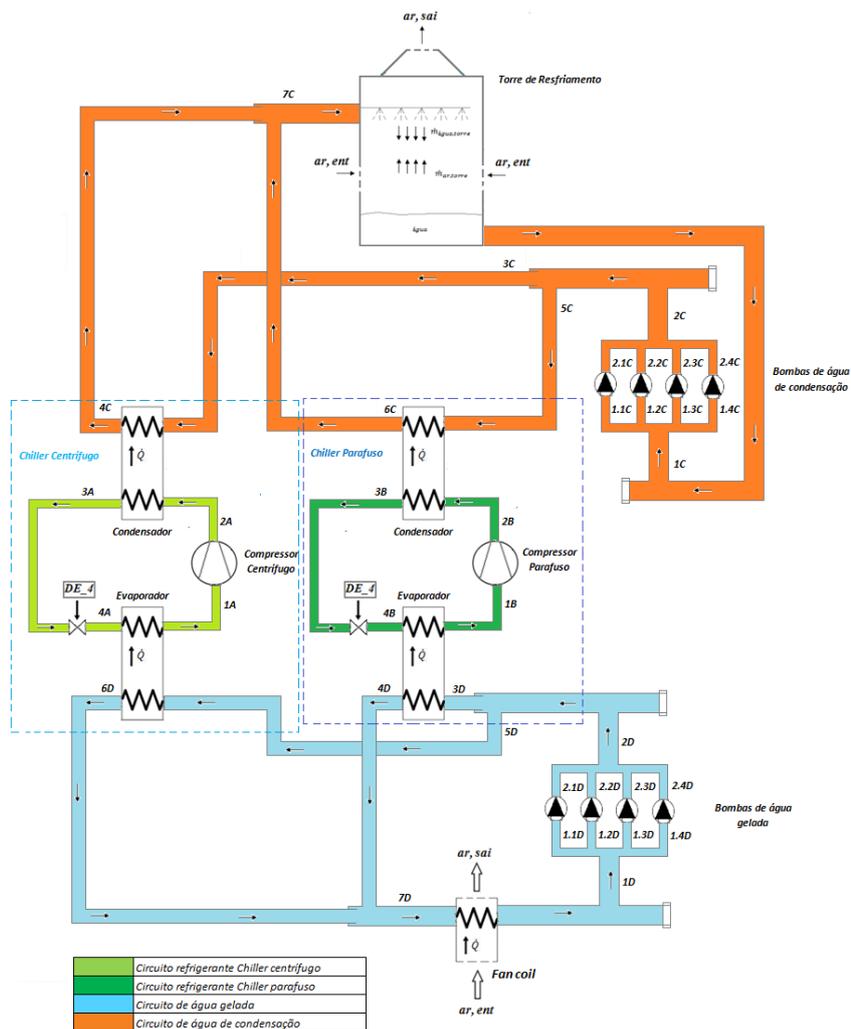
Cada um dos componentes acima foi modelado primeiro individualmente, e depois de forma combinada para descrever o desempenho de todo o sistema de água gelada. A plataforma utilizada para a resolução do sistema de equações foi o EES (*Engineering Equation Solver*) pela facilidade de uso, e a variedade em termos de funções embutidas para processos térmicos, onde as Equações 3.2 a 3.23 foram utilizadas para a simulação numérica.

3.2 Metodologia experimental

3.2.1 Descrição do sistema de água gelada real em estudo

Para o estudo de um caso real foi analisado um sistema de água gelada usado em um prédio de 11 andares do Ministério da Fazenda (Órgãos Regionais) no Setor de Autarquias Sul em Brasília-DF, com *chillers* e bombas de água novos, sendo um *chiller* do tipo centrífugo e um *chiller* do tipo parafuso, ambos com 400 TR de capacidade de refrigeração cada, conforme Figura 3.11.

Figura 3.11 – Sistema de água gelada real.



Este sistema possui 4 bombas de água de condensação, sendo 1 bomba reserva. O sistema possui também 4 bombas de água gelada, sendo 1 bomba reserva, todas de marca MBIL.

O sistema também possui 8 torres de resfriamento marca Alpina, 44 *fancoils* marca Carrier, e 2 *chillers* com compressão diferenciada, sendo um do tipo centrífugo e um do tipo parafuso, já citados acima. Na Tabela 3.1 são mostrados estes componentes e suas devidas capacidades.

Tabela 3.1 – Descrição dos componentes utilizados no sistema em estudo.				
Descrição	Marca	Modelo	Capacidade a 100% de operação	Quantidade
<i>Chiller</i> Parafuso	Carrier	23 XRV	400 TR	1
<i>Chiller</i> Centrífugo	Carrier	19 XRV	400 TR	1
Bomba de Água Gelada	MBIL	INI 50-125	100 m ³ /h	3+1 (reserva)
Bomba de Água de Condensação	MBIL	INI 50-160	120 m ³ /h	3+1 (reserva)
Torre de resfriamento	Alpina	INS77	770.000 kcal/h (254,6 TR)	8
<i>Fancoil</i>	Carrier	40RR010	10 TR	44

Quanto ao funcionamento dos *chillers* centrífugo e parafuso, serão utilizadas as melhores faixas de aplicação referentes ao desempenho de cada um, conforme as necessidades de carga térmica.

Foram acompanhadas medições, durante 30 dias corridos, dos seguintes pontos:

- Vazão da água gelada e da água de condensação;
- Pressões e temperaturas de entrada e saída da água gelada do trocador casco e tubo;
- Pressões e temperaturas de entrada e saída da água de condensação do trocador casco e tubo;
- Consumo elétrico do sistema.

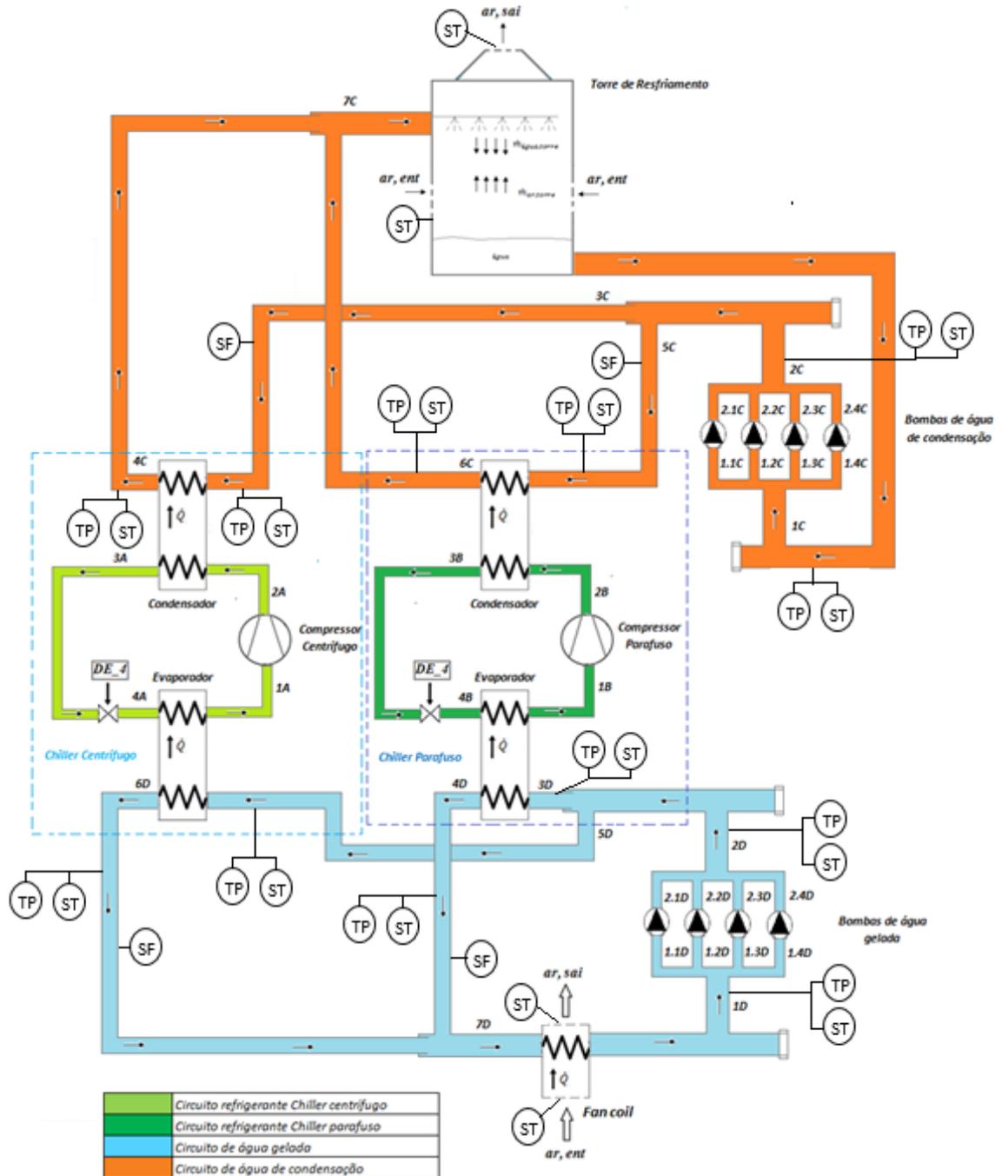
Foram retirados os dados do fabricante para:

- Pressões e temperaturas de operação do fluido refrigerante na linha de descarga e sucção dos compressores;

- Temperatura da linha de líquido;
- Temperaturas e vazões da torre e *fancoils*.

Na Figura 3.12 são mostrados os pontos de pressão, temperatura e fluxo de massa medidos. Nesta figura, TP é o (Transdutor de Pressão), ST é o (Sensor de Temperatura) e SF é o (Sensor de Fluxo de massa).

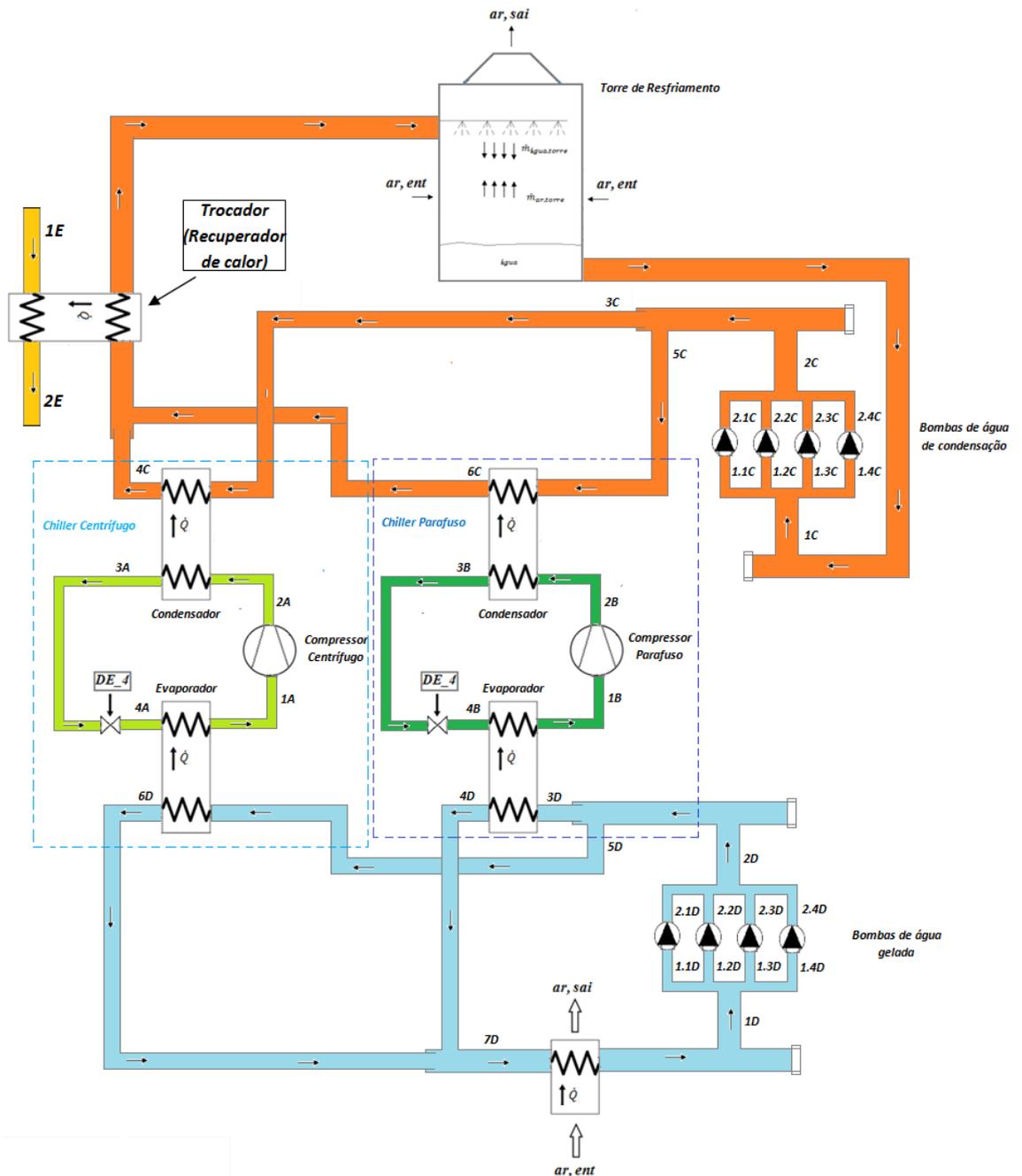
Figura 3.12 – Pontos de pressão, temperatura e fluxo de massa medidos no sistema de água gelada real.



3.1.2 Descrição de um sistema de água gelada com recuperador de calor

O sistema mostrado na Figura 3.13 é uma sugestão de melhoria da eficiência energética para o sistema em estudo e utiliza um trocador de calor na tubulação de água de condensação que fica entre a saída dos condensadores e entrada da torre de resfriamento. Este trocador tem a finalidade de aproveitar o calor provindo da água de condensação e utilizá-lo através dos pontos 1E e 2E para o uso em outras aplicações, como água quente para banhos, cozinha, lavanderia e outros processos.

Figura 3.13 – Sistema de água gelada com recuperador de calor.



Componentes do sistema

No Anexo A1 são dados os componentes do sistema.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os primeiros resultados deste capítulo referem-se à comparação entre o modelo proposto nesse trabalho e os resultados apresentados pelo fabricante e também de dados reais. Os resultados indicaram uma excelente concordância, indicando que a modelagem matemática estava correta. Desta maneira houve segurança de aplicá-la em outras faixas de operação do sistema de refrigeração.

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados obtidos com simulações do sistema com os *chillers* parafuso e centrífugo trabalhando individualmente no sistema de climatização do edifício e também trabalhando em conjunto. Para as análises numéricas as informações de projeto dos componentes e dados reais, foram usadas como comparativo aos resultados simulados.

São apresentados também os resultados de uma análise do sistema de climatização do edifício do Ministério da Fazenda (Setor de Autarquias Sul) em Brasília-DF, que é um sistema contendo compressão mista.

4.1 – Eficiência dos compressores e temperaturas dos *chillers* do sistema utilizado

Para obter as eficiências dos compressores, as temperaturas da água gelada de entrada e a temperatura da água de condensação de entrada e saída dos *chillers*, foi criado um programa no EES (*Engineering Equation Solver*) para o cálculo dessas eficiências e temperaturas em cargas parciais e totais de operação dos componentes. Nele foram colocados os dados do fabricante referentes à capacidade frigorífica e à potência consumida. Os dados de operação dos compressores foram coletados do catálogo do fabricante e por consulta ao próprio fabricante.

Os dados das eficiências dos compressores e temperaturas do *chiller* foram ajustados para a obtenção de equações que simulassem o comportamento real dessas eficiências mediante o uso da interpolação, com ajuda do programa Excel, usando-se quatro parâmetros estatísticos para a validação das mesmas.

Para a validação dos ajustes, foram usados os seguintes parâmetros: coeficiente de correlação (r), erro diferencial (MBE), erro quadrado significativo (RMSE) e o qui-quadrado (χ^2).

O coeficiente de correlação (r) informa o quanto são exatos os valores simulados dos reais, em função da qualidade do ajuste. Porém, nem sempre é possível afirmar que valores de r próximos da unidade (1), representam um bom ajuste, pois é possível obter valores elevados de r quando a relação entre os dados reais e simulados não representa um comportamento linear.

- O MBE ou erro diferencial é um tipo de resíduo total, entre os valores reais e simulados.
- O RMSE ou erro quadrado significativo, é o resíduo quadrado total entre os valores reais e simulados.

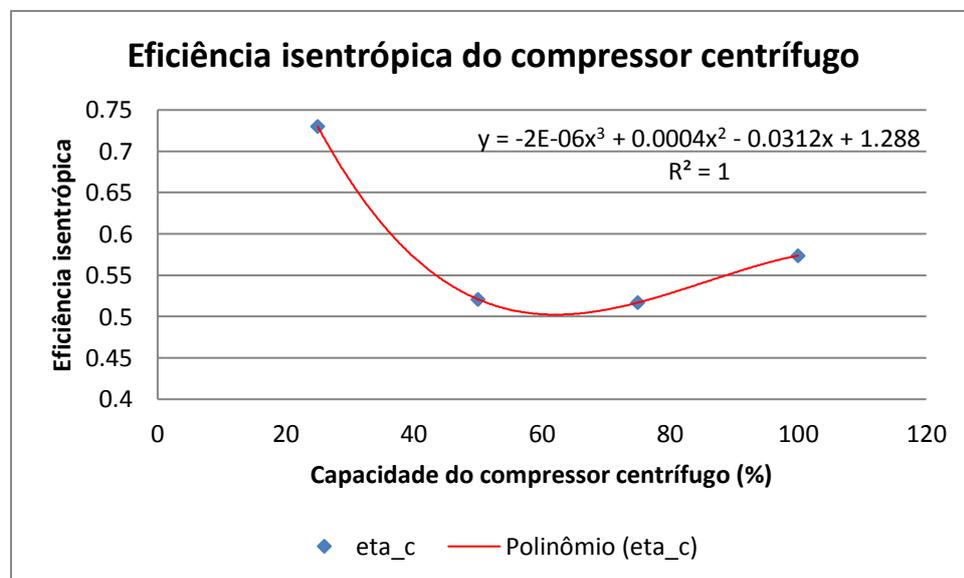
- O qui-quadrado reduzido (χ^2) permite determinar realmente se é possível representar um conjunto de valores como distribuição normal, e verificar se este conjunto encontra-se dentro dos valores de probabilidade que permitem definir o mesmo.

4.1.1 – Chiller com Compressor Centrífugo

As Figuras 4.1 a 4.4 apresentam os resultados obtidos mediante o ajuste das curvas que fornecem as eficiências do compressor, temperaturas da água gelada de entrada, temperatura da água de condensação de entrada e saída do *chiller* centrífugo de 400 TR ou 1406,8 kW de capacidade frigorífica, analisado no sistema instalado no edifício do Ministério da Fazenda em Brasília-DF. Com a capacidade do compressor variando de 25 a 100%. Cada TR de capacidade frigorífica equivale a 3,517 kW de capacidade frigorífica.

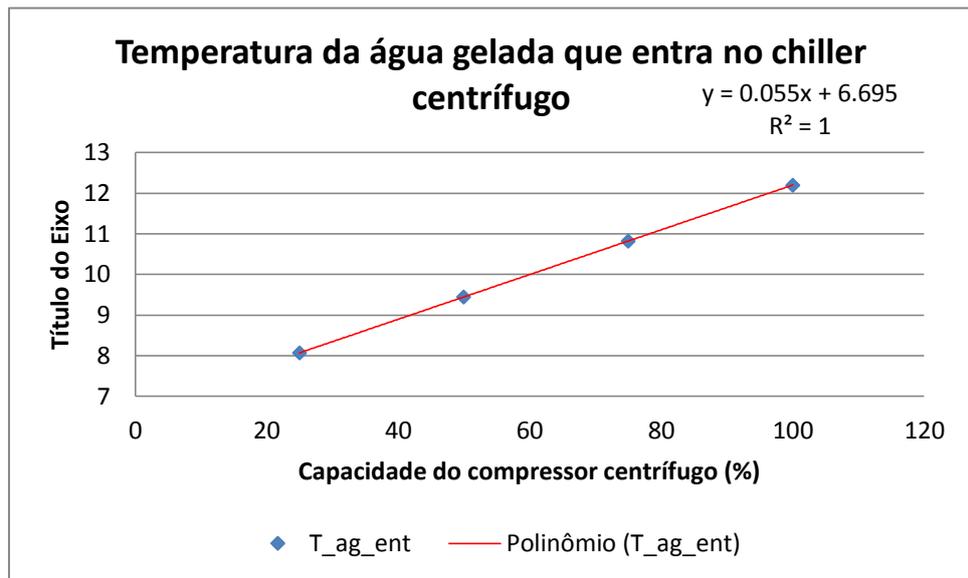
A Figura 4.1 apresenta um bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.1 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da eficiência isentrópica do compressor centrífugo.

Figura 4.1 - Eficiência isentrópica do compressor centrífugo.



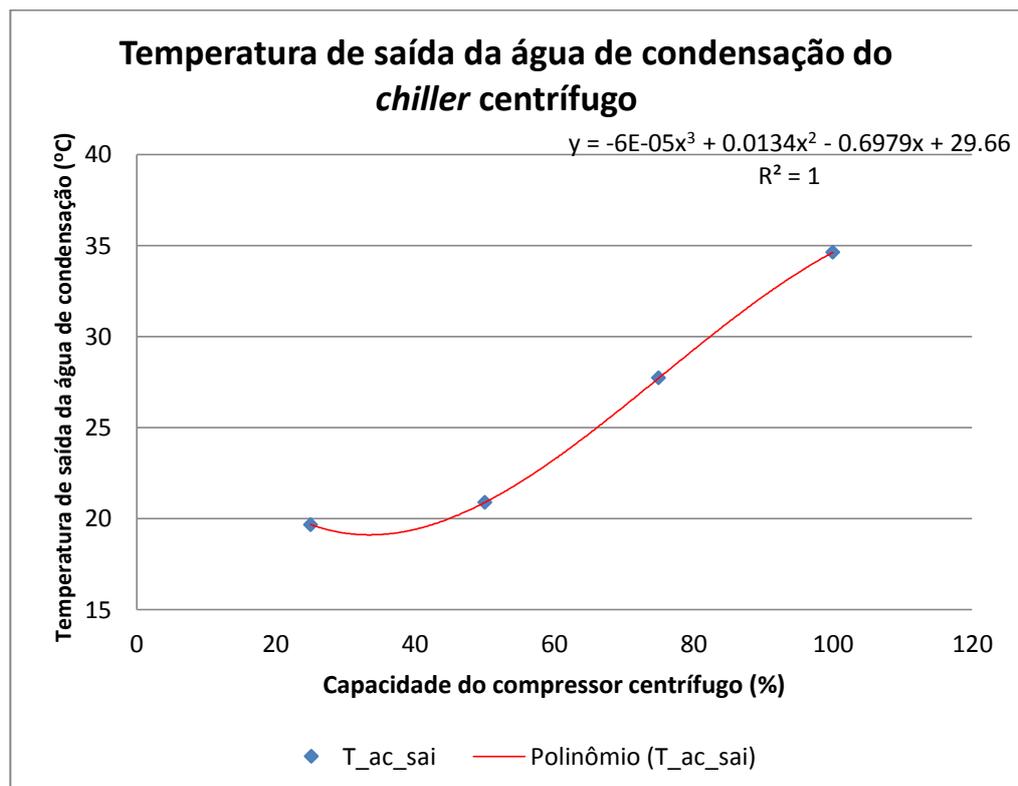
A Figura 4.2 apresenta um bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.1 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da temperatura da água gelada que entra no *chiller* centrífugo.

Figura 4.2 – Temperatura da água gelada que entra no *chiller* centrífugo.



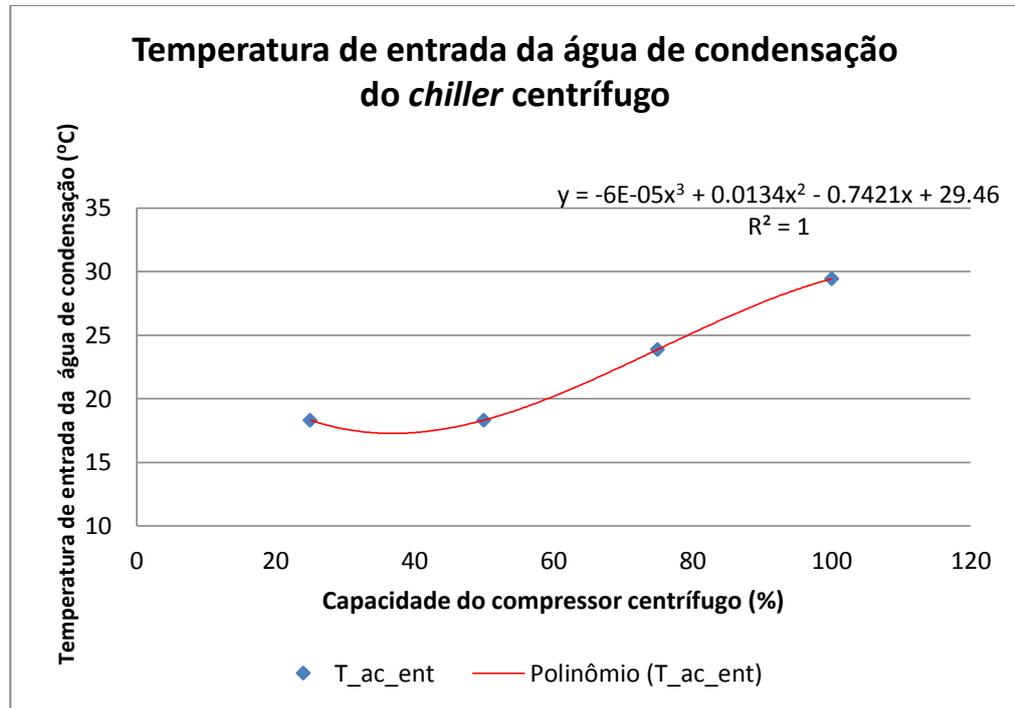
A Figura 4.3 apresenta um bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.1 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da temperatura da água gelada de condensação que sai do *chiller* centrífugo.

Figura 4.3 - Temperatura da água de condensação que sai do *chiller* centrífugo.



A Figura 4.4 apresenta um bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.1 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da temperatura da água gelada de condensação que entra no *chiller* centrífugo.

Figura 4.4 - Temperatura da água de condensação que entra no *chiller* centrífugo.



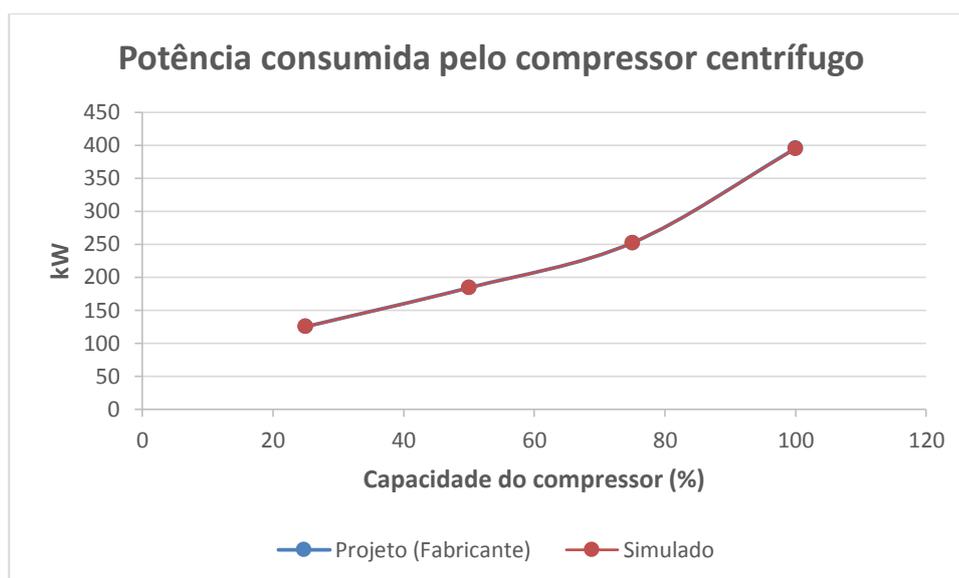
A Tabela 4.1 mostra os parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas da eficiência do compressor e temperaturas do *chiller* centrífugo.

Tabela 4.1 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência do compressor centrífugo do sistema gelada.

Parâmetro	Eficiência isoentrópica	Temperatura da água gelada que entra no <i>chiller</i>	Temperatura da água de condensação que sai do <i>chiller</i>	Temperatura da água de condensação que entra no <i>chiller</i>
r	0,9992	0,9997	1	0,9965
BEM	-0,002111229	0,001276588	-0,000512577	8,98E-05
RMSE	0,002888328	0,001276588	0,000705302	0,002443409
χ^2	8,90E-06	1,74E-06	5,31E-07	6,37E-06

Conforme pode ser observado na Figura 4.5, as curvas mostram um bom ajuste para as faixas de variação de capacidade do compressor entre os dados de projeto retirados do fabricante e os dados simulados. O maior erro obtido na potência consumida pelo compressor centrífugo foi de 0,1%.

Figura 4.5 – Potência consumida pelo compressor centrífugo.

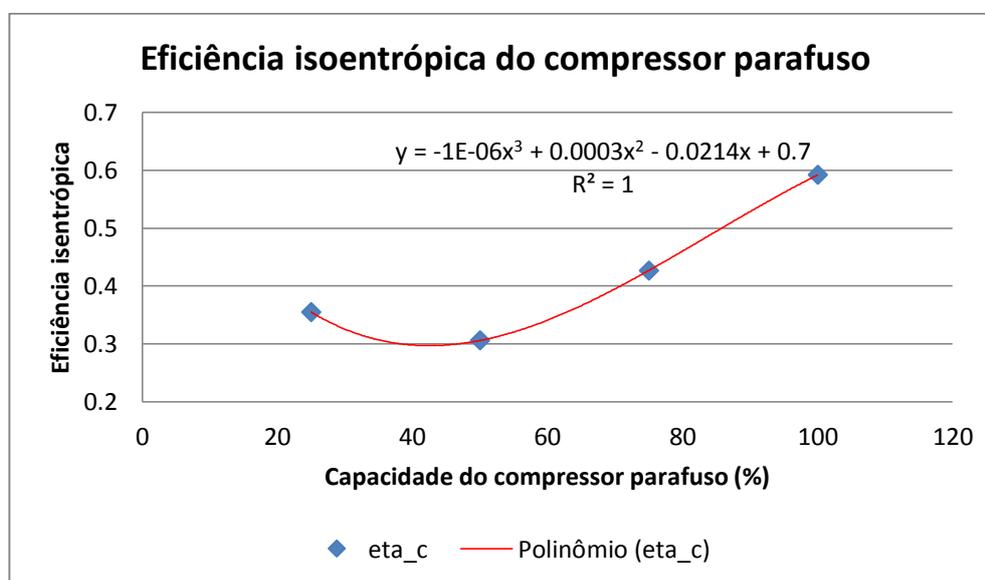


4.1.2. Chiller com compressor parafuso

As Figuras 4.6 a 4.9 apresentam os resultados obtidos mediante o ajuste das curvas que fornecem as eficiências do compressor, temperaturas da água gelada de entrada, temperatura da água de condensação de entrada e saída do *chiller* parafuso de 400 TR ou 1406,8 kW de capacidade frigorífica, analisado no sistema instalado no edifício do Ministério da Fazenda em Brasília-DF, com as capacidades do compressor variando de 25 a 100%.

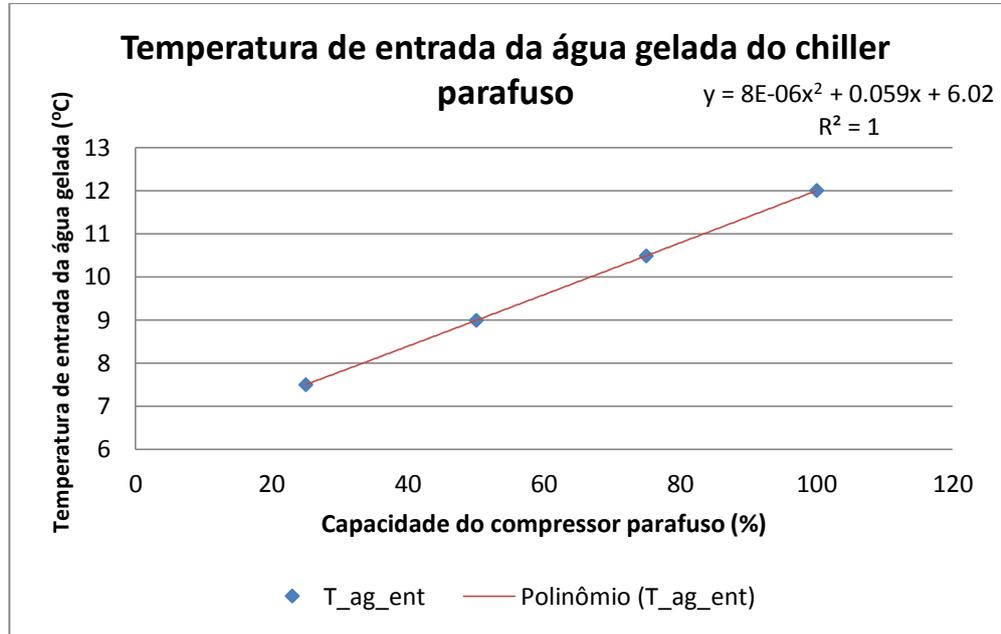
A Figura 4.6 apresenta um bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.2 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da eficiência isoentrópica do compressor centrífugo.

Figura 4.6 - Eficiência isoentrópica do compressor parafuso.



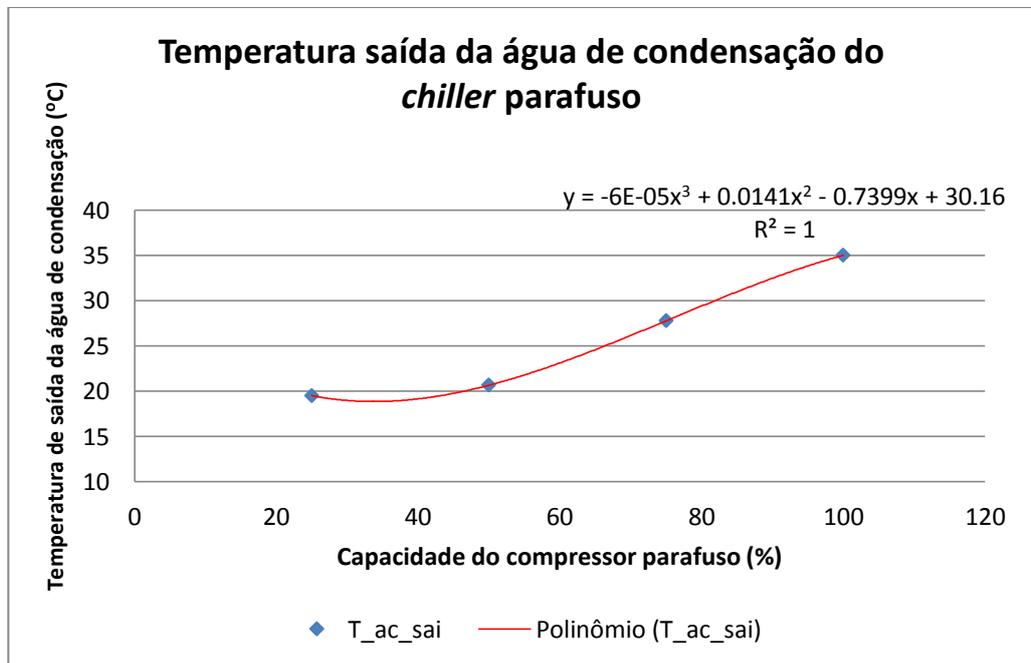
A Figura 4.7 apresenta um bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.2 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da temperatura da água gelada que entra no *chiller* parafuso.

Figura 4.7 – Temperatura da água gelada que entra no *chiller* parafuso.



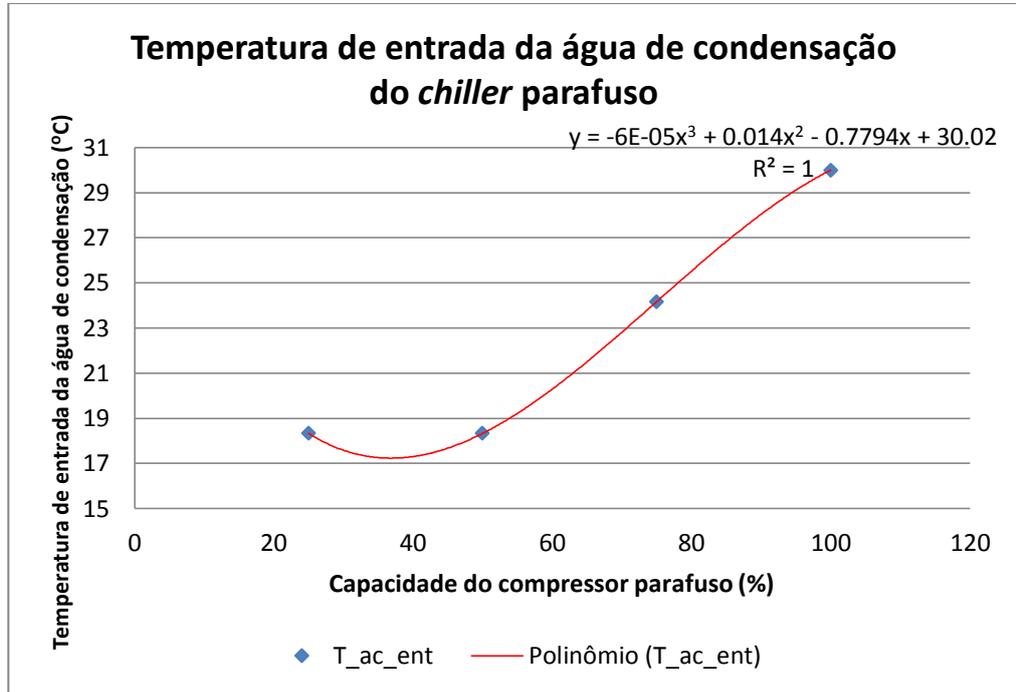
A Figura 4.8 apresenta o bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.2 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da temperatura da água de condensação que sai do *chiller* parafuso.

Figura 4.8 - Temperatura da água de condensação que sai do *chiller* parafuso.



A Figura 4.9 apresenta o bom ajuste que pode ser observado na Tabela 4.2 de parâmetros estatísticos, onde a função é aplicada para a simulação numérica da temperatura da água de condensação que entra no *chiller* parafuso.

Figura 4.9 - Temperatura da água de condensação que entra no *chiller* parafuso.



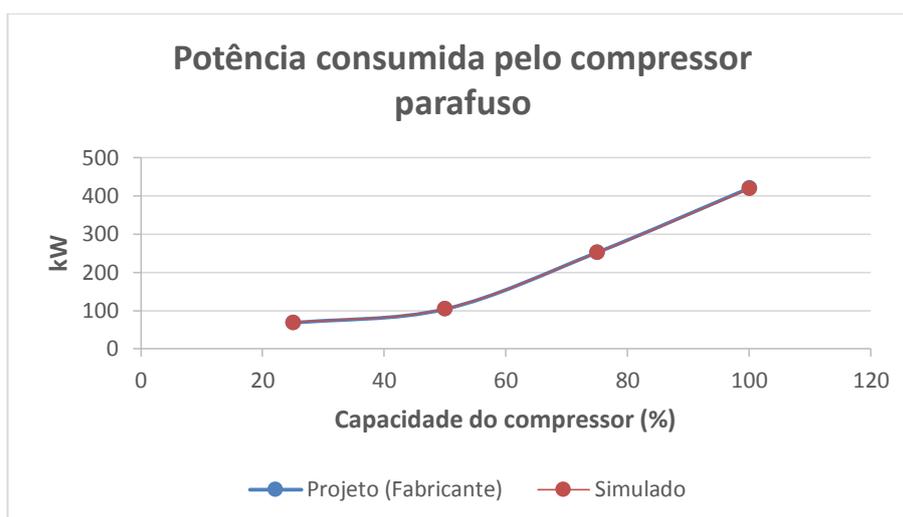
A Tabela 4.2 mostra os parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas da eficiência do compressor e temperaturas do *chiller* parafuso.

Tabela 4.2 - Parâmetros estatísticos aplicados para validação das curvas de eficiência do compressor parafuso do sistema gelada.

Parâmetro	Eficiência isentrópica	Temperatura da água gelada que entra no <i>chiller</i>	Temperatura da água de condensação que sai do <i>chiller</i>	Temperatura da água de condensação que entra no <i>chiller</i>
r	0,8992	0,88997	1	0,9965
BEM	-0,002111229	0,001276588	-0,000512577	8,98E-05
RMSE	0,002888328	0,001276588	0,000705302	0,002443409
χ^2	8,90E-06	1,74E-06	5,31E-07	6,37E-06

Conforme pode ser observado na Figura 4.10, as curvas mostram um bom ajuste para as faixas de variação de capacidade do compressor entre os dados de projeto retirados do fabricante e os dados simulados. O maior erro obtido na potência consumida pelo compressor centrífugo foi de 0,032%.

Figura 4.10 – Potência consumida no compressor parafuso.



4.2. Validação dos dados

Para validação dos dados foi realizado um estudo de caso no sistema de climatização do edifício do Ministério da Fazenda (Setor de Autarquias Sul) em Brasília-DF que é um sistema contendo compressão mista.

Com relação à medição, foram realizadas medidas das vazões, pressões e temperaturas de entrada e saída da água gelada e de condensação, vazão e temperatura do ar dos *fancoils* e torres. Com relação à medição elétrica, foi realizada a medição dos *chillers*, bombas de água gelada e condensação, *fancoils* e torres.

Como no período de medição a capacidade frigorífica exigida era inferior a 50%, os *chillers* tiveram seu funcionamento forçado para aquisição dos valores em cargas maiores, sendo mostrado nas Tabelas 4.4 a 4.6.

Os dados de entrada para a simulação numérica são mostrados na Tabela 4.3.

	100%	75%	50%	25%
Capacidade frigorífica	100%	75%	50%	25%
Fluxo de água gelada	60 l/s	61 l/s	62 l/s	3 l/s
Fluxo de água de condensação	75,7 l/s	75,7 l/s	75,7 l/s	75,7 l/s
Temperatura de condensação	36 °C	36 °C	36 °C	36 °C
Temperatura de evaporação	2 °C	2 °C	2 °C	2 °C
Temperatura de saída da água gelada no chiller	6 °C	6 °C	6 °C	6 °C
Temperatura de entrada da água gelada no chiller	12,2 °C	10,8 °C	9,4 °C	8,0 °C
Fluido refrigerante	R-134a			

Nas Tabelas 4.4 e 4.5 são mostrados os valores do *chiller* centrífugo.

A Tabela 4.4 diz respeito ao comparativo dos dados de projeto (fabricante), simulados e real da potência consumida pelo *chiller* centrífugo, onde o maior erro entre os dados de projeto e simulados foi de 0,02%; e o maior erro entre os dados reais e simulados foi de 9,4%.

Tabela 4.4 - Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da potência consumida pelo <i>chiller</i> centrífugo 19XRV.			
Variando a capacidade do compressor			
Capacidade	Potência kW		
%	Projeto (Fabricante)	Simulado	Real
25	73	73,01	78,2
50	129	129,9	141,2
75	155	155,1	169,3
100	229	229	234,6

A Tabela 4.5 diz respeito ao comparativo dos dados de projeto (fabricante), simulados e reais da capacidade frigorífica do *chiller* centrífugo, onde o maior erro entre os dados de projeto e simulados foi de 0,6%; e o maior erro entre os dados reais e simulados foi de 7,4%.

Tabela 4.5 - Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da capacidade frigorífica fornecida pelo <i>chiller</i> centrífugo 19XRV.			
Variando a capacidade do compressor			
Capacidade	Capacidade Frigorífica TR		
%	Projeto (Fabricante)	Simulado	Real
25	100	100,8	103,52
50	200	201,2	207,3
75	300	298,9	322,42
100	400	405,7	411,45

Nas tabelas 4.6 e 4.7 são mostrados os valores para o *chiller* parafuso.

A tabela 4.6 diz respeito ao comparativo dos dados de projeto (fabricante), simulados e reais da potência consumida pelo *chiller* parafuso, onde o maior erro entre os dados de projeto e simulados foi de 0,03%; e o maior erro entre os dados reais e simulados foi de 9,8 %.

Tabela 4.6 - Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da potência consumida pelo <i>chiller</i> parafuso 23XRV.			
Variando a capacidade do compressor			
Capacidade	Potência kW		
%	Projeto (Fabricante)	Simulado	Real
25	36	35,98	36,2
50	79	79,02	86,8
75	128	128	137,5
100	237	237	242,3

A tabela 4.7 diz respeito ao comparativo dos dados de projeto (fabricante), simulados e reais da capacidade frigorífica do *chiller* parafuso, onde o maior erro entre os dados de projeto e simulados foi de 1%; e o maior erro entre os dados reais e simulados foi de 8,2 %.

Tabela 4.7 - Comparativo dos dados de projeto, simulados e reais da capacidade frigorífica fornecida pelo <i>chiller</i> parafuso 23XRV.			
Variando a capacidade do compressor			
Capacidade	Capacidade Frigorífica TR		
%	Projeto (Fabricante)	Simulado	Real
25	100	99,86	108,2
50	200	200,8	195,6
75	300	301,1	297,1
100	400	404,3	395,2

As Figuras 4.11 e 4.12, dizem respeito aos valores médios medidos da potência elétrica consumida e capacidade frigorífica exigida no período de 13.05.2013 a 13.06.2013, realizadas no sistema de climatização do edifício do Ministério da Fazenda (Setor de Autarquias Sul) em Brasília-DF (Sistema contendo compressão mista).

Figura 4.11 – Potência elétrica consumida.

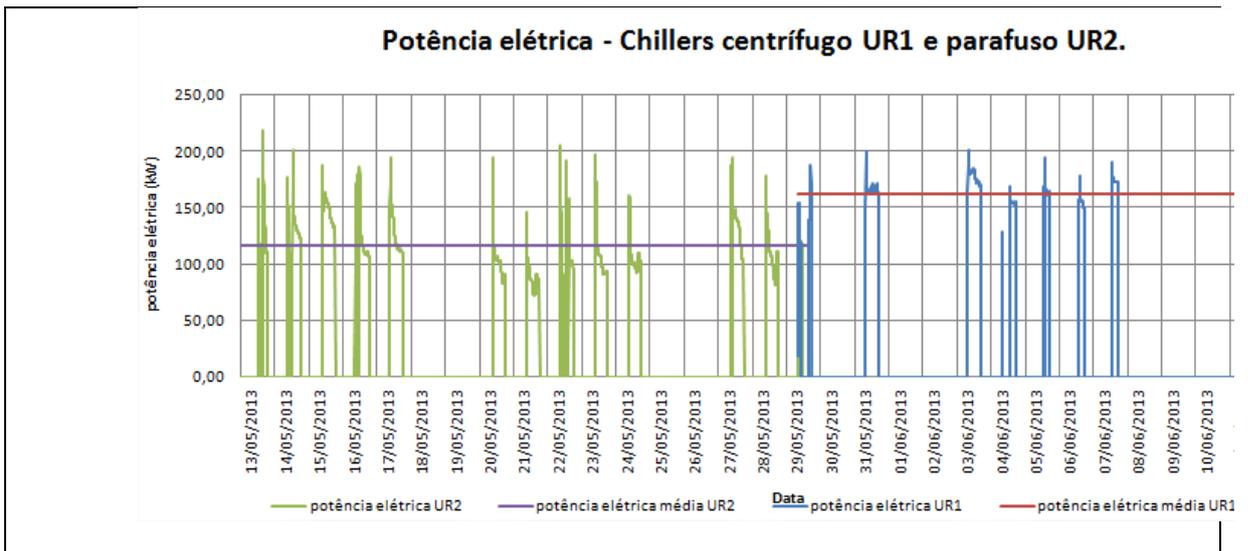
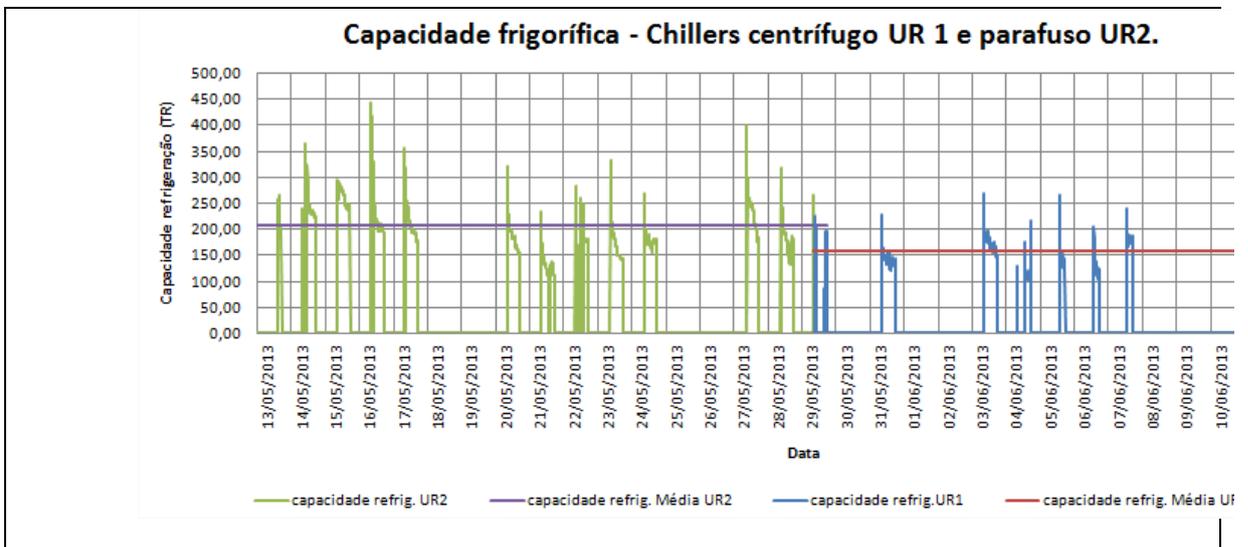


Figura 4.12 – Capacidade frigorífica.



É possível observar que, nesta faixa de operação da capacidade frigorífica, o rendimento do *chiller* parafuso é melhor que o centrífugo.

4.3. Resultados de diversas configurações

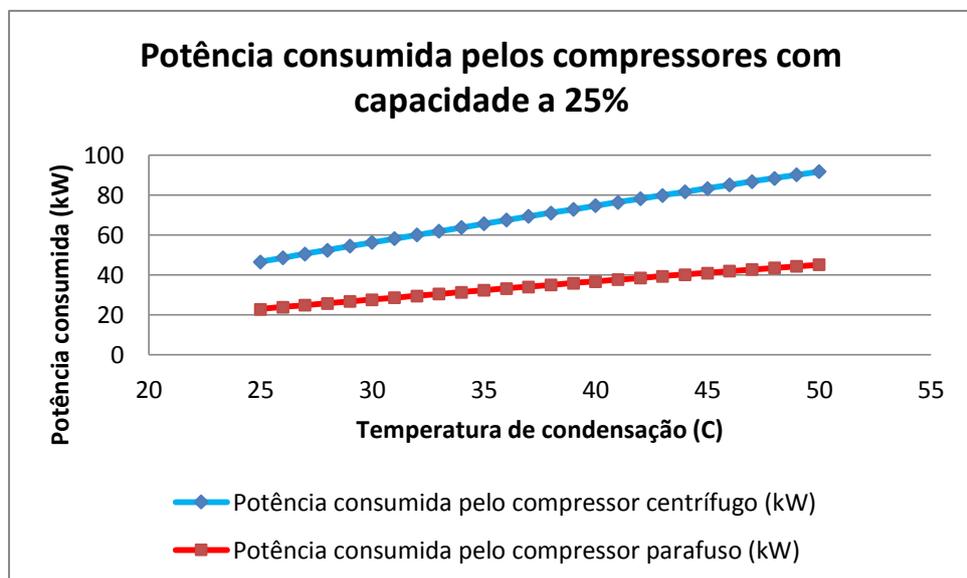
4.3.1. Variação da temperatura de condensação

4.3.1.1. Potência consumida dos *chillers*

Como dados de entrada, foi variada a temperatura de condensação e conforme mostrado nas figuras, houve variação da capacidade dos compressores de 400 TR ou 1406,8 kW em passos de 25, 50, 75 e 100%; a temperatura de evaporação do evaporador casco e tubo foi mantida em 2 °C.

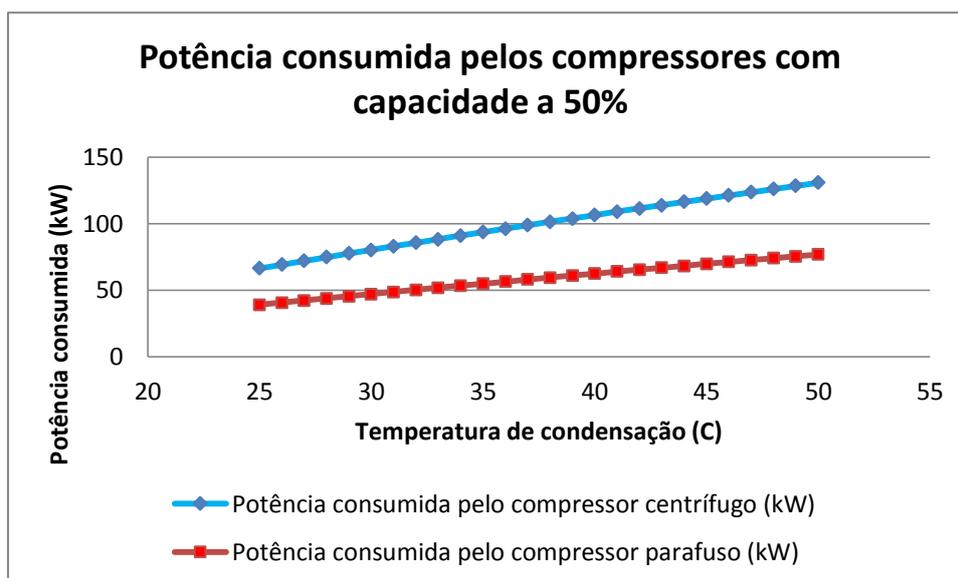
Com a variação da temperatura de condensação, obteram-se os seguintes resultados, mostrados nas Figuras 4.13 a 4.16. A temperatura de condensação tem grande relevância no aumento do consumo de energia provindo dos compressores, devido ao aumento da taxa de compressão.

Figura 4.13 – Potência consumida pelos compressores a 25% da capacidade.



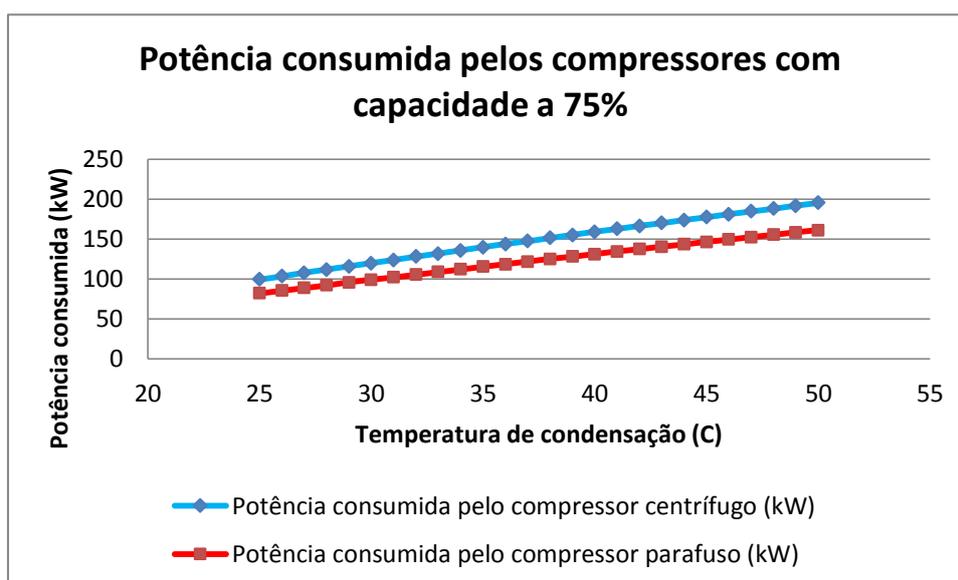
Na Figura 4.13 é mostrado que, ao variar a temperatura de condensação, há um aumento na potência consumida dos compressores, devido ao aumento das irreversibilidades e a maior taxa de compressão. Com os *chillers* com a capacidade de 25%, há uma diferença de 50% na potência consumida entre os *chillers*.

Figura 4.14 – Potência consumida pelos compressores a 50% da capacidade.



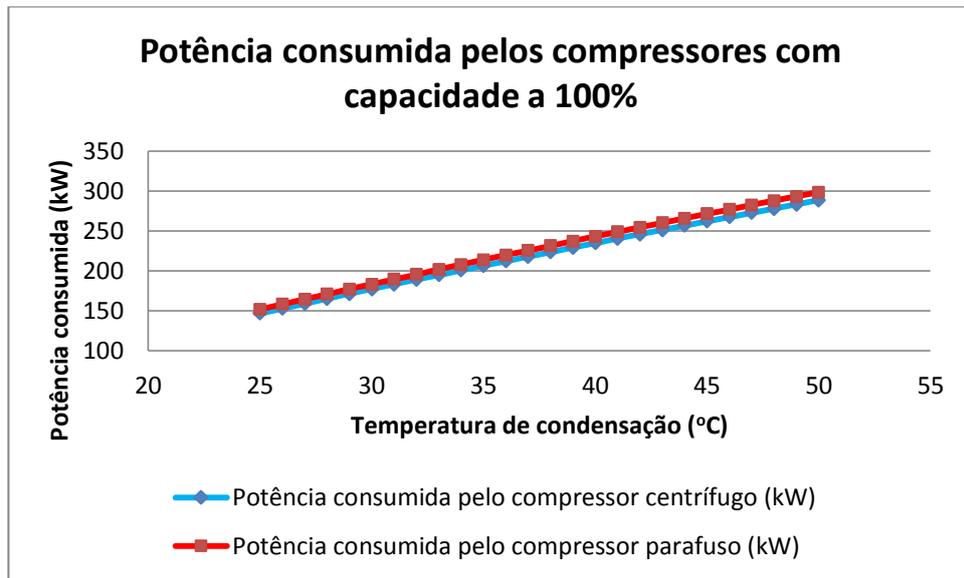
Na Figura 4.14 é também mostrado que, ao variar a temperatura de condensação, há um aumento na potência consumida dos compressores, devido ao aumento das irreversibilidades e a maior taxa de compressão. Com os *chillers* com capacidade de 50%, há uma diferença de 41% na potência consumida entre os *chillers*.

Figura 4.15 – Potência consumida pelos compressores a 75% da capacidade.



Na Figura 4.15 é visto que, ao variar a temperatura de condensação, há um aumento na potência consumida dos compressores, devido ao aumento das irreversibilidades e a maior taxa de compressão. Com os *chillers* a uma capacidade de 75% da capacidade total, há uma diferença de 17% na potência consumida entre os *chillers*.

Figura 4.16 – Potência consumida pelos compressores a 100% da capacidade.

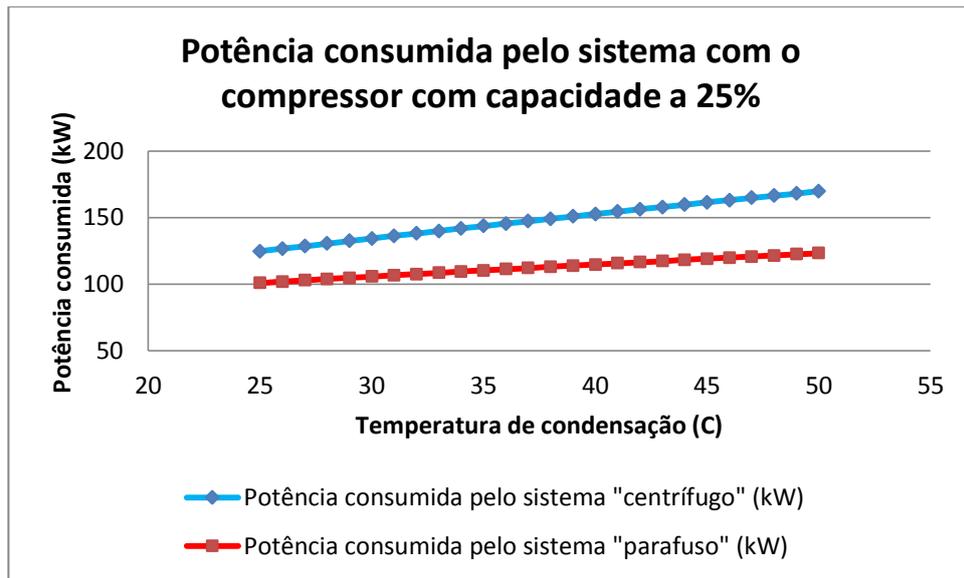


Na Figura 4.16 pode ser visto que, ao variar a temperatura de condensação, há um aumento na potência consumida dos compressores, outra vez devido ao aumento das irreversibilidades e a maior taxa de compressão. Com os *chillers* no total de sua capacidade (100%), há uma diferença de 8% na potência consumida entre os *chillers*. Neste caso, o *chiller* centrífugo apresentou um menor consumo nesta faixa de aplicação.

4.3.1.2. Variação da potência consumida total do sistema

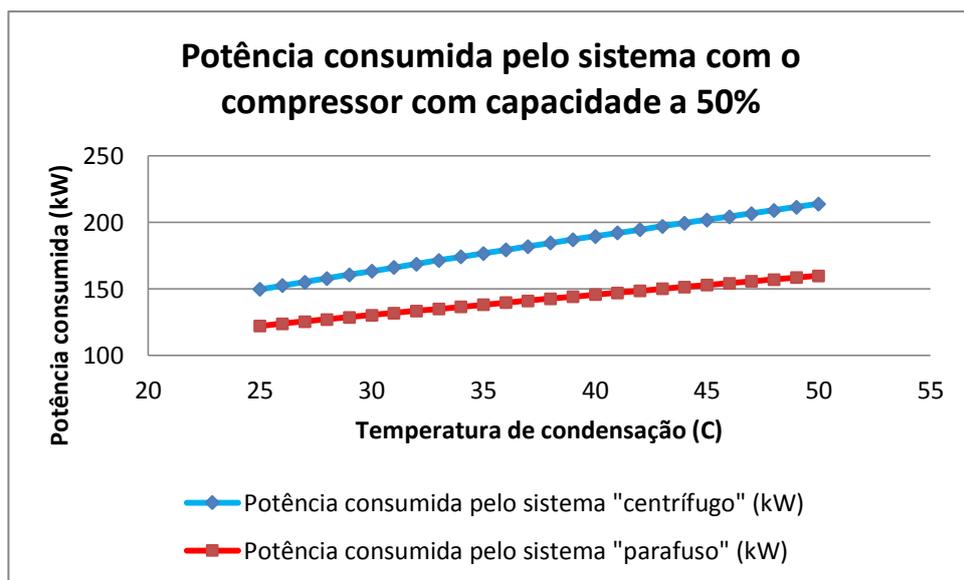
Para a potência total do sistema, foram determinados os valores reais de consumo elétrico fixo. As torres de resfriamento apresentaram consumo de 16,63 kW. O consumo das bombas de água gelada foi de 29,97 kW e das bombas de água de condensação de 25,67 kW. Os *fancoils* são de consumo variável, de acordo com a necessidade de carga térmica e são interligados diretamente à capacidade frigorífica do *chiller*. O consumo elétrico dos *fancoils* a 100% de funcionamento foi de 22 kW.

Figura 4.17 – Potência consumida pelo sistema com capacidade a 25%.



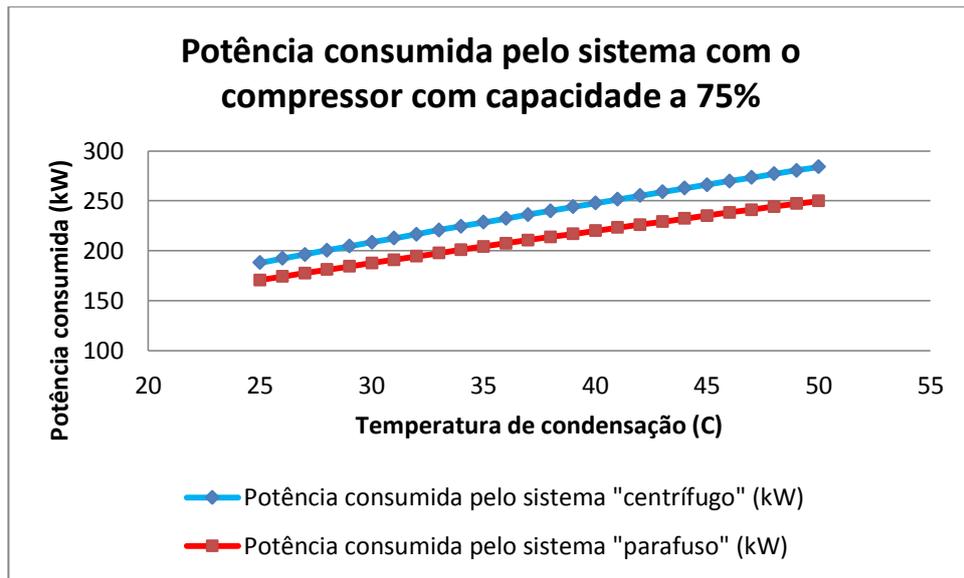
Na Figura 4.17 verifica-se que, ao variar a temperatura de condensação, ocorre um aumento na potência consumida do sistema, por conta dos *chillers* associados. Com os *chillers* a 25% de sua capacidade total, há uma diferença média de 23% na potência consumida entre os sistemas de compressão.

Figura 4.18 – Potência consumida pelo sistema com capacidade a 50%.



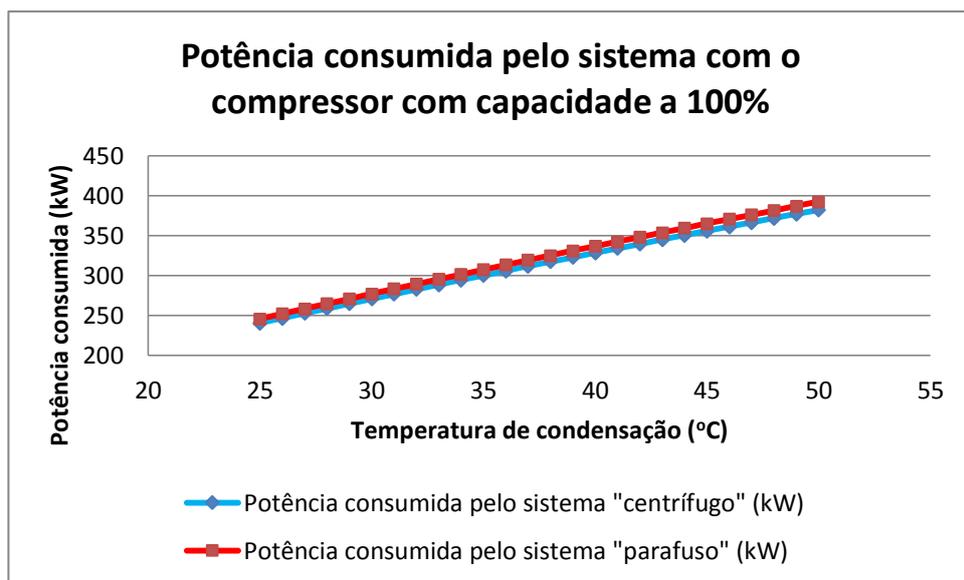
Na Figura 4.18 é observado que a variação da temperatura de condensação causa um aumento na potência consumida do sistema, por conta dos *chillers* associados. Com os *chillers* a 50% de sua capacidade total, há uma diferença média de 22% na potência consumida entre os sistemas de compressão.

Figura 4.19 – Potência consumida pelo sistema com capacidade a 75%.



Na Figura 4.19 é visto que, ao variar a temperatura de condensação, há um aumento na potência consumida do sistema por conta dos *chillers* associados. Com os *chillers* a 75% de sua capacidade total, há uma diferença média de 10% na potência consumida entre os sistemas de compressão.

Figura 4.20 – Potência consumida pelo sistema com capacidade a 100%.

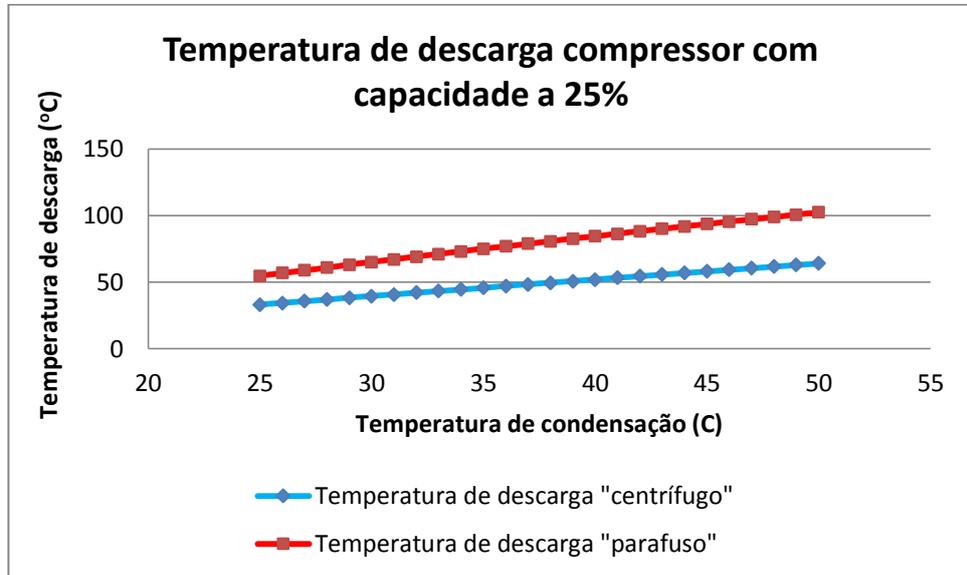


Na Figura 4.20 é mostrado que, ao variar a temperatura de condensação, é possível observar que há um aumento na potência consumida do sistema, por conta dos *chillers* associados, onde com os *chillers* estando com sua capacidade total (100%), há uma diferença média de 3% na potência consumida entre os sistemas de compressão.

4.3.1.3. Variação da temperatura de descarga dos compressores

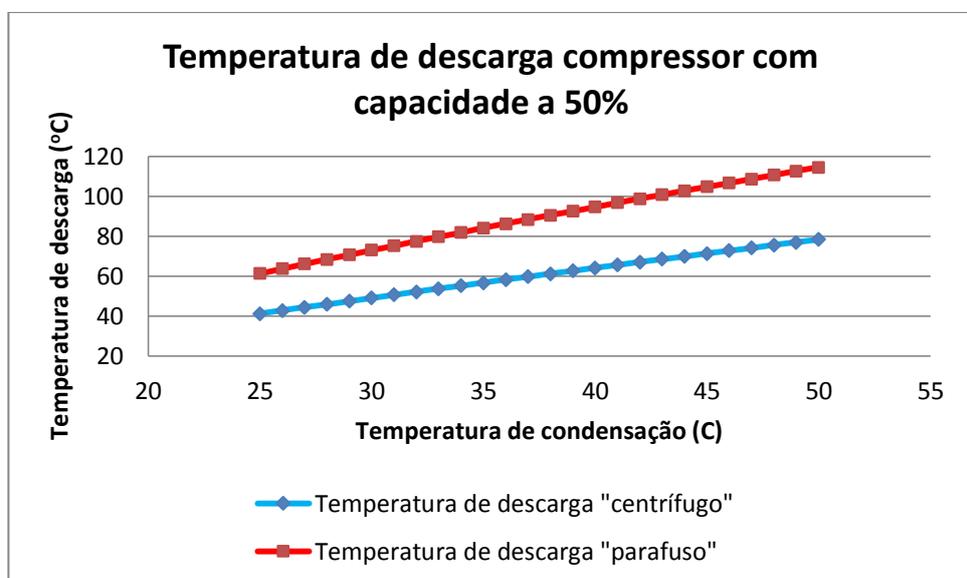
Nas Figuras 4.21 a 4.24 são mostradas as temperaturas de descarga de acordo com a variação da temperatura de condensação. Este fato é importante devido as altas temperaturas de descarga que propiciam depreciação nos compressores.

Figura 4.21 – Potência consumida pelos compressores.



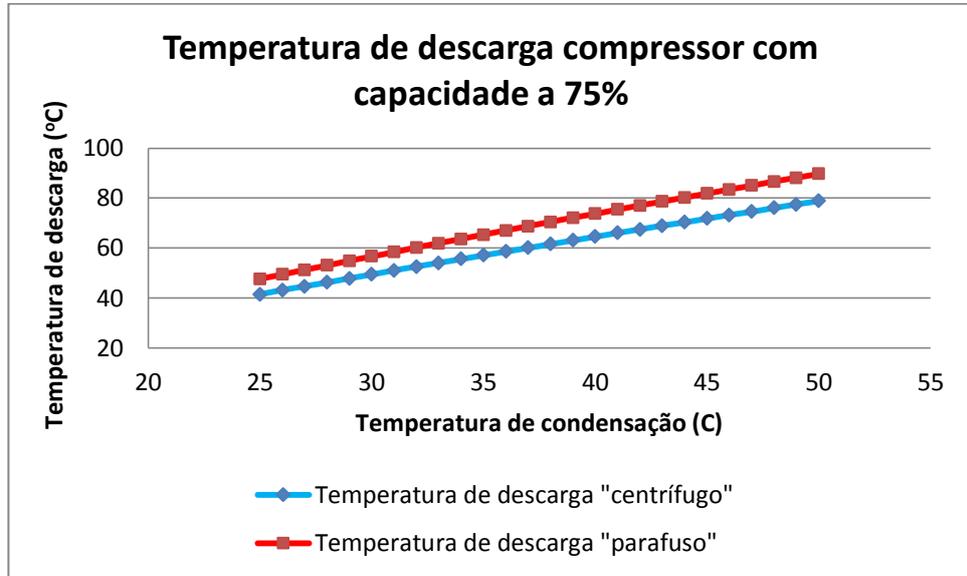
Na Figura 4.21 verifica-se que, ao variar a temperatura de condensação, ocorre um aumento na temperatura de descarga, com os *chillers* a 25% de sua capacidade total. A diferença média na temperatura de descarga entre os compressores é de 62%.

Figura 4.22 – Potência consumida pelos compressores.



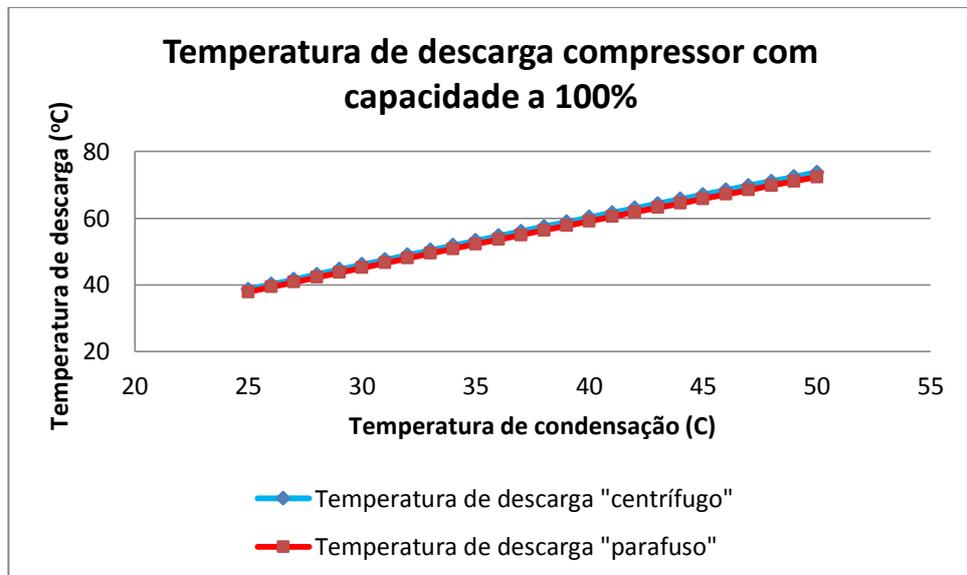
A Figura 4.22 indica um aumento na temperatura de descarga dos compressores com um aumento da temperatura de condensação, com os *chillers* a 50% de sua capacidade total. Uma diferença média de 47% na temperatura de descarga entre os compressores foi obtida.

Figura 4.23 – Potência consumida pelos compressores.



A Figura 4.23 é mostra o aumento da temperatura de descarga do compressor com o aumento da temperatura de condensação, para *chillers* a 75% de sua capacidade total. Observou-se uma diferença média de 14% na temperatura de descarga entre os compressores.

Figura 4.24 – Potência consumida pelos compressores.

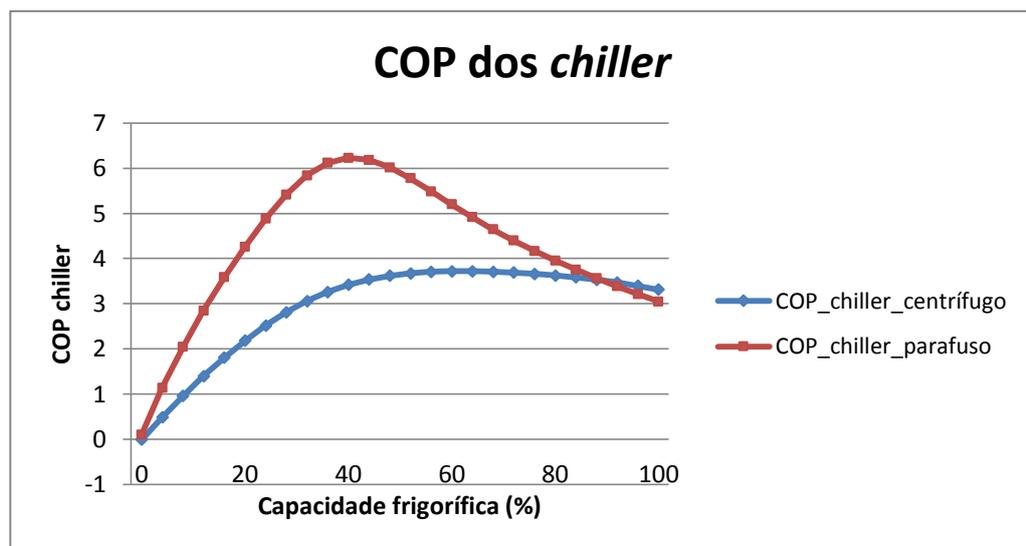


Na Figura 4.24 é mostrado que, ao variar a temperatura de condensação, há um aumento na temperatura de descarga. Para *chillers* utilizando 100% de sua capacidade, há uma diferença média de 2% na temperatura de descarga entre os compressores.

4.3.2. COP dos *chillers*

Ao variar a capacidade dos compressores e mantendo a temperatura de condensação em 39 °C, observa-se que o *chiller* com compressor parafuso tem uma melhor performance na maioria das cargas térmicas, porém em plena carga entre 90 a 100% da carga exigida o *chiller* com compressor centrífugo tem uma performance melhor em torno de 9%, conforme mostrado na Figura 4.25.

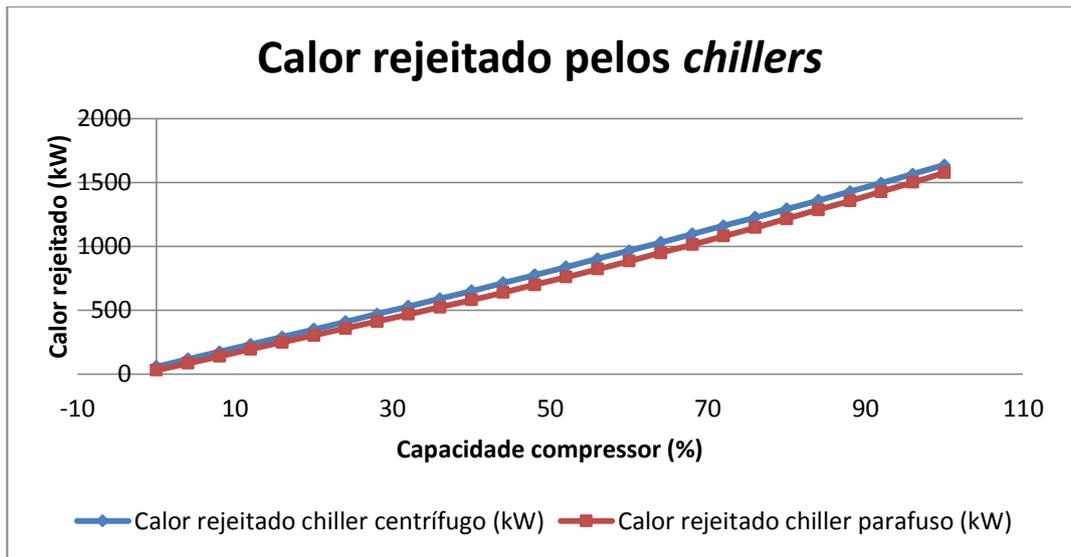
Figura 4.25 – COP dos *chillers*.



4.3.3. Calor rejeitado

Considera-se agora o caso onde um trocador de calor adicional é incluído na tubulação de água de condensação, entre a saída dos condensadores e a entrada das torres de resfriamento. Este trocador pode aproveitar o calor que provem da água de condensação para o uso em outras aplicações, como água quente para banhos, cozinha, lavanderia e processos que exijam água aquecida. Na figura 4.26 é possível observar que, ao variar a capacidade dos compressores, o calor rejeitado é maior em média de 12% no *chiller* centrífugo comparado ao *chiller* parafuso.

Figura 4.26 – Calor rejeitado pelos *chillers*.



4.4. Comparativo de configurações de sistema com compressão diferenciada

Neste caso foram simulados três sistemas de 800 TRs de refrigeração com compressão diferenciada, sendo um sistema utilizando um *chiller* com compressor parafuso e um *chiller* com compressor centrífugo. A segunda configuração de sistema utilizando dois *chillers* com compressores centrífugos e a terceira configuração de sistema utilizando dois *chillers* com compressores parafusos:

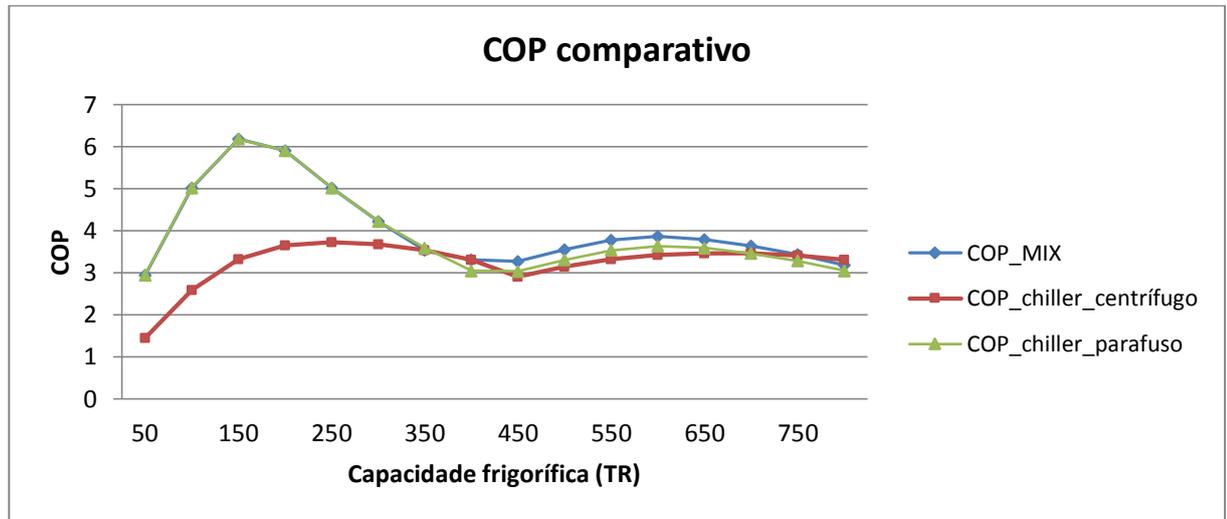
- COP_MIX: neste foram utilizados dois *chillers* de 400 TRs cada, sendo um com compressor parafuso (usado sozinho para as cargas de 0 a 37,5%, correspondendo 0 a 300 TRs). Outro *chiller* com compressor centrífugo usado sozinho para as cargas de 43 a 50% da instalação, correspondendo a 350 a 400 TRs. Os dois *chillers* trabalhando juntos para as cargas de 56 a 100%, correspondendo a 450 a 800 TRs, neste caso o *chiller* centrífugo em plena carga e o parafuso variando sua capacidade frigorífica conforme necessário.
- COP_centrífugo: neste foram utilizados dois *chillers* centrífugos, onde um dos *chillers* irá funcionar sozinho entre 0 a 50% da capacidade, ficando a partir daí sempre em plena carga e após 50% desta o segundo *chiller* é acionado em cargas parciais.

Nota: Um sistema de rodízio de compressores que irá trabalhar em plena carga deverá ser adotado, garantindo uma maior vida útil para os *chillers*.

- COP_parafuso: neste foram utilizados dois *chillers* parafusos, onde um dos *chillers* funcionou sozinho entre 0 a 50% da capacidade, ficando a partir daí sempre em plena carga e após 50% desta o segundo *chiller* foi acionado em cargas parciais.

Nota: Um sistema de rodízio de compressores que irá trabalhar em plena carga deverá ser adotado, garantindo uma maior vida útil para os *chillers*.

Figura 4.27 – COP comparativo.



A Figura 4.27 mostra que ao variar a capacidade das três configurações de sistemas e mantendo a temperatura de condensação em 36°C, observa-se que o sistema com dois *chillers* diferenciados (COP_MIX) apresenta uma melhor ou igual performance em todas as faixas de capacidades frigoríficas exigidas, com um COP superior ao sistema com dois compressores centrífugos, em média de 37% na faixa de 0 a 300 TRs, e um COP superior em média de 10% na faixa de 450 a 750 TRs.

Ao se comparar o COP do sistema com dois *chillers* diferenciados (COP_MIX) e o COP do sistema com dois compressores parafusos, o sistema com compressão diferenciada apresenta COP igual ao do sistema com *chillers* parafuso na faixa de 0 a 300 TRs, e um COP superior em média de 9% na faixa de 400 a 800 TRs.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5.1 – Conclusões

A seguir mostra-se um resumo das conclusões relativos ao sistema misto proposto analisado no presente trabalho e uma breve discussão dos principais pontos.

- Redução na potência consumida pelo sistema, devido a utilização das melhores faixas de eficiência de cada *chiller*.
- A análise energética indicou que mesmo com pequenas variações de carga térmica a variação de consumo do sistema é bastante relevante devido ao alto consumo do sistema de ar condicionado comparado com os outros sistemas do edifício, onde os maiores consumidores de energia elétrica foram os compressores dos *chillers*.
- Custo comparativo do sistema combinado, sendo 6% mais caro comparado com os sistemas convencionais, devido à maior necessidade de automação e controle embarcado.
- Água quente fornecida pelo recuperador foi de 38°C, com potência aquecimento de 1500 kW.

Na análise do estudo de caso de um edifício com sistema de água gelada com sistema de *chillers* com compressão diferenciada, variando a capacidade das três diferentes configurações para o sistema e mantendo a temperatura de condensação em 36 °C, observa-se que o sistema com dois *chillers* diferentes tem um desempenho igual ou melhor, em todos os intervalos de capacidade de refrigeração necessária. Tendo um COP médio superior em 37% comparado com o sistema de dois compressores centrífugos no intervalo de 0 a 300 TRs e um COP médio maior em 10% quando a faixa de capacidade frigorífica está entre 450 a 750 TRs.

Ao comparar o COP do sistema com dois *chillers* diferentes com o sistema com dois *chillers* com compressores do tipo parafuso, o sistema de compressão diferente apresenta um COP igual ao do sistema com *chillers* parafusos na faixa de 0 a 300 TRs, e um COP médio maior em 9% no intervalo de 400 a 800 TRs.

Portanto, este estudo concluiu que o sistema de ar condicionado operando com a configuração de *chillers* com compressão diferenciada terá um melhor rendimento. Acredita-se que a razão para esse aumento se deve ao aproveitamento das melhores faixas de aplicação dos *chillers*.

5.2 - Sugestões para trabalhos futuros

Como sugestões e recomendações para trabalhos futuros:

- Aperfeiçoar os modelos da simulação usados para avaliar o desempenho do sistema, incluindo as válvulas de balanceamento de água dos *fancoils* e do sistema de ventilação com velocidade variável, devido a possibilidade de ganho energético através do funcionamento desses componentes;
- Obter dados e realizar análise da instalação hidráulica com sistemas de bombeamento secundário;
- Realizar análise e experimentos em sistemas com válvulas de balanceamento hidráulico com controle em múltiplos pontos do ambiente interno;
- Análise exergética para verificação de quais componentes tem maior influência nas perdas do sistema.

Esses estudos trariam parâmetros completos de todo o sistema de ar condicionado com água gelada, facilitando o projeto e a seleção dos componentes com melhores eficiências combinadas, para as faixas de aplicação necessárias.

REFERÊNCIAS

- AMINYAVARI, M.; NAJAFI, B.; SHIRAZI, A.; RINALDI, F. **Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system.** Applied Thermal Engineering, v. 65, n.1-2 ,p. 42-50, 2014.
- APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. **The substitution of R134a with R744: An exergetic analysis based on experimental data.** International Journal of Refrigeration, v. 36, n. 8, p. 2148 - 2159, 2013.
- ATTAR, I.; NAILI, N.; KHALIFA, N.; HAZAMI, M.; LAZAAR, M.; FARHAT, A. **Experimental study of an air conditioning system to control a greenhouse microclimate.** Energy conversion and management, v.79, n. 1, p. 543 – 553, 2014.
- BILAL, A. Q.; MUHAMMAD, I.; MOHAMED, A. A.; SYED, M. Z. **Experimental energetic analysis of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling.** Applied Energy, v. 102, n. 1, p. 1035-1041, 2013.
- BYRDA, H.; LEARDINIA, P. **Green buildings: issues for New Zealand.** Procedia Engineering, v. 21, n. 1, p. 481 – 488, 2011.
- CARVALHO, M.; LOZANO, M.; SERRA, L. **Modeling simple trigeneration systems for the distribution of environmental loads.** Environmental Modelling & Software, v. 30, n. 1, p. 71-80, 2012.
- DALL’O’, G.; SPECCHER, A.; BRUNI, E. **The Green Energy Audit, a new procedure for the sustainable auditing of existing buildings integrated with the LEED Protocols.** Sustainable Cities and Society, v. 3, n. 1, p. 54-65, 2012.
- DENG, S.; DAI, Y. J.; WANG, R. Z.; ZHAI, X. Q. **Case study of green energy system design for a multi-function building in campus.** Sustainable Cities and Society, v. 1, n. 1, p. 152– 163, 2011.
- ELAHEE, M. K. **Energy Management and Air-Conditioning in Buildings in Mauritius: Towards Achieving Sustainability in a Small-Island Developing Economy Vulnerable to Climate Change.** Energy Procedia, v. 62, n. 1, p. 629-638, 2014.
- FARAJI, A.Y.; GOLDSMID, H. J.; AKBARZADEH, A. **Experimental study of a thermoelectrically-driven liquid chiller in terms of COP and cooling down period.** Energy conversion and management, v. 77, n. 1, p. 340 –348, 2014.
- GREEN BUILDING COUNCIL BRAZIL, **Brazil already has the first 2012 Sustainable Buildings (In Portuguese).** <<http://www.gbcbrasil.org.br/?p=imprensa-detalhes&I=293>> [Accessed 12.12.13].
- HASSAN, M. A. M. **Experimental investigation of a pilot compression chiller with alternatives refrigerants using compact heat exchanger.** Energy conversion and management, v. 66, n. 1, p. 277 –284, 2013.
- HASSOUNEH, K.; AL-SALAYMEH, A.; QOUSSOUS, J. **Energy audit, an approach to apply the concept of green building for a building in Jordan.** Sustainable Cities and Society, v. 14, n. 1, p. 456-462, 2015.

- HEPBASLI, A. **Low exergy (LowEx) heating and cooling systems for sustainable buildings and societies**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 16, n. 1, p. 73-104, 2012.
- HITCHIN, R.; POUT, C.; BUTLER, D. **Realisable 10-year reductions in European energy consumption for air conditioning**. Energy and Buildings, v. 86, n. 1, p. 478-491, 2015.
- INCROPERA F. P.; DEWITT D. P.; BERGMAN T. L.; LANIVE A. S. **Fundamentos de Transferência de calor e de massa**. Sexta edição, São Paulo, LTC Editora; 2007.
- JAIN, N.; ALLEYNE, A. **Exergy-based optimal control of a vapor compression system**. Energy conversion and management, v. 92, n. 1, p. 353–365, 2015.
- JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. **NLP model based thermoeconomic optimization of vapor compression–absorption cascaded refrigeration system**. Energy conversion and management, v. 88, n. 15, p. 545 – 553, 2014.
- JAIN, V.; SACHDEVA, G.; KACHHWAHA, S. S. **Thermodynamic performance analysis of a vapor compression–absorption cascaded refrigeration system**. Energy conversion and management, v. 75, n. 1, p. 685 – 700, 2013.
- JUDELSON J. **The green building revolution**. Island Press; 2007.
- KASAI, N.; JABBOUR, C. J. C. **Barriers to green buildings at two Brazilian Engineering Schools**. International Journal of Sustainable Built Environment, v. 3, n. 1, p. 87-95, 2014.
- KEÇEBAS, A. **Energetic, exergetic, economic and environmental evaluations of geothermal district heating systems: An application**. Energy conversion and management, v. 65, n. 1, p. 546-556, 2013.
- LIN, H.; LI, X.; CHENG, P. S.; XU, B. G. **Study on chilled energy storage of air-conditioning system with energy saving**. Energy and Buildings, v. 79, n. 1, p. 41-46, 2014.
- LOMBARD, L. P.; ORTIZ, J.; MAESTRE, I. R. **The map of energy flow in HVAC systems**. Applied Energy, v. 88, n. 12, p. 5020-5031, 2011.
- MA, Z.; WANG, S. **Building energy research in Hong Kong: A review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 13, n. 8, p. 1870-1883, 2009.
- MILAZZO, A.; GIANETTI, N. **Thermodynamic analysis of regenerated air-cycle refrigeration in high and low pressure configuration**. International Journal of Refrigeration, v. 40, n. 1, p. 97 - 110, 2014.
- MUI, K.W.; WONG, L.T.; FONG, N. K. **Optimization of indoor air temperature set-point for centralized air-conditioned spaces in subtropical climates**. Automation in Construction, v. 19, n. 6, p. 709–713, 2010.
- NAPHON, P.; WIRIYASART, S. **Study on the vapor chamber with refrigerant R-141b as working fluid for HDD cooling**. International Communications in Heat and Mass Transfer, v. 39, n. 9, p. 1449 – 1452, 2012.
- OCHOA, A. A. V.; DINIZ, H. H.; CAVALCANTI, C. E. V. M. **Implementation of the Energetic and Exergetic Analysis in refrigeration systems by mechanical compression**. Revista CIENTEC, v. 6, n.1, p. 58-73, 2014. (*Implementação da Análise Energética e Exergética em sistemas de refrigeração por compressão mecânica*)

- OCHOA, A. A. V.; DUTRA, J. C. C.; HENRÍQUEZ, J. R. G.; ROHATGI, J. **Energetic and exergetic study of a 10RT absorption chiller integrated into a microgeneration system.** *Energy conversion and management*, v. 93, n. 1, p. 49-62, 2014.
- PAUMGARTTEN, P. **The business case for high performance green buildings: sustainability and its financial impact.** *Journal of Facilities Management*, v. 2, n. 1, p. 26-34, 2003.
- POORIWAT, S.; PIPAT, C. **Development of a Performance Rating Scheme of Air-Conditioning Systems for Buildings: A Case of Thailand.** *Energy Procedia*, v. 9, n. 1, p. 84 – 94, 2011.
- QI, Q.; DENG, S. **Multivariable control of indoor air temperature and humidity in a direct expansion (DX) air conditioning (A/C) system.** *Building and Environment*, v. 44, n. 8, p. 1659–1667, 2009.
- QI, R.; LU, L. **Energy consumption and optimization of internally cooled/heated liquid desiccant air-conditioning system: A case study in Hong Kong.** *Energy*, v. 73, n. 14, p. 801-808, 2014.
- QURESHI, B. A.; MOHAMED, M. I.; ZUBAIR, S. M. **Experimental energetic analysis of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling.** *Applied Energy*, v. 102, n. 1, p. 1035 – 1041, 2013.
- RAYMOND, K.L. C.; LEE, E. W. M.; YUEN, K. K. Y. **An integrated model for the design of air-cooled chiller plants for commercial Buildings.** *Building and Environment*, v. 46, n. 1, p. 196 – 209, 2011.
- SAG, N. B.; ERSOY, H. K.; HEPBASLI, A.; HALKACI, H. S. **Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities.** *Energy conversion and management*, v. 90, n. 15, p. 184-194, 2015.
- SCHIBUOLA, L.; SCARPA, M. **On-field validation of a seasonal performance calculation method for chillers in buildings.** *Energy conversion and management*, v. 85, n. 1, p. 62-69, 2014.
- SETYOWATI, E.; HARANI, A. R.; FALAH, Y. N. **Green Building Design Concepts of Healthcare Facilities on the Orthopedic Hospital in the Tropics.** *Procedia Social and Behavioral Science*, v. 101, n. 1, p. 189-199, 2013.
- SHE, X.; YIN, Y.; ZHANG, X. **Thermodynamic analysis of a novel energy-efficient refrigeration system subcooled by liquid desiccant dehumidification and evaporation.** *Energy conversion and management*, v. 78, n. 1, p. 286-296, 2014.
- TIRMIZI, S.; GANDHIDASAN, P.; ZUBAIR, S. M. **Performance analysis of a chilled water system with various pumping schemes.** *Applied Energy*, v. 100, n. 1, p. 238-248, 2012.
- U.S. Environmental Protection Agency (EPA). **Green buildings basic information.** [Accessed 27.06.15]
- VAKILOROAYA, V.; SAMALI, B.; FAKHAR, A.; PISHGHADAM, K. **A review of different strategies for HVAC energy saving.** *Energy conversion and management*, v. 77, n. 1, p. 738 –754, 2014.

- VAKILOROAYA, V.; SAMALI, B.; PISHGHADAM, K. **A comparative study on the effect of different strategies for energy saving of air-cooled vapor compression air conditioning systems.** *Energy and Buildings*, v. 74, n. 1, p. 163-172, 2014.
- WALKER, G.; SHOVE, E.; BROWN, S. **How does air conditioning become ‘needed’? A case study of routes, rationales and dynamics.** *Energy Research & Social Science*, v. 4., n. 1, p. 1-9, 2014.
- WARREN, L. P.; TAYLOR, P. A. **A comparison of occupant comfort and satisfaction between a green building and a conventional building.** *Building and Environment*, v. 43, n. 11, p. 1858–1870, 2008.
- WEI, W.; RAMALHO, O.; MANDIN, C. **Indoor air quality requirements in green building certifications.** *Building and Environment*, v. 92, n. 1, p. 10-19, 2015.
- YAN, D.; ZHE T.; NENG Z. **The retrofit of industrial air-conditioning system on energy efficiency and emission reduction.** *Energy and Buildings*, v. 42, n. 6, p. 955–958, 2010.
- YIM, C.Y. **Air-conditioning energy consumption due to green roofs with different building thermal insulation.** *Applied Energy*, v. 128, n. 1, p. 49-59, 2014.
- YU, F.W.; CHAN, K.T. **Optimizing condenser fan control for air-cooled centrifugal chillers.** *International Journal of Thermal Sciences*, v. 47, n. 7, p. 942–953, 2008.
- YU, L.; WANG, H.; CHEN, S.; FENG G. **Research on the Establishment of Green Diagnostic System for Air Conditioning System in Public Buildings.** *Procedia Engineering*, v. 121, n.1, p. 1435-1442, 2015.
- YU, W.; LI, B.; YANG, X.; WANG, Q. **Performance analysis on a hybrid air-conditioning system of a green building”.** *Renewable Energy*, v. 73, n. 5, p. 123-129, 2015.
- ZOU, Y.; HRNJAK, P. S. **Effects of fluid properties on two-phase flow and refrigerant distribution in the vertical header of a reversible microchannel heat exchanger – Comparing R245fa, R134a, R410A, and R32.** *Applied Thermal Engineering*, v. 70, n. 1, p. 966 – 976, 2014.

ANEXO 01

A1. PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA

A1.1. Componentes do sistema de climatização de água gelada

A1.1.1. Compressor

Em sistemas de ar condicionado do tipo *chiller* (central de água gelada) de grande porte, os compressores mais utilizados são do tipo parafuso e centrífugo. Ambos com condensação resfriada a água ou a ar.

A1.1.1.1. Compressor parafuso

Este compressor possui melhor eficiência energética comparado com os alternativos de pistão, sendo mais compactos e utilizados em novas instalações e servindo como *retrofit* nas instalações antigas.

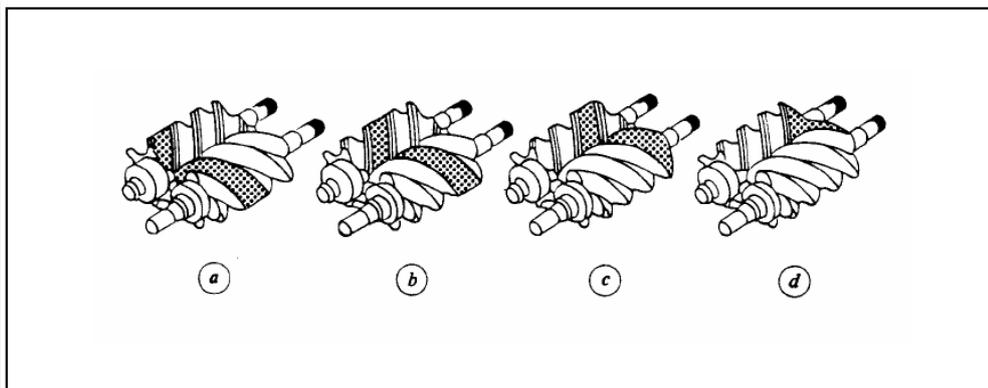
No caso dos *chillers* que utilizam compressor parafuso com condensação resfriada a água, geralmente possuem capacidade de refrigeração de 50 a 500 TRs (toneladas de refrigeração) correspondendo a (176 a 1758 kW).

Processo de compressão

Compressor de parafuso de rotor duplo

Ocorrem três etapas básicas para o processo de compressão, conforme a Figura A1.1: a sucção, a compressão e a descarga. Na sucção o gás refrigerante preenche continuamente a região entre os lóbulos dos rotores macho e fêmea até o instante em que os lóbulos ultrapassam a região de entrada. Na compressão o volume entre os lóbulos é reduzido e o gás é comprimido progressivamente. Finalmente, a passagem da descarga é aberta e o refrigerante comprimido é descarregado (Krichel e Sawodny, 2011).

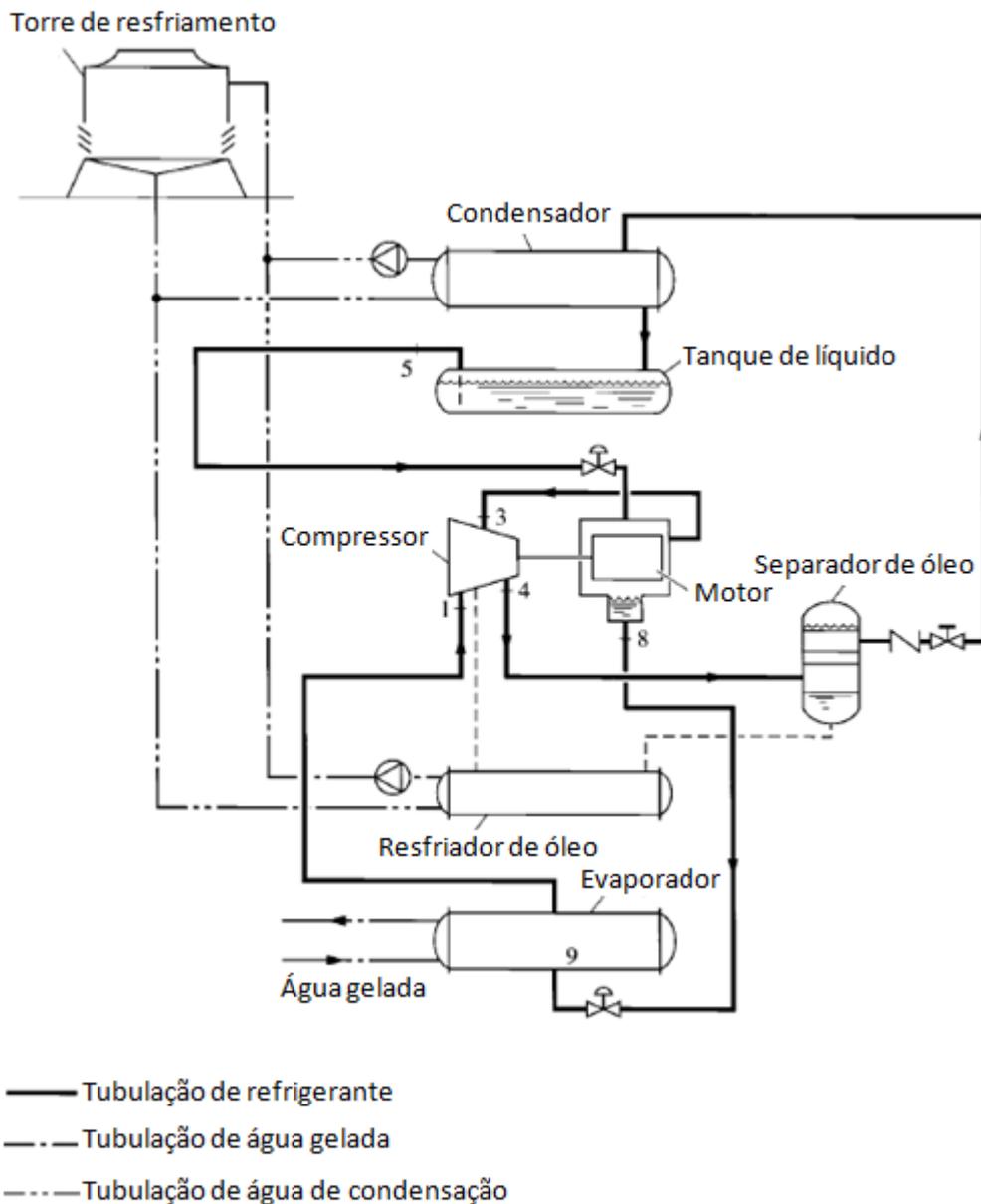
Figura A1.1 – Estágios de compressão: (a) O gás penetra no espaço entre os lóbulos; (b) O gás ultrapassa a região de entrada e começa a ser comprimido; (c) O volume é reduzido de acordo com a relação de compressão interna; (d) Descarga do gás do refrigerante (Krichel e Sawodny, 2011).



A razão entre o volume do vapor aprisionado durante o processo de admissão V_{in} , (m^3), com o volume de refrigerante a ser descarregado V_{Dis} , (m^3), é chamada de relação de volume interno V_i . A aplicação do V_i variável ao invés de fixo reduz as perdas associadas com a compressão, especialmente durante o funcionamento em cargas parciais.

Com relação à lubrificação, a injeção de óleo tem um papel importante no compressor, lubrificando os componentes internos e resultando em menor desgaste, menor temperatura do cárter e de descarga. Outra função importante do óleo é que existe uma pequena folga entre os lóbulos, sendo preenchida pelo óleo, e este servindo como vedante minimizando as folgas. Na Figura A1.2 é mostrado um diagrama do *chiller* com compressor parafuso.

Figura A1.2 – *Chiller* com compressor parafuso (Adaptado de Krichel e Sawodny, 2011).



Compressor parafuso tri-rotor

O compressor tri-rotor de parafuso é mostrado na Figura A1.3, possuindo controle de capacidade através da variação de velocidade.

Figura A1.3 – Compressor parafuso tri-rotor (Adaptado de Jacobs, 2006).



O processo de compressão para o tri-rotor é realizado com um conjunto de rotores mostrados na Figura A1.4. Este conjunto particular tem uma combinação de 8 lóbulos masculinos e seis em ambos femininos (Jacobs, 2006).

Figura A1.4 – Compressor parafuso tri-rotor (Jacobs, 2006)



A compressão do conjunto tri-rotor é conseguida com duas câmaras de compressão simultâneas de cada lado do rotor macho, como mostrado na Figura A1.4.

A1.1.1.2. Compressor centrífugo

Os compressores centrífugos têm limites operacionais como outras máquinas, mas um de seus principais limitadores é sua vazão mínima. Cada máquina tem sua vazão mínima determinada pelo projeto de acordo com cada faixa de operação, abaixo da qual se torna instável. Essa instabilidade causa o fenômeno chamado de “*surging*”, ou seja, o colapso da capacidade de produzir diferencial de pressão (Nóbrega, 2011).

Durante a ocorrência de *surging* a alta pressão de descarga faz caminho contrário e volta em direção à sucção através dos componentes internos do compressor. Uma vez dissipada a pressão de descarga, as condições de fluxo se normalizam e a máquina volta a operar normalmente, com o fluxo em direção normal. Esse processo se repete muitas vezes, num curto espaço de tempo, caso a vazão não se normalize.

As principais características que contribuem para a ocorrência do surge são o desenho do compressor, propriedades do fluido refrigerante, layout das linhas de refrigerante, estabilidade do fluxo, etc.

Fluxo do fluido no compressor centrífugo

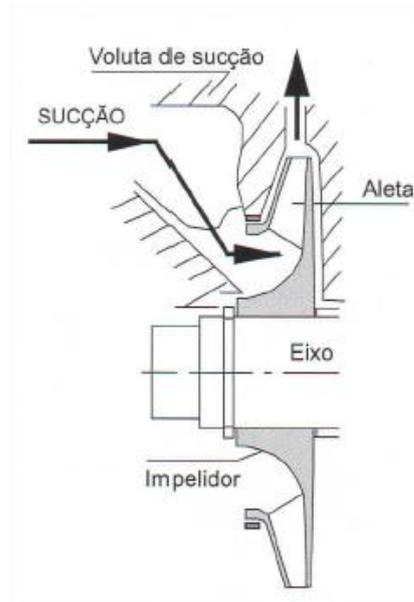
O fluido refrigerante na forma de vapor é aspirado pela tubulação de sucção e é distribuído em torno do diâmetro do primeiro impelidor pelas aletas da voluta de sucção. Uma lingüeta impede que o movimento rotacional do impelidor seja transferido para o gás. Na Figura A1.5 pode ser visto também que a tubulação de sucção é maior do que a entrada efetiva da voluta de sucção, o que é importante para garantir a alimentação adequada ao compressor.

Figura A1.5 – Voluta de sucção (Nóbrega, 2011).



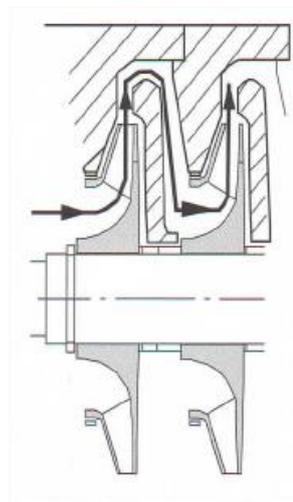
Após a passagem pela voluta o gás alcança o primeiro impelidor, na Figura A1.6 é possível observar que o gás passa pelas formas internas e seu retorno para as zonas de menor pressão, é guiado pelos canais de passagem.

Figura A1.6 – Passagem pelo primeiro impelidor (Nóbrega, 2011).



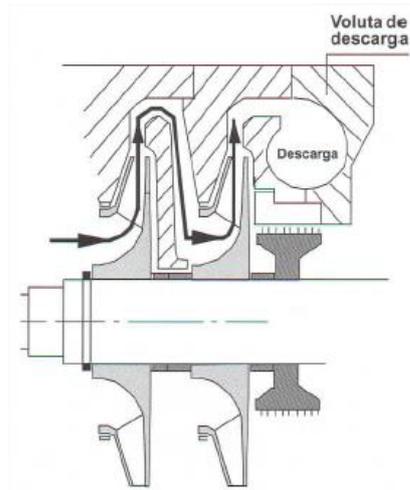
Após a passagem pelo impelidor o gás ganha velocidade e, no difusor, a maior parte da energia de velocidade é convertida em pressão, conforme Figura A1.7, sendo a região de difusão que aparece entre a união dos dois diafragmas. Após o difusor existe uma curva de retorno e em seguida um canal de retorno, então o gás alcança o impelidor seguinte e tudo se repete.

Figura A1.7 – Passagem de um impelidor para outro (Nóbrega, 2011).



Após o último impelidor, o gás pressurizado e quente é descarregado na voluta de descarga, para então chegar à tubulação de descarga, conforme Figura A1.8.

Figura A1.8 – Voluta de descarga (Nóbrega, 2011).

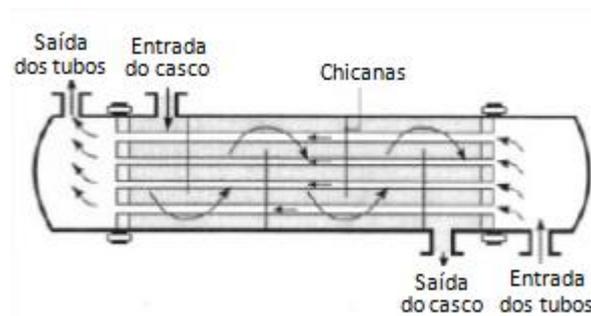


A1.1.2. Condensador e evaporador casco e tubo

São trocadores de calor, onde o fluido refrigerante muda de estado físico liberando calor no caso do condensador ou absorvendo calor no caso do evaporador.

O trocador de calor casco e tubo mostrado na Figura A1.9 é composto por um casco cilíndrico, contendo um conjunto de tubos, colocados paralelamente ao eixo longitudinal do casco. Os tubos que compõe o feixe atravessam várias placas perfuradas denominadas chicanas, que são instaladas para aumentar o coeficiente de transferência de calor no fluido do lado do casco, induzindo turbulência e um componente de velocidade na direção do escoamento cruzado. Neste trocador o fluido refrigerante escoará pelo interior dos tubos e a água por fora dos tubos.

Figura A1.9 – Trocador de calor casco e tubo (Adaptado de Incropera F. P., Dewitt D. P., 1998).



A1.1.3. Válvula de expansão

A válvula de expansão utilizada em *chillers* podem ser do tipo termostática ou eletrônica. Sendo um componente essencial para o ciclo de refrigeração, que é usado para

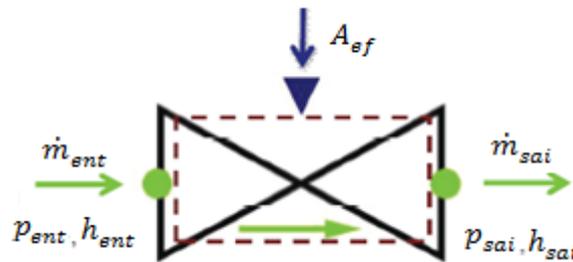
controlar o superaquecimento na saída do evaporador, ajustando os níveis de pressão do sistema. A válvula de expansão controla o fluxo do refrigerante pelo ajuste da área de escoamento da válvula, esta abertura será modificada com a resposta de temperatura e pressão no evaporador e linha de sucção.

Assumindo um fluxo unidimensional, para o volume de controle na Figura A1.10, presume-se que não existe uma massa transiente através da válvula de expansão. E o processo de aceleração é isoentálpico, ou seja, $h_{ent} = h_{sai}$. A taxa de fluxo de massa da válvula é mostrada na Equação A1.1;

$$\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sai} = A_{ef} \sqrt{2\rho_{ent}(p_{ent} - p_{sai})} \quad A1.1$$

Onde \dot{m}_{ent} e \dot{m}_{sai} são os fluxos de massa de entrada e saída; h_{ent} e h_{sai} são as entalpias de entrada e saída, p_{ent} e p_{sai} são as pressões de entrada e saída, ρ_{ent} e ρ_{sai} são as densidades de entrada e saída, e A_{ef} é a área de fluxo efetiva da válvula.

Figura A1.10 – Volume de controle da Válvula de expansão termostática (Adaptado de Li *et al.*, 2010).

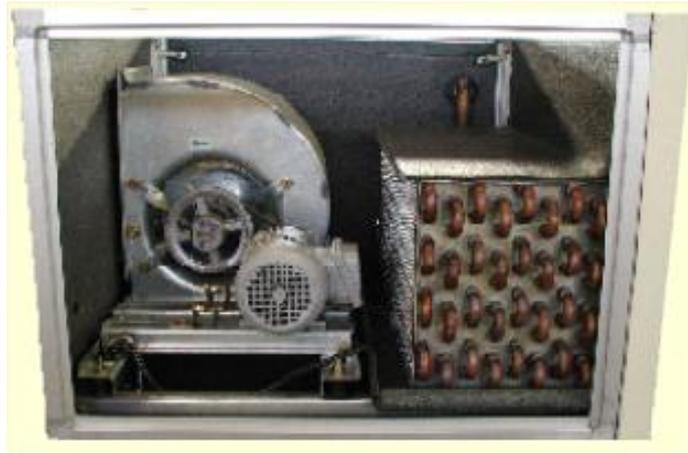


A1.1.4. Fan coil

São equipamentos que utilizam água gelada em seu sistema e dispensam o uso direto de fluidos refrigerantes. O insuflamento varia conforme a necessidade do projeto ou aplicação que melhor se adapte ao ambiente, podendo ser em unidades cassete, hi-wall, built-in ou em sistemas de grande capacidade onde são utilizados no conjunto de ramais de dutos, conforme Figura A1.11.

É constituído de um módulo (caixa de ventilação com serpentina) que comporta em seu interior uma serpentina de cobre/alumínio onde circula água gelada, filtros e um ventilador provido de motor e correias.

Figura A1.11 - Fancoil (Trocalor, 2015).



A1.1.5. Torre de resfriamento

É um dispositivo de rejeição de calor, que extrai calor da água através do ar atmosférico, por evaporação, na medida em que uma pequena parte da água se evapora em um movimento significativo para resfriar o restante da água corrente, conforme Figura A1.12. O calor da água transferido para o ar aumenta a temperatura do ar e a sua umidade relativa em até 100% sendo o ar descarregado para a atmosfera. Para a aplicação da torre no sistema de água gelada, a rejeição de calor da torre servirá para resfriar o condensador do trocador casco e tubo do *chiller*.

Figura A1.12 - Torre de resfriamento (Alpina, 2015).



A1.2. Recuperação de calor

Dependendo da necessidade do projeto, é possível aproveitar o calor rejeitado para o aquecimento; os modos de funcionamento de um *chiller* centrífugo são incorporados a um sistema de recuperação de calor em um edifício com operação dividida em modo de refrigeração e aquecimento. Tanto a refrigeração quanto o aquecimento podem ser divididos em períodos de plena carga ou cargas parciais, com base na ocupação do edifício. O funcionamento deste sistema de recuperação de calor é descrito na Figura A1.13.

Figura A1.13 (a) - Diagrama esquemático do *chiller* incorporado a um sistema de recuperação de calor. (Adaptado de Krichel e Sawodny, 2011).

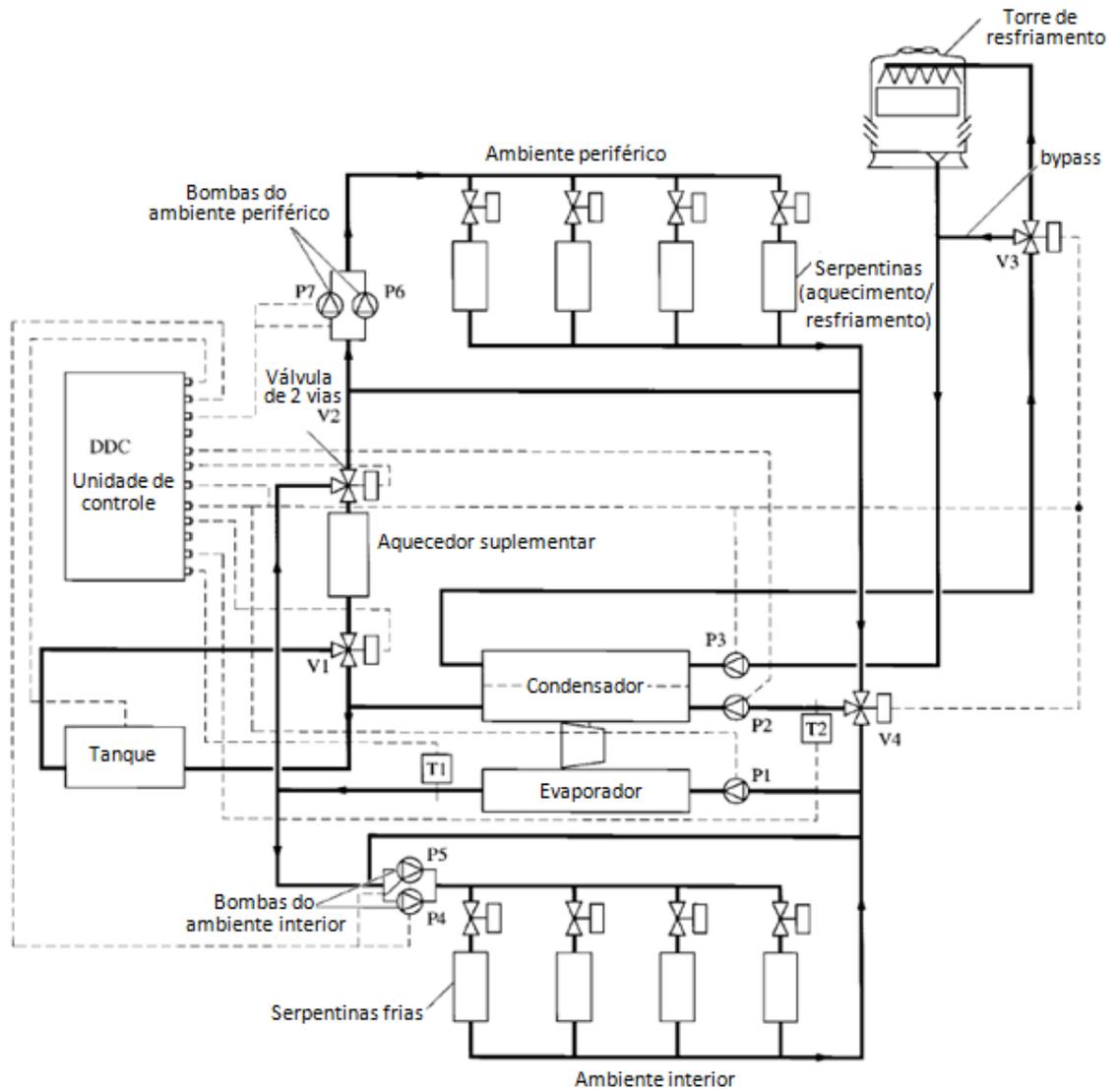
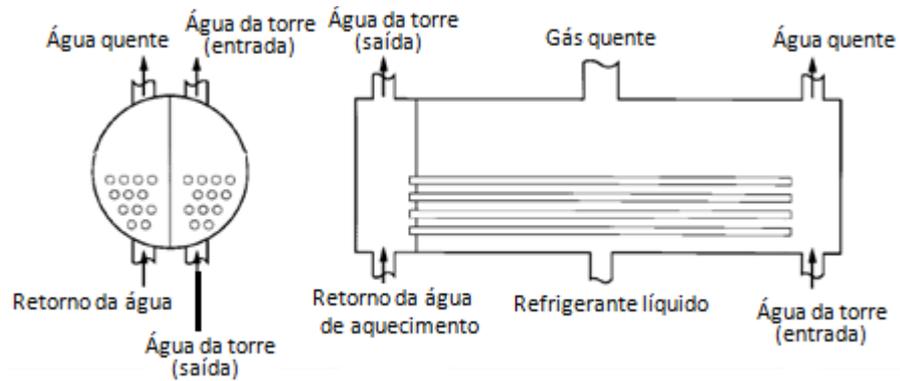


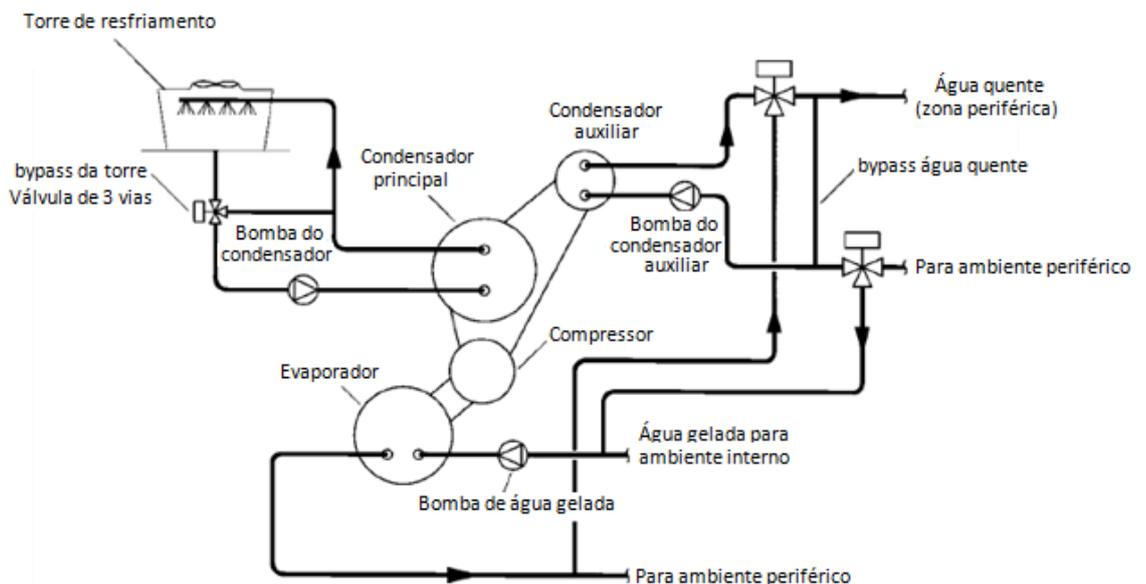
Figura A1.14 (b) - Condensador de feixe duplo. (Adaptado de Krichel e Sawodny, 2011).



A1.2.1. Modo de resfriamento selecionado

Este modo de operação é acionado quando a temperatura do ambiente interior está acima da selecionada. Neste modo a bomba de água gelada P1 é ligada. Enquanto isso, a bomba de água quente P2 permanece inativa; a bomba da torre P3 promove um fluxo através do feixe entre a torre e o condensador, a modulação da válvula V3 realiza o retorno da água para a torre. A água resfriada é então enviada para utilização em processos pela bomba P6 ou bomba reserva P7, e para o interior da edificação através da bomba P4 ou bomba reserva P5. As bombas P1 e a bomba de água quente P2 são ambas de velocidade constante com o fluxo constante. Já as bombas P5, P7, P6, P8 são todas de velocidade variável e de fluxo variável. Na Figura A1.15 temos um sistema de recuperação de calor utilizando um condensador adicional.

Figura A1.15 - Sistema de recuperação de calor através de um condensador auxiliar. (Adaptado de Krichel e Sawodny, 2011).



A1.2.2. Modo de Aquecimento ativado

Quando a temperatura do ambiente interior está abaixo da selecionada e o espaço a ser condicionado possui ocupação. Neste caso o *chiller* centrífugo é energizado, a bomba P1 fornece água gelada pela linha principal, e para o ambiente interno as bombas P4 e P5 são acionadas. Ao mesmo tempo, o controlador da unidade aciona a válvula de duas vias V2, para bloquear a passagem de água gelada para a região de processo. A bomba de água quente P2 é energizada forçando a passagem da água quente pelo condensador e aquecedor suplementar, já nos trocadores de aquecimento a água é fornecida pelas bombas P6 ou P7 com uma temperatura T_{sup} entre 40,6 e 43,3 °C.

Se o calor rejeitado para o aquecimento é maior do que o necessário para o aquecimento das serpentinas, a temperatura de retorno T_{ret} da água irá aumentar, antes da entrada do recipiente do aquecedor e bomba P2. Quando o sensor T2 detectar tal aumento de temperatura, a unidade de controle irá modular a válvula V1, permitindo que pouca água quente flua até o tanque de armazenamento. Quando o tanque de armazenamento estiver cheio de água quente, o sensor T2 irá detectar um novo aumento de temperatura da água, a válvula de modulação será posicionada de modo a permitir que toda a água quente não retorne ao tanque de armazenamento. A bomba P3 e a válvula V3 da torre serão moduladas para controlar o fluxo de água para o condensador da torre de resfriamento.

Se a temperatura externa T_0 é baixa e a rejeição de calor no aquecedor não for suficiente para o aquecimento do ambiente a ser aquecida, então a temperatura da água quente detectada pelo sensor T2 é menor que um valor pré-ajustado. Neste caso a bomba da torre é interrompida, e a água quente é desviada para o tanque de armazenagem, e o aquecedor suplementar é gradualmente energizado, de modo a manter a temperatura da água aquecida, sendo indicada por T2.

A1.3. Instalações com diversos compressores

Em instalações com vários compressores operando num mesmo regime é recomendável o controle de capacidade em grupo. A ideia é controlar a capacidade de refrigeração do conjunto de compressores a fim de operar nas faixas de maior eficiência dos mesmos, minimizando o consumo de energia elétrica em regimes de carga parcial.

Os controladores, a partir das características de capacidade de refrigeração de cada compressor, determinam as sequências de partida, parada e variação de capacidade para cada compressor de forma a obter o melhor rendimento do conjunto.

Alguns fabricantes sugerem que os compressores operem com a mesma capacidade até o instante em que se torna possível a partida ou parada de uma das máquinas.

O controle de capacidade em grupo é especialmente interessante quando é possível o desligamento de um ou mais compressores, o que é favorecido se existem compressores de capacidades variadas na instalação.

A definição do ciclo frigorífico e a seleção do sistema frigorífico, demanda de um estudo do processo, do produto e dos equipamentos que compõem a instalação, devendo cada alternativa a ser analisada em função dos custos de instalação e operação.

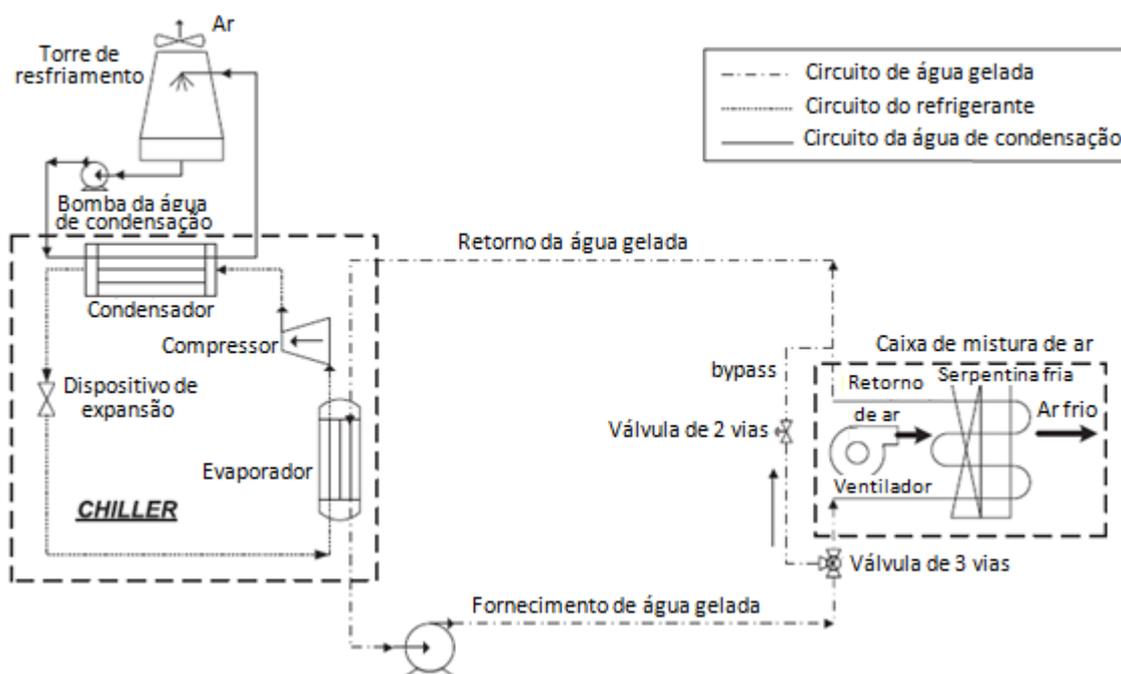
A seleção dos equipamentos é influenciada também por outros fatores, como padrões previamente estabelecidos ou já existentes nas instalações e características de operação desejadas (como dispor de compressores reserva ou de compressores capazes de trabalharem em diferentes regimes durante manutenções, ou mesmo falhas do sistema).

A1.4. Configurações avançadas para circuitos de bombas de circulação de água gelada

A capacidade de resfriamento do sistema de ar condicionado central pode variar de alguns TRs (toneladas de refrigeração) para vários milhares de toneladas de refrigeração. Os *chillers* por compressão de vapor são amplamente utilizados para produzir água gelada. Esta água é então bombeada para os resfriadores de ar (*fan coil*), onde a água fornecida é utilizada para resfriar o ar. Com base nas cargas térmicas, o sistema de condicionamento de ar central pode ser constituído por vários *chillers* e conjuntos de bombas de recirculação de água.

O fornecimento de água gelada para os resfriadores de ar é um dos pontos mais importantes do sistema de ar-condicionado, e pode utilizar sistema de bombeamento primário com velocidade de fluxo constante. Onde uma única bomba de velocidade constante opera continuamente para manter uma taxa de fluxo constante de água ao longo de todo sistema. Este sistema mais primitivo mostrado na Figura A1.16, apresenta dois grandes inconvenientes, tais como baixo diferencial de temperatura operacional entre a água de retorno e a fornecida aos resfriadores de ar em cargas térmicas reduzidas, e o bombeamento constante.

Figura A1.16 – Circuito com fluxo primário constante. (Adaptado de *Tirmizi et al.*, 2012).



Sistemas de bombeamento avançados

Existem dois regimes avançados no qual a água gelada pode ser distribuída a partir do *chiller* (evaporador) para os resfriadores de ar (*fan coil*):

- Fluxo primário com velocidade constante e secundário variável;
- Fluxo principal variável.

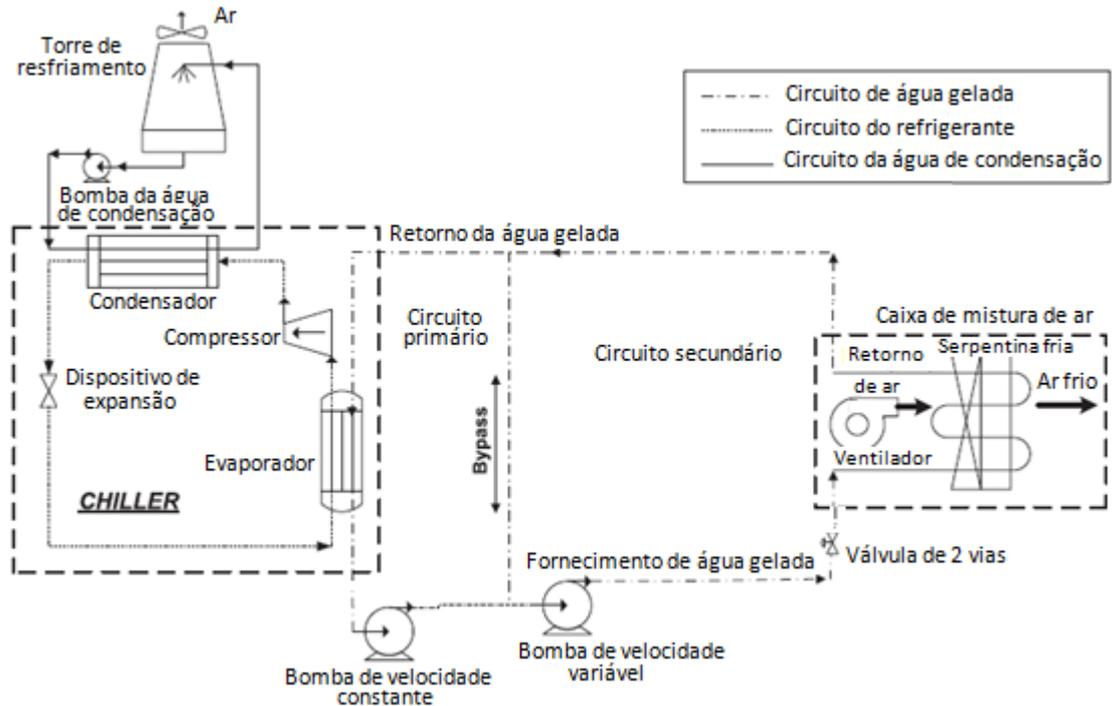
A1.4.1. Fluxo primário com velocidade constante e secundário variável

A principal característica do sistema primário-secundário é mostrada na Figura A1.17. Neste diagrama, a produção de água gelada no circuito primário é dissociada da distribuição da água do circuito secundário, que irão para os resfriadores de ar, e na maioria dos casos é utilizado um by-pass entre os dois circuitos; a fim de facilitar o fluxo constante através do *chiller*. Uma bomba de velocidade constante circula a água no circuito primário, enquanto que no circuito secundário temos uma bomba de velocidade variável, que se ajusta conforme a exigência da carga térmica.

Embora o fornecimento de água pelo circuito secundário variável reduza a exigência de bombeamento, o sistema tem várias características indesejáveis. A baixa temperatura diferencial através do *chiller* pelo circuito primário, que surge durante as cargas parciais não é resolvida. Além disso o custo inicial de aquisição da bomba de velocidade variável e os custos associados para a tubulação como o by-pass (trabalho,

material, manutenção, etc) tendem a neutralizar um pouco, mas não completamente as economias realizadas pela redução da energia de bombeamento.

Figura A1.17 – Circuito com fluxo primário constante e secundário variável. (Adaptado de *Tirmizi et al., 2012*).

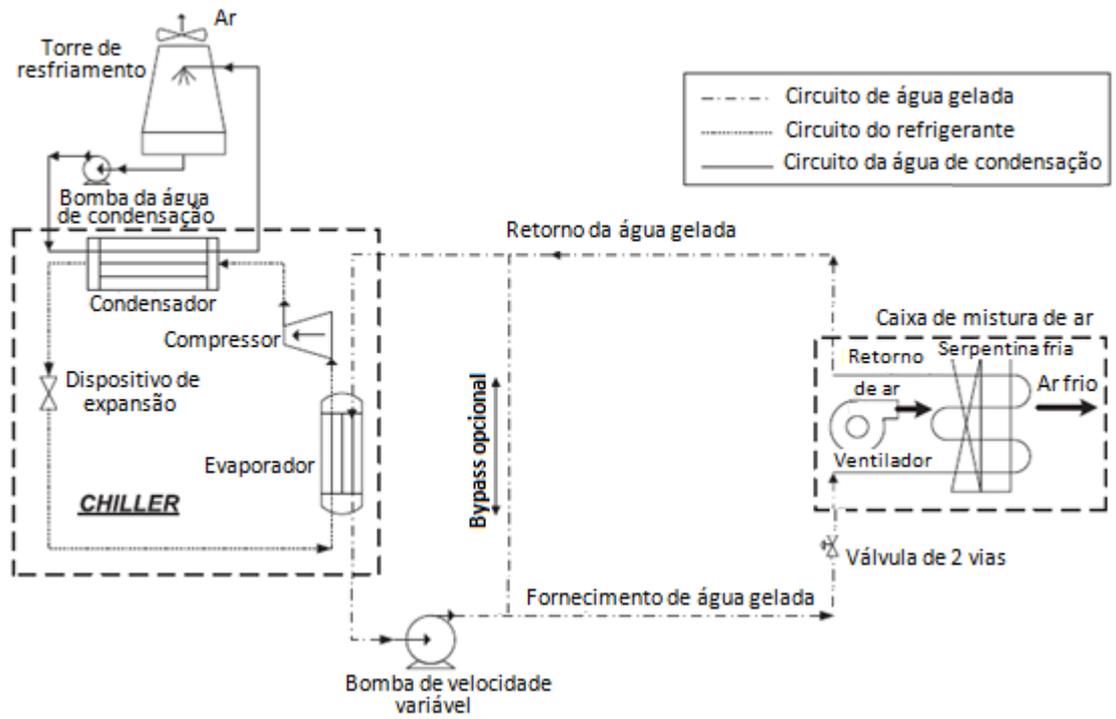


A1.4.2. Fluxo principal variável

Neste circuito apresentado na Figura A1.18, a vazão de água gelada é variada de acordo com a carga térmica provinda dos resfriadores de ar e o ajuste do sistema é feito por uma válvula de duas vias. A redução no bombeamento é refletida em redução de energia e custos. Além disso, é evitado o baixo diferencial de temperatura entre o fornecimento e o retorno de água gelada. A ausência do circuito de derivação e os seus custos associados, somam as economias.

No entanto, o sistema tem algumas desvantagens, tais como a complexidade da manutenção do fluxo variável através do evaporador do *chiller*, e também devido à possibilidade de fluxo laminar no *chiller* em baixas vazões de água gelada em cargas reduzidas.

Figura A1.18 – Circuito com fluxo principal variável. (Adaptado de Tirmizi et al., 2012).



ANEXO 02

A2 – INSTRUMENTAÇÃO UTILIZADA

A2.1 - Instrumentação utilizada para monitoramento

Analizador de energia

O analisador de energia utilizado foi do fabricante ESB, modelo 1380 e é mostrado na Figura A2.1. Sua função foi medir e armazenar os dados de tensão, corrente e potência consumida, além da qualidade da energia. Ele foi utilizado nos *chillers*, conjunto de bombas de água e sistema geral.

Figura A2.1 – Analisador de energia.



Características

- Realiza as medições utilizando taxa de amostragem superior a 64 amostras por ciclo de 60Hz.
- Apresenta no mostrador e registra o consumo de energia e demandas ativas e reativas, UFER (quantidade de energia correspondente ao

reativo excedente) e DMCR (demanda máxima corrigida no período de ponta de consumo) para até 4 postos tarifários.

- Medição de reativos com ou sem harmônicos, programável.
- Tabela calendário para programação de até 82 feriados.
- Página fiscal padrão ABNT, informações disponíveis via comunicação e mostrador.
- Intervalo de integração de demanda selecionável entre 5, 15, 30 ou 60 minutos.
- Memória de massa para 21 canais, programáveis, com capacidade de armazenar os dados em intervalos de 5 minutos durante 45 dias.

Os canais podem ser programados para armazenar um dentre os pontos a seguir:

- Energia ativa direta
- Energia ativa reversa
- Energia reativa indutiva direta
- Energia reativa indutiva reversa
- Energia reativa capacitiva direta
- Energia reativa capacitiva reversa
- Corrente por fase
- % THD total de corrente por fase
- Tensão por fase
- % THD total de tensão por fase
- Tensão máxima por fase
- Tensão mínima por fase
- Corrente nominal (I_n) = 2,5 A
- Corrente máxima (I_{max}) = 10 A
- Corrente de partida (I_p) = 0,1% I_n

- Medição direta
- ✓ Corrente nominal (I_n) = 15 A
- ✓ Corrente máxima (I_{max}) = 120 A
- ✓ Corrente de partida (I_p) = 0,1% I_n
- ✓ Medição de Tensão:
- ✓ Tensão nominal: 120 V e 240 VFN
- ✓ Faixa de medição: 54 a 270 VFN
- ✓ Frequência Nominal: 50 / 60 Hz
- ✓ Classe de Exatidão: Classe 0,2 ou 0,5%
- ✓ Tempo de resposta: 1 s

Sensor de pressão

O sensor de pressão foi do fabricante Technolog Limited, modelo: Metrolog P P/D 200m 128K, é um *datalogger* de pressão de rede hidráulica. Este *datalogger* foi instalado na entrada e saída da rede de água gelada e de condensação. O mesmo é mostrado na Figura A2.2.

Figura A2.2 – Datalogger de pressão de água.



Faixa de medição	0 a +2000 hPa
Exatidão	0,5 %
Resolução	1 hPa
Sobrecarga	±4000 hPa
Unidades seleccionáveis	hPa, mmH ₂ O, inH ₂ O, inHg, mmHg, kPa,
	psi
Tipo de bateria	9V bloco bateria, 6F22
Durabilidade	120 h
Dimensões	202 x 57 x 42 mm
Tipo de display	LCD
Tamanho do display:	2 lines
Temperatura de operação:	0 a +60 °C
Tempo de resposta:	1 s

Sensor de temperatura

O sensor de temperatura usado foi do fabricante Onset, modelo OHBO e é um *datalogger* de temperatura conforme mostrado na Figura A2.3. Este *datalogger* de temperatura foi instalado na entrada e saída da rede de água gelada e de condensação e entrada do ar dos *fancoils*.

Figura A2.3 – *Datalogger* de temperatura.



Descrição técnica:

Faixa: -20° a 70°C (-4° a 158°F)

Precisão: ±0.21°C de 0° a 50°C (±0.38°F de 32° a 122°F)

Resolução: 0,024°C a 25°C (0.04°F a 77°F)

Tempo de resposta: 5 s

Classificação ambiental: IP50

A2.2 - Instrumentação portátil

Além da instrumentação de monitoramento, foram utilizados instrumentos portáteis para coleta de outros dados, para complemento da análise. Os instrumentos foram:

Alicate Amperímetro Digital Modelo:ET-3200A (Marca: Minipa)

Instrumento digital portátil, realiza medidas de tensão DC e AC, corrente AC até 1000A, resistência e testes de diodo e continuidade, além do teste de isolamento através do opcional MI-261. Este instrumento é mostrado na Figura A2.4.

Figura A2.4: Alicate Amperímetro Digital.



Características Técnicas:

- Display: LCD 3 ½ Dígitos, leitura máxima de 1999.
- Taxa de Amostragem: 3 vezes/s.
- Indicação de Sobre faixa: 1 ou -1.
- Indicação de Polaridade: Automática, negativa (-) indicada.
- Indicação de Bateria Fraca: BAT é indicado no display.
- Peak Hold.
- Mudança de Faixa: Manual.
- Abertura de Garra: 50mm.
- Diâmetro do Condutor: 48mm.
- Ambiente de Operação: 0°C ~ 40°C, RH < 70%.
- Ambiente de Armazenamento: -10°C ~ 50°C, RH < 80%.
- Alimentação: Uma bateria 9V.
- Grau de Poluição: II.
- Segurança: Este equipamento está de acordo com a classe II, sobre tensão CAT. II do padrão IEC 1010.
- Dimensões: 248(A) x 70(L) x 38.5(P)mm.
- Peso: Aprox. 337g (com bateria).

Corrente AC

- Faixas: 20A, 200A, 1000^a
- Precisão: 20A \pm (3.0%+5D); 200A \pm (2.0%+5D); 1000A \pm (2.0%+5D) para < 800A;
- 1000A \pm (3.0%+5D) para > 800A
- Resolução: 10mA, 100mA, 1A
- Resposta em Frequência: 50Hz ~ 60Hz
- Proteção de Sobrecarga: 1200A AC por 1 min.

Tensão DC

- Faixas: 200mV, 20V, 200V, 1000V
- Precisão: \pm (0.5%+1D)
- Resolução: 0.1mV, 10mV, 100mV, 1V
- Impedância de Entrada: 1 M Ohms
- Proteção de Sobrecarga: 500V DC / 850V AC por 15s para faixa 200mV, 1200V DC / 850V AC para as outras faixas

Tensão AC

- Faixas: 200V, 750V
- Precisão: \pm (1.2%+5D)
- Resolução: 100mV, 1V
- Resposta em Frequência: 50Hz ~ 500Hz
- Impedância de Entrada: 450 k Ohms
- Proteção de Sobrecarga: 1200V DC / 800V AC

Resistência

- Faixas: 200, 2k, 20k, 200k, 2 M Ohms
- Precisão: 200 Ohms \pm (1.0%+3D); Outras \pm (1.0%+2D)
- Resolução: 0.1, 1, 10, 100, 1 k Ohms
- Tensão de Circuito Aberto: < 3.2V para a faixa 200 Ohms; < 0.35V para as outras faixas
- Proteção de Sobrecarga: 500V DC / AC RMS

Pico de Corrente AC

- Faixas: 20A, 200A, 1000A
- Precisão: 20A \pm (6.0%+9D); 200A \pm (4.0%+9D); 1000A \pm (4.0%+9D) para < 800A;
- 1000A \pm (6.0%+9D) para > 800A
- Resolução: 10mA, 100mA, 1A
- Resposta em Frequência: 50Hz ~ 60Hz
- Proteção de Sobrecarga: 1200A AC por 1 min.

Teste de Isolação (Opcional MI-261)

- Faixas: 20 M Ohms, 2000 M Ohms
- Precisão: 20 M Ohms \pm (2.0%+2D); 2000 M Ohms \pm (4.0%+2D)
para < 500 M Ohms;
- 2000 M Ohms \pm (5.0%+2D) para > 500 M Ohms
- Resolução: 10 k Ohms, 1 M Ohms
- Tensão de Teste: 500V DC
- Tensão entre os Terminais EXT e COM: < 3V DC
- Tensão entre os Terminais V/Ohms e COM: < 3V DC
- Proteção de Sobrecarga: 500V DC / AC RMS

Continuidade

- Faixa: 200 Ohms
- Limiar Sonoro: Aprox. 100 Ohms
- Proteção de Sobrecarga: Idêntica a faixa 200 Ohms

Teste de Diodo

- Faixa: Diodo
- Tensão de Circuito Aberto : 3.2V
- Corrente de Teste: < 1.2 mA
- Proteção de Sobrecarga: 500V DC / AC RMS

Acessórios

- Par de Pontas de Prova
- Manual de Instruções
- Bateria 9V (instalada)
- Bolsa Para Transporte

Opcionais

- Testador de Isolação MI-261

Termômetro de Contato (Marca: Full Gauge)

Figura A2.5 - Termômetro Digital.



- Faixa de Medição: $-50,0$ a $+105,0^{\circ}\text{C}$;
- Resolução: $0,1^{\circ}\text{C}$
- Precisão: $\pm 0,3\%$

Termo Higrômetro Modelo: MTH-1380 (Marca: Minipa)

Instrumento digital portátil mostrado na Figura A2.6, que tem interface RS-232 opcional, LCD de 4 dígitos, auto desligamento, congelamento de leitura, registro de máximo / mínimo e modo relativo. Realiza medida de temperatura T2 (padrão tipo K) de -200°C a 1370°C (-328°F a 2498°F) e T1 de -20°C a 60°C (-4°F a 140°F) e umidade relativa de 0 a 100% RH.

Figura A2.6 - Termo Higrômetro.



Características Técnicas:

- Display: LCD de 4 dígitos.
- Tempo de Resposta: Umidade: 75s com fluxo de ar lento; Temperatura: 40s com fluxo de ar lento.
- Indicação de Polaridade: Automática, negativa (-) indicada.
- Indicação de Bateria Fraca: O símbolo de bateria é mostrado quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão normal de operação.
- Saída de Sinal: Saída de Dados RS-232.
- Data Hold.
- Modo Máximo e Mínimo (MAX / MIN).
- Modo Relativo.
- Auto Power Off: Aprox. 30 minutos.
- Coeficiente de Temperatura: Para temperatura ambiente de 0°C ~ 18°C e 28°C ~ 50°C adicione a seguinte tolerância de 0.01%+0.03°C / 0.01%+0.06°F na especificação da precisão.
- Ambiente de Operação: 0°C ~ 50°C, RH < 90% não condensado.
- Ambiente de Armazenamento: -10°C ~ 60°C, RH < 80%.
- Altitude: Até 2000m.
- Alimentação: Bateria de 9V 006P ou IEC 6F22 ou NEDA 1604; Adaptador AC: 9V DC / 10mA (mínimo). Diâmetro do Plug: 3.5mm x 1.35mm.
- Duração da Bateria: Aprox. 100 horas (alcalina).
- Normas: EMC (CE).
- Dimensões: Instrumento: 186(A) x 64(L) x 30(P)mm; Ponta de Prova: 190(A) x 15(D)mm.
- Peso: Aprox. 320g.

Temperatura

- Faixas T1: -20°C ~ 60°C, -4°F ~ 140°F
- Faixas T2: -200°C ~ 1370°C, -328°F ~ 2498°F
- Precisão T1: ± 0.7°C, ± 1.4°F
- Precisão T2: -200°C ~ 200°C ± (0.3%+1°C); 200°C ~ 400°C ± (0.5%+1°C); 400°C ~ 1370°C ± (0.3%+1°C); -328°F ~ -200°F ± (0.5%+2°F); -200°F ~ 2498°F ± (0.3%+2°F)
- Resolução T1: 0.1°C, 0.1°F
- Resolução T2: 0.1°C, 1°C / 0.1°F, 1°F
- Tipo de Sensor: Termopar Tipo K (MTK-01)
- Faixa do Termopar Tipo K: -50°C ~ 200°C (-58°F ~ 392°F)
- Tolerância do Termopar: ± (0.75% ou 2.2°C), ± (0.75% ou 3.6°F)

Umidade Interna

- Faixa: 0 ~ 100% RH
- Precisão: $\pm 2.5\%$ para 25°C
- Resolução: 0.1% RH

Acessórios

- Manual de Instruções
- Termopar Tipo K
- Bolsa para Transporte
- Bateria 9V
- Ponta de Prova

Opcionais

- Interface RS-232 (SE-310)
- Adaptador AC

Termo Anemômetro Digital Modelo:MDA-11 (Marca: Minipa)

Instrumento digital portátil mostrado na Figura A2.7, que possui LCD principal de 4 dígitos e secundário de 3 1/2 dígitos, com iluminação de fundo, precisão básica de 3% do fundo de escala, congelamento de leitura, desligamento automático e registro de máximo, mínimo e máximo menos mínimo. Realiza medidas da velocidade de deslocamento do fluxo de ar nas unidades m/s, ft/min, knots, km/h e mph e de temperatura em °C e °F.

Figura A2.7 - Termo Anemômetro Digital.



Características Técnicas:

- Display: Principal - 4 Dígitos (10000 Contagens); Secundário - 3 ½ Dígitos (2000 Contagens).
- Indicação de Bateria Fraca: A indicação de bateria fraca será mostrada na parte superior do display quando a tensão da bateria cair abaixo da tensão de operação.
- Tempo Médio para Medida da Velocidade do Vento: Aprox. 2s.
- Taxa de Amostragem para Medida de Temperatura: Aprox. 1 vez/s.
- Data Hold.
- Auto Power Off: Aprox. 10 minutos.
- Função Iluminação do Display (Backlight).
- Registro Máximo / Mínimo / Máximo - Mínimo.
- Modo Média 2 / 16 segundos.
- Modo Média Multi Pontos: 8 pontos máximo.
- Ambiente de Operação: 0°C a 50°C, RH < 75%.
- Ambiente de Armazenamento: -20°C a 55°C, RH < 80%.
- Alimentação: 1 bateria de 9V.
- Duração da Bateria: 200 horas (típico).
- Dimensões: Instrumento: 160(A) x 65.5(L) x 35(P)mm; Hélice: 370(A) x 75(L) x 45(P)mm.
- Comprimento do Cabo: 800mm.
- Peso: Aproximadamente 390g (incluindo bateria e hélice).

Temperatura

- Faixas: -20°C ~ 60°C / -4°F ~ 140°F
- Precisão: ±1°C para -20°C ~ 0°C e 45°C ~ 60°C; ±0.5°C para 0°C ~ 45°C; ±2°F para -4°F ~ 32°F e 113°F ~ 140°F; ±1°F para 32°F ~ 113°F
- Resolução: 0.1°C / 0.1°F
- Sensor: NTC

mph (milhas por hora)

- Faixa: 0.7mph ~ 67.0mph
- Precisão: ±3% fundo de escala
- Resolução: 0.1mph
- Limiar: 0.7mph

km/h (quilômetros por hora)

- Faixa: 1.1km/h ~ 108.0km/h
- Precisão: ±3% fundo de escala
- Resolução: 0.1km/h
- Limiar: 1.1km/h

knots (milhas náuticas por hora)

- Faixa: 0.6knots ~ 58.0knots
- Precisão: $\pm 3\%$ fundo de escala
- Resolução: 0.1knots
- Limiar: 0.6knots

ft/min (pés por minuto)

- Faixa: 60ft/min ~ 5900ft/min
- Precisão: $\pm 3\%$ fundo de escala
- Resolução: 1ft/min
- Limiar: 60ft/min

m/s (metros por segundo)

- Faixa: 0.3m/s ~ 30.0m/s
- Precisão: $\pm 3\%$ fundo de escala
- Resolução: 0.01m/s
- Limiar: 0.3m/s

Acessórios

- Manual de Instruções
- Hélice
- Bateria de 9V

Termômetro infravermelho TD-985 (Marca: ICEL)

O TD-985 é um termômetro digital infravermelho portátil, mostrado na Figura A2.8.

Figura A2.8 - Termômetro infravermelho.



Especificações Técnicas

- Escalas: -50° a 1.600°C ou -58° a 2.912°F
- Resolução: 1°C e 0,1°C ou 1°F e 0,1°F

Observação: A exatidão é especificada para uma emissividade de 0,95

Exatidão

- De -50° a -20°C exatidão de $\pm 5^{\circ}\text{C}$
- De -58° a -4°F exatidão de $\pm 9^{\circ}\text{F}$
- -20° a 200°C exatidão de $\pm 1,5\% + 2^{\circ}\text{C}$
- -4° a 392°F exatidão de $\pm 1,5\% + 3,6^{\circ}\text{F}$
- 200° a 538°C exatidão de $\pm 2\% + 2^{\circ}\text{C}$
- 392° a 1.000°F exatidão de $\pm 2\% + 3,6^{\circ}\text{F}$
- 538° a 1.300°C exatidão de $\pm 3,5\% + 5^{\circ}\text{C}$
- 1.000° a 2.372°F exatidão de $\pm 3,5\% + 9^{\circ}\text{F}$
- 1.300°C a 1.600°C exatidão de $\pm 3,8\% + 5^{\circ}\text{C}$
- 2.372°F a 2.912°F exatidão de $\pm 3,8\% + 9^{\circ}\text{F}$
- Repetibilidade de $\pm 2,0\%$ da leitura
- Tempo de resposta menor que 1 segundo
- Emissividade Ajustável de 0,1 a 1,0
- Fator de distância D:S = 50:1 (D=distância, S=diâmetro da área)

ANEXO 03

A3 – ASPECTOS DA MEDIÇÃO

A3.1 - Calibração da instrumentação utilizada

A3.2 - Análise de erros

A3.3 - Indicação dos pontos de medição de pressão, temperatura, fluxo de massa e energia elétrica.

A3.4 - Certificados de calibração

A3.1 - Calibração da instrumentação utilizada.

A instrumentação utilizada para o monitoramento foi calibrada por laboratórios de calibração credenciados possuindo certificados de calibração válidos. Já o termômetro digital portátil foi calibrado com o uso do método de comparação de um outro termômetro previamente calibrado. Esse método será exposto a seguir.

Calibração do termômetro digital portátil.

Para a aferição do sensor penta foi usado o método comparativo, que é um método de calibração de sensores de temperatura que funciona quando o sensor de calibração tem a sua indicação comparada com as de um sensor padrão de referência; sendo estes sensores imersos em um meio térmico uniforme e estável, onde a temperatura possa ser controlada na faixa requerida.

Neste estudo o sensor do termômetro a calibrar foi imerso em um meio uniforme e estabilizado juntamente com outro termômetro já calibrado, mostrado na Figura A3.1 e com certificado de calibração em dia, que foi o padrão de referência. O método de calibração por comparação é mais barato e comumente usado devido a sua facilidade e precisão.

Figura A3.1 – Termômetro de referência. (Fonte: O autor).



Os procedimentos para calibração dos sensores de temperatura são descritos abaixo:

- O meio de imersão utilizado foi um recipiente com isolante térmico (poliestireno expandido) com furos na parte superior para a colocação dos sensores, onde o meio de imersão foi água mais gelo picado para se chegar à calibração do valor de 0°C; e para os valores de temperatura mais elevados (entre 35 a 90°C) foi utilizado um recipiente com areia para ser inserido em uma estufa mostrado na Figura A3.2, equipada com termostato, onde os sensores são colocados juntamente com o sensor de referência.

Figura A3.2 – Estufa para calibração dos sensores de temperatura. (Fonte: O autor).

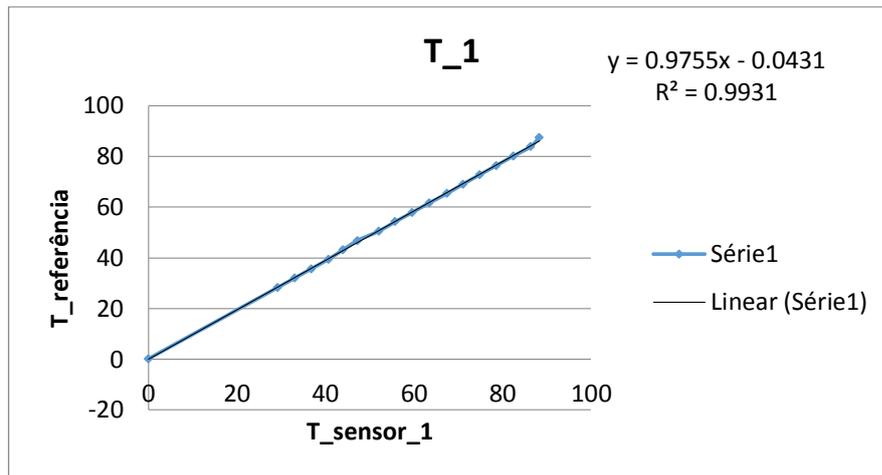


- Procede-se à realização das medições, mediante a colocação dos sensores, tanto os de medição como o de referência, deixando o processo se estabilizar, e a partir desse instante é iniciada a coleta dos valores de temperatura, buscando-se anotar os valores das temperaturas, bem como repetindo as anotações na mesma faixa de temperatura. As temperaturas dos sensores são coletadas, realizando leituras a cada minuto durante 30 minutos. Após o término das medições, agrupam-se as mesmas para cada faixa de temperatura, dos cinco valores medidos para cada temperatura escolhe-se o que se mostrar mais estabilizado e monta-se uma tabela como a tabela 01.
- Inserem-se os dados em um gráfico de dispersão para realizar o ajuste da curva no Excel, gerando-se a curva de correção das temperaturas. Na Tabela A3.1 são mostradas as temperaturas medidas.

Tabela A3.1 - Temperaturas medidas (° C).	
Temperatura no sensor_1	Temperatura de referência
0	0,236
29,2	28,79865
33	32
36,8	35,70132
40,6	39,4023
43,9	43,10402
47,2	46,8051
52	50,50676
55,7	54,2082
59,6	57,90948
63,4	61,6118
67,4	65,3120
71	69,0115
74,8	72,71445
78,6	76,4157
82,4	80,11759
86,3	83,8235
88,3	87,52893

Os valores medidos pelos sensores são inseridos no eixo “X” e os valores medidos pelo sensor padrão no eixo “Y”. Esta série de pontos permite a construção de uma curva mostrada na figura 3. Para a validação do ajuste da curva é necessário o coeficiente de correlação (r), que deverá ser mais próximo possível da unidade. Como se pode observar na Figura A3.3, o valor do coeficiente de correlação é praticamente 1,0 para o sensor de temperatura 1.

Figura A3.3 - Curva de ajuste para a obtenção do valor real de temperatura no sensor 1. (Fonte: O autor).



- Finalmente as equações determinadas no ajuste, são inseridas em uma planilha para a correção dos valores de temperatura, ou seja, os valores coletados serão introduzidos nestas equações para substituí-los pelos valores reais de temperatura. Este processo é realizado para os outros sensores.

A3.2 - Análise de Erros e incertezas.

Todo trabalho experimental precisa de um estudo de erro experimental para a validação dos resultados. Os erros são divididos em dois grupos; fixos ou sistemáticos e aleatórios.

Os erros fixos ou sistemáticos indicam valores acima ou abaixo do valor real quando são realizadas várias medições, sendo suas fontes de erros identificáveis e geralmente estão relacionados com a exatidão do sensor ou instrumento, e comumente podem ser corrigidos ou compensados. São causados devido à perda de calibração do instrumento, interferência de fatores externos ao experimento como temperatura, pressão, vibração, etc., e procedimentos inadequados do observador, por exemplo, erro de paralaxe.

Os erros aleatórios são erros de origem desconhecida e aleatória, consequentemente, difíceis de serem eliminados e estão relacionados com a repetitividade do instrumento. Esses erros podem ser abordados, quantitativamente, mediante o uso de ferramentas do tipo estatístico, de forma de determinar sua grandeza e propagação em cálculos.

Para a determinação dos erros aleatórios encontrados nos ensaios é necessário aplicar métodos estatísticos para a determinação das grandezas que possam afetar os resultados obtidos. Para começar a metodologia estatística, usa-se a média aritmética dos valores medidos nos ensaios, segundo a seguinte equação:

$$\bar{X} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_i \quad \text{A3.1}$$

Seguidamente pode determinar-se a incerteza a partir da media aritmética usando o desvio padrão da seguinte forma:

$$\sigma = \Delta X = \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2 \quad \text{A3.2}$$

Uma maneira de representar graficamente os resultados das medições usando os parâmetros estatísticos é o diagrama de Gauss, ou de distribuição normal. O desvio padrão estabelece uma probabilidade de 68% de que a medida esteja num intervalo (+/-) em torno da medida, portanto para uma probabilidade maior deve ser aumentada a faixa de incerteza, segundo o mostrado na Tabela A3.2.

Tabela A3.2 - Valores de probabilidade da distribuição Normal. (Fonte: Aulas Prof. Jorge).

Incerteza	Probabilidade (Z) (%)
0,647σ	50
σ	68,67
1,645 σ	90,00
2 σ	95,45
2,576 σ	99,00
3 σ	99,73

Então o erro estimativo pode ser calculado em função da probabilidade e o erro padrão da seguinte maneira.

$$\Delta \bar{X} = \sigma_m = \frac{Z \cdot \sigma}{\sqrt{N}} \quad \text{A3.3}$$

Finalmente pode ser determinado o valor real da grandeza medida e sua incerteza mediante a equação A3.4.

$$X = \bar{X} + \Delta \bar{X} \quad \text{A3.4}$$

Para o caso onde o método estatístico não possa ser usado, devido a que a grandeza obtida não possui vários valores medidos, portanto se usa duas formas para poder mensurar a grandeza.

Incerteza de resolução, quando a grandeza física medida for estável ou varie muito lentamente com o tempo, estimando-se o erro mediante a resolução do instrumento da seguinte forma, a incerteza será calculada como a metade da menor divisão da escala.

Incerteza Relativa, esta forma pode-se representar a grandeza mediante a razão entre a incerteza absoluta e o valor da medida realizada, da seguinte forma.

$$u_{medida} = \pm \frac{\text{incerteza absoluta}}{\text{valor da grandeza media}} \quad \text{A3.5}$$

No caso onde as grandezas medidas sejam variáveis dependentes para o cálculo de outras grandezas físicas a partir de modelos é necessário propagar os erros, ou seja, propagar o erro de cada variável ao resultado final da grandeza desejada, na forma de incerteza relativa ou incerteza absoluta:

$$R = (R_1, R_2, R_3, \dots, R_n) \quad \text{A3.6}$$

$$u_R = \left\{ \left(\frac{X_1}{R} \frac{\partial R}{\partial X_1} \frac{\partial X_1}{X_1} \right)^2 + \left(\frac{X_2}{R} \frac{\partial R}{\partial X_2} \frac{\partial X_2}{X_2} \right)^2 + \dots + \left(\frac{X_n}{R} \frac{\partial R}{\partial X_n} \frac{\partial X_n}{X_n} \right)^2 \right\} \quad \text{A3.7}$$

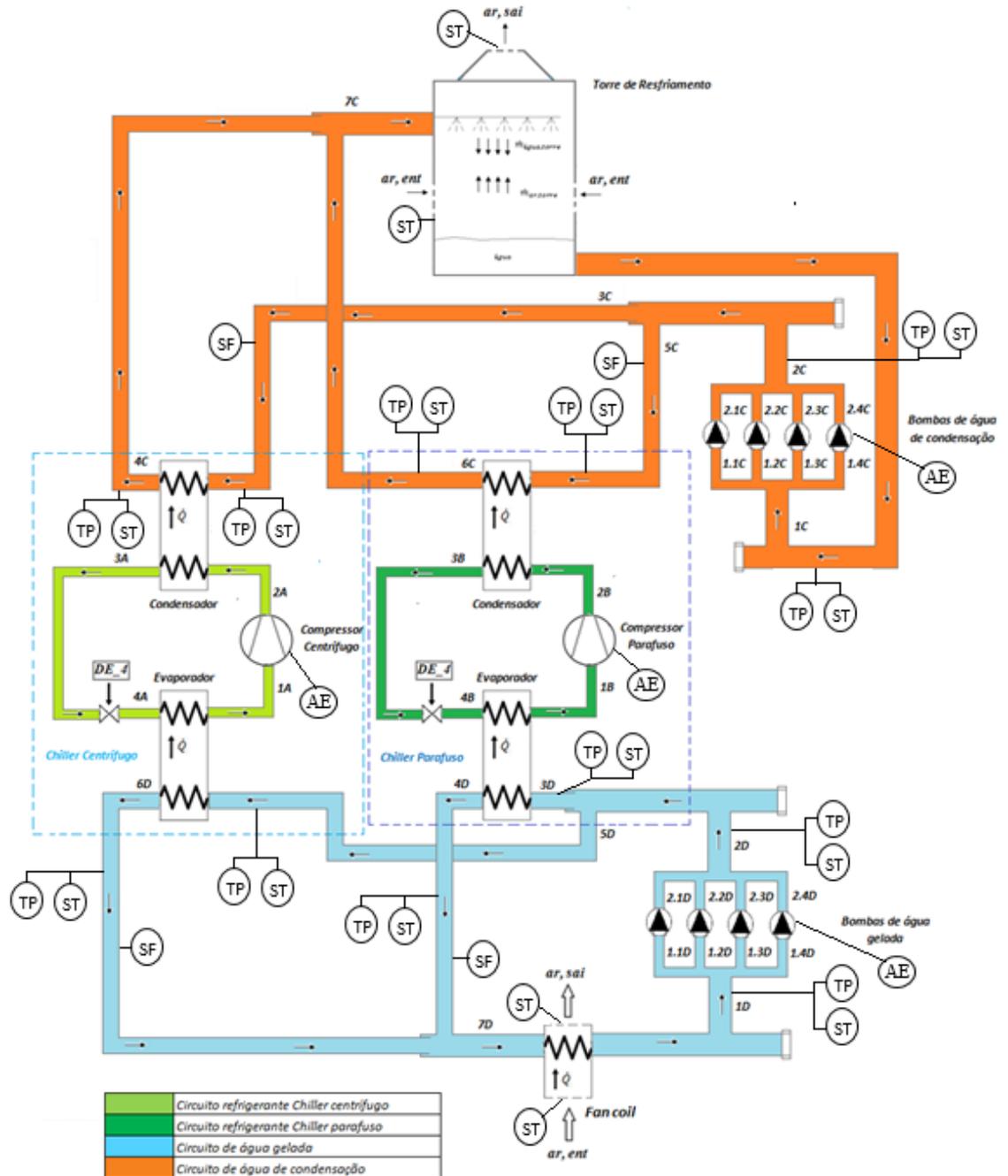
$$\delta R = \left\{ \left(\frac{\partial R}{\partial X_1} \delta x_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} \delta x_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} \delta x_n \right)^2 \right\} \quad \text{A3.8}$$

A3.3 Indicação dos pontos de medição de pressão, temperatura, fluxo de massa e energia elétrica.

Após a calibração do sensor de temperatura e verificação da validade dos certificados de calibração, os instrumentos de medição foram instalados conforme indicado no esquema da Figura A3.4, onde

- SF (Sensor de Fluxo de massa), responsável em medir a vazão da água gelada e de condensação;
- TP (Transdutor de Pressão), responsável em medir as pressões de entrada e saída da água gelada e de condensação do trocador casco e tubo;
- ST (Sensor de Temperatura), responsável em medir as temperaturas de entrada e saída dos componentes;
- AE (Analisador de energia), responsável em medir o consumo elétrico do sistema dos *chillers*, bombas de água e do sistema.

Figura A3.4 – Esquema da planta de refrigeração considerada com os pontos de medição de pressão, temperatura, fluxo de massa e energia elétrica.



A3.4 - Certificados de calibração

Os instrumentos de medição foram calibrados pela ABSI (laboratório de calibração da rede brasileira de calibração, acreditado pelo INMETRO). Os certificados de calibração foram apresentados, analisados e aprovados pela banca examinadora, e a mesma não viu a necessidade de anexá-los na tese.