

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ANÁLISE COMPUTACIONAL DE CENTRAL DE ÁGUA GELADA COM TANQUE DE TERMOACUMULAÇÃO

Por,

Fellipe Fernandes Barbosa

Brasília, 09 de Julho de 2013.

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO 2

Análise computacional de central de água gelada com tanque de termoacumulação.

POR,

Fellipe Fernandes Barbosa

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Pimenta, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Milton Luiz Siqueira, UnB/ ENM

Prof. Armando de Azevedo Caldeira, UnB/ ENM

Brasília, 02 de Dezembro de 2013.

Agradecimentos

Agradeço, primeiramente, a Deus pelo dom da vida que me concedeu e por ter iluminado meu caminho todos esses anos, por ter me oferecido a oportunidade de viver, evoluir, crescer e conhecer todas essas pessoas que me ajudaram nessa batalha.

Á minha família, por todo amor, carinho, educação, compreensão, ajuda e por fazerem dos meus sonhos os seus sonhos. Meus pais, Odamir e Sedalina, por todo o exemplo de honestidade e perseverança, que me deram desde o primeiro dia de vida e que nunca deixaram de me incentivar. Á minha irmã, Camila, por toda a confiança e encorajamento.

Aos meus amigos e companheiros de trabalho, em especial a Celso, Gustavo, Macson e Tiago, por toda compreensão e apoio para a realização, não só deste trabalho, mas também de todo o curso.

Agradeço a minha namorada Larissa, que por final, se tornou uma pessoa muito importante que nunca deixou de me incentivar e me dar força para seguir em frente.

E finalmente, agradeço a todos que me ajudaram direto ou indiretamente para o desenvolvimento deste projeto. Um MUITO OBRIGADO a todos vocês!

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo a modelagem de um sistema de refrigeração para ar condicionado de edifícios. O modelo possui como objeto de estudo a central de água gelada do edifício sede da Procuradoria Geral da República (PGR) que possui três unidades de resfriamento de líquido (*chillers*) com três torres de resfriamento, e dois tanques de termoacumulação.

Modelos matemáticos baseados na termodinâmica, transferência de calor e mecânica dos fluidos são implementados para os componentes da instalação, gerando uma modelagem do sistema, e posteriormente simulados com o auxílio do programa E.E.S. (*Engineering Equation Solver*).

Para o desenvolvimento do modelo, as equações de conservação de massa e energia são aplicadas em cada componente, permitindo a avaliação do desempenho de uma central de água gelada (CAG) e do funcionamento de seus equipamentos, contribuindo de forma significativa para otimizar rendimento energético do sistema de ar condicionado e, com base no consumo energético, a avaliação de possibilidade de reativação do sistema de termoacumulação, constituído por dois tanques.

ABSTRACT

This paper aims at modeling a cooling system for air conditioning of buildings. The model has as its object of study the central chilled water from the headquarters of the Attorney General's Office (PGR) which has three compression systems for large steam (*chillers*) with three cooling towers, and two tanks term accumulation.

Mathematical models based on thermodynamics, heat transfer and fluid mechanics will be implemented for the components of the installation using the EES software (*Engineering Equation Solver*).

To develop the model equations of conservation of mass and energy are applied in all its components, allowing the evaluation of the performance of a central chilled water (CAG) and the operation of their equipment, contributing significantly to optimize energy performance of air conditioning system, focusing on the possibility of reactivation of a term accumulation system, consisting of two tanks.

SUMÁRIO

1.INTRODUÇÃO	1
1.1 TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
1.2.1 Modelagem de <i>chillers</i>	2
1.2.2 Torres de resfriamento.....	4
1.2.3 Tanques de armazenamento	4
1.3 OBJETIVOS.....	6
1.4 METODOLOGIA	7
1.5 ESTUTURA DO TRABALHO.....	8
2. REVISÃO DOS CONCEITOS TEÓRICOS	9
2.1 UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDOS	9
2.1.1 Ciclo de refrigeração por compressão	9
2.1.2 Ciclo de refrigeração no <i>chiller</i>	10
2.2 TANQUES DE TERMOACUMULAÇÃO	12
2.2.1 Princípios da termoacumulação.....	13
2.2.2 Considerações para o tanque de armazenamento	14
2.3 TORRES DE RESFRIAMENTO	15
2.3.1 Considerações para a torre de resfriamento.....	16
3. ESTUDO DE CASO	17
3.1 PROCURADORIA GERAL DA REPÚBLICA.....	17
3.2 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO.....	18
3.2.1 Unidades Resfriadoras de Líquidos (<i>Chillers</i>).....	21
3.3 DEMANDA TÉRMICA DOS BLOCOS	22
3.4 MODOS E PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO	23
3.4.1 Produção direta e carregamento dos tanques (modo de produção 1).....	25
3.4.2 Descarregamento dos tanques de gelo (modo de produção 2)	26

3.4.3 Carregamento dos tanques de gelo (modo de operação 3)	27
3.4.4 Produção direta e descarregamento dos tanques (modo de operação 4)	27
4. MODELAGEM	29
4.1 CHILLER	29
4.1.1 Evaporador	30
4.1.2 Compressor	32
4.1.3 Condensador	33
4.1.4 Dispositivo de expansão	34
4.2 TANQUE DE ARMAZENAMENTO	35
4.2.1 Operação do tanque no modo de operação 1	35
4.2.2 Operação do tanque no modo de operação 2	37
4.2.3 Operação do tanque no modo de operação 3	38
4.2.4 Operação do tanque no modo de operação 4	38
4.3 TORRE DE RESFRIAMENTO	39
4.4 FANCOILS	40
4.5 SISTEMA GLOBAL	41
4.5.1 Sistema global do <i>chiller</i>	41
4.5.2 Sistema global no modo de operação 1.....	43
4.5.3 Sistema global no modo de operação 2.....	44
4.5.4 Sistema Global no Modo de Operação 3.....	44
4.5.5 Sistema Global no Modo de Operação 4.....	45
5. SOLUÇÃO	46
5.1 ALGORITMO DE SIMULAÇÃO DO CHILLER.....	46
5.1.1 Dados de entrada	49
5.1.2 Dados de saída.....	50
5.2 CRITÉRIOS DE CONVERGÊNCIA	50
6. RESULTADOS	51
7. CONCLUSÕES	73
REFERÊNCIAS BILIOGRÁFICAS	75

LISTA DE FIGURAS

2.1	<i>Chiller</i> .	09
2.2	Ciclo de refrigeração de um <i>Chiller</i> .	10
2.3	Gráfico Temperatura x Entropia	10
2.4	Diagrama geral do processo de termoacumulação (PACHECO,2008)	13
2.5	Modelo de cápsulas de termoacumulação.	14
2.6	Funcionamento do sistema de termoacumulação.	14
2.7	Desenho esquemático da torre de refrigeração.	15
3.1	Edifício sede da Procuradoria Geral da República.	17
3.2	Vista superior dos blocos da sede da PGR.	17
3.3	Fachada de vidro - PGR.	18
3.4	Figura esquemática da CAG (Pimenta <i>et al</i> , 2004)	20
3.5	Modo de operação direta (Pimenta <i>et al</i> , 2004).	21
3.6	<i>Chiller</i> (York, 2000).	22
3.7	Demanda térmica de projeto calculada para a PGR em condição de verão.	23
3.8	Esquema simplificado do sistema a ser modelado.	24
3.9	Modos de operação..	25
3.10	Produção direta e carregamento dos tanques.	26
3.11	Descarregamento dos tanques de gelo.	26
3.12	Carregamento dos tanques de gelo.	27
3.13	Produção direta e descarregamentos dos tanques.	28
4.1	Volume de controle do evaporador.	30
4.2	Sistema de controle de compressor	32
4.3	Volume de controle para o condensador.	33

4.4	Volume de controle da válvula de expansão	34
4.5	Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 1	35
4.6	Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 2	37
4.7	Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 3	38
4.8	Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 4	39
4.9	Volume de controle da torre de resfriamento aberta	40
4.10	Volume de controle dos <i>fancoils</i>	40
4.11	Volume de controle do <i>chiller</i>	41
4.12	Volume de controle do sistema hidráulico operando sem armazenamento.	42
4.13	Volume de controle do sistema no modo de operação 1..	43
4.14	Volume de controle do sistema no modo de operação 2..	44
4.15	Volume de controle do sistema no modo de operação 1..	44
4.16	Volume de controle do sistema no modo de operação 2..	45
6.1	Carga térmica do edifício.	51
6.2	Coeficiente de performance do chiller operando em um set point de 6 °C.....	52
6.3	Coeficiente de performance do <i>chiller</i> operando em um <i>set point</i> de -5,6 °C.....	52
6.4	Coeficiente de performance em diferentes modos de operação do chiller, de acordo com o fabricante	53
6.5	Consumo de energia para cada hora de um dia.....	53
6.6	Corrosão da porta na parte superior do tanque de termoacumulação.....	59
6.7	Resíduos entre as <i>iceballs</i> e a solução água monoetilenoglicol.....	60
6.8	Modelo simplificado de combinação dos <i>chillers</i> variando em cargas parciais - Diagrama de Árvore.....	67
6.9	Modelo simplificado de combinação dos <i>chillers</i> , com restrição de carga mínima de 50%, em diagrama de árvore.	68

LISTA DE TABELAS

3.1	Configuração dos blocos da sede da PGR	18
3.2	Relação de equipamentos do sistema de ar condicionado.....	19
6.1	Tarifa Horo-Sazonal Azul para Subgrupo A-4 Poder Público.. ..	56
6.2	Tarifa Horo-Sazonal Verde para Subgrupo A-4 Poder Público.....	56
6.3	Custo de energia para o modo de operação 1 - Tarifa Azul.....	57
6.4	Custo de energia para o modo de operação 1 - Tarifa Verde.....	58
6.5	Eficiência dos <i>chillers</i> em cargas parciais com setpoint de 6°C.....	62
6.6	Eficiência dos <i>chillers</i> em cargas parciais com setpoint de -5,6°C.....	63
6.7	Custo de energia para 4 chillers de 1225 kW no modo de operação 1, com a tarifação Azul.....	65
6.8	Custo de energia para 4 chillers de 1225 kW no modo de operação 1, com a tarifação Verde.....	66
6.9	Possíveis configurações mínimas para a demanda de carga térmica.	69
6.10	Configuração ótima para funcionamento dos chillers em cada demanda de carga térmica.	70

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A Área [m²]

C_p Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]

h Entalpia específica [kJ/kg]

\dot{m} vazão mássica [kg/s]

T Temperatura [°C]

U Coeficiente global de transferência de calor [W/m².K]

Símbolos Gregos

Δ Variação entre duas grandezas similares

ρ Densidade [m³/kg]

Subscritos

in entrada

out saída

Sobrescritos

• Variação temporal

- Valor médio

Siglas

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas

BAC Bomba de água condensada

BAGP Bomba de água gelada primária

BAGS Bomba de água gelada secundária

BEG Bomba de etilenoglicol

BRI Bomba de Reposição de Inventário

BRS Bomba de Reposição de Solução

CAIQ Central Análítica, do Instituto de Química da Universidade de Brasília

CAG Central de água gelada

COP Coeficiente de Performance

EES *Engineering Equation Solver*

MEG Monoetilenoglicol

PGR Procuradoria Geral da República

SAFS Setor de Administração Federal Sul

TC Trocador de Calor

TG Tanque de Gelo

TI Tanque de Inventario

TRS Tanque de Reposição de Solução

TT Tanque de Topo

VAV Volume de Ar Variável

VF Variador de Frequência

1. INTRODUÇÃO

1.1 TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

Diferentes medidas para conservação de energia, em vários países do mundo, começaram a serem adotadas a partir do alto consumo no setor de edificações, além da crise do petróleo de 1973. No Brasil, a crise dos "apagões" de 2001 impulsionou a preocupação com o uso racional de energia elétrica.

Atualmente o custo da energia é um dos fatores mais importantes no projeto, administração e manutenção de sistemas energéticos. Sendo assim, a economia de energia está recebendo maior atenção por parte dos projetistas destes sistemas. Por outro lado, alguns estudos técnicos e econômicos mostram que grande parte da energia é desperdiçada pelos sistemas de condicionamento de ar, por apresentarem muitas ineficiências. Isto se deve a várias causas, mas as principais são as falhas na manutenção e o projeto inadequado de seus componentes.

Com a necessidade de reduzir o consumo de energia nas horas de ponta, quando o custo é mais alto, surgem dois principais tipos de soluções, que podem ser usadas de formas independentes, a termoacumulação e simulação computacional do sistema. Neste trabalho, o estudo abrange os dois tipos de soluções.

A simulação numérica é uma importante ferramenta para o desenvolvimento e otimização de sistemas de refrigeração, pois após analisar o comportamento do sistema, é possível projetar novas instalações com mais precisão ou corrigir erros decorrentes de projetos anteriores.

A termoacumulação consiste na produção e acumulação de gelo ou água gelada em tanques, capaz de eliminar a dependência entre a produção e consumo, ou entre a oferta e a demanda, o que permite operar os sistemas de condicionamento de ar de forma mais eficiente. Esta técnica é bastante antiga e conhecida. No passado, quando não havia crise energética, sua aplicação destinava-se apenas a casos de cargas relativamente grandes, de pequena duração e muito espaçadas no tempo. Hoje, os candidatos a um sistema de termoacumulação são os sistemas que têm cargas altas nas horas de ponta, ou seja, os que têm um maior incentivo econômico para deslocar estas cargas para fora do horário de ponta, onde as tarifas são menores.

O principal equipamento que contribui para o custo de investimento de operação em um projeto de condicionamento de ar de grande porte é o *chiller*. Porém, o tanque de armazenamento e a torre de resfriamento precisam também de muita atenção na otimização econômica do sistema de refrigeração.

O presente trabalho versa sobre a modelagem do sistema de climatização do edifício sede da Procuradoria Geral da República, em Brasília, visando a análise do consumo de energia elétrica para atender a carga térmica do edifício. Esta demanda é atendida através de *chillers* e tanques de termoacumulação trabalhando em diferentes modos de operação.

Neste contexto se faz necessário desenvolver modelos de simulação em apoio à análise e avaliação da reativação do tanque de termoacumulação, visando vantagem econômica para o órgão, através da redução do consumo energético.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir apresenta-se uma descrição das principais referências bibliográficas para os modelos matemáticos dos *chillers*, torres de resfriamento e tanques de armazenamento que foram utilizados neste trabalho.

1.2.1 Modelagem de *chillers*

A maioria das publicações existentes sobre modelagem de sistemas de refrigeração é baseada em curvas de desempenho de seus componentes. A simulação em tais casos consiste num ajuste do ponto de balanço entre a unidade de condensação (condensador e compressor) e o evaporador (Stoecker e Jones, 1982). Estas modelagens podem ser completadas graficamente ou matematicamente, com equações que representam os dados do desempenho dos componentes (Stoecker *et al.*, 1981). Algumas vezes são consideradas somente as características do compressor (Bansal *et al.*, 1992).

Outra categoria de modelos de simulação é caracterizada por descrever o comportamento de cada componente e do sistema como um todo. Geralmente, cada componente é formulado por poucas equações e o resultado é um sistema não linear de equações. A solução deste sistema de equações também pode ser resolvida simultaneamente, com um método numérico apropriado, tal como o método de Newton-Raphson para múltiplas variáveis (Stoecker, 1971; 1989). As variáveis de saída de cada componente são as variáveis de entrada do próximo. Os cálculos completos são feitos até obter-se a convergência.

Finalmente existe uma terceira categoria de modelos de simulação citando-se, como exemplo, os trabalhos de Ellison & Creswick (1978), Parise (1983), Domanski & Didion, (1983) e Nguyen (1986). Os componentes, neste caso, são modelados com grande detalhamento. Por exemplo, no caso de condensadores resfriados por ar, a serpentina pode ser dividida em pequenas seções do tubo (Parise 1983), formando um arranjo tridimensional dentro do casco do trocador. A análise pode também ser realizada sobre cada tubo (Domanski & Didon 1983). Esta análise local aproximada é aplicada ao

dispositivo de expansão quando se usa tubo capilar. Os modelos de simulação podem ser divididos num modelo integral para regime permanente (Ellison & Creswick, 1978; Domaski & Didon, 1983), levando em conta todos os fluxos de energia (particularmente importante para compressores herméticos), e todos os processos transientes no interior do cilindro do compressor (Parise 1983), incluindo o movimento da válvula, a variação instantânea de pressão e a variação de volume.

As primeiras simulações feitas a partir das curvas de desempenho dos equipamentos fornecidas pelos fabricantes para sistemas de refrigeração obtiveram melhores resultados com Jones A. (1975), que teve seus estudos baseados no algoritmo recomendado por Stoecker (1971). Três anos mais tarde, Jones A. (1978), apresenta dados para a avaliação da vida útil e o desempenho (COP) a cargas parciais e a carga total de pacotes de *chillers* de compressão, com os variados tipos de compressores.

Hebas (1993) desenvolveu um modelo de simulação por compressão de vapor, analisando cada componente do ciclo incluindo as perdas de calor ao ambiente, resultando em um sistema de equações não linear, que foi resolvido numericamente. Este autor também fez uma análise comparativa do desempenho termodinâmico de uma bomba de calor operando com R12 e R134a.

A seguir apresenta-se uma breve revisão dos principais trabalhos que serviram de base para a modelagem do *chiller* deste projeto de graduação:

Usta (1997) utiliza um software desenvolvido para determinar valores ótimos a partir de alguns parâmetros de projetos de sistema de refrigeração, com isso ele ressalta a importância de uma otimização nos sistemas industriais, fazendo também uma análise de sensibilidade para determinar os efeitos de alguns parâmetros como a temperatura do meio ambiente.

Tan (2001) apresenta um estudo de simulação de um *chiller* usando um modelo matemático para a recuperação de calor, avaliando em diferentes condições de operação, apresenta as capacidades de aquecimento do sistema. O modelo desenvolvido foi testado em um *chiller* instalado na China.

Solati & Zmeureanu (2002) apresenta várias correlações baseadas em modelos usados para estimar o desempenho do *chiller* tipo parafuso operando com um ciclo de compressão de vapor. Eles foram desenvolvidos usando um modelo termodinâmico detalhado, contido no software Toolkit-I da ASHRAE. Os modelos desenvolvidos para os *chillers* parafuso foram comparados com os *chillers* centrífugos.

Joudi & Namik (2002) apresentaram um programa de computador para achar o ponto de balanço dos componentes de um sistema de compressão de vapor. Os testes e simulações foram feitos para *chiller* com baixas capacidades, de 15 a 40 TRs, com cinco condensadores de diferentes capacidades resfriados com água, ligados a outros cinco evaporadores de casco e tubos. Curvas

características foram estabelecidas para várias temperaturas de água gelada, para cada combinação proposta.

1.2.2 Torres de resfriamento

Merkel (1925) foi um dos primeiros a modelar os processos realizados no interior de torres de resfriamento evaporativa, e dentre as suas várias suposições, ele considerou as perdas por evaporação da água como desprezíveis (Gan e Riffat, 1998). O método aproximado desenvolvido por Merkel tem sido usado para o projeto de torres de resfriamento durante décadas.

Webb (1988) faz uma modelagem incluindo os efeitos da evaporação e resolve para a temperatura de interfase entre a água e o ar. Ele garante que os erros associados com os métodos dos projetos aproximados são similares aos obtidos pelo método de Merkel.

Zweifel *et al.* (1995) apresenta um modelo para uma torre de resfriamento de circuito fechado. O modelo é expresso em função dos termos do projeto como a carga de calor da torre e vazão mássica de água. Depois de fixar um procedimento com as condições nominais, o modelo calcula a temperatura de saída da água para diferentes condições de operação.

Gan e Riffat (1998) apresentam uma técnica numérica de simulação de escoamento para a avaliação do desempenho de uma torre de resfriamento para *chillers*, servindo como base para simulações futuras.

Kim e Smith (2001) apresentam um modelo desenvolvido para o desempenho de uma torre de resfriamento permitindo as interações entre o desempenho da torre de resfriamento e o projeto de redes de água a explorar, e mostra que a efetividade da torre aumenta quando a temperatura da água na entrada da torre é alta.

1.2.3 Tanques de armazenamento

Os tanques de armazenamento de calor sensível de líquido são amplamente utilizados em aplicações na engenharia armazenando tanto água quente de aquecimento solar de água, como água gelada para aplicações de condicionamento de ar, por exemplo. O desempenho térmico dos tanques de armazenamento de calor sensível de líquido depende da taxa de degradação da camada estratificada durante os processos de carregamento e descarregamento. Esta taxa é influenciada pelas perdas térmicas, proveniente da diferença de temperatura, recirculação do líquido e convecção natural entre as camadas do fluido quente e frio.

Pepper (1975) realiza estudos sobre a transferência de massa e da quantidade de movimento e de calor nas camadas limites da atmosfera. No ano seguinte, Cabelli tenta descrever a transferência de calor dentro de um tanque quadrado, estratificado e com dependência dos números de Reynolds e de

Grashof, através de uma modelo unidimensional com solução analítica e um modelo bidimensional com solução numérica.

Lavan e Thompson (1977) realizam um estudo experimental sobre tanques de armazenamento de água quente estratificado termicamente. Várias relações de comprimento/diâmetro, diferentes vazões mássicas e diferentes temperaturas de entrada e saída foram utilizados nos experimentos. Os dados foram empiricamente correlacionados para produzir relações úteis para projetos de sistemas de armazenamento.

Raithby e Hollands (1978), avançando nos trabalhos de estratificação com convecção natural, analisam a troca de calor em estratificação por convecção natural entre superfícies planas. Um ano após, Torrance analisa o comportamento da estratificação por convecção natural por uma região de aquecimento no fundo de uma cavidade.

Nogueira (1981) analisa numericamente e experimentalmente tanques de armazenamento estratificado líquido levando em conta os parâmetros geométricos e operacionais. Utilizou um modelo unidimensional simplificado e comparou os resultados numéricos com experimentos específicos a fim de validar o modelo proposto.

Gari & Loehrke (1982) investigam, analítica e experimentalmente, o desempenho do jato flutuante controlado como meio de aumentar a estratificação e tanque de armazenamento de líquidos. Um modelo analítico unidimensional de sistemas de jatos foi desenvolvido e as previsões do modelo foram comparadas com os resultados experimentais.

Um modelo convectivo para tanques de armazenamento líquido foi apresentado por Ismail e Carroci (1985). Os resultados foram comparados com uma solução analítica unidimensional. Os efeitos de movimentação inicial do fluido, geometria e número de Reynolds foram apresentados e discutidos. Um ano mais tarde os autores apresentaram um modelo completo bidimensional para tanques estratificados incluindo perdas térmicas na parede e realizaram comparações experimentais para validar o modelo. Três artigos foram apresentados nos anos de 1987 e 1988. Estes apresentavam mais resultados numéricos e experimentais durante as condições de carregamento descarregamento e estagnação.

Wildin & Truman (1989) publicam um trabalho experimental mostrando a geometria do tanque. Kandari (1990) analisa os resultados de um estudo experimental sobre estratificação térmica em tanques de armazenamento quente e obteve eficiências de extração para os processos de carregamento e descarregamento de 73% a 85 % sob os resultados do estudo experimental sobre estratificação térmica em tanques de armazenamento a quente.

Hariharam *et al.* (1991) realizam experimentos sobre tanque de armazenamento estratificado para estudar os efeitos de condições de operação sobre a eficiência de extração. Foi encontrado que

uma razão ótima entre o comprimento e o diâmetro do tanque, situada entre 3 e 4 nos tanques de armazenamento durante o transiente estratificado.

Abu-hamdan *et al.* (1992) apresentam um estudo para avaliar o desempenho térmico de um tanque de armazenamento estratificado sob condições variáveis na temperatura de entrada. Também investigam as seções de entrada para o tanque incluindo um novo projeto na forma de placa distribuída perfurada.

Kleinbach, Beckman e Klein (1993) desenvolvem duas aproximações básicas para o estudo da estratificação térmica em tanques de armazenamento térmico, comparando os resultados dos modelos de tanques de armazenamento com os dados experimentais. Segundo os autores a estratificação depende principalmente do volume do tanque, do projeto dos instrumentos de entrada e de saída e das vazões de entrada e saída.

Ismail *et al.* (1996) apresentam os resultados de um estudo sobre tanques estratificados termicamente para aplicações de armazenamento de água quente e frio. Um modelo bidimensional, baseado nas equações de conservação da massa, momentum e energia, foi formulado para representar os processos de transporte térmico no tanque. Usando o método de volume de controle, o sistema de equações é resolvido. Uma simplificação é feita para representar a condução pura que também é resolvida pelo mesmo método. Os resultados obtidos são comparados com resultados experimentais disponíveis e também com um modelo analítico unidimensional.

Homan *et al.* (1996) estudam o desempenho térmico de tanques de armazenamento de água resfriada estratificada. Utilizam uma solução analítica da equação de energia unidimensional instável para quantificar as predições da distribuição de temperatura, e a eficiência do tanque de armazenamento. As previsões são apresentadas em termos de grupos de que caracterizam a geometria do tanque e taxas de transferência de energia. A comparação desta eficiência ideal com o dos sistemas reais indica um potencial significativo para aumentos na eficiência térmica de tanques de armazenamento.

1.3 OBJETIVOS

O presente trabalho tem como objeto a modelagem computacional de um sistema central de ar condicionado de um edifício, composto basicamente por tanques de termoacumulação e *chillers*.

As vantagens da termoacumulação são consideradas no sentido de armazenar energia térmica durante os períodos de baixa demanda de carga, que é utilizada posteriormente em períodos de alta demanda ou de tarifa elevada.

A modelagem é, em sua maior parte, baseada nas equações de conservação de massa e energia, aplicadas em todos os componentes. A partir disso, é possível propor condições otimizadas de funcionamento para o sistema, possibilitando várias análises sob os mesmos, como a redução do volume de seus componentes e de energia consumida de acordo com o perfil de carga térmica.

Apesar de o modelo ser aplicado em um edifício específico, edifício sede da PGR, após ser desenvolvido este pode ser aplicado para obter características do funcionamento dos componentes do sistema de refrigeração para instalações diversas, permitindo otimizar investimentos, reduzir custos e impactos ambientais.

1.4 METODOLOGIA

Modelo matemático é a descrição do comportamento de um sistema baseado nos seguintes aspectos (ASHRAE - 2001):

1. A estrutura do sistema e os parâmetros ou propriedades, os quais preveem a descrição física do sistema;
2. As variáveis de entrada, ou seja, as variáveis que atuam sobre o sistema;
3. As variáveis de saída ou variáveis independentes as quais descrevem a relação do sistema com as variáveis de entrada;

Neste contexto, a primeira etapa do projeto apresenta o estudo teórico de cada componente e o levantamento de todos os parâmetros que podem interferir na simulação e, a partir disso, obter o modelo do sistema global em estudo.

O comportamento de cada um dos equipamentos é analisado graças à modelagem individual de cada componente, que é conduzida em quatro princípios básicos de operação:

1. Produção direta;
2. Produção direta e descarregamento dos tanques de termoacumulação;
3. Descarregamento dos tanques de gelo;
4. Produção direta e carregamento dos tanques de termoacumulação;

Em seguida, a simulação de custos é realizada avaliando a eficiência de operação do sistema nessas diferentes situações, julgando se a reativação do tanque de termoacumulação ocorreria de maneira vantajosa.

1.5 ESTUTURA DO TRABALHO

Este projeto é dividido em 9 capítulos. Neste capítulo inicial é feita uma introdução ao assunto abordado. É apresentado e discutido o problema proposto e sua importância, apresenta-se uma revisão bibliográfica dos principais trabalhos teóricos e experimentais realizados a respeito de tanques de termoacumulação e são enunciados a metodologia e os objetivos específicos do trabalho.

O capítulo 2 apresenta os conceitos teóricos fundamentais de centrais de água gelada, tanques de termoacumulação e carga térmica.

O capítulo 3 descreve o caso de estudo mostrando a estrutura do edifício sede da Procuradoria Geral da República, especificações estruturais da central de água gelada e os modos e princípios de operação.

No capítulo 4, os modos e princípios de operação, os quais a modelagem é submetida, são apresentados. Em seguida são apresentados os volumes de controles globais.

No capítulo 5, é verificada a metodologia de introdução ao algoritmo de simulação do *chiller* operando para atender a carga térmica. Neste capítulo é apresentado um sequencial, gerado a partir da modelagem do sistema, de equações e procedimentos a serem realizados na simulação propriamente dita, além dos dados de entrada e saída necessários.

No capítulo 6, são apresentados os resultados encontrados pela simulação, seguidos de uma breve análise dos resultados.

No capítulo 7, são apresentadas as conclusões obtidas a cerca do trabalho, além de sugerir possíveis trabalhos futuros que servirão de complemento a este.

2. REVISÃO DOS CONCEITOS TEÓRICOS

2.1 UNIDADES RESFRIADORAS DE LÍQUIDOS

Os *chillers* representam os principais componentes da Central de Água Gelada (CAG) que são compostas, também, por bombas, torres de resfriamento, válvulas, quadros elétricos. Além dos equipamentos já mencionados, outros componentes importantes para o funcionamento do sistema de ar condicionado central são as redes de dutos e tubulações e os *fancoils*. Os *fancoils* devem ser locados nas proximidades dos ambientes a serem condicionados com o intuito de reduzir as perdas de carga internas do sistema de dutos. A rede de dutos é responsável por distribuir ar refrigerado, proveniente dos *fan-coils*, até os ambientes climatizados. A tubulação distribuída no edifício atendido é responsável por conduzir água gelada da CAG até os *fancoils*.

2.1.1 Ciclo de refrigeração por compressão

Os ciclos de refrigeração utilizam fluido refrigerante, que são capazes de vaporizar a temperaturas bastante baixas. Essa propriedade do fluido refrigerante lhe garante capacidade de remover calor de substâncias dotadas de temperatura mais elevada, como no resfriamento do ar ou da água.

O *chiller* é o principal equipamento da CAG, este é responsável pelo resfriamento do líquido refrigerante, através de um ciclo normal de compressão de vapor (Fig. 2.1).



Figura 2.1. *Chiller*.

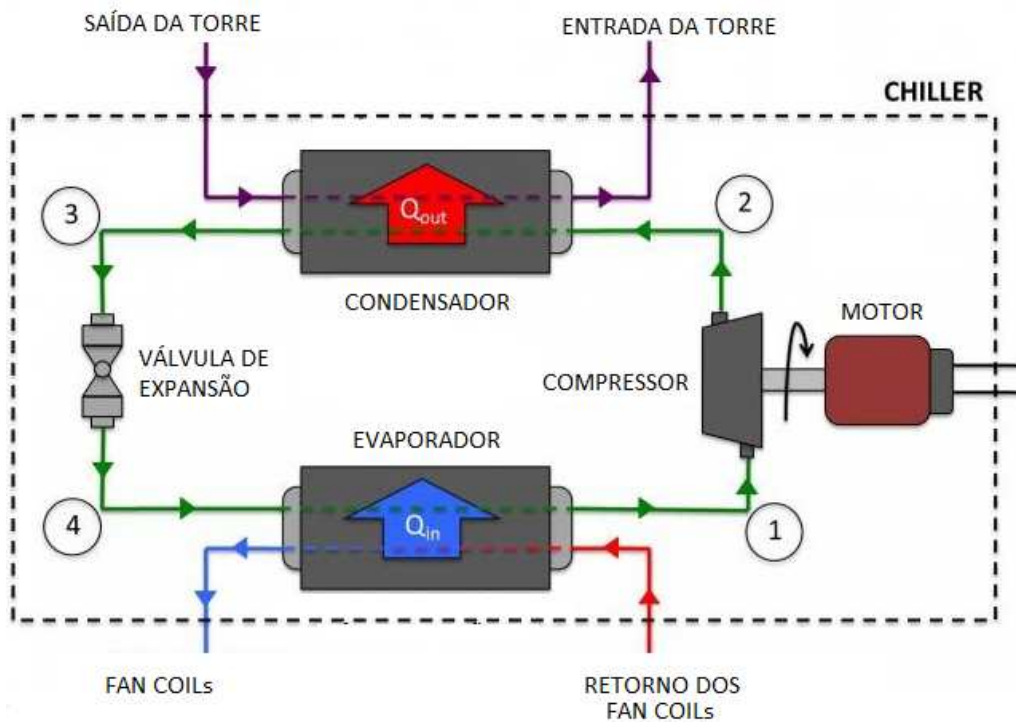


Figura 2.2 Ciclo de refrigeração de um *Chiller*.

A Figura (2.2) mostra que o ciclo de refrigeração é constituído por três fluxos de fluidos. O fluido refrigerante mostrado em verde passa através de vários componentes do resfriador, a fim de completar o ciclo de compressão de vapor. No evaporador, o refrigerante absorve o calor do fluxo de água e muda de líquido para vapor. Este processo de absorção de calor, representado esquematicamente pela seta azul, Q_{in} , arrefece a água do fluxo primário, que é posteriormente encaminhado para as unidades de tratamento de ar e permutadores de calor. Depois de passar através do evaporador, o refrigerante passa através do compressor, onde a sua temperatura e pressão é elevada. Subsequentemente, no condensador, o fluxo de refrigerante passa de vapor para líquido. Durante esta fase, o refrigerante rejeita calor para a água do condensador, como representado pela seta vermelha, Q_{out} . A torre de arrefecimento evaporativo resfria a água que passa pelo condensador e absorve calor do refrigerante.

2.1.2 Ciclo de refrigeração no *chiller*

Os *chillers* operam no ciclo de compressão de vapor, em que um fluido de trabalho é forçado a mudar repetidamente de fase, absorvendo ou liberando calor no processo. A Figura (2.3) representa um gráfico da temperatura do fluido e da entropia específica ao longo do ciclo. Como pode ser visto, o ciclo é constituído por quatro fases distintas.

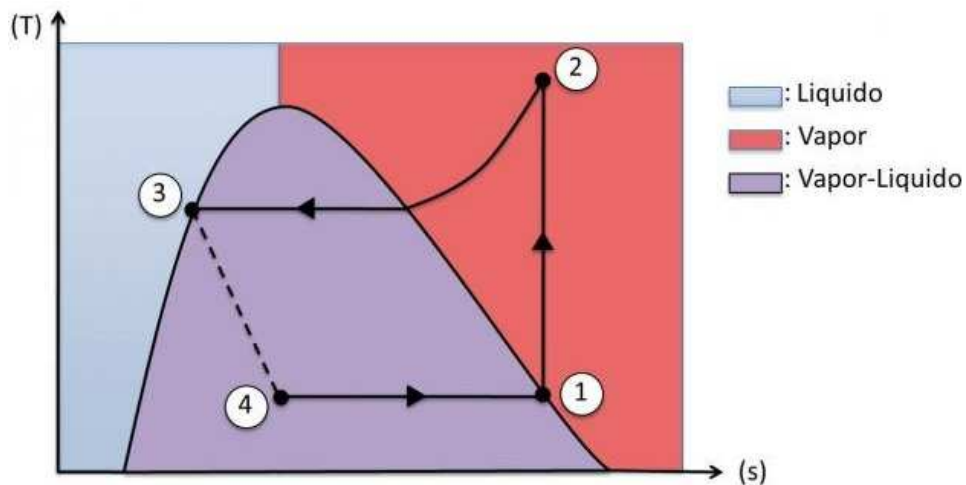


Figura 2.3. Gráfico Temperatura x Entropia

No estado 1, o fluido de trabalho (refrigerante) é um vapor saturado. À medida que passa através do compressor, a pressão do fluido aumenta, chegando em 2 como um vapor superaquecido. O vapor superaquecido passa através do condensador, onde rejeita calor para a água do condensador. Depois de passar através do condensador, o fluido torna-se um líquido saturado, no estado 3. Este líquido é estrangulado por meio de uma válvula de expansão que passa para uma mistura de líquido e vapor. Esta mistura é, subsequentemente, passada através do evaporador, onde absorve o calor do fluxo de água primário, reduzindo a temperatura que será usada no resfriamento do edifício. Como o refrigerante absorve o calor, torna-se um vapor saturado no estado 1, e o ciclo se repete.

A capacidade de refrigeração do ciclo de refrigeração é dependente da entalpia do refrigerante em todos os quatro membros e da taxa de fluxo de refrigerante através do ciclo. Ao aumentar a pressão através do compressor, a entalpia do refrigerante em (2) e em (3), é aumentada, e a capacidade de refrigeração, conseqüentemente, aumenta. Além disso, a taxa de refrigeração é matematicamente proporcional ao funcionamento do compressor, seguidos da capacidade de resfriar maiores quantidades de água. Assim, é possível variar a taxa de fluxo e a pressão de massa de refrigerante ao longo do ciclo simplesmente controlando a velocidade de funcionamento do compressor.

2.1.3 Considerações para o *chiller*

O consumo de energia de um equipamento primário depende do projeto do equipamento, das condições de carga, das condições climáticas e das estratégias de controle do equipamento. Também temos que o desempenho depende dos fatores de projeto do equipamento (projeto do compressor), das temperaturas e fluxos através do condensador e evaporador e dos métodos para o controle do *chiller* para diferentes cargas e condições de operação. Por exemplo, para manter a temperatura da água resfriada no “*set point*”. Em geral, as variáveis que determinam o consumo de energia variam constantemente exigindo um cálculo horário básico (ASHRAE Fundamentals, 2001).

Existem dois modelos principais para simular um *chiller*:

- I) "*Empirical black box*" (modelo empírico de abordagem da caixa preta) desenvolvido por Stoecker (1971). Este método usa ajuste de dados dos fabricantes de cada componente, com isso, o desempenho do *chiller* completo é encontrado a partir dos modelos de cada componente. Esta é uma aplicação prática e de fácil implementação, porém de pouca confiabilidade, que só é garantida dentro da faixa das condições para as quais foram ajustadas e não podem ser usadas para avaliar melhoras em novos projetos. A utilidade desse modelo é limitada e inadequada para diagnóstico de falhas, pois os fabricantes não fornecem dados completos do comportamento de seus equipamentos.
- II) "*Detailed Mechanistic Approach*" (modelo de abordagem mecânica detalhada) desenvolvido por Brown (1988) e Browne e Bansal (2001). O modelo é obtido através do balanço de massa, momento e energia sobre o compressor, o evaporador, condensador, e o dispositivo de expansão, tornando-se então o modelo fisicamente universal. É uma boa forma para modelar um *chiller*, pois permite avaliar seus componentes individualmente e na forma em que são operados. A principal limitação está em resolver um sistema de equações não lineares, mas que podem ser resolvidas a partir de iterações.

2.2 TANQUES DE TERMOACUMULAÇÃO

O conhecimento e a utilização de sistemas de termoacumulação são relativamente antigos no setor de condicionamento de ar. No entanto, a sua importância e utilização ampla, só aconteceram a partir do aumento do custo da energia e da necessidade de racionalização de seu uso.

Desde a década de 30, instalações de termoacumulação de frio são empregadas em instalações com cargas térmicas elevadas e de curta duração (tais como auditórios, igrejas, fábricas de laticínios, etc.).

A termoacumulação sempre esteve associada ao perfil de carga térmica de elevada intensidade e curta duração e grande tempo de ociosidade dos equipamentos. Nestas circunstâncias, a redução do custo do sistema de refrigeração será maior do que o custo do sistema de acumulação.

A partir da década de 70, o conceito de utilização de tanques de termoacumulação começou a mudar, pois os custos básicos para a produção de energia elétrica aumentaram e, principalmente, os recursos financeiros para a expansão da capacidade de geração de energia se tornaram escassos. Com isso, as geradoras e distribuidoras de energia elétrica alteraram consideravelmente sua estrutura de preços, elevando não só o custo do consumo (kWh) mas, principalmente, o custo da demanda elétrica (kW).

A nova estrutura de custo da energia elétrica, que oprime o usuário que possui um perfil de carga com pontas acentuadas de demanda, levou a necessidade de desenvolvimento de técnicas que atenuasse a incidência de cargas elevadas e de curta duração.

2.2.1 Princípios da termoacumulação

Para atender uma demanda geral de consumo de energia, o Brasil usa combinações de diferentes tipos de energia, como o petróleo e seus derivados, energia hidráulica, e recentemente, os biocombustíveis, energia solar e energia eólica. Mas, se tratando de refrigeração e condicionamento de ar, o processo de termoacumulação é a principal ferramenta para a adequação a estes critérios. O princípio fundamental desse sistema é armazenar energia térmica durante um período com pouca ou nenhuma carga térmica, e utilizar essa energia armazenada em horários de alta demanda.

Os sistemas de termoacumulação operam com calor sensível (tanque de água gelada) ou com calor latente (tanque de gelo). Os sistemas de termoacumulação de calor sensível requerem maiores diferenças de temperatura, necessitando de maior quantidade de massa por unidade de energia armazenada, elevando consideravelmente o seu volume. Os que operam com calor latente possuem maior capacidade de armazenamento, mas apresentam alguns problemas na transferência de calor dos processos.

Tendo cargas de aquecimento e resfriamento de curta duração, o processo de termoacumulação se torna atrativo do ponto de vista econômico, podendo armazenar a energia térmica, suprindo a energia em horas de pico, quando o custo energético é mais elevado. A Figura (2.4) mostra uma redução na potência instalada na planta aplicável em processos de refrigeração ou ar condicionado (PACHECO, 2008).

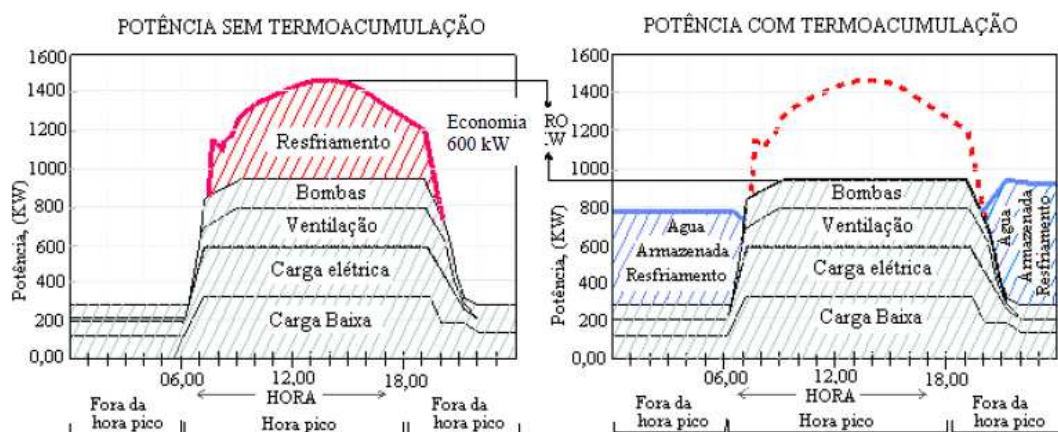


Figura 2.4. Diagrama geral do processo de termoacumulação (PACHECO,2008)

Nos sistemas de termoacumulação com calor latente, o chamado termoacumulação em cápsulas é amplamente utilizado devido a sua eficiência. Este sistema consiste em um grande tanque que armazena cápsulas cheias de água, também conhecidas como *iceballs*. A geometria mais comum

das cápsulas é a de esferas, mas podem ser encontradas como cilindros de seção retangular ou cilíndrica (Figura 2.5). Os materiais mais utilizados na fabricação das cápsulas são os polímeros, isto devido á facilidade de serem acondicionados para suportar as variações de volume durante a mudança de fase.



Figura 2.5. Modelo de cápsulas de termoacumulação.

Este sistema é normalmente composto por um *chiller* trabalhando a um *setpoint* reduzido (de 0 a -10 °C), atendendo o tanque de gelo em um sistema primário. A partir do tanque de gelo, temos um sistema secundário, que circula a água gelada do tanque para os *fancoils* do edifício (Fig. 2.6).

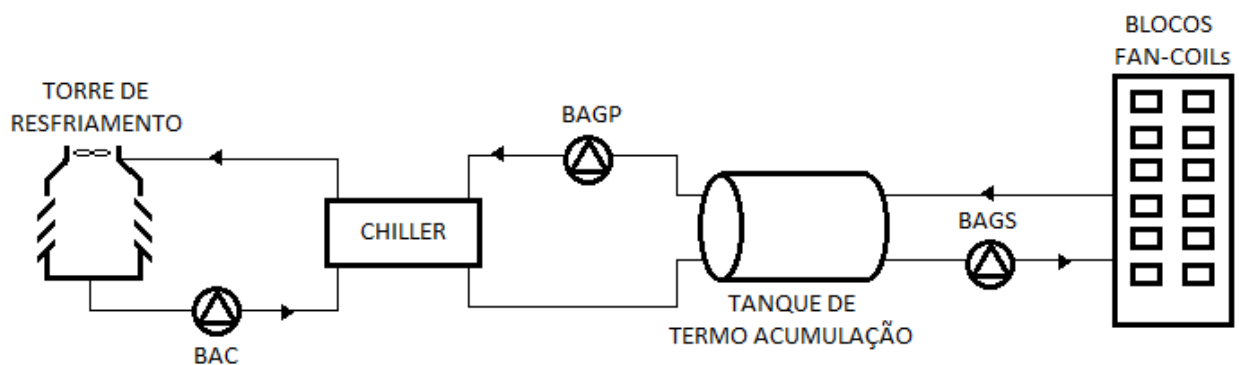


Figura 2.6. Funcionamento do sistema de termoacumulação.

2.2.2 Considerações para o tanque de armazenamento

Num tanque de armazenamento, a troca de calor durante os processos de carga e descarga possui a maior ordem de grandeza. Para provar e demonstrar isto, Holman *et al.* (1996) desenvolveram um modelo considerando uma solução de equação da energia unidimensional, que pode ser usada para calcular a estimativa da máxima eficiência obtida aplicando a primeira lei da termodinâmica.

Os dados apresentados por Holman *et al.* (1996) mostram que os tanques de armazenamento correntes têm uma eficiência de armazenamento entre 50% a 80%, ou seja, a eficiência do sistema é um produto entre a eficiência do tanque de armazenamento e a eficiência do *chiller*.

2.3 TORRES DE RESFRIAMENTO

A fim de transformar o refrigerante em um vapor superaquecido, os condensadores empregam um fluxo de água para absorver calor do refrigerante. Torres de arrefecimento resfriam essa água do condensador usando resfriamento evaporativo. Dentro da torre, água condensada é pulverizada por um eixo principal onde há um fluxo de ar atmosférico. Dado que as condições atmosféricas sejam inferiores a 100% de unidade relativa, uma pequena quantidade de gotículas de água do condensador irá evaporar. O calor é absorvido pelo líquido, ocorrendo evaporação de uma pequena parte. Este vapor é arrastado na corrente de ar, deixando para trás frias gotas de água, as quais são recolhidas no fundo da torre e retornam para os condensadores.

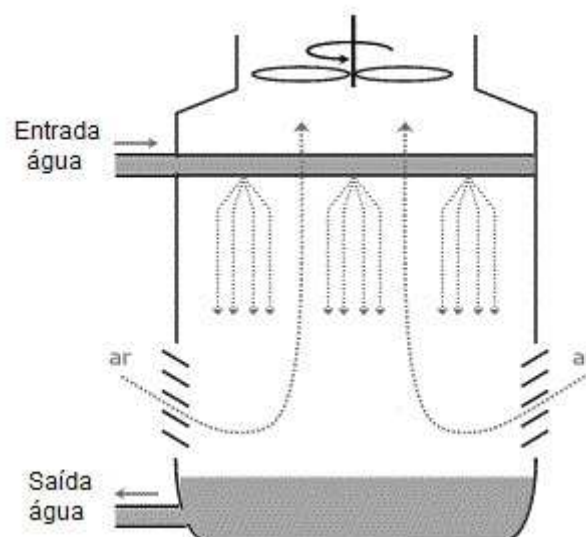


Figura 2.7. Desenho esquemático da torre de refrigeração.

Na concepção de fluxo transversal, o fluxo de ar e água são perpendiculares um ao outro. O projeto do sistema induz o ar a passar por todo o equipamento, permitindo que possa entrar em contacto com a pulverização de água, antes de ser expelido através de um ventilador no topo de um eixo central. Deve notar-se que o ar que sai da torre será saturado com água, e mais quente do que quando entrou na torre. Como esse ar exausto entra em contato com a atmosfera, ela vai esfriar novamente e produzir nevoeiro como a água condensa (G. SAMPTON, 2005).

2.3.1 Considerações para a torre de resfriamento

As torres de resfriamento são as mais empregadas nos sistemas de grande porte por apresentarem melhor desempenho nesta faixa. São classificadas entre os sistemas de resfriamento evaporativo, o que consiste na transformação de calor sensível em calor latente, donde a água e o ar são fluidos de trabalho (Stoecker, 1985).

Num sistema de refrigeração a torre de resfriamento representa a fonte quente do ciclo termodinâmico e merece grande atenção para sua seleção e controle em operação (Dossat, 1992).

A transferência de calor por evaporação da água no ar é mais eficiente quando a temperatura é alta e o resfriamento se faz mais necessário.

O conceito de eficiência de resfriamento (Goribar, 1973), é comumente usado para projetar torres de resfriamento, e é definido por:

$$\epsilon_{torre} = \left(\frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{bh}} \right) \quad (1)$$

Onde:

ϵ_{torre} : eficiência de resfriamento;

T_1 : temperatura da água na entrada da torre;

T_2 : temperatura da água na saída da torre;

T_{bh} : temperatura de bulbo úmido do ar.

3. ESTUDO DE CASO

3.1 PROCURADORIA GERAL DA REPÚBLICA

Arquitetado pelo renomado Oscar Niemeyer, o edifício sede da Procuradoria Geral da República (PGR) está localizado na cidade de Brasília, no Setor de Administração Federal Sul Quadra 4, Conjunto C – SAFS.

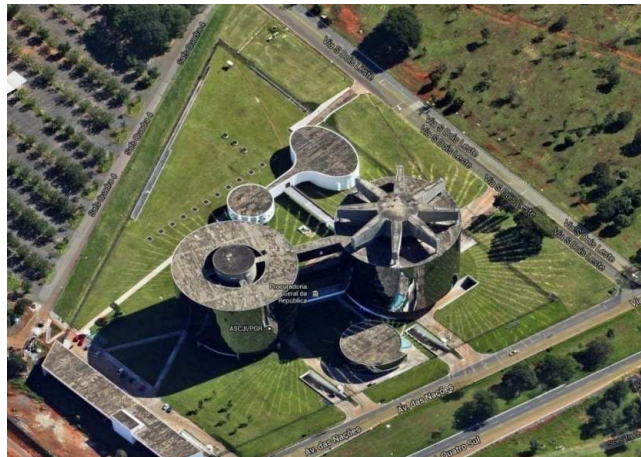


Figura 3.1. Edifício sede da Procuradoria Geral da República (Google maps).

O empreendimento é constituído por um conjunto de 6 blocos, com 70 mil m² de área, que abriga escritórios, auditórios, restaurante, serviços de apoio, áreas técnicas e estacionamentos. Os edifícios principais são dois volumes de formato circular, interligados por rampas e passarelas de desenho curvilíneo. Para a melhor compreensão do empreendimento, a Tab.(3.1) e Fig. (3.2) fazem as descrições gerais de cada bloco.

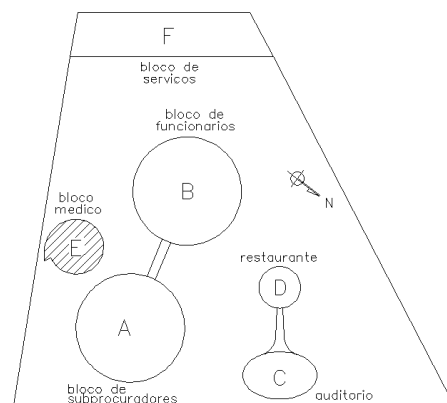


Figura 3.2. Vista superior dos blocos da sede da PGR.

Tabela 3.1. Configuração dos blocos da sede da PGR.

BLOCO	UTILIZAÇÃO	PAVIMENTOS	HORÁRIO DE FUNCIONAMENTO
A	Procuradoria	Térreo, mezanino, cinco pavimentos e cobertura	8 horas às 20 horas
B	Administração	Térreo, mezanino, cinco pavimentos e cobertura	8 horas às 20 horas
C	Auditório	Térreo e mezanino com 388 assentos	Sem horário predeterminado
D	Restaurante	Térreo e mezanino	11 horas às 15 horas
E	Serviço médico	Térreo e mezanino	8 horas às 20 horas
F	Serviço de infraestrutura e oficina	Térreo e mezanino	8 horas às 20 horas

Todos os blocos são envolvidos, em sua totalidade, por vidros espelhados e não possuem nenhum sombreamento externo.



Figura 3.3. Fachada de vidro - PGR.

3.2 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

O sistema de ar condicionado projetado para a sede da PGR é uma instalação de condicionamento de ar para verão e objetiva assegurar as condições de conforto e higiene necessárias aos ambientes, através de controle de temperatura, umidade, limpeza, velocidade e renovação do ar.

Todos os blocos são contemplados, quase na sua totalidade, com sistema de ar condicionado, tendo como exceções os sanitários, copas e áreas similares e oficinas do bloco F.

A Tabela (3.2) mostra os equipamentos básicos que compõem o sistema de ar condicionado, seguido do esquema da CAG.

Tabela 3.2. Relação de equipamentos do sistema de ar condicionado.

QUANTIDADE	EQUIPAMENTO
3	Unidades Resfriadoras de Líquido (URL)
3	Torres de resfriamento
2	Tanques de termoacumulação de gelo
24	Moto-bombas
118	<i>Fancoils</i>
1	Trocador de calor a placas
14	Ventiladores axiais para garagem
12	Ventiladores centrífugos para ventilação
113	Caixas de exaustão de sanitários e copas
2	Precipitadores Hidrodinâmicos

Os equipamentos estão interconectados por três circuitos independentes:

1. Circuito que utiliza a mistura água com anti-congelante monoetilenoglicol (MEG) interconectando o trocador de calor, com os evaporadores dos *chillers* e com os tanques de armazenamento. Na Figura 3.4) é representado pela cor azul escuro.

2. Circuito de distribuição de água gelada o qual conecta o trocador de placa com as bombas que direcionam a água para os *fancoils* nos blocos. Como fluido de trabalho se utiliza água, que segue para os *fancoils* distribuídos nos blocos.

3. Circuito de água de condensação conectando os condensadores dos *chillers* às torres de resfriamento. Representado pela linha de cor verde, este circuito utiliza apenas água como fluido de trabalho e interconecta os condensadores dos *chillers* até as torres de arrefecimento.

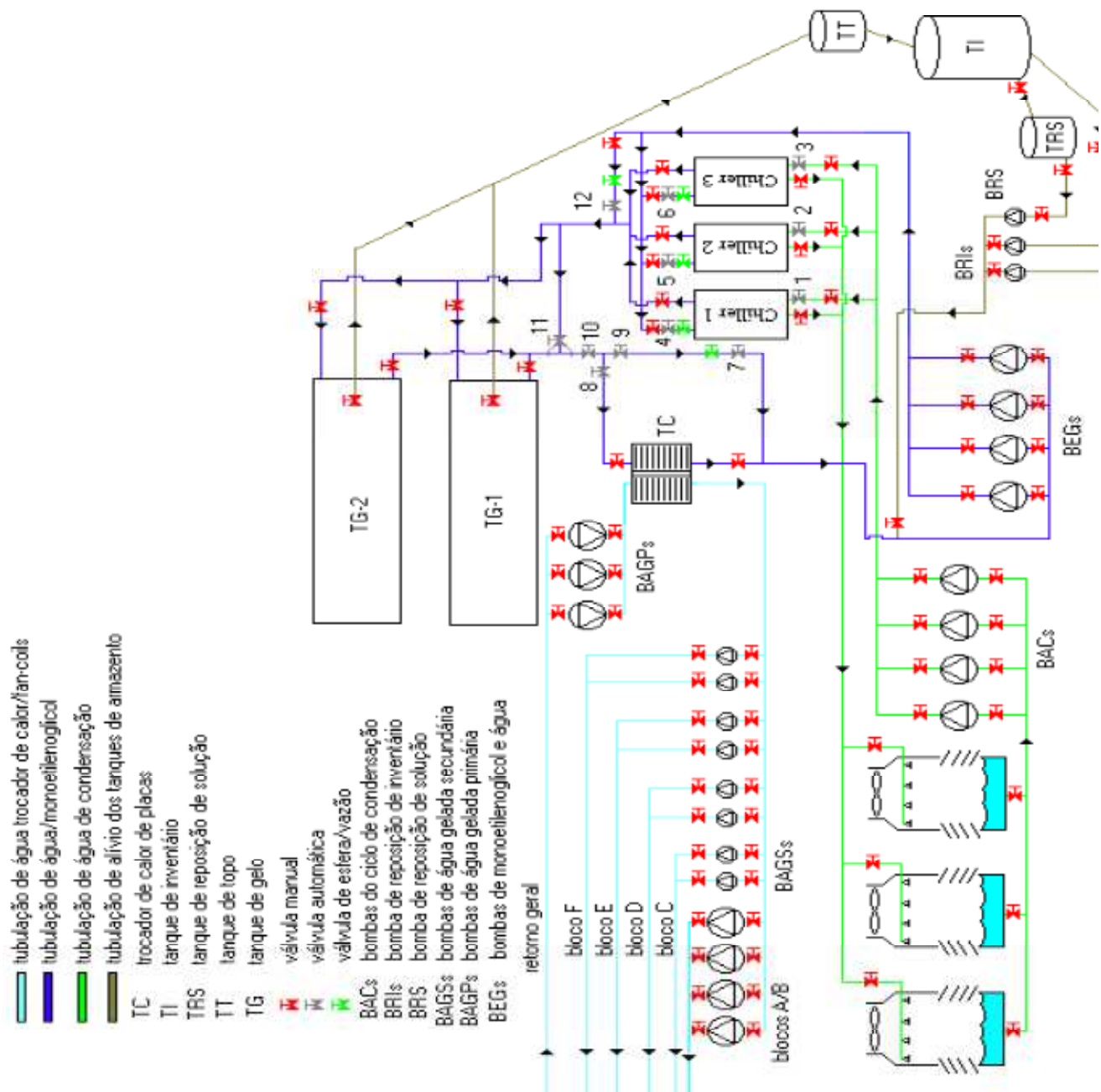


Figura 3.4. Figura esquemática da CAG (Pimenta *et al*, 2004)

Os tanques de termoacumulação estão desativados desde o final de 2003, quando foi detectada a diminuição da concentração de monoetilenoglicol (MEG) devido às falhas nas “ice-balls” (Pimenta *et al*, 2004). Assim, atualmente a central de água gelada opera somente no modo de produção direta (Fig. 3.5), a qual toda a demanda térmica é suprida diretamente pela operação das unidades resfriadoras de líquido.

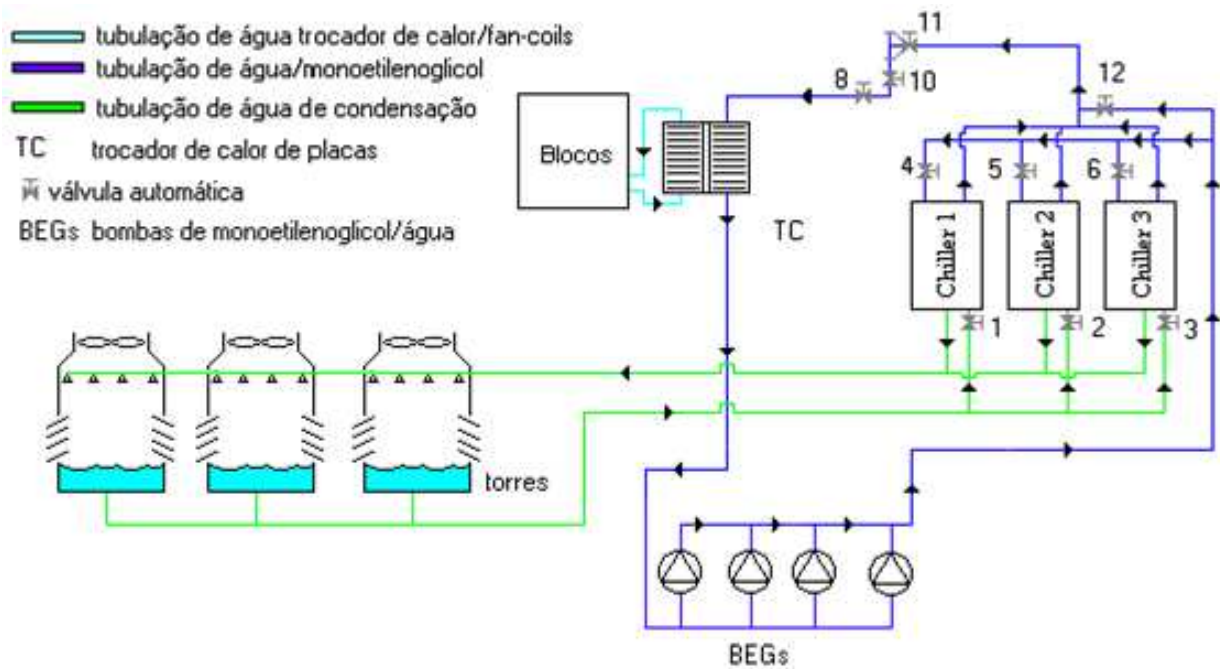


Figura 3.5. Modo de operação direta (Pimenta *et al*, 2004).

Na maior parte dos ambientes, o ar é insuflado por meio de um sistema de dutos que ocorre sempre sobre o forro, distribuído nos ambientes por meio de difusores de teto. O retorno do ar para o forro é feito pelas luminárias que devem possuir área livre de passagem de ar suficiente, sendo que o forro funciona como pleno retorno do ar para as casas de máquinas.

As tomadas de ar exteriores dos condicionadores dos blocos A e B estão localizadas no pavimento superior da casa de máquinas de cada bloco.

Os conjuntos de salas são atendidos por condicionadores de ar do tipo *fancoil* que operam com sistema de Volume de Ar Variável (VAV) para individualização das condições do ar nos ambientes.

3.2.1 Unidades Resfriadoras de Líquidos (*Chillers*)

A central de água gelada da Procuradoria Geral da República é composta por três *chillers* York da série YS Millennium (Fig. 3.6), modelo YSDACAS3-CMES que identificam as características construtivas da máquina, dentre elas uma potência de 350 TR cada um.



Figura 3.6. *Chiller* (York, 2000).

Os *chillers* são dispostos em paralelo e usam como fluido primário de trabalho o refrigerante R-22. Estes são compostos basicamente por: evaporador, condensador, separador de óleo, compressor parafuso, válvula de expansão, motor elétrico e sistema de lubrificação.

Tanto o evaporador como o condensador são trocadores de calor do tipo “casco e tubos”, sendo usada a água como fluido de trabalho no condensador e solução água-monoetilenoglicol no evaporador. A vazão no evaporador é de 194 m³/h, com os três *chillers* em funcionamento, controlada por uma válvula de expansão, o qual produz a expansão do líquido refrigerante do condensador para o evaporador. A vazão de água no condensador é de 232 m³/h (York, 2000).

A unidade resfriadora de líquidos possui um compressor parafuso do tipo semi-hermético, conectado diretamente ao eixo do motor de indução, com rotação máxima de 3600 RPM (60Hz).

O desempenho energético de cada *chiller* depende das condições operacionais e pela ação modulante de abertura e fechamento da válvula corredeira (*slide valve*), podendo variar sua capacidade de refrigeração 100% até um valor mínimo operacional da ordem de 10% (Pimenta *et al*, 2004):

3.3 DEMANDA TÉRMICA DOS BLOCOS

A Figura (3.7) apresenta a variação da demanda térmica do sistema de ar condicionado da PGR. Esse perfil baseia-se no projeto de ar condicionado, para uma condição típica de verão em Brasília, baseando-se na média do mês mais quente do ano, neste caso o mês de Janeiro.

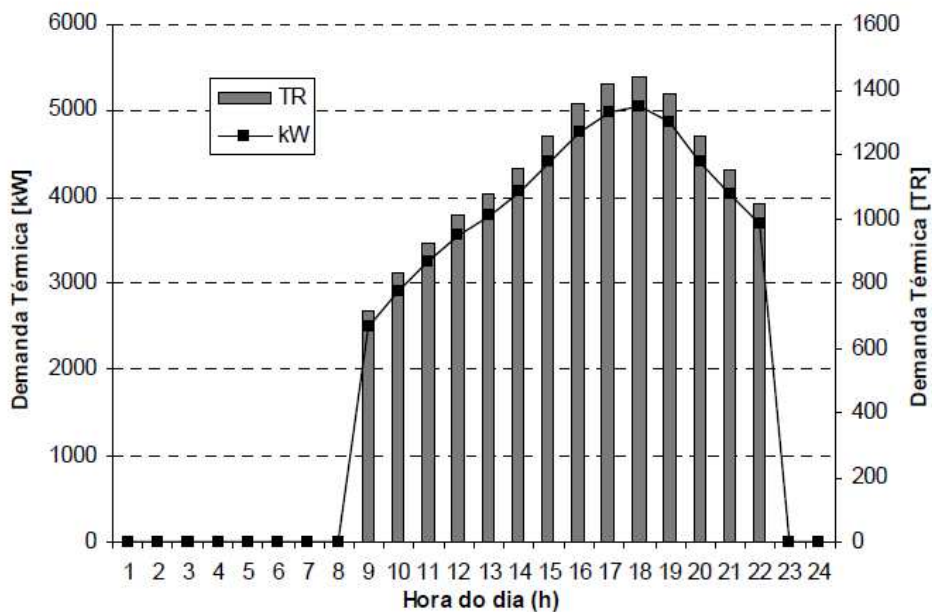


Figura 3.7. Demanda térmica de projeto calculada para a PGR em condição de verão (Pimenta *et al*, 2004).

O perfil definido possui uma demanda característica de instalações públicas, concentrada no período de 9:00 às 22:00 horas, atingindo valor máximo de 5.054 kW (1.437 TR) às 17:00 horas. A demanda entre 23:00 e 8:00 horas pode ser considerada nula, sendo este o período destinado ao carregamento dos tanques de gelo. A demanda total de energia térmica pode ser obtida a partir da integração do perfil, sendo 56.279 kWh (16.002 TRh) por dia (Pimenta *et al*, 2004).

3.4 MODOS E PRINCÍPIO DE OPERAÇÃO

A Figura (3.8) apresenta um esquema simplificado do sistema modelado. O sistema de resfriamento de líquido pode operar em conjunto para atender a carga térmica do prédio, a carga do tanque de armazenamento e algumas variações entre essas duas opções (Figura3.9). No sistema de projeto ideal, o sistema opera para atender à carga térmica e à carga do tanque (processo de carga) fora do horário de pico.

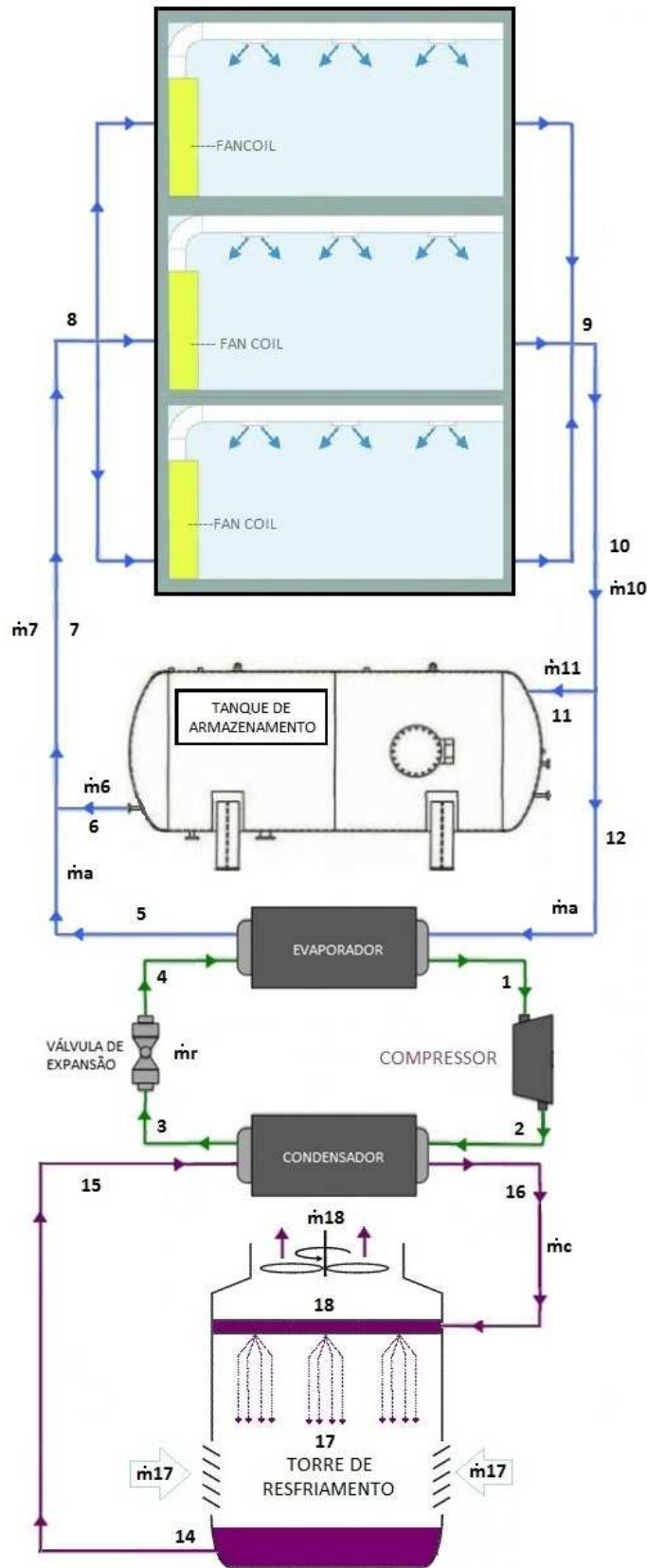


Figura 3.8. Esquema simplificado do sistema modelado.

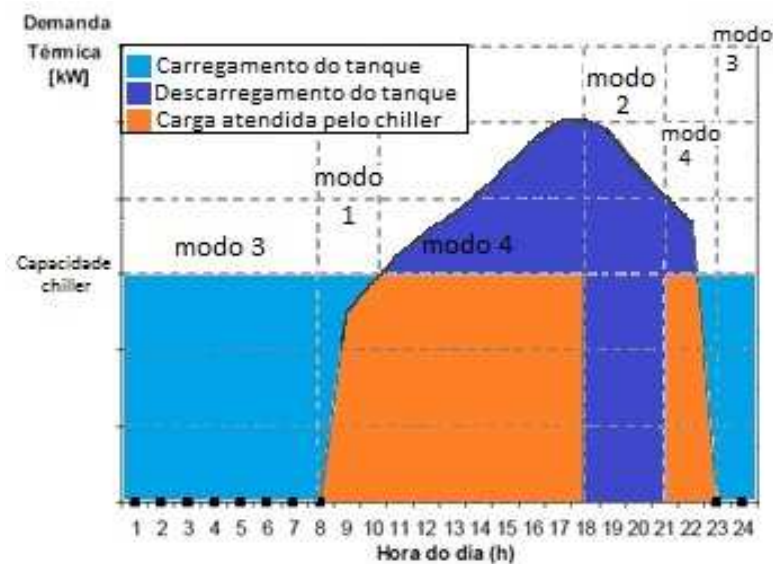


Figura 3.9. Modos de operação.

O *chiller* é composto por um motor compressor, um condensador, um evaporador e um dispositivo de expansão, resfriando as vazões mássicas de água proveniente dos *fanscoils* e do tanque de armazenamento.

A torre de resfriamento é de contato direto e, junto com a bomba de água condensada (BAC), compõem o sistema auxiliar para rejeição do calor total do sistema global.

As bombas são do tipo centrífugo e permitem vencer as quedas de pressão e desníveis nas tubulações da água, e as válvulas são do tipo passo, usadas para regular vazão mássica em cada circuito hidráulico.

3.4.1 Produção direta e carregamento dos tanques (modo de produção 1)

Neste modo, os *chillers* trabalham em um *set point* menor que o usado no modo de produção direta. A solução de refrigerante sai do *chiller*, passando tanto dentro dos tanques como no *bypass*, no sentido de atender diretamente a carga o prédio como acumular energia térmica nos tanques (Fig. 3.10).

Este modo de operação é bastante específico e não é economicamente interessante, pois penaliza a produção direta em 27% de seu COP. Ela pode, contudo, se apresentar quando uma correção pela manhã deve ser efetuada por problemas de carga ocorridos durante a noite (Pimenta *et al.* 2004)

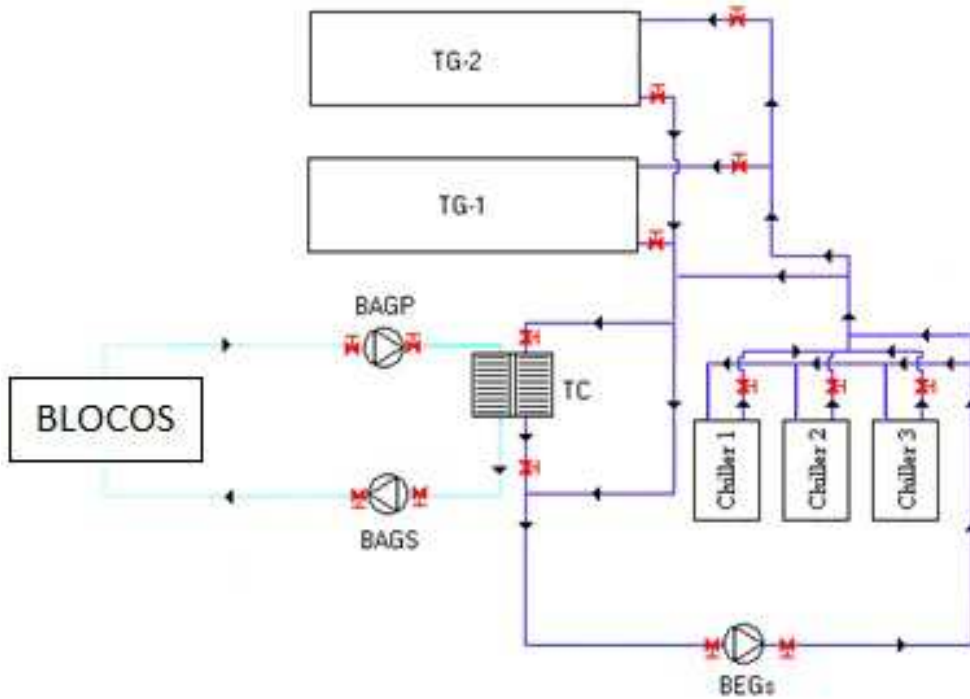


Figura 3.10. Produção direta e carregamento dos tanques.

3.4.2 Descarregamento dos tanques de gelo (modo de produção 2)

O modo de operação de descarregamento dos tanques de gelo é usado quando a demanda térmica não é muito elevada ou quando as tarifas de energia elétrica são muito elevadas, sendo vantajoso deixar os *chillers* desligados. O refrigerante circula por este sistema com as bombas de etilenoglicol (BEGs) (Figura 3.11).

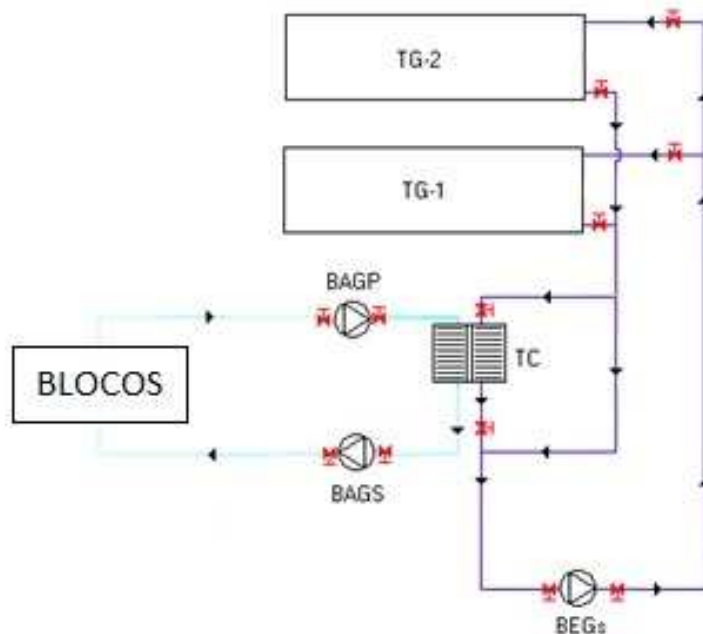


Figura 3.11. Descarregamento dos tanques de gelo.

3.4.3 Carregamento dos tanques de gelo (modo de operação 3)

Este modo consiste em operar os *chillers* em um *set point* de $-5,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, unicamente para abastecer o tanque de termoacumulação (Figura 3.12). Toda energia térmica produzida é armazenada nos tanques para uso posterior. Os três *chillers* são capazes de produzir toda a carga necessária no período noturno, tendo que haver uma gestão de produção noturna de acordo com a demanda prevista no dia seguinte e das diferentes tarifas de energia elétrica.

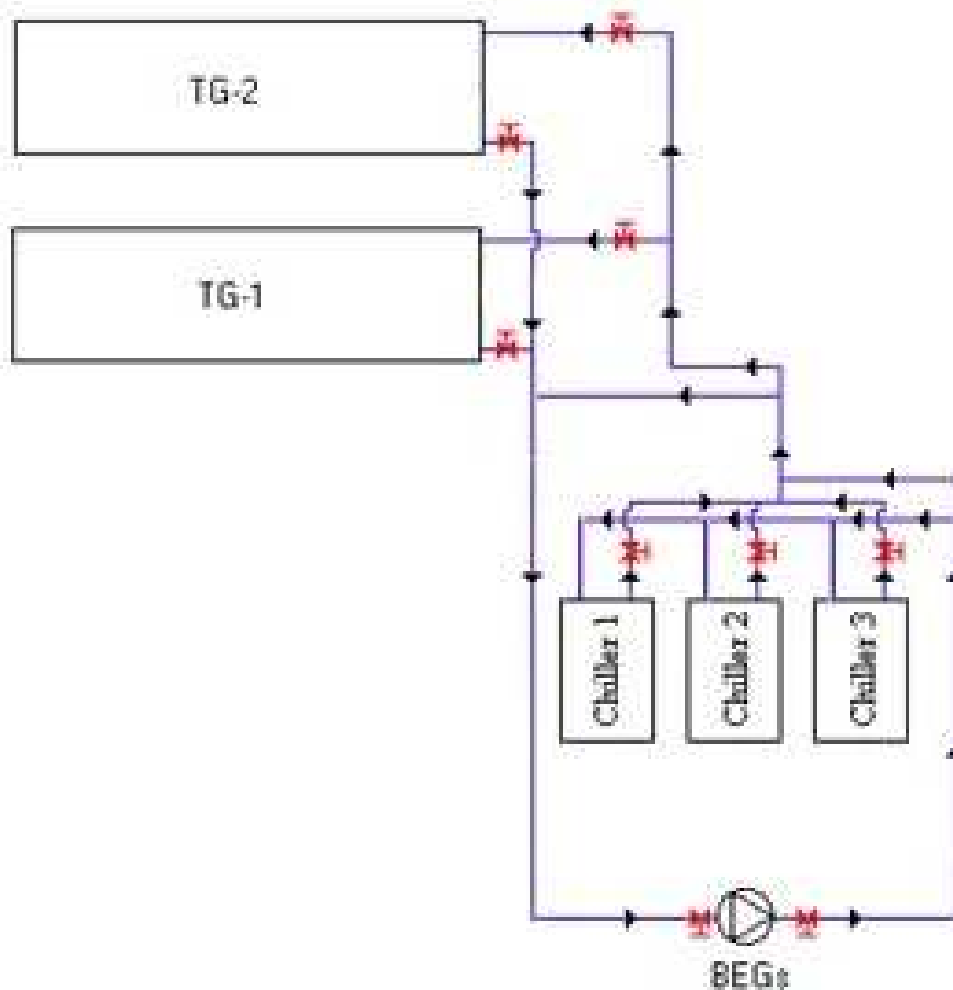


Figura 3.12. Carregamento dos tanques de gelo.

3.4.4 Produção direta e descarregamento dos tanques (modo de operação 4)

A CAG passa a operar no modo de produção direta e descarregamento dos tanques de gelo de forma simultânea quando a demanda de climatização é superior a da capacidade dos *chillers* ou da potência disponível a partir da acumulação térmica. Este modo difere, mecanicamente, do modo 1 somente pela abertura das válvulas de saída do tanque, que sede potência de refrigeração para atender a demanda dos blocos.

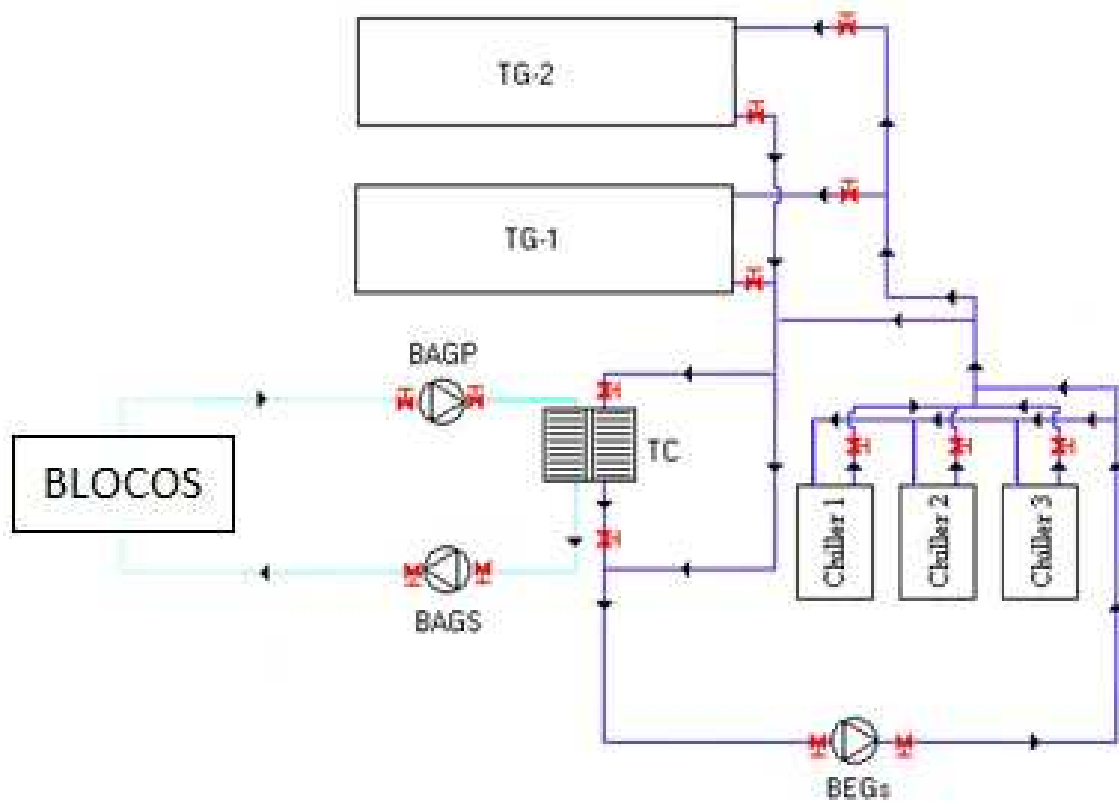


Figura 3.13. Produção direta e descarregamentos dos tanques.

4. MODELAGEM

A modelagem de um sistema é a fase preparatória para a simulação propriamente dita, a qual é feita sob a análise e formulação de todos os componentes presentes do sistema a ser modelado.

Para uma simulação que tem como objetivo obter o consumo de energia elétrica consumida pelo sistema de refrigeração para atender a demanda de carga térmica, as potências das bombas e as perdas nos *fancoils* e trocador de calor são consideradas desprezíveis, pois são praticamente constantes nos modos analisados.

Para o caso do *chiller* e do sistema global usaremos o modelo que descreve o comportamento de cada componente e o comportamento do sistema como um todo, método chamado de Abordagem Mecânica Detalhada.

Para uma simulação real, o modelo deve considerar a variação da temperatura do meio ambiente e a conseqüente variação de temperatura de condensação ao longo do dia.

Uma vez ligado o *chiller*, seu desempenho é afetado somente pelas condições de operação, tais como a temperatura de entrada da água ao condensador e a temperatura de entrada ao evaporador do *chiller*. Assim, o modelo desenvolvido neste estudo está limitado a simular um *chiller* trabalhando sob condições de regime permanente.

A modelagem do sistema de refrigeração completa agrupa os modelos adotados para os *chiller*, para as torres de resfriamento e para os tanques de armazenamento, para simular seu funcionamento, considerando que os dados de saída de um componente são os dados de entrada do próximo.

4.1 CHILLER

Considerando um *chiller* de parafuso com condensação a água, devemos estabelecer algumas hipóteses antes do início da modelagem (BITZER 1997) e (TRANE, 1994):

1. Considerar o *chiller* operando em regime permanente a cada intervalo de hora;
2. Supõe-se que as propriedades termodinâmicas do refrigerante (R-22) e da água estejam uniformemente distribuídas nas seções de entrada e saída dos volumes de controle;
3. Os ganhos de calor nas tubulações do refrigerante são considerados desprezíveis;
4. O processo de estrangulamento através do dispositivo de expansão é isoentálpico;
5. O grau de sub-resfriamento no condensador é mantido em 5,0°C para todas as condições de carga e para todos os tipos de *chillers*;

6. O grau de superaquecimento no evaporador é mantido em 10 °C para todas as condições de carga;
7. As vazões de refrigerante e de água são fixas;
8. As variações de altura são desprezíveis;
9. A queda de pressão nas tubulações do refrigerante é desprezível se comparada com a da válvula de expansão;
10. Não há perdas de calor no evaporador e condensador.

4.1.1 Evaporador

A Figura (4.1) representa o volume de controle do evaporador do *chiller*, que é do tipo casca e tubo.



Figura 4.1. Volume de controle do evaporador.

Baseando nas hipóteses citadas e com o balanço energético ao lado da água, a capacidade de refrigeração é:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{13} - T_5) \quad (2)$$

Onde:

\dot{Q}_{ev} : Capacidade de refrigeração.

\dot{m}_a : Vazão mássica de água no evaporador.

c_{pa} : Calor específico à pressão constante da água no evaporador.

T_{13} : Temperatura da água na entrada do evaporador.

T_5 : Temperatura da água à saída do evaporador

Baseando nas hipóteses citadas e com o balanço energético ao lado do refrigerante, a capacidade de refrigeração é:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3)$$

Onde:

\dot{m}_r : Vazão mássica de refrigerante no evaporador.

h_1 : Entalpia do refrigerante na entrada ao evaporador.

h_4 : Entalpia do refrigerante na saída do evaporador.

Parise (1999) relaciona a efetividade no evaporador:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} \varepsilon_{ev} (T_{13} - T_{ev}) \quad (4)$$

Onde:

\dot{m}_a : Vazão mássica de água no evaporador.

c_{pa} : Calor específico a pressão constante da água no evaporador.

ε_{ev} : Efetividade do evaporador.

T_{13} : Temperatura da água na entrada do evaporador.

T_5 : Temperatura de evaporação.

Explicitando a equação da efetividade para o evaporador (Parise, 1999):

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(-\frac{U A_{ev}}{\dot{m}_a c_{pae}}\right) \quad (5)$$

Onde:

\dot{m}_a : Vazão mássica da água no evaporador.

c_{pae} : Calor específico da água no evaporador.

$U A_{ev}$: Coeficiente global do evaporador.

4.1.2 Compressor

A figura (4.2) mostra o volume de controle de um compressor tipo parafuso acionado por um motor elétrico.

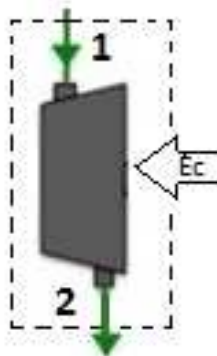


Figura 4.2. Sistema de controle de compressor.

A taxa de consumo, \dot{E}_c , ou potência consumida pelo compressor pode ser calculada a partir da equação (Rodrigues, 1991):

$$\dot{E}_c = \frac{m_r w_k}{\eta_k \eta_m} \quad (6)$$

Onde:

m_r : Vazão mássica de refrigerante descarregada pelo compressor.

w_k : Trabalho ideal adiabático por unidade de massa.

η_k : Eficiência adiabática do compressor.

η_m : Eficiência mecânica do compressor.

O trabalho ideal adiabático por unidade de massa é dado por:

$$w_k = h_{2_s} - h_1 \quad (7)$$

Onde:

h_{2_s} : Entalpia específica do refrigerante na entrada ao compressor.

h_1 : Entalpia específica do refrigerante ao final de uma compressão isentrópica.

E a eficiência isoentrópica do compressor é:

$$\eta_k = \left(\frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \right) \quad (8)$$

Onde:

h_2 : Entalpia específica do refrigerante ao final de uma compressão real.

4.1.3 Condensador

A Figura (4.3) mostra o volume de controle do condensador de um *chiller*.



Figura 4.3. Volume de controle para o condensador.

Considerando que o *chiller* é resfriado a água, aplicamos um balanço de energia da água no condensador. A capacidade do condensador, isto é, a taxa de calor rejeitado do ciclo, considerando as quedas de pressões desprezíveis e as hipóteses 1 e 2, é:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_c c_{pac} (T_{16} - T_{15}) \quad (9)$$

Onde:

\dot{m}_c : Vazão mássica de água no condensador.

c_{pac} : Calor específico da água no condensador.

T_{16} : Temperatura da água na entrada do condensador.

T_{15} : Temperatura da água na saída do condensador.

Considerando ainda o *chiller* operando em regime permanente e variação das temperaturas e pressões de hora a hora, hipóteses 1 e 2, fazemos o balanço de energia do lado do refrigerante e chegamos uma capacidade frigorífica:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (10)$$

Onde:

\dot{m}_r : Vazão mássica de refrigerante no condensador.

h_2 : Entalpia específica do refrigerante na entrada do condensador.

h_3 : Entalpia específica do refrigerante na saída do condensador.

Da definição de efetividade no evaporador a equação de troca é:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_c c_{pac} \varepsilon_{cd} (T_{cd} - T_{15}) \quad (11)$$

A equação da efetividade no condensador é (Parise, 1999):

$$\varepsilon_{cd} = 1 - \exp\left(-\frac{U A_{cd}}{\dot{m}_c c_{pac}}\right) \quad (12)$$

Onde:

\dot{m}_c : Vazão mássica da água no condensador.

c_{pac} : Calor específico da água no condensador.

$U A_{cd}$: Coeficiente global do condensador.

4.1.4 Dispositivo de expansão

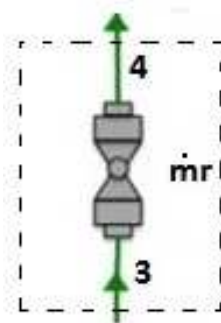


Figura 4.4. Volume de controle da válvula de expansão.

Com o balanço de energia no volume de controle da válvula temos:

$$h_3 = h_4 \quad (13)$$

Onde:

h_3 : Entalpia do refrigerante na entrada da válvula.

h_4 : Entalpia do refrigerante na saída da válvula.

Considerando o superaquecimento controlado pela válvula temos:

$$T_1 = T_{ev} + \Delta T_{vet} \quad (14)$$

Onde:

T_1 : Temperatura de saída do evaporador.

T_{ev} : Temperatura de evaporação.

ΔT_{vet} : Grau de superaquecimento.

4.2 TANQUE DE ARMAZENAMENTO

O modelo do tanque é diferente em seus variados modos de operação.

4.2.1 Operação do tanque no modo de operação 1

O volume de controle para os tanques de armazenamento no modo de operação 1, o qual o *chiller* opera para atender a carga térmica e o abastecimento dos tanques, é descrito na Fig. (4.5).

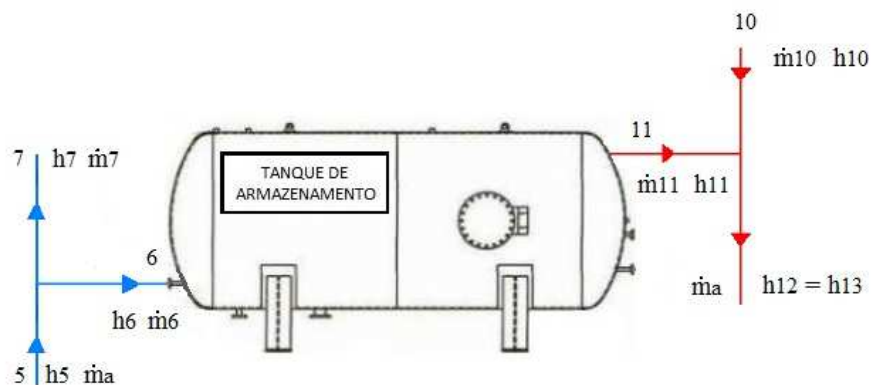


Figura 4.5. Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 1.

Fazendo o balanço de energia e massa no tanque de armazenamento e nas tubulações temos:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_6 + \dot{m}_7 \quad (15)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (16)$$

Sabendo que:

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{11} \quad (17)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10} \quad (18)$$

A taxa de variação de energia no tanque de armazenamento é obtida através do balanço de energia:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_6 c (T_6 - T_{11}) \quad (19)$$

Onde:

c : Calor específico da água.

\dot{m}_a : Vazão mássica de água no evaporador do *chiller*.

\dot{m}_6 : Vazão mássica de água a baixa temperatura no tanque de armazenamento.

\dot{m}_7 : Vazão mássica de água na entrada dos *fanscoils*.

\dot{m}_{10} : Vazão mássica de água na saída dos *fanscoils*.

\dot{m}_{11} : Vazão mássica de água a alta temperatura no tanque de armazenamento.

Nas tubulações de entrada e saída do tanque, podemos aplicar também o balanço de massa e energia:

$$\dot{m}_a h_{13} = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_{11} h_{11} \quad (20)$$

$$h_5 = h_6 = h_7 \quad (21)$$

Onde:

h_5 : Entalpia específica da água na saída do evaporador.

h_6 : Entalpia específica da água a baixa temperatura na saída do tanque.

h_{10} : Entalpia específica da água na saída dos *fancoils*.

h_{11} : Entalpia específica da água a alta temperatura na entrada do tanque.

h_{13} : Entalpia específica da água na entrada do evaporador.

4.2.2 Operação do tanque no modo de operação 2

O volume de controle para os tanques de armazenamento no modo de operação 2, o qual o tanque de armazenamento é descarregado a fim de atender a demanda da carga térmica, é descrito na Fig. (4.6).

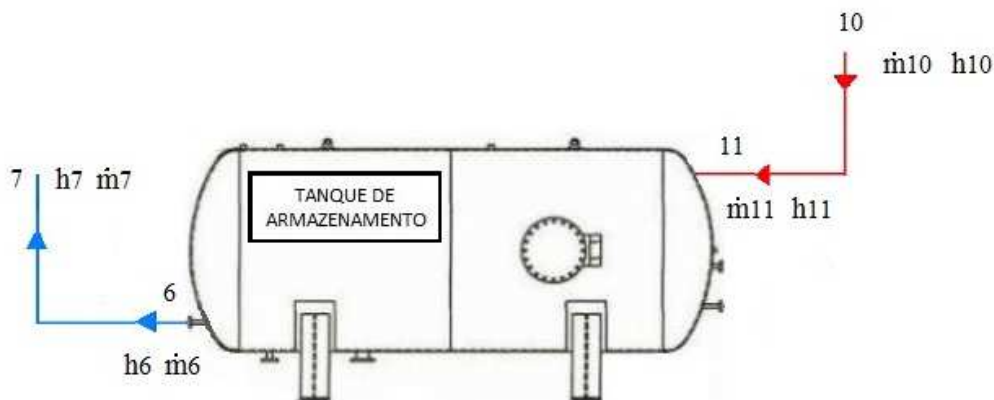


Figura 4.6. Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 2.

Com o balanço de energia no tanque de armazenamento e nas tubulações temos:

$$\dot{m}_a = 0 \quad (22)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} \quad (23)$$

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_7 c (T_{11} - T_6) \quad (24)$$

$$h_6 = h_7 \quad (25)$$

$$h_9 = h_{10} = h_{11} \quad (26)$$

4.2.3 Operação do tanque no modo de operação 3

O volume de controle para os tanques de armazenamento no modo de operação 3, o qual o *chiller* opera unicamente para abastecer o tanque de termo acumulação, é descrito na Fig. (4.7).

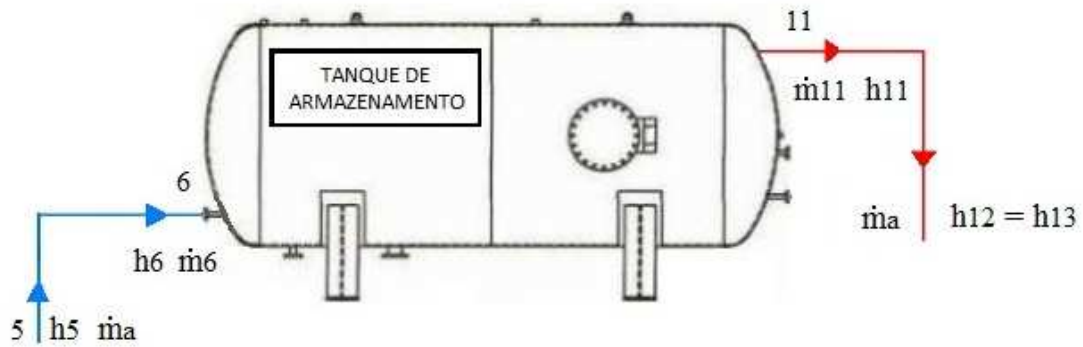


Figura 4.7. Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 3.

Com o balanço de energia no tanque de armazenamento e nas tubulações temos:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_6 c (T_6 - T_{11}) \quad (27)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_6 = \dot{m}_{11} \quad (28)$$

$$h_5 = h_6 \quad (29)$$

$$h_{11} = h_{12} = h_{13} \quad (30)$$

4.2.4 Operação do tanque no modo de operação 4

O volume de controle para os tanques de armazenamento no modo de operação 4, o qual o *chiller* opera em conjunto com o tanque de termoacumulação para atender a demanda térmica, é descrito na Fig. (4.8).

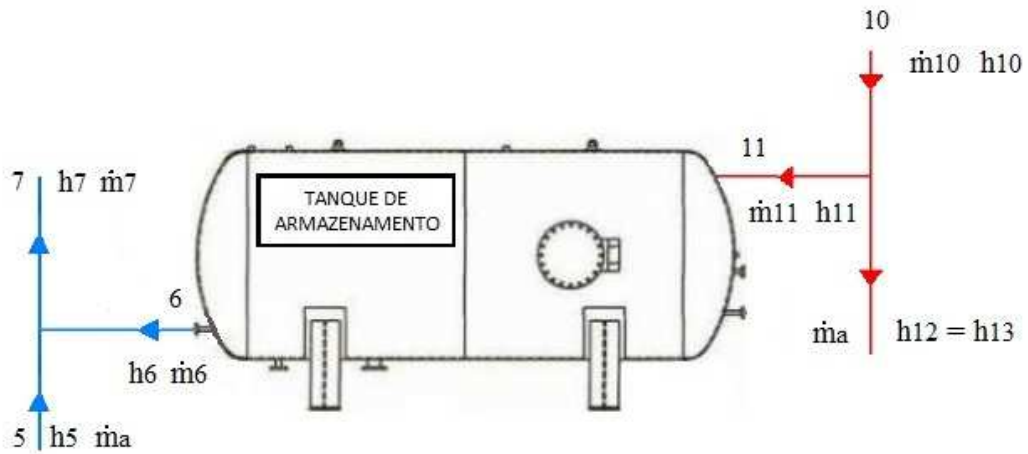


Figura 4.8. Volume de controle do tanque de armazenamento no modo de operação 4.

Com o balanço de energia no tanque de armazenamento e nas tubulações temos:

$$\frac{dU}{dt} = \dot{m}_6 c (T_{10} - T_7) \quad (31)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_7 + \dot{m}_6 \quad (32)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{10} + \dot{m}_{11} \quad (33)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_{11} \quad (34)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{10} \quad (35)$$

$$h_{10} = h_{11} = h_{13} \quad (36)$$

$$\dot{m}_7 h_7 = \dot{m}_a h_5 + \dot{m}_6 h_6 \quad (37)$$

4.3 TORRE DE RESFRIAMENTO

A Figura (4.9) mostra o volume de controle da torre de resfriamento por contato direto.

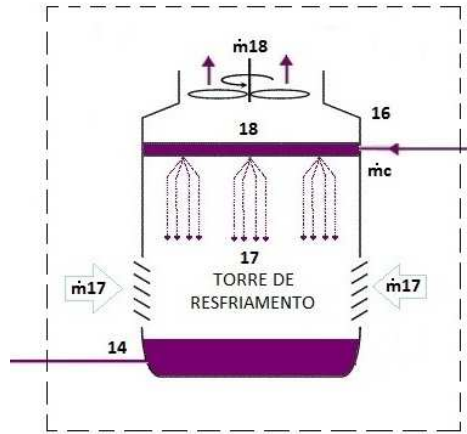


Figura 4.9. Volume de controle da torre de resfriamento aberta.

A Eq.(38) usada por Goribar (1973) no cálculo de torres de resfriamento de contato direto, é usada para modelar o volume de controle.

$$\epsilon_{torre} = \left(\frac{T_{16} - T_{15}}{T_{16} - T_{bhar}} \right) \quad (38)$$

Onde:

ϵ_{torre} : Eficiência da torre de resfriamento.

T_{15} : Temperatura de saída da água na torre de resfriamento.

T_{16} : Temperatura de entrada da água na torre de resfriamento.

T_{bhar} : Temperatura de bulbo úmido do ar do meio ambiente.

4.4 FANCOILS

A Figura (4.10) apresenta o volume de controle dos *fancoils*, atendendo a carga térmica do prédio.

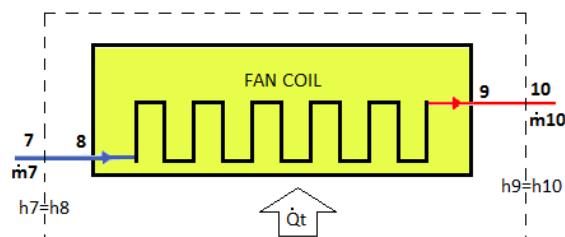


Figura 4.10. Volume de controle dos *fancoils*.

Para *fancoils* com trocadores de calor adiabáticos, sem perdas de calor ao exterior, temos:

$$\dot{Q}_T = \dot{m}_7(h_{10} - h_7) \quad (39)$$

Onde:

\dot{Q}_T : Carga térmica do prédio.

\dot{m}_7 : Vazão mássica da água nos *fancoils*.

h_{10} : Entalpia específica da água na saída da válvula ($\approx h_9$).

h_7 : Entalpia específica da água na entrada dos *fancoils*.

4.5 SISTEMA GLOBAL

4.5.1 Sistema global do *chiller*

A Figura (4.11) mostra o volume de controle do *chiller*.

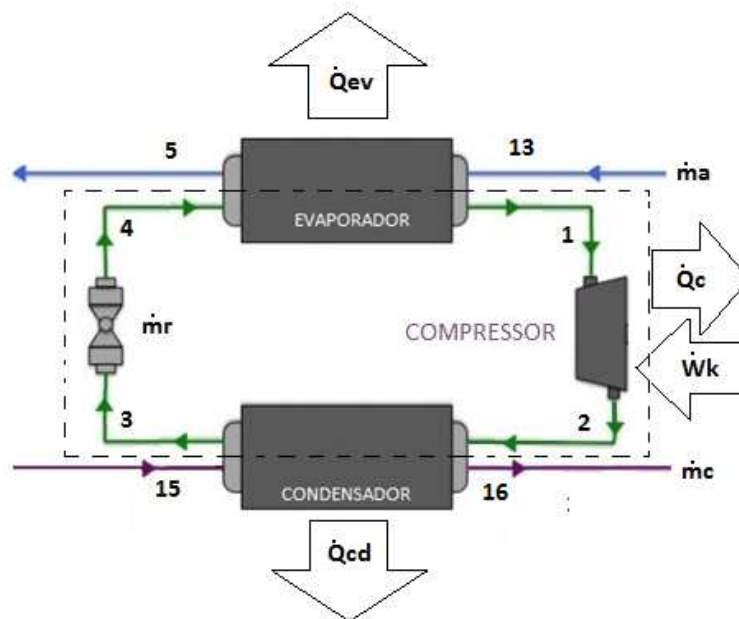


Figura 4.11. Volume de controle do *chiller*.

Fazendo o balanço de energia do volume de controle do *chiller* no lado do refrigerante temos:

$$\dot{Q}_{ev} + \dot{W}_k = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cd} \quad (40)$$

Onde:

\dot{Q}_{ev} : Capacidade de refrigeração do evaporador.

\dot{W}_k : Potência consumida pelo compressor.

\dot{Q}_c : Perda de calor pelo compressor.

\dot{Q}_{cd} : Capacidade do condensador.

A Figura (4.12) mostra o volume de controle representando a demanda energética do prédio.

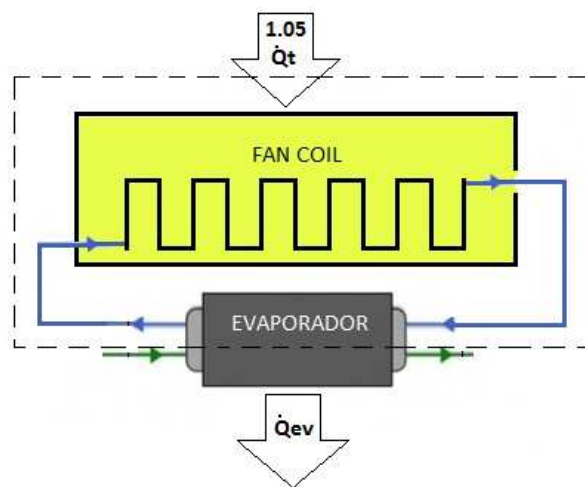


Figura 4.12. Volume de controle do sistema hidráulico operando sem armazenamento.

Aplicando, também, balanço de energia no sistema acima temos que:

$$Q_{ev} = 1,05 Q_t \quad (41)$$

Onde:

Q_t : Carga térmica do prédio.

O valor de cinco por cento acrescentados à carga térmica do prédio é geralmente utilizado pelos projetistas como um "fator de segurança" que tem a função de amenizar as ineficiências do sistema, como infiltrações de ar gerado por uma janela aberta, por exemplo.

4.5.2 Sistema global no modo de operação 1

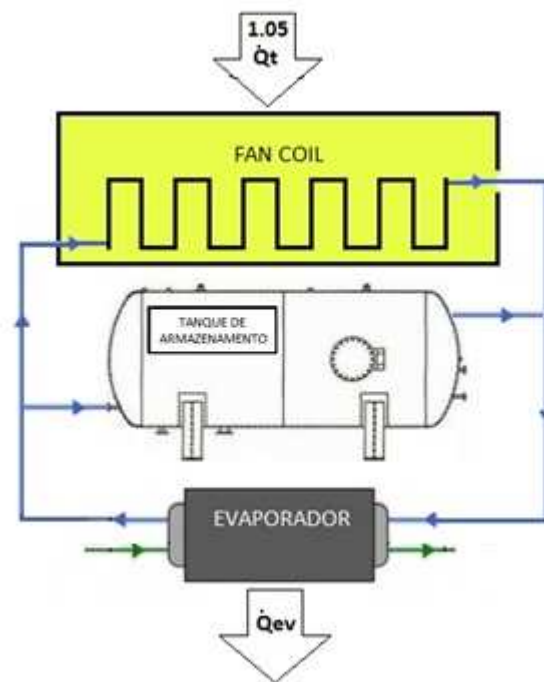


Figura 4.13 Volume de controle do sistema no modo de operação 1.

A partir do balanço de energia do sistema em modo de operação 1, obtém-se a capacidade do evaporador:

$$\dot{Q}_{ev} = 1,05 \dot{Q}_T + \left(\frac{dU}{dt}\right)_{ta} \quad (42)$$

Onde:

\dot{Q}_T : Carga térmica do prédio.

$\left(\frac{dU}{dt}\right)_{ta}$: Variação da energia interna armazenada no tanque.

4.5.3 Sistema global no modo de operação 2

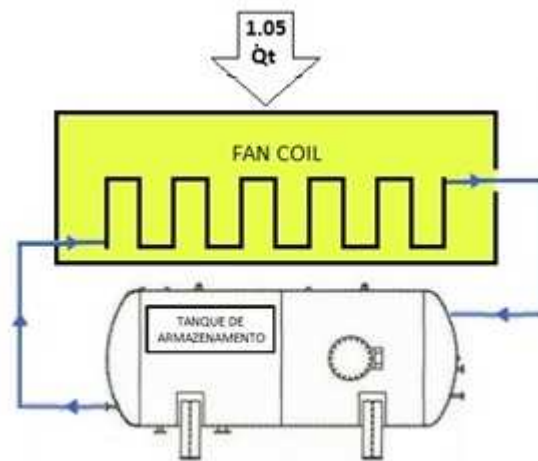


Figura 4.14. Volume de controle do sistema no modo de operação 2.

Fazendo o balanço de energia para o sistema no segundo modo de operação, temos:

$$1,05 \dot{Q}_T = \left(\frac{dU}{dt} \right)_{ta} \quad (43)$$

4.5.4 Sistema Global no Modo de Operação 3

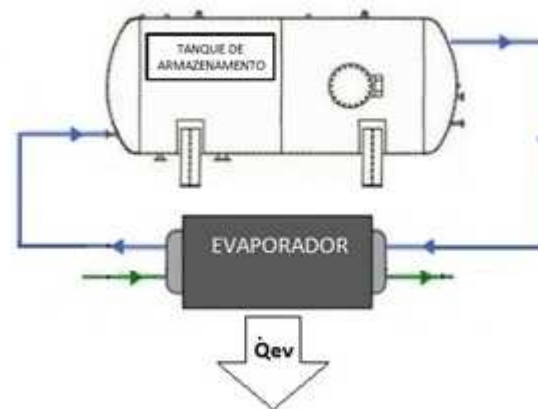


Figura 4.15. Volume de controle do sistema no modo de operação 2.

Fazendo o balanço de energia para o sistema no terceiro modo de operação, temos:

$$\dot{Q}_{ev} = 1,05 \left| \left(\frac{dU}{dt} \right)_{ta} \right| \quad (44)$$

Onde:

$\left| \left(\frac{dU}{dt} \right)_{ta} \right|$: Modulo da taxa de variação de energia armazenada no tanque. Neste caso esta taxa   negativa, com isso a necessidade de se utilizar o valor em módulo, pois a capacidade do evaporador   sempre positiva.

4.5.5 Sistema Global no Modo de Operao 4

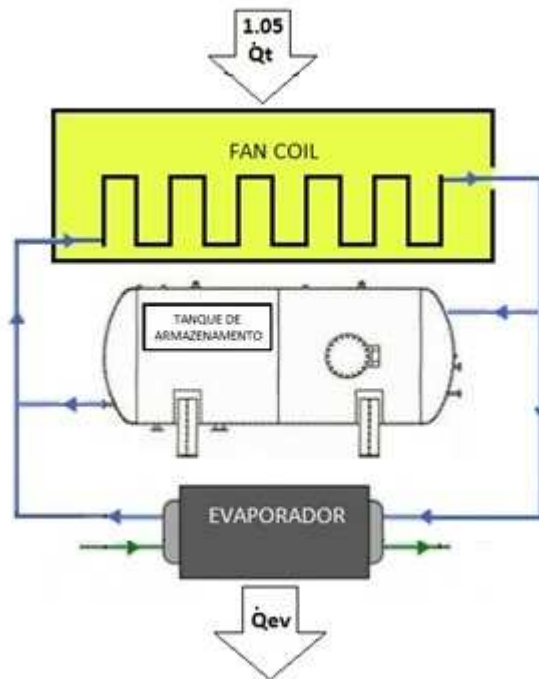


Figura 4.16. Volume de controle do sistema no modo de operao 2.

Fazendo o balanço de energia para o sistema no quarto modo de operao, temos que a capacidade do evaporador do chiller:

$$\dot{Q}_{ev} = 1,05 \dot{Q}_T + \left(\frac{dU}{dt} \right)_{ta} \quad (45)$$

5. SOLUÇÃO

Usando os modelos matemáticos apresentados no Capítulo 4, para cada componente do sistema e para o sistema global, foi elaborado o algoritmo e programa de cálculo para simular o comportamento do sistema global de refrigeração para condicionamento de ar em edifícios.

Primeiramente, fixam-se as características do *chiller* para estudar o caso quando o mesmo acompanha a carga térmica (modo de operação 1). Em seguida, com variações das características iniciais fixadas, como o *set point*, podemos simular o *chiller* em outros modos de operação e analisar a viabilidade da utilização do tanque de termoacumulação visando redução do custo energético, relacionando os vários consumos de energia ao longo do dia, com a variação do custo do KWh, entre o horário de ponta e fora de ponta.

O algoritmo desenvolvido pode ser considerado para os diferentes modos de operação do sistema, para atender à variação horária da carga térmica e da temperatura, determinando a energia consumida pelo *chiller*. Já que o modelo do sistema global está composto por um sistema de equações não lineares, usou-se o software EES (*Engineering Equation Solver*), que através do método Newton-Raphson para múltiplas variáveis, resolve o sistema de equações e permite determinar as propriedades termodinâmicas de substâncias como R-22, água e misturas, como o ar ambiente. Igualmente, o EES muito contribui na apresentação dos resultados já que, de início, verifica quantas e quais são as variáveis do sistema, antes de obter sua solução apresenta os erros de sintaxes, caso existirem. Quando o programa é executado, é possível verificar os erros de convergência, se existirem, oferecendo sugestões para o ajuste dos valores iniciais de cada uma das variáveis envolvidas no sistema, facilitando a construção de tabelas.

5.1 ALGORITMO DE SIMULAÇÃO DO CHILLER

De início, desenvolve-se um algoritmo para obter um modelo de simulação de *chillers* tipo parafuso resfriado por água, adequado à distribuição de carga do prédio. Neste algoritmo incluem-se as equações dos modelos do evaporador, do condensador, do compressor, da válvula de expansão e da torre de resfriamento, apresentados no capítulo 4, os quais são organizados em forma sequencial, de acordo com o ciclo de compressão de vapor. Para este algoritmo, os parâmetros característicos do *chiller* são fixados, de acordo com dados do fabricante, quando este opera a plena carga e a carga parcial. Os valores de características do *chiller*, como coeficiente de performance, vazões mássicas no evaporador e condensador, são obtidas em sua solução.

Os passos apresentados a seguir, seguem a sequência da rotina de simulação:

1. Fornecer os dados da carga térmica do prédio e as condições do meio ambiente do dia de projeto (temperatura e umidade específica do ar);
2. Fornecer os parâmetros de operação do *chiller* à carga nominal (consumo e capacidade), assim como:
 - a) Temperatura da água na entrada do condensador (T_{15});
 - b) Temperatura na saída do evaporador do *chiller*;
 - c) Vazão mássica da água na entrada do evaporador, \dot{m}_a ;
 - d) Vazão mássica na entrada do condensador do *chiller*, \dot{m}_c ;
 - e) Variação da temperatura de sub-resfriamento no condensador, ΔT ;
3. Fornecer os parâmetros característicos do *chiller* (valores fixados para simulação parcial):
 - a) Eficiência do compressor, evaporador e condensador;
 - b) Grau de superaquecimento;
 - c) Determinar a condutância térmica global (UA) para o trocador de calor.;
4. Inserir equações para cada componente do *chiller*:
 - a) Evaporador:

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{13} - T_5) \quad (46)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (47)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_a c_{pa} \varepsilon_{ev} (T_{13} - T_{ev}) \quad (48)$$

$$\varepsilon_{ev} = 1 - \exp\left(-\frac{U A_{ev}}{\dot{m}_a c_{pae}}\right) \quad (49)$$

- b) Compressor:

$$\dot{E}_c = \frac{\dot{m}_r w_k}{\eta_k \eta_m} \quad (50)$$

$$w_k = h_{2s} - h_1 \quad (51)$$

$$\eta_k = \left(\frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}\right) \quad (52)$$

c) Condensador:

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_c c_{pac} (T_{16} - T_{15}) \quad (53)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (54)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_c c_{pac} \epsilon_{cd} (T_{cd} - T_{15}) \quad (55)$$

$$\epsilon_{cd} = 1 - \exp\left(-\frac{U A_{cd}}{\dot{m}_c c_{pac}}\right) \quad (56)$$

d) Válvula de expansão:

$$h_3 = h_4 \quad (57)$$

$$T_1 = T_{ev} + \Delta T_{vet} \quad (58)$$

5. Equação do balanço de energia no *chiller*:

$$\dot{Q}_{ev} + \dot{W}_k = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cd} \quad (59)$$

6. Escreve-se a equação de balanço global de energia:

$$Q_{ev} = 1,05 Q_t \quad (60)$$

7. Escreve-se a equação do modelo da torre de resfriamento:

$$\epsilon_{torre} = \left(\frac{T_{16} - T_{15}}{T_{16} - T_{bhar}}\right) \quad (61)$$

8. Escreve-se a equação do COP:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{ev}}{\dot{E}_c} \quad (62)$$

9. O número das equações é igual ao número de incógnitas?
10. Caso o número de equações seja menor que o número de variáveis, deve-se definir um número de iterações e estabelecer a tolerância de convergência das variáveis.
11. Executa-se o programa, para um conjunto de dados composto por uma carga térmica e uma temperatura ambiente, correspondentes a uma faixa horária.
12. Repete-se o procedimento descrito no item (11) para outro conjunto de dados, entre o horário de funcionamento.
13. No caso da determinação dos parâmetros do *chiller*, elaboram-se os resultados em tabelas ou gráficos, para estudar o comportamento dos parâmetros e do sistema em geral. Em outros, casos determina-se somente o consumo de energia.

5.1.1 Dados de entrada

Os dados de entrada são classificados em dois tipos, assim temos:

a) Dados variáveis ao longo do dia:

- Temperatura ambiente: T_{amb} .
- Carga térmica do prédio: Q_T
- Temperatura da água na saída do evaporador: pode variar entre dois valores, dependendo do modo de operação. Para o modo de operação 1 (produção direta e carregamento dos tanques) e no modo de produção 3 (carregamento dos tanques) aplica-se $T_5 = -5,6 \text{ }^\circ\text{C}$, e para os outros modos de operação utiliza-se $T_5 = 6 \text{ }^\circ\text{C}$.

b) Dados constantes:

- ΔT de sub-resfriamento: $DT_{sub} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
- ΔT de superaquecimento: $DT_{vet} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
- Eficiência da torre de resfriamento: ϵ_{torre}
- Vazão mássica da água no evaporador: $m_a = 194,2 \text{ m}^3/\text{h}$
- Vazão mássica da água no condensador: $m_c = 231,6 \text{ m}^3/\text{h}$
- Eficiência elétrica do motor do compressor: $\eta_e = 0,98$
- Pressão atmosférica: $P_{amb} = 100 \text{ KPa}$
- Umidade relativa média da cidade-histórico: $w_{amb} = 0,01565 \text{ (kg-água / kg-ar seco)}$
- Calor específico médio da água no evaporador: $c_{pae} = 4,2 \text{ (kJ/kg-K)}$
- Calor específico médio da água no condensador: $c_{pac} = 4,2 \text{ (kJ/kg-K)}$
- Eficiência isentrópica ou adiabática de compressor: η_k
- Eficiência mecânica do compressor: η_m
- Condutância térmica global do condensador: UA_{cd}

- Condutância térmica global do evaporador : UA_{ev}

5.1.2 Dados de saída

Os parâmetros a determinar, em todos os modos:

- Potência consumida, E_c ,
- Coeficiente de performance, COP.

5.2 CRITÉRIOS DE CONVERGÊNCIA

A partir do desenvolvimento do modelo apresentado no Capítulo 4, chega-se a um sistema não linear de equações de múltiplas variáveis, que foi solucionado com o método Newton-Raphson aplicado pelo EES. Os critérios de convergências iniciais são impostos pelo programa ESS.

Os valores iniciais impostos pelo ESS devem ser modificados quando, a partir da primeira tentativa, defronta-se com resultados que não concordam com a física do problema ou quando não se encontra a solução para o número de iterações previamente estabelecido. Após isso a rotina de solução pode ser reiniciada.

6. RESULTADOS

O objetivo do presente trabalho é modelar um sistema de refrigeração de grande porte e obter suas condições de funcionamento ótimo (menores custos de investimento e de consumo). Utilizaram-se os programas aqui desenvolvidos para determinar as características de funcionamento dos componentes do sistema de refrigeração com termoacumulação para o edifício sede da Procuradoria Geral da República em Brasília. A distribuição de temperaturas em um dia típico estão em anexo.

Assim, considerando as variações de carga e de temperatura horárias, determinou-se:

1. Os parâmetros característicos do *chiller* adequado, trabalhando à carga nominal;
2. O consumo horário de energia do sistema quando o *chiller* acompanha a carga térmica;
3. A análise da relação COP (coeficiente de performance) e a variação da tarifa do horário de ponta e fora de ponta, o que responde a viabilidade da reativação dos tanques de termoacumulação.

Os dados de saída são inseridos em planilhas do Excel, os quais podem extrair com mais facilidade de análise e conclusões práticas dos resultados encontrados.

A análise comparativa foi realizada para as mesmas condições de carga, com tarifa horazonal azul (Anexo IV).

6.1 RESULTADOS CARACTERÍSTICOS DO SISTEMA

Os resultados foram baseados na situação crítica, onde apresentam temperaturas ambientes médias de verão gerando, conseqüentemente, uma carga térmica elevada que foi a mesma utilizada no projeto inicial do sistema.

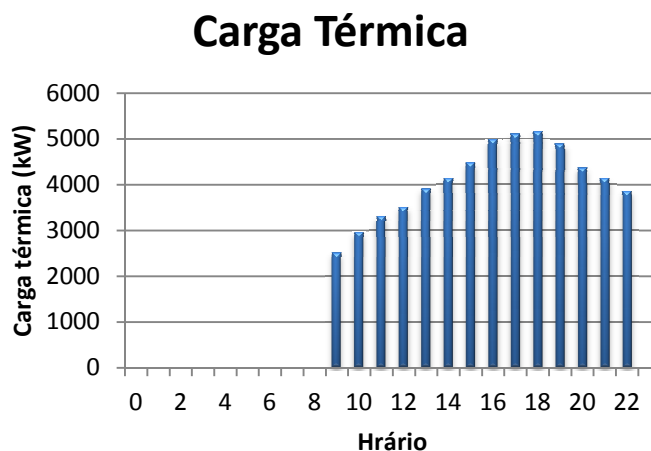


Figura 6.1 Carga térmica do edifício.

A Figura (6.2) apresenta as curvas do COP para os dois *set points* padrões.

- *Set point* de 6 °C, referente ao modo de produção direta do *chiller*, o qual é responsável por atender somente a demanda térmica do prédio;
- *Set point* de -5,6 °C, referente ao modo de produção de carregamento dos tanques de gelo, podendo ser, ou não, em conjunto com a demanda térmica do prédio;

Os dados encontrados pela simulação tiveram uma diferença média inferior a 5% com os dados do fabricante.

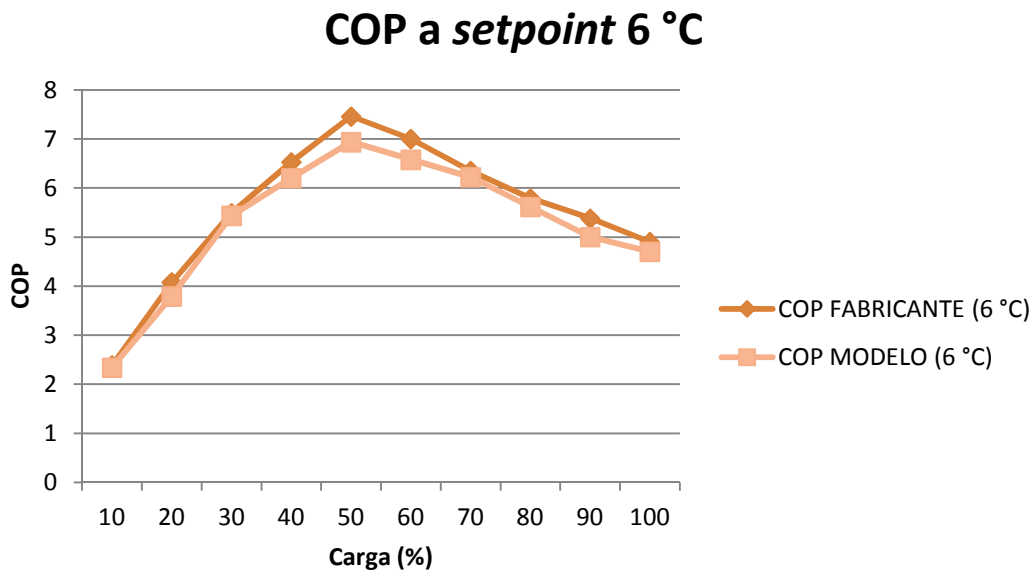


Figura 6.2 Coeficiente de performance do *chiller* operando em um *set point* de 6 °C.

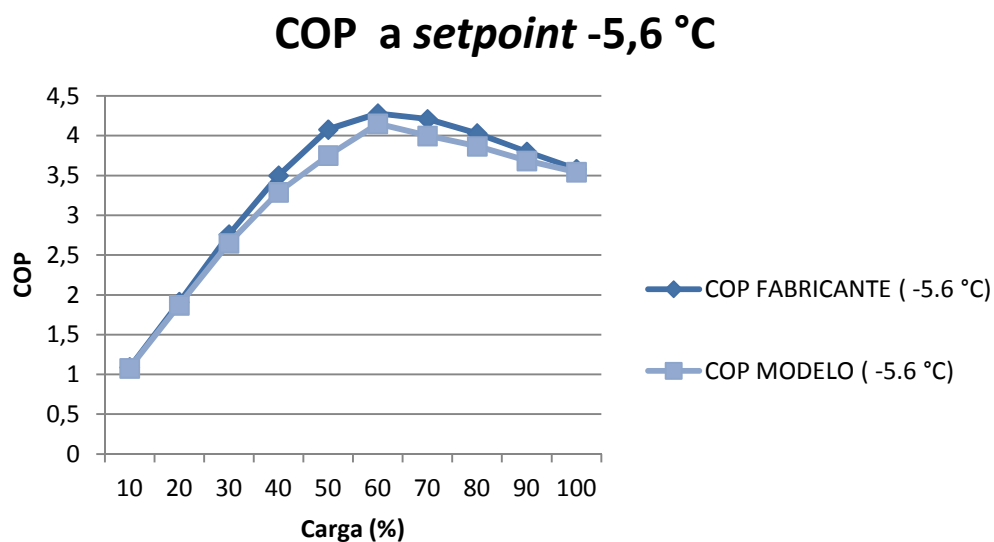


Figura 6.3. Coeficiente de performance do *chiller* operando em um *set point* de -5,6 °C.

A Figura (6.4) apresenta o contraste entre a eficiência do *chiller* operando em diferentes modos, ou *set points*. Com a análise do gráfico nota-se que o coeficiente de performance se reduz, cerca de 45%, quando o *chiller* é ajustado para o *set point* de $-5,6\text{ }^{\circ}\text{C}$.

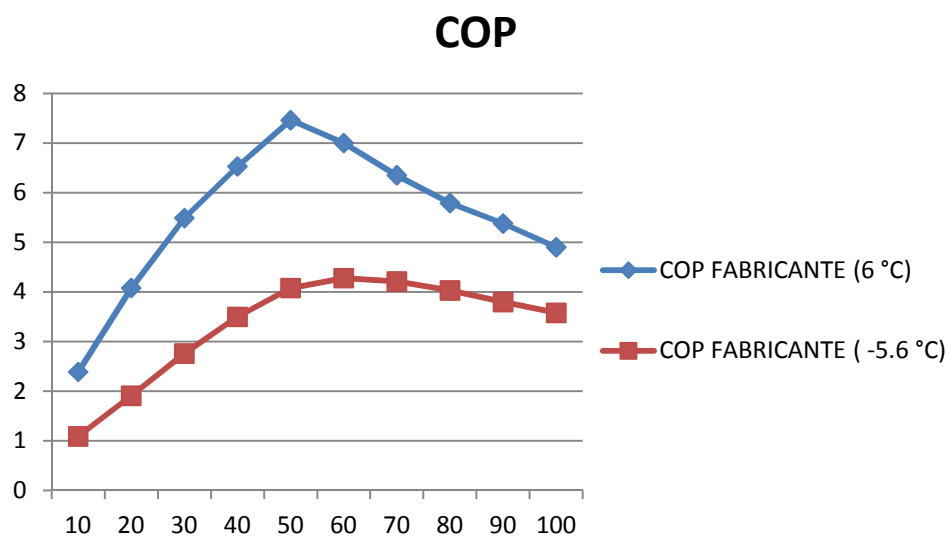


Figura 6.4. Coeficiente de performance em diferentes modos de operação do *chiller*, de acordo com o fabricante.

A Figura (6.5) apresenta o consumo de energia elétrica, em kW, para uma carga térmica pontual, consumida a cada hora do dia. A curva apresentada se assemelha com a curva de carga térmica do edifício.

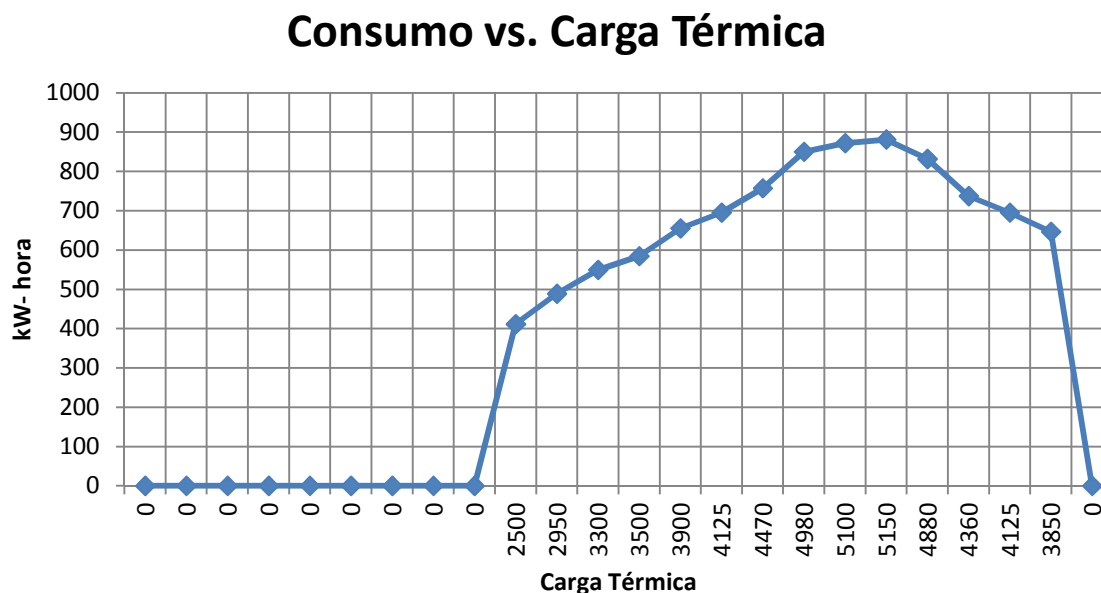


Figura 6.5 Consumo de energia para cada hora de um dia.

6.2 ANÁLISE DE CUSTO DE ALTERNATIVAS

Nesta parte do trabalho utiliza-se o modelo desenvolvido para analisar a melhor alternativa para o sistema de condicionamento de ar do edifício sede da Procuradoria Geral da Republica, em Brasília.

A determinação do sistema compreende uma análise comparativa das seguintes alternativas de operação propostas para o sistema:

- 1) O *chiller* opera em um *setpoint* de 6 °C, acompanhando a carga (sem termoacumulação) (Modo de operação 1);
- 2) O *chiller* opera em um *setpoint* de -5,6 °C, para carregar os tanques de termoacumulação (Modo de operação 3). Nesta etapa é analisada a viabilidade da reativação dos tanques de termoacumulação, já existentes nas instalações do edifício, relacionando o coeficiente de performance, valor da tarifa de energia elétrica, valor de investimentos e manutenção das instalações. A partir dessa análise, pode-se negatar a idéia da reativação dos tanques, não havendo a necessidade de gerar algoritmos envolvendo o tanque.

6.2.1 Tarifas do fornecimento de energia

O sistema de tarifação atualmente utilizado é o da Tarifação Horo-Sazonal, ou seja, um sistema em que o preço das tarifas é diferenciado para os diferentes horários do dia (ponta e fora de ponta) e períodos do ano (seco e úmido).

No passado, o único sistema utilizado, denominado Convencional, não permitia que o consumidor percebesse os reflexos decorrentes da “forma” de usar a eletricidade, já que não havia diferenciação de preços segundo sua utilização durante as horas do dia e períodos do ano.

Devido ao comportamento da curva de carga ao longo do dia e a disponibilidade de água ao longo do ano, foi concebida a Estrutura de Tarifação Horo-Sazonal – Tarifas Azul e Verde, que compreendem a sistemática de aplicação de tarifas a preços diferenciados.

A finalidade da atribuição de preços diferenciados se justifica, principalmente, por motivos originados no sistema elétrico, tendo em vista a necessidade de:

- Estimular o deslocamento de parte da carga para os horários em que o sistema elétrico estiver menos carregado;
- Orientar o consumo de energia para períodos do ano em que houver maior disponibilidade de água nos reservatórios das usinas.

Este sistema de tarifação possibilita ao mercado consumidor uma utilização mais racional da energia, compatível, portanto, com o potencial de produção e distribuição existente no sistema

elétrico. Os preços diferenciados também permitem ao consumidor reduzir suas despesas com eletricidade, tendo em vista eventual possibilidade de menor utilização de energia elétrica no horário de ponta e no período seco. Assim, o consumidor passa a ter à sua disposição três opções de tarifação: convencional, usualmente aplicado, o qual não leva em conta os aspectos de diferenciação de preços; a tarifa azul e a tarifa verde, em que o sistema horo-sazonal é aplicado.

Para melhor entender este sistema de tarifação algumas definições são necessárias:

- **Horário de Ponta** – Corresponde ao intervalo de três horas consecutivas, definido pela concessionária, compreendido entre 17 e 22 horas, de segunda à sexta-feira;
- **Horário Fora de Ponta** – Corresponde às horas complementares às três horas relativas ao horário de ponta, acrescido do total de horas dos sábados e domingos;
- **Período Seco** – Compreende o intervalo situado entre os fornecimentos abrangidos pelas leituras dos meses de maio a novembro de cada ano;
- **Período Úmido** – Compreende o intervalo situado entre os fornecimentos abrangidos pelas leituras dos meses de dezembro de um ano a abril do ano seguinte;
- **Tarifa Convencional** - o consumo de energia [kWh] é aplicado a um preço único, independentemente do período do dia ou do ano;
- **Tarifas Verde e Azul** - possuem a mesma diferenciação para o consumo de energia:
 - 1) Preço específico para o horário de ponta, em período úmido;
 - 2) Preço específico para o horário fora de ponta, em período úmido;
 - 3) Preço específico para o horário de ponta, em período seco;
 - 4) Preço específico para o horário fora de ponta, em período seco.

As tarifas azul e verde são diferenciadas pelo fato de que na tarifa azul o preço da demanda de potência [kW] é diferente para os períodos de horário de ponta e fora de ponta. Na tarifa verde, é cobrado um preço único para a demanda de potência. Os preços citados, não são os mesmos para as tarifas azul e verde.

O fornecimento de energia do edifício da Procuradoria Geral da República é feito pela companhia CEB Distribuição S/A. Para o Subgrupo A4 – Poder Público, as tarifas podem ser HORO-SAZONAL AZUL ou HORO-SAZONAL VERDE, conforme detalhas nas Tabelas (6.1) e (6.2).

Tabela 6.1. Tarifa Horo-Sazonal Azul para Subgrupo A-4 Poder Público.

TARIFA HORO-SAZONAL AZUL				
SUBGRUPO	CONSUMO (R\$/kW)			
A4 - PODER PÚBLICO	PONTA		FORA DE PONTA	
	SECA	ÚMIDA	SECA	ÚMIDA
	0,37	0,37	0,23	0,23

Tabela 6.2. Tarifa Horo-Sazonal Verde para Subgrupo A-4 Poder Público.

TARIFA HORO-SAZONAL VERDE				
SUBGRUPO	CONSUMO (R\$/kW)			
A4 - PODER PÚBLICO	PONTA		FORA DE PONTA	
	SECA	ÚMIDA	SECA	ÚMIDA
	0,87	0,87	0,23	0,23

6.2.2 Consumo no modo de operação 1

Para determinar o consumo no modo de operação 1, utiliza-se o algoritmo modelado para o *chiller*, operando a um *setpoint* de 6 °C, acompanhando a demanda de carga térmica do edifício para cada hora. Assim, obtém duas tabelas de valores: uma para a tarifa horo-sazonal azul, outra para a tarifa horo-sazonal verde.

Tabela 6.3. Custo de energia para o modo de operação 1 - Tarifa Azul.

PERÍODO	HORA	MODO 1: <i>Chiller</i> acompanha a carga térmica			
		CARGA TÉRMICA (kW)	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	CONSUMO	
				KWh	R\$
FORA DE PONTA	0	0	24	0	-
	1	0	24	0	-
	2	0	22	0	-
	3	0	22	0	-
	4	0	22	0	-
	5	0	22	0	-
	6	0	22	0	-
	7	0	24	0	-
	8	0	25	0	-
	9	2500	26	411,4	94,62
	10	2950	26	488,7	112,40
	11	3300	28	549,6	126,41
	12	3500	30	584,6	134,46
	13	3900	31	655,3	150,72
	14	4125	31	695,3	159,92
	15	4470	31	757,3	174,18
	16	4980	30	850	195,50
PONTA	17	5100	30	872	200,56
	18	5150	32	881,2	326,04
	19	4880	30	831,7	307,73
FORA DE PONTA	20	4360	29	737,5	272,88
	21	4125	29	695,3	159,92
	22	3850	27	646,4	148,67
CUSTOS FINAIS	23	0	24	0	-
	HORÁRIO FORA DE PONTA			7.205,90	1.657,36
	HORÁRIO DE PONTA			2.450,40	906,65
	TOTAL DIÁRIO			9.656,30	2.564,01
MENSAL				R\$ 51.280,10	

Tabela 6.4. Custo de energia para o modo de operação 1 - Tarifa Verde.

PERÍODO	HORA	MODO 1: <i>Chiller</i> acompanha a carga térmica			
		CARGA TÉRMICA (kW)	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	CONSUMO	
				KWh	R\$
FORA PONTA	DE	0	24	0	-
	1	0	24	0	-
	2	0	22	0	-
	3	0	22	0	-
	4	0	22	0	-
	5	0	22	0	-
	6	0	22	0	-
	7	0	24	0	-
	8	0	25	0	-
	9	2500	26	411,4	94,62
	10	2950	26	488,7	112,40
	11	3300	28	549,6	126,41
	12	3500	30	584,6	134,46
	13	3900	31	655,3	150,72
	14	4125	31	695,3	159,92
	15	4470	31	757,3	174,18
	16	4980	30	850	195,50
17	5100	30	872	200,56	
PONTA	18	5150	32	881,2	775,46
	19	4880	30	831,7	731,90
	20	4360	29	737,5	649,00
FORA PONTA	DE	21	29	695,3	159,92
	22	3850	27	646,4	148,67
	23	0	24	0	-
CUSTOS FINAIS	HORÁRIO FORA DE PONTA			7.205,90	1.657,36
	HORÁRIO DE PONTA			2.450,40	2.156,35
	TOTAL DIÁRIO			9.656,30	3.813,71
	MENSAL			R\$ 76.274,18	

6.2.3 Análise de viabilidade de utilização dos tanques de termoacumulação

Assim como outros equipamentos que compõem a central de água gelada do edifício sede da PGR, os dois tanques de termoacumulação foram instalados no ano de 2002. Estes tanques estão instalados em paralelo, como um volume de 250 m³ cada um, completamente com cápsulas esféricas (*iceballs*), enquanto a solução água-monoetilenoglicol, com concentração de 25%, ocupa o volume remanescente.

Ao longo dos anos, essas soluções aquosas de monoetilenoglicol (MEG) promoveram certo grau de corrosão, devido à oxidação do glicol em produtos finais ácidos. O montante da oxidação é

influenciado pela temperatura e, em certos casos, por combinações particulares de componentes metálicos, aos quais a solução é exposta (Pimenta et al. 2004).

Uma análise quantitativa efetuada pela Central Análítica, do Instituto de Química da Universidade de Brasília (CAIQ UnB), em maio de 2004, revelou que as concentrações em volume de monoetilenoglicol (MEG) circulantes na CAG eram de 21,7%, quantidade abaixo da concentração adequada, de 25% (CAIQ, 2004). A ocorrência de uma concentração inferior à recomendada foi detectada pela equipe responsável pela CAG, decidindo-se pela parada da operação em modo de acumulação térmica. Desde então, a CAG vem operando unicamente em modo de operação direta.

A principal causa da redução da concentração de monoetilenoglicol na solução foi constatada através do exame das *iceballs*, com a abertura dos tanques de gelo, onde se verificou a ruptura das cápsulas de acumulação. Tal falha pode ocorrer, principalmente, devido à defeitos na fabricação do invólucro plástico das *iceballs* que se rompem em operação, liberando a água de seu interior causando, com isso, uma queda de concentração da solução. Quanto a esta hipótese, pode-se avaliar que seria necessário considerar a ruptura de, no mínimo, 13% das *iceballs* para justificar a redução de concentração de 25 para 21,7% (Pimenta et al. 2004).



Figura 6.6. Corrosão da porta na parte superior do tanque de termoacumulação.



Figura 6.7. Resíduos entre as *iceballs* e a solução água monoetilenoglicol.

6.2.3.1 Relação COP e diferença de tarifação

A razão entre o consumo dos *chillers* operando a um *setpoint* de 6 e -5,6 °C, mostrado na Figura 6.4, é relacionada com a razão de custo das tarifas em horário de ponta e horário fora de ponta. Esta relação é a principal justificativa, porém superficial, para adotar um sistema de termoacumulação na maioria dos projetos.

$$\frac{\dot{W}_{setpoint=6^{\circ}C}}{\dot{W}_{setpoint=-5,6^{\circ}C}} > \frac{TARIFA_{fora\ de\ ponta}}{TARIFA_{ponta}} \quad (63)$$

Onde:

$$\dot{W}_{setpoint=i} = \frac{Carga\ Termica}{COP_{setpoint=i}}, \text{ para } i = -5,6 \text{ e } 6^{\circ}C \quad (64)$$

Para análise, deve-se considerar a mesma carga térmica para ambos os casos, então:

$$\frac{1}{COP_{setpoint=6^{\circ}C}} \cdot TARIFA_{ponta} > \frac{1}{COP_{setpoint=-5,6^{\circ}C}} \cdot TARIFA_{fora\ de\ ponta} \quad (65)$$

A justificativa apresentada nas Equações (63) a (65) é a de que, em primeira instância, a instalação de um tanque de termoacumulação se justifica quando o inverso da eficiência do *chiller* operando em *setpoint* elevado, de modo de produção direta ($1/COP_{setpoint=6^{\circ}C}$), vezes a tarifa cobrada pelo consumo de energia elétrica em horário de ponta ($TARIFA_{ponta}$) deve ser maior que

quando inverso da eficiência do *chiller* operando em *setpoint* reduzido, de modo a carregar os tanques de termoacumulação ($1/COP_{setpoint=-5,6^{\circ}C}$), vezes a tarifa cobrada em horário fora de ponta ($TARIFA_{fora\ de\ ponta}$).

Aplicando a relação de COP com a tarifa cobrada, nas situações indicadas, a reativação do tanque de termoacumulação não é justificada para a tarifa horo-sazonal azul, como demonstrado nas Equações (66) a (69).

$$\frac{1}{7,46} \cdot 0,37 < \frac{1}{4,08} \cdot 0,23 \quad (66)$$

$$0,0496 < 0,0563 \quad (67)$$

Seguindo a mesma resposta para cálculos utilizando a tarifa horo-sazonal verde:

$$\frac{1}{7,46} \cdot 0,88 < \frac{1}{4,08} \cdot 0,23 \quad (68)$$

$$0,1179 < 0,0563 \quad (69)$$

Este tipo de análise é superficial, porém pode ser completado com restrição de que o custo total envolvido na reativação dos tanques é uma somatória de custos de equipamentos, instalação e manutenção:

$$CUSTO_{total} = \sum CUSTO_{equipamentos} + CUSTO_{instalação} + CUSTO_{manutenção} \quad (70)$$

Através de análises realizadas e apresentadas pela equipe de João Pimenta (Pimenta et al. 2004) juntamente com inspeções, pela equipe responsável pela CAG da Procuradoria Geral da Republica, pode-se notar a existência de custos com a aquisição, instalação e manutenção de equipamentos, além de deixar ociosa uma grande área, ocupada pelos tanques de termoacumulação. Dentre os vários custos envolvidos pode-se citar:

- 1) Aquisição de novas *iceballs*;
- 2) Reforma da parede interna total do tanque de termoacumulação;
- 3) Aquisição e manutenção de monoetilenoglicol.

6.3 PROPOSTA DE RETROFIT

Como apresentado no subtítulo 6.2.3, a situação atual dos tanques não garante a mínima possibilidade de funcionamento, e sua reativação demandaria altos investimentos. Com isso pode-se partir para as otimizações do sistema vindas dos *chillers*. Neste capítulo, apresentam-se dois processos de modernização das instalações do edifício sede da Procuradoria Geral da República. A primeira proposta é a modernização física da central de água gelada através da aquisição de *chillers*, e a segunda proposta é a otimização da configuração do sistema de controle e operação dos *chillers*, buscando a maior eficiência do sistema.

6.3.1 Novos Chillers

O complexo da central de água gelada (CAG) que atende ao sistema de ar condicionado da Procuradoria Geral da República utiliza três *chillers* idênticos da série YS Millennium, com cerca de 350 TR (1225 kW) cada, fabricados pela York e instalados em 2002.

Os *chillers* são dispostos em paralelo e usam como fluido primário de trabalho o refrigerante R22. Para nossa análise de funcionamento, analisam-se dois *setpoints* diferentes:

- 6 °C: Quando o *chiller* opera no modo de produção direta;
- -5,6 °C: Quando o *chiller* opera no sentido de abastecimento dos tanques de termoacumulação, acompanhados ou não de uma carga térmica do prédio;

Para estes *setpoints*, o *chiller* pode operar em cargas parciais conforme demonstrado nas Tabelas (6.5) e (6.6), de acordo com o fabricante.

Tabela 6.5. Eficiência dos *chillers* em cargas parciais com setpoint de 6°C.

CARGAS PARCIAIS EM PRODUÇÃO DIRETA		
<i>(setpoint = 6 °C)</i>		
LOAD %	Q_{ev} [Kw]	COP (6 °C)
10	136,50	2,39
20	245,00	4,08
30	367,50	5,49
40	490,00	6,53
50	612,50	7,46
60	735,00	7,00
70	857,50	6,35
80	980,00	5,79
90	1.102,50	5,38
100	1.225,00	4,90

Tabela 6.6. Eficiência dos *chillers* em cargas parciais com setpoint de -5,6°C.

CARGAS PARCIAIS PARA CARREGAMENTO DOS TANQUES		
(setpoint = -5.6 °C)		
LOAD %	Q_{ev} [Kw]	COP (-5.6 °C)
10	91,00	1,09
20	164,50	1,91
30	248,50	2,76
40	332,50	3,50
50	416,50	4,08
60	497,00	4,28
70	581,00	4,21
80	665,00	4,03
90	745,50	3,80
100	829,50	3,58

Pode-se observar que, para ambos os casos, o maior coeficiente de performance se encontra em 50% e 70%. A carga de funcionamento do *chiller* opera, de acordo com a simulação, normalmente em alta devido a duas restrições importantes:

- 1) O *chiller* não deve ser operado em carga inferior a 50%, exigência do fabricante (York model YS, 2011);
- 2) A carga térmica do edifício exige uma potência de refrigeração mais elevada dos *chillers*;

Para que o sistema de funcionamento do conjunto dos três *chillers* aumente sua eficiência, busca-se uma faixa de operação individual entre 50% e 70%. Devido à segunda restrição isto não seria possível para os equipamentos existentes nas instalações do edifício PGR, mas que se tornaria possível se for considerado a aquisição de novos *chillers*, com COP mais elevados ou com maior capacidade nominal, para que possa atender a carga térmica com sua carga parcial entre a faixa de maior eficiência (em geral 50 a 70%).

A aplicação de *chillers* mais eficientes proporcionam inúmeras vantagens, desde a concepção do projeto até a sua operação. Com relação ao projeto, em função de uma maior eficiência e consumo elétrico reduzido e, conseqüentemente, menor potência elétrica instalada, as instalações tendem a ser

menos onerosas. Também, quanto à faixa de aplicação, estas máquinas permitem maior flexibilidade de operação em diversas condições, permitindo buscar a faixa de maior eficiência para operar.

Devido a alta quantidade horas de funcionamento dos *chillers* da instalação, recomenda-se a troca destes equipamentos, que apesar de terem ultrapassado o período médio de vida útil possuem um bom coeficiente de performance, mesmo comparados aos equipamentos mais atuais. Com o objetivo de buscar, em primeiro passo, a economia de gastos, podendo ser do tipo energético ou investimentos, pode-se fazer as seguintes propostas:

- 1) Aquisição de novos *chillers* mais eficientes e com capacidade nominal total maior:

Tendo estes maior eficiência, pode-se atender uma mesma carga térmica com um menor consumo de energia. Para equipamentos com uma capacidade nominal total maior, pode-se modular os equipamentos para operar na faixa de maior eficiência, sem a necessidade de ter operação em carga máxima na maior parte do tempo. Porém, nessa busca por maior eficiência ou menor consumo de energia elétrica defronta-se com altos custos de investimentos em novos equipamentos, além de correr o risco de superestimar o projeto, tendo então equipamentos com potência ociosa;

- 2) Aquisição de um novo *chiller* da mesma série dos existentes na central de água gelada da PGR;

A proposta de investir na aquisição de mais um *chillers*, está relacionada em buscar a faixa de maior eficiência, entre 50% e 60% . Utilizando o algoritmo de simulação do *chiller*, pode-se obter o novo consumo de energia, para que a demanda de carga térmica seja atendida por 4 *chillers* idênticos de 350 TR, como mostrado nas Tabelas (6.7) e (6.8).

Tabela 6.7. Custo de energia para 4 chillers de 1.225 kW no modo de operação 1, com a tarifação Azul.

PERÍODO	HORA	Carga térmica atendida por 4 chillers de 1225 kW			
		CARGA TÉRMICA KW	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	CONSUMO	
				KWh	R\$
FORA DE PONTA	0	0	24	0	-
	1	0	24	0	-
	2	0	22	0	-
	3	0	22	0	-
	4	0	22	0	-
	5	0	22	0	-
	6	0	22	0	-
	7	0	24	0	-
	8	0	25	0	-
	9	2500	26	330,9	R\$ 76,11
	10	2950	26	428,4	R\$ 98,53
	11	3300	28	501,6	R\$ 115,37
	12	3500	30	566	R\$ 130,18
	13	3900	31	573	R\$ 131,79
	14	4125	31	607,7	R\$ 139,77
	15	4470	31	661,3	R\$ 152,10
	16	4980	30	741,3	R\$ 170,50
17	5100	30	760,2	R\$ 174,85	
PONTA	18	5150	32	768,2	R\$ 284,23
	19	4880	30	725,5	R\$ 268,44
	20	4360	29	644,2	R\$ 238,35
FORA DE PONTA	21	4125	29	607,7	R\$ 139,77
	22	3850	27	565,3	R\$ 130,02
	23	0	24	0	-
CUSTOS TOTAIS	HORÁRIO FORA DE PONTA			6.343,40	1.458,98
	HORÁRIO DE PONTA			2.137,90	791,02
	TOTAL DIÁRIO			8.481,30	2.250,00
	TOTAL MENSAL				45.000,10

Tabela 6.8. Custo de energia para 4 chillers de 1.225 kW no modo de operação 1, com a tarifação Verde.

PERÍODO	HORA	Carga térmica atendida por 4 chillers de 1225 kW			
		CARGA TÉRMICA KW	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	CONSUMO	
				KWh	R\$
FORA DE PONTA	0	0	24	0	-
	1	0	24	0	-
	2	0	22	0	-
	3	0	22	0	-
	4	0	22	0	-
	5	0	22	0	-
	6	0	22	0	-
	7	0	24	0	-
	8	0	25	0	-
	9	2500	26	330,9	76,11
	10	2950	26	428,4	98,53
	11	3300	28	501,6	115,37
	12	3500	30	566	130,18
	13	3900	31	573	131,79
	14	4125	31	607,7	139,77
	15	4470	31	661,3	152,10
	16	4980	30	741,3	170,50
17	5100	30	760,2	174,85	
PONTA	18	5150	32	768,2	676,02
	19	4880	30	725,5	638,44
	20	4360	29	644,2	566,90
FORA DE PONTA	21	4125	29	607,7	139,77
	22	3850	27	565,3	130,02
	23	0	24	0	-
CUSTOS TOTAIS	HORÁRIO FORA DE PONTA			6.343,40	1.458,98
	HORÁRIO DE PONTA			2.137,90	1.881,35
	TOTAL DIÁRIO			8.481,30	3.340,33
	TOTAL MENSAL			R\$ 66.806,68	

A partir dos dados apresentados nas Tabelas (6.7) e (6.8), onde a demanda de carga térmica é atendida por quatro *chillers* iguais, devem ser confrontados com os resultados do caso em que essa mesma carga térmica é atendida por apenas três *chillers*, apresentados nas Tabelas (6.3) e (6.4).

A redução do consumo de energia foi de 1.175 kWh, passando a operar de três para quatro *chillers*. Para os cálculos obtidos com a tarifa horo-sazonal azul, nota-se uma redução mensal de R\$ 51.280,10 para R\$ 42.000,10, cerca de 18% no custo total. Para a tarifa horo-sazonal verde, o custo mensal passa de R\$ 76.274,18 para R\$ 66.806,68, correspondendo a 12,4%.

6.3.2 Otimização do sistema de controle

A instalação da central de água gelada da PGR conta com três *chillers* instalados em paralelo, caso que vem se tornando muito comum nos novos projetos, por dois motivos principais. Primeiramente a redundância, termo que descreve a capacidade de um sistema em superar a falha de um de seus componentes através do uso de recursos redundantes, ou seja, um sistema redundante possui um segundo dispositivo que está imediatamente disponível para uso quando da falha do dispositivo primário do sistema. Em segundo, a maior facilidade de manter o equipamento funcionando em faixas de maiores eficiência.

Para chegar em um ponto ótimo de operação, ou seja, modular os três *chillers* de modo a reduzir o consumo total de energia elétrica, utiliza-se uma análise combinatória. Os *chillers* são chamados de A, B e C, respectivamente, e variam sua capacidade de operação de 0%, quando está desligado, à 100% operando em sua carga plena, em intervalos de 10 em 10%, como mostrado no diagrama de árvore (Fig. 6.8).

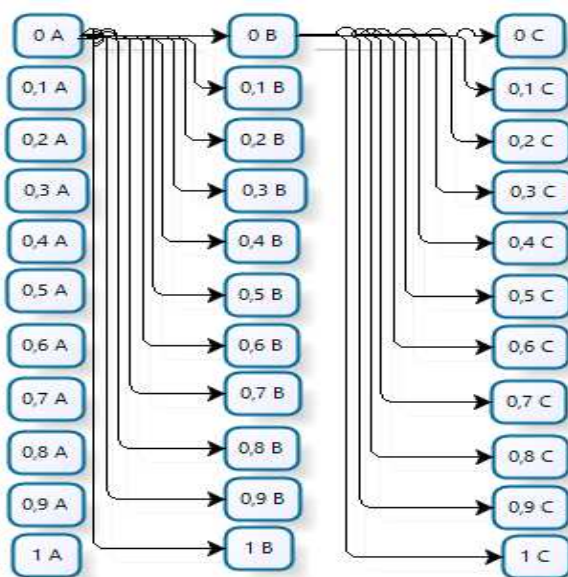


Figura 6.8. Modelo simplificado de combinação dos *chillers* variando em cargas parciais - Diagrama de Árvore.

A Figura (6.8) mostra as primeiras possíveis combinações existentes entre os três *chillers*. Porém, podem-se estabelecer as seguintes restrições, para o nosso estudo de caso, que reduz o número de combinações:

- 1) Devido aos três *chillers* serem idênticos, conseqüentemente suas capacidades nominais e seu consumo de energia em cargas parciais também são idênticos. Por exemplo, para a situação em que temos o *chiller* A desligado, *chiller* B a 0,5 de carga e o *chiller* C a 0,9 de carga, corresponde exatamente a mesma situação em que temos o *chiller* A a 0,5 de carga, *chiller* B a 0,9 de carga e o *chiller* C desligado ($0 A + 0,5 B + 0,9 C = 0,5 A + 0,9 B + 0 C$). Seguindo assim, para qualquer outra combinação existente no intervalo.
- 2) A soma da capacidade de evaporação dos três *chillers*, operando em cargas parciais, deve ser maior ou igual à demanda de carga térmica em cada hora.

$$\text{Carga Térmica} = x_A Q_{ev A} + x_B Q_{ev B} + x_C Q_{ev C} \quad (71)$$

Onde:

x : Carga de funcionamento de cada *chiller*;

Q_{ev} : Capacidade de evaporação de cada *chiller*.

- 3) Como exigência do fabricante, os *chillers* devem operar com capacidade mínima de 50% (York models YS, 2011). Passando a existir a combinações esquematizadas de forma simplificada na Fig. (6.9).

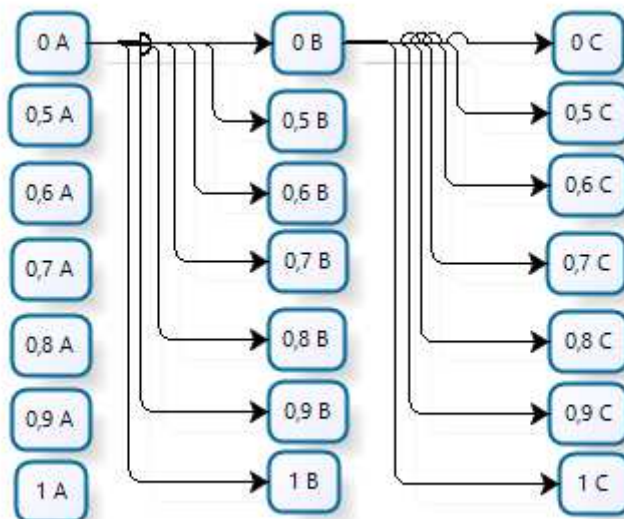


Figura 6.9. Modelo simplificado de combinação dos *chillers*, com restrição de carga mínima de 50%, em diagrama de árvore.

Para chegar a uma solução ótima da carga térmica em cada hora, desenvolve-se em uma tabela de Excel todos os possíveis valores, dentro do intervalo de carga parcial, de forma organizada, de tal forma que a localização do resultado da soma das capacidades de evaporação dos 3 *chillers*, seja referente a um índice que mostre a combinação de cargas parciais dos *chillers*, utilizadas para chegar no valor ótimo. Tal valor deverá ser o menor possível e, ao mesmo tempo, maior que o valor de carga térmica no horário em análise, para garantir que a carga térmica seja atendida com o mínimo, ou sem nenhum excesso. Para chegar aos resultados, foi utilizada a função CORRESP, do programa de planilhas do Excel (Tab. 6.9).

Tabela 6.9. Possíveis configurações mínimas para a demanda de carga térmica.

Hora	Carga Térmica	Valor Encontrado	Carga dos Motores		
			A	B	C
9	2500	2572,5	1	0,6	0,5
			0,9	0,7	0,5
			0,9	0,6	0,6
			0,8	0,8	0,5
			0,8	0,7	0,6
			0,7	0,7	0,7
10	2950	3062,05	1	1	0,5
			1	0,9	0,6
			1	0,8	0,7
			0,9	1	0,6
			0,9	0,9	0,7
			0,9	0,8	0,8
11	3300	3307,5	1	1	0,7
			0,9	1	0,8
			0,9	0,9	0,9
12	3500	3552,5	1	1	0,9
13	3900	3675	1	1	1
14	4125	3675	1	1	1
15	4470	3675	1	1	1
16	4980	3675	1	1	1
17	5100	3675	1	1	1
18	5150	3675	1	1	1
19	4880	3675	1	1	1
20	4360	3675	1	1	1
21	4125	3675	1	1	1
22	3850	3675	1	1	1

Para um mesmo valor mínimo, provindo da somatória das capacidades de evaporação dos três *chillers*, podem-se observar diferentes combinações de cargas parciais possíveis, mas que seleciona a sequência que possuir menor desvio padrão (Tab.6.10). Para as demandas de cargas térmicas de x horas até Y horas, seleciona-se a configuração de carga plena para os três *chillers*, pois a demanda de carga térmica é maior que a soma de suas capacidades.

Tabela 6.10. Configuração ótima para funcionamento dos *chillers* em cada demanda de carga térmica.

Hora	Carga Térmica	Valor Encontrado	Carga dos Motores		
			A	B	C
9	2500	2572,5	0,7	0,7	0,7
10	2950	3062,05	0,9	0,8	0,8
11	3300	3307,5	0,9	0,9	0,9
12	3500	3552,5	1	1	0,9
13	3900	3675	1	1	1
14	4125	3675	1	1	1
15	4470	3675	1	1	1
16	4980	3675	1	1	1
17	5100	3675	1	1	1
18	5150	3675	1	1	1
19	4880	3675	1	1	1
20	4360	3675	1	1	1
21	4125	3675	1	1	1
22	3850	3675	1	1	1

Os gastos encontrados para a nova configuração de funcionamento dos *chillers*, em cargas parciais, são apresentados nas Tabelas (6.111) e (6.12) para tarifas horo-sazonal azul e horo-sazonal verde, respectivamente.

Tabela 6.11. Resultados do gasto mensal para sistema otimizado com tarifa horo-sazonal azul.

HORÁRIO	HORA	MODO 1: Otimizado			
		CARGA TÉRMICA (KW)	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	CONSUMO	
				KWh	R\$
FORA DE PONTA	0	0	24	0	-
	1	0	24	0	-
	2	0	22	0	-
	3	0	22	0	-
	4	0	22	0	-
	5	0	22	0	-
	6	0	22	0	-
	7	0	24	0	-
	8	0	25	0	-
	9	2500	26	403,5	R\$ 92,81
	10	2950	26	479,4	R\$ 110,26
	11	3300	28	539,1	R\$ 123,99
	12	3500	30	573,5	R\$ 131,91
	13	3900	31	655,3	R\$ 150,72
	14	4125	31	695,3	R\$ 159,92
	15	4470	31	757,3	R\$ 174,18
	16	4980	30	850	R\$ 195,50
17	5100	30	872	R\$ 200,56	
PONTA	18	5150	32	881,2	R\$ 326,04
	19	4880	30	831,7	R\$ 307,73
	20	4360	29	737,5	R\$ 272,88
FORA DE PONTA	21	4125	29	695,3	R\$ 159,92
	22	3850	27	646,4	R\$ 148,67
	23	0	24	0	-
CUSTOS FINAIS	HORÁRIO FORA DE PONTA			7.167,10	1648,44
	HORÁRIO DE PONTA			2.450,40	906,65
	TOTAL DIÁRIO			9.617,50	2555,09
	TOTAL MENSAL			R\$ 51.101,62	

Tabela 6.12. Resultados do gasto mensal para sistema otimizado com tarifa horo-sazonal verde.

PERÍODO	HORA	MODO 1: Otimizado			
		CARGA TÉRMICA KW	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	CONSUMO	
				KWh	R\$
FORA DE PONTA	0	0	24	0	-
	1	0	24	0	-
	2	0	22	0	-
	3	0	22	0	-
	4	0	22	0	-
	5	0	22	0	-
	6	0	22	0	-
	7	0	24	0	-
	8	0	25	0	-
	9	2500	26	403,5	R\$ 92,81
	10	2950	26	479,4	R\$ 110,26
	11	3300	28	539,1	R\$ 123,99
	12	3500	30	573,5	R\$ 131,91
	13	3900	31	655,3	R\$ 150,72
	14	4125	31	695,3	R\$ 159,92
	15	4470	31	757,3	R\$ 174,18
	16	4980	30	850	R\$ 195,50
PONTA	17	5100	30	872	R\$ 200,56
	18	5150	32	881,2	R\$ 775,46
	19	4880	30	831,7	R\$ 731,90
FORA DE PONTA	20	4360	29	737,5	R\$ 649,00
	21	4125	29	695,3	R\$ 159,92
	22	3850	27	646,4	R\$ 148,67
CUSTOS FINAIS	23	0	24	0	-
	HORÁRIO FORA DE PONTA			7.167,10	1.648,43
	HORÁRIO DE PONTA			2.450,40	2.156,35
	TOTAL DIÁRIO			9.617,50	3.804,78
TOTAL MENSAL					76.095,70

7. CONCLUSÕES

Do estudo e análises realizadas tiram-se as seguintes conclusões:

- 1) O COP se reduz cerca de 45% ao se reduzir o *setpoint* de 6 °C, no modo de operação direta, para -5,6 °C, no modo de carregamento dos tanques;
- 2) Os custos operacionais no modo de produção direta utilizando a tarifa horo-sazonal verde é cerca de 32,7% maior que se utilizar a tarifa horo-sazonal azul;
- 3) A reativação dos tanques de termoacumulação da Procuradoria Geral da República não é vantajosa no quesito de reduzir gastos, como mostrado na relação entre COP e tarifa cobrada, sendo completada pela análise de custo total, o qual considera os custos de equipamentos, instalação e manutenção, além da grande área ociosa que é ocupada pelos tanques, como mostrado no subtítulo 6.2.3.1 ;
- 4) A aquisição de mais um *chiller*, de mesmo modelo que os outros três já existentes, possibilita que trabalhem em paralelo dentro de cargas parciais, as quais são mais eficientes. Para tal investimento há uma redução de 12% do consumo de energia, que pode representar também uma redução mensal de R\$ 9.280,00 (18%) e R\$9.467,50 (12,4%) para as tarifas horo-sazonal azul e verde, na mesma ordem.
- 5) Com o sistema de otimização do sistema de controle de operação dos *chillers*, sem nenhum investimento financeiro, pode-se reorganizá-los em uma configuração ótima e economizar R\$ 2.142,96 para a tarifa horo-sazonal azul ao longo de um ano, e R\$ 2.141,76 para a tarifa horo-sazonal verde ao longo de um ano. Os valores finais economizados são baixos (cerca de 1%), pois o método de otimização aplica-se somente as quatro primeiras horas após o início de funcionamento dos *chillers*, depois da quarta hora a demanda de carga térmica do prédio, exige que os três *chillers* trabalhem em carga plena.

7.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- 1) Análise de viabilidade de venda dos *chillers* antigos e aquisição de novos *chillers* mais modernos. Para a aquisição de novos *chillers*, pode-se levar em consideração, além de equipamentos com maior eficiência, a possibilidade de serem *chillers* de condensação a ar, pois estes teriam também a redução do consumo elétrico provindos das bombas de água condensada e dos ventiladores das torres.
- 2) Como mostrado no capítulo de otimização de controle, pode-se chegar a um ponto ótimo de operação, em que há um consumo mínimo de energia elétrica. Esta é uma medida que precisa

de um estudo mais profundo, para que se possa chegar a um método ou modelo mais abrangente que possa ser usado por qualquer outro sistema de *chillers* em paralelo, que operem em cargas parciais. Esta linha de estudo se reforça por ser uma mudança que não necessita de investimentos e que se pode chegar a grandes economias ao longo de um ano.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALVES, A., PIMENTA, J. M., BALTORE, A., 2005. “**Análise Computacional da Demanda Energética de Climatização de Edifício**”. CIAR 2005 – VIII Congresso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración.
- ASHRAE, 1997, *Fundamentals Handbook*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., SI Edition, CD version, Atlanta, USA.
- ABU-HAMDAN, M.G., ZURIGAT, Y.H. E GHAJAR, A.J. **An experimental study of a stratified thermal storage under variable Inlet temperature for different inlet designs**, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 35, pp. 1927-1934.
- AL-NAJAEM, N.M., **Degradation of stratified thermocline in a solar storage tank**, *International Journal of Energy Research*, vol. 17, pp. 183-191, 1993.
- BEJAN ADRIAN, **Heat Transfer**, 2a ed. J. Willy & Sons, USA, 1997.
- BOUGLEUX, P.A.F., SABOYA F.E.M., PITANGA M.R., J. A. R. PARISE, **A simple direct evaporative cooler and cooling tower simulation by effectiveness-nut method**, notas de aula.
- BRAGA, S.L., **Termoacumulação**, notas de aula PUC-Rio, 1999.
- BROWNE, M., BANSAL, P., **Different modeling strategies for in-situ liquid chillers**, *Journal of Power and Energy*, 215(A3), pp., 357-374. 2001.
- CABELLI, A., **Storage tanks- A numerical experiment**, *Solar Energy*, vol. 19, pp. 45-54. 1977.
- CHANG, K.T. YU, F.W., **Applying condensing-temperature control in air-cooled reciprocating water chillers for energy efficiency**, N° 72, pp., 565- 581, 2002.
- DORGAN, CH., E., ELLSON J.S., **Design guide for cool thermal storage**, ASHRAE, 1993.
- DOSSAT, R. J. **Princípios de Refrigeração**, McGraw-Hill, 1992.
- GARI, H.,N. E LOEHRKE, R.I. **A control buoyant jet for enhancing stratification in liquid storage tank**, *Journal of Fluid Engineering*, vol. 16 p. 104. 1982.
- GAN G. & RIFFAT S.B., **Numerical simulation of closed wet cooling towers for chilled ceiling systems**, *APPLIED THERMAL ENGINEERING*, N° 19, pp. 1279-1296, 1998.
- GORDON, J., M., Ng K., C., Chua, H.T., **Optimizing Chiller Operation based on Finite-time Thermodynamics: Universal Modeling and Experimental Confirmation**, *Int. J. Refrig.* Vol 20 N°3, pp.191-200, 1997.

- GORIBAR H.E., **Fundamentos de Aire acondicionado y Refrigeración**. Ed. Limusa – Mexico, pp. 115-121, 1973.
- HARIHARAN, K., BADRINARAYANA, K., MURTHY, S.S. e MURTHY, M.V.K., **Temperature stratification in hot water storage tanks**, Energy, vol.16, pp. 977-982, 1991.
- HOLMAN, J. P. **Transferência de Calor**, McGraw-Hill, Inc. New York, NY, 1983.
- HOMAN, K.O., SOHN, C.W, SOO, S.L., **Thermal Performance of Stratified Chilled Water Storage Tanks**, HVAC&R Research, vol. 2, no 2, pp. 158-170, 1996.
- INCROPERA F. P., **Fundamentals of heat and mass transfer**, J. Wyley & Sons, USA, 1994.
- ISMAIL K.A.R., GONÇALVES, M.M. **Two dimensional model for liquid stratified storage tanks**, World Congress III of Chemical Engineering, Tokyo, , pp. 681-683 Japan, vol. 1, 1996.
- ISMAIL K.A.R., ALVES, C.L. **A convective model for stratified storage tanks**, 7th. Miami Int. Conf. on Alternative Energy Sources, U.S.A, Pp. 275-282, 1996, 1985.
- JOUDI K.A., NAMIK, H.N.H., **Component matching of a simple vapor compression refrigeration system**, Energy Conversion and Management N° 44, pp. 975-993, 2003.
- KIM, J.K., Smith, R. **Cooling water system design**, Chemical Engineering Science, vol. 56, pp.3641-3658, 2001.
- KINTNER-MEYER, M., EMERY, A.F. **Optimal Control of HVAC System using Cold Storage and Building Thermal Capacitance**, ENERGY AND BUILDINGS, N°23, pp. 19-31.
- LAVAN, Z. e THOMPSON, J., **Experimental study of thermal stratified hot water storage tanks**, Solary Energy, vol. 19, pp. 519-524, 1977.
- LEBRUN, J., **Simulation of HVAC system with the help of an engineering equation solver**, Building Simulation, Seventh International IBPSA Conference, August 13-15, pp. 1119-1126, 2001.
- NOGUEIRA,L.A.H., **Uma análise e eexperimental estratificação térmica em tanques de armazenamento por calor sensível**, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, deissertação de mestrado. 1981.
- PARISE J.A.R., **Refrigeração avançada**, notas de aula, PUC-Rio, 1999.
- PARISE J.A.R., **Simulação em sistemas de Refrigeração**, notas de aula, PUCRio, 1999.
- Pimenta J.M.D, Reentrada em operação da termoacumulação da central de água gelada do sistema de ar condicionado do edifício sede da Procuradoria Geral da República, Universidade de Brasília, 2004.
- PRAKASH, R. DAMSHALA, **Thermo economic Analysis of a CHP System by Iterative Numerical Techniques**, ASHRAE TRANSACTIONS, V. 4347, pp.1- 10, 2000.

RODRIGUES PAULO. **Compressores Industriais**, ed. EDC.PETROBRÁS, 1991.

SATEIKIS, I. **Determination of the amount of thermal energy in the tanks of buildings heating systems**. ENERGY and BUILDINGS, Energy and Buildings pp.357-361, 2002.

SOLATI B., ZMEUREANU, R., HAGHIGHAT, F., **Correlation based models for the simulation of energy performance of screw chillers**. Energy Conversion and Management, XXX, pp. 1-18, 2002.

SAMPTON G. **Sequence of Operation** - The New Academic Building of Cooper Union. Morphosis Architects, Los Angeles,CA, June 2005

STOECKER, W.F. **Design of Thermal Systems**, McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1971.

STOECKER, W. F., Jones, J. W., 1985. "Refrigeração e Ar Condicionado", MacGraw-Hill, São Paulo.

TAN, K., DENG, S. **A simulation study on a water chiller complete with a desuperheater and a reversibly use water cooling tower (RUWCT) for service hot water generation**. Building and Environment N°37, pp. 741, 751, 2001.

USTA, N., I.A., **Computerized economic optimization of refrigeration system design**, Energy Conversion & Management N° 4, pp. 1089-1109, 1997.

WEBB, R.,L., **A Critical Evaluation of Cooling Tower Design Methodology**, Heat Transfer Equipment Design, Ed., R. K. Shah, E. C. Subbarao and R. A. Mashelkar, Hemisphere Pub. Corp., Washington, D.C., pp. 547-558. 1988.

WILDIN, M.W., TRUMAN, C.R. **Performance of stratified vertical cylindrical thermal storage, tanks scale models tanks**. ASHRAE Transactions, Part 1, 95, 1086-1095. 1989.

ANEXOS

Anexo I	Características de desempenho em carga plena dos chillers.	2
Anexo II	Características de desempenho em carga parcial dos chillers.	4
Anexo III	Temperaturas de bulbo seco no dia típico e Carga Térmica do edifício sede da Procuradoria Geral da República.	6
Anexo IV	Tarifas de energia elétrica da CEB.	7
Anexo V	Excel	8
Anexo VI	Algoritmo programado	10

ANEXO I - Características de desempenho em carga plena dos chillers.



**YS MILLENNIUM
CHILLER
PERFORMANCE
SPECIFICATION**

Unit Tag	Qty	Model No.	Capacity (tons)	Power	Refrigerant
UR01/02/03	3	YSDACAS3-CME	350	380/3/60	R-22
Unit Data		Evaporator		Condenser	
EWT (°F)		53.48		85.1	
LWT (°F)		42.80		94.67	
Flow Rate (gpm)		855		1050	
Pressure Drop (ft)		25.2		29.2	
Fluid Type (%)		ETHYLENE GLYCOL - 28		WATER	
Circuit No. of Passes		2		2	
Fouling Factor (ft ² °F hr/Btu)		0.00010		0.00025	
Tube No. / Description		182 - 0.028" Enhanced Copper		221-0.028" Enhanced Copper	
Design Working Pressure (psig)		150		150	
Entering Water Nozzle @Location:		E		T	
Leaving Water Nozzle @Location:		B		U	
Water Box Weight, ea (lbs)		411*		254*	
Cover plate Weight, ea (lbs)		n/a		n/a	
Return Head Weight (lbs)		345		180	
Water Weight (lbf)		541		447	
PERFORMANCE DATA		ELECTRICAL DATA		OTHER	
KW	251	FLA	442	Operating Wt. (lbs)	15629
KW/TON	0.717	LRA	2955	Per Isolator	3907
NPLV (1)	0.538	Inrush Amps	1330	Refrigerant Wt. (lbs)	840
SHAFT HP	320	Mini Circuit Ampacity (Amps)	556	Oil Charge (gal)	10
		Max Fuse/ Breaker	800	Motor Wt. (lbs)	1930
				Compressor Wt. (lbs)	2190
				Starter Wt. (lbs)	200
				Shipping Wt. (lbs)	15041
		Type Starter: Solid State Starter			
Notes: (1) Chiller NPLV value calculated to ARI Standard 550/590-98 equation. * with applicable water flanges.					



YS MILLENNIUM CHILLER

PERFORMANCE

SPECIFICATION

Unit Tag	Qty	Model No.	Capacity (tons)	Power	Refrigerant
UR01/02/03	3	YSDACAS3-CME	350	380/3/60	R-22
Unit Data			Evaporator	Condenser	
EWT (°F)			29.15	82.40	
LWT (°F)			21.90	89.26	
Flow Rate (gpm)			855	1050	
Pressure Drop (ft)			21.9	29.6	
Fluid Type (%)			ETHYLENE GLYCOL - 28	WATER	
Circuit No. of Passes			2	2	
Fouling Factor (ft ² °F hr/Btu)			0.00010	0.00025	
Tube No. / Description			182 - 0.028" Enhanced Copper	221-0.028" Enhanced Copper	
Design Working Pressure (psig)			150	150	
Entering Water Nozzle @Location:			E	T	
Leaving Water Nozzle @Location:			B	U	
Water Box Weight, ea (lbs)			411*	254*	
Cover plate Weight, ea (lbs)			n/a	n/a	
Return Head Weight (lbs)			345	180	
Water Weight (lbf)			541	447	
PERFORMANCE DATA		ELECTRICAL DATA		OTHER	
KW	251	FLA	442	Operating Wt. (lbs)	15629
KW/TON	0.717	LRA	2955	Per Isolator	3907
NPLV (1)	0.538	Inrush Amps	1330	Refrigerant Wt. (lbs)	840
SHAFT HP	320	Mini Circuit Ampacity (Amps)	556	Oil Charge (gal)	10
		Max Fuse/ Breaker	800	Motor Wt. (lbs)	1930
				Compressor Wt. (lbs)	2190
				Starter Wt. (lbs)	200
				Shipping Wt. (lbs)	15041
		Type Starter: Solid State Starter			

**Notes: (1) Chiller NPLV value calculated to ARI Standard 550/590-98 equation.
* with applicable water flanges.**

ANEXO II - Características de desempenho em carga parcial dos *chillers*.

** YORK MILLENNIUM SCREW CHILLER SELECTION PROGRAM (AF101)**

DATE: 03/04

REV. V4_25.I.D.D

OPEN SCREWPAK MODEL YSDACAS3-CME0

REFRIG = 22

HERTZ = 60

COOLING DUTY - CWT IS WATER TEMP ENTERING CONDENSER

PORCENT LOAD	CAPACITY (TONS)	PERCENT POWER	INPUT POWER (KW)	CWT (F)	UNIT PERF (KW/TON)
100	237	100	232	82.4	0.979
90	213	84	196	78.9	0.920
80	190	71	165	75.4	0.868
70	166	59	138	72.0	0.831
60	142	50	116	68.5	0.817
50	119	43	102	65.0	0.857
40	95	40	95	65.0	1.000
30	71	38	90	65.0	1.268
20	47	37	86	65.0	1.830
10	26	36	84	65.0	3.231

REFLECTS LAST VALID CAPACITY POINT OF COMPRESSOR

CAPACITY (TONS) = 237

MOTOR CODE = CM

VOLTS = 380

MAX MOTOR KW = 257

** YORK MILLENNIUM SCREW CHILLER SELECTION PROGRAM (AF101)**

DATE: 03/04

REV. V4_25.I.D.D

OPEN SCREWPAK MODEL YSDACAS3-CME0

REFRIG = 22

HERTZ = 60

COOLING DUTY - CWT IS WATER TEMP ENTERING CONDENSER

PORCENT LOAD	CAPACITY (TONS)	PORCENT POWER	INPUT POWER (KW)	CWT (F)	UNIT PERF (KW/TON)
100	350	100	250	85.1	0.714
90	315	82	205	81.1	0.651
80	280	67	169	77.1	0.604
70	245	54	135	73.0	0.551
60	210	41	105	69.0	0.500
50	175	32	82	65.0	0.469
40	140	30	75	65.0	0.536
30	105	25	67	65.0	0.638
20	70	24	60	65.0	0.857
10	39	22	57	65.0	1.462

REFLECTS LAST VALID CAPACITY POINT OF COMPRESSOR

CAPACITY (TONS) = 350

MOTOR CODE = CM

VOLTS = 380

MAX MOTOR KW = 257

ANEXO III - Temperaturas de bulbo seco no dia típico e Carga Térmica do edifício sede da Procuradoria Geral da República.

HORA	TEMPERATURA		CARGA
	AMBIENTE	[°C]	TÉRMICA [kW]
0	24		0
1	24		0
2	22		0
3	22		0
4	22		0
5	22		0
6	22		0
7	24		0
8	25		0
9	26		2500
10	26		2950
11	28		3300
12	30		3500
13	31		3900
14	31		4125
15	31		4470
16	30		4980
17	30		5100
18	32		5150
19	30		4880
20	29		4360
21	29		4125
22	27		3850
23	24		0

ANEXO IV. Tarifas de energia elétrica da CEB.



Diretoria de Comercialização
Superintendência Comercial - SPC
Gerência de Faturamento - GRFA

NOVEMBRO
2013

Tarifa Horo-Sazonal Azul

	Demanda - R\$/kW			Consumo - R\$/kWh		
	Fora de Ponta	Ultrapas. na ponta	Ultrapas. f. de ponta	Ponta seca	Ponta úmida	F. de ponta seca
Comercial/Industrial acima de 1000 kWh	ICMS	Ponta				F. de ponta úmida
Poder Público/Resid. > de 500 kWh						
Demais classes: qualquer consumo						
A2 - Comercial/Industrial	21%	7,0578231	1,2896825	14,1156462	2,5793650	0,3477324
A2 - Poder Público	25%	7,4819711	1,3671875	14,9639123	2,7343750	0,3686288
A2 - Saneamento (redução de 15%)	17%	5,6773068	1,0374195	11,3546137	2,0748390	0,2797156
A3a - Saneamento (redução de 15%)	17%	15,8462982	4,4916845	31,6925965	8,9833690	0,2858147
A3a - Comercial/Industrial	21%	19,6995464	5,5839002	39,3990929	11,1678004	0,3553146
A4 - Comercial/Industrial	21%	19,6995464	5,5839002	39,3990929	11,1678004	0,3556122
A4 - Poder Público	25%	20,8834134	5,9194711	41,7668269	11,8389423	0,3769831
A4 - Saneamento (redução de 15%)	17%	15,8462982	4,4916845	31,6925965	8,9833690	0,2860541
A4 - Rural (redução de 10%)	17%	16,7784334	4,7559012	33,5568669	9,5118025	0,3028869
A4 - Madrugada (redução de 80%)	17%	-	-	-	-	0,0673068
A4 - Cooperativa (redução de 50%)	17%	9,3213519	10,6427030	5,2043347	0,1622671	0,1602671
A4 - Residencial	25%	20,8834134	5,9194711	41,7668269	11,8389423	0,3769831
AS - Comercial/Industrial	21%	31,4767573	11,6071428	62,9535147	23,2142857	0,3679280
AS - Poder Público	25%	33,3683804	12,3046875	66,7367788	24,6093750	0,3900360

Tarifa Horo-Sazonal Verde

	ICMS	Demanda - R\$/kW		Consumo - R\$/kWh	
		Normal	Ultrapas.	Ponta seca	Ponta úmida
Comercial/Industrial acima de 1000 kWh					
Poder Público/Residencial acima de 500 kWh					
Demais classes: qualquer consumo					
A3a - (30 a 44 kV)	21%	5,5839002	11,1678004	0,8292658	0,2253259
A4 - Comercial/Industrial	21%	5,5839002	11,1678004	0,8292658	0,2253259
A4 - Poder Público	25%	5,9194711	11,8389423	0,8794170	0,2391826
A4 - Saneamento (redução de 15%)	17%	4,4916845	8,9833690	0,6673001	0,1814914
A4 - Rural (redução de 10%)	17%	4,7559012	9,5118025	0,7065531	0,1921673
A4 - Madrugada (redução de 80% no consumo)	17%	-	-	-	0,0427038
A4 - Cooperativa (redução de 50%)	17%	2,6421673	5,2843347	0,3925295	0,1067596
A4 - Residencial	25%	5,9194711	11,8389423	0,8794170	0,2391826
AS - Comercial/Industrial	21%	11,6071428	23,2142857	1,1250992	0,2379393
AS - Poder Público	25%	12,3046875	24,6093750	1,1927133	0,2522385

ANEXO V - Planilha de otimização do sistema de controle de funcionamento dos chillers.

Tabela.1- Dados característicos do chiller.

LOAD (%)	Qev [KW]	Wcp [kW]	COP (6 °C)
0	0	0	0
10	136,5	57	2,39
20	245	60	4,08
30	367,5	67	5,49
40	490	75	6,53
50	612,5	82	7,46
60	735	105	7
70	857,5	135	6,35
80	980	169	5,79
90	1102,5	205	5,38
100	1225	250	4,9

Tabela2. Combinações de consumo para os 3 chillers em cargas parciais.

		1	2	3	4	5	6	7
	xi	1+1+x	1+0,9+x	1+0,8+x	1+0,7+x	1+0,6+x	1+0,5+x	1+0+x
1	100	3675	3552,5	3430	3307,5	3185	3062,5	2450
2	90	3552,5	3430	3307,5	3185	3062,5	2940	2327,5
3	80	3430	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2205
4	70	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2082,5
5	60	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	1960
6	50	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	1837,5
7	0	2450	2327,5	2205	2082,5	1960	1837,5	1225

(a)

	Posição	1	2	3	4	5	6	7
Posição	xi	0,9+1+x	0,9+0,9+x	0,9+0,8+x	0,9+0,7+x	0,9+0,6+x	0,9+0,5+x	0,9+0+x
1	100	3552,5	3430	3307,5	3185	3062,5	2940	2327,5
2	90	3430	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2205
3	80	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2082,5
4	70	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	1960
5	60	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	1837,5
6	50	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	1715
7	0	2327,5	2205	2082,5	1960	1837,5	1715	1102,5

(b)

	Posição	1	2	3	4	5	6	7
Posição	xi	0,8+1+x	0,8+0,9+x	0,8+0,8+x	0,8+0,7+x	0,8+0,6+x	0,8+0,5+x	0,8+0+x
1	100	3430	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2205
2	90	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2082,5
3	80	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	1960
4	70	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	1837,5
5	60	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	1715
6	50	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	1592,5
7	0	2205	2082,5	1960	1837,5	1715	1592,5	980

(c)

	Posição	1	2	3	4	5	6	7
Posição	xi	0,7+1+x	0,7+0,9+x	0,7+0,8+x	0,7+0,7+x	0,7+0,6+x	0,7+0,5+x	0,7+0+x
1	100	3307,5	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2082,5
2	90	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	1960
3	80	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	1837,5
4	70	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	1715
5	60	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	1592,5
6	50	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	2082,5	1470
7	0	2082,5	1960	1837,5	1715	1592,5	1470	857,5

(d)

	Posição	1	2	3	4	5	6	7
Posição	xi	0,6+1+x	0,6+0,9+x	0,6+0,8+x	0,6+0,7+x	0,6+0,6+x	0,6+0,5+x	0,6+0+x
1	100	3185	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	1960
2	90	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	1837,5
3	80	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	1715
4	70	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	1592,5
5	60	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	2082,5	1470
6	50	2572,5	2450	2327,5	2205	2082,5	1960	1347,5
7	0	1960	1837,5	1715	1592,5	1470	1347,5	735

(e)

	Posição	1	2	3	4	5	6	7
Posição	xi	0,5+1+x	0,5+0,9+x	0,5+0,8+x	0,5+0,7+x	0,5+0,6+x	0,5+0,5+x	0,5+0+x
1	100	3062,5	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	1837,5
2	90	2940	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	1715
3	80	2817,5	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	1592,5
4	70	2695	2572,5	2450	2327,5	2205	2082,5	1470
5	60	2572,5	2450	2327,5	2205	2082,5	1960	1347,5
6	50	2450	2327,5	2205	2082,5	1960	1837,5	1225
7	0	1837,5	1715	1592,5	1470	1347,5	1225	612,5

(f)

ANEXO VI. Algoritmo de simulação do funcionamento do chiller.

"MODELAGEM DO CHILLER"

{Características do equipamento Chiller York YS350
Capacidade Nominal: 3*350 TR
Potencia de entrada:142,2 kW
Vazão massica da água no evaporador: 3*54 kg/s
Vazão massica da água no condensador: 3*64.3 kg/s
Temperatura de entrada agua ao condensador: $T_{15} = 85 \text{ }^\circ\text{F} = 29,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de saída da agua do evaporador $T_5 = 6 \text{ }^\circ\text{C}$ }

"DADOS DE ENTRADA"

" 1.Condições de operação "

$Q_{\text{dot}_T} = 839,27 \text{ \{kw\}}$ {Capacidade Nominal do compressor}
 $T_{\text{amb}} = 28 \text{ \{C\}}$ {Temperatura ambiente}
 $T_5 = 6 \text{ \{C\}}$ { Temp. da água na saída do evaporador}
 $T_{15} = 29.4 \text{ \{C\}}$ {Temp. da água na entrada do condensador}
 $m_{\text{dot}_a} = 3*54 \text{ \{kg/s\}}$ {Vazão massica da água no evaporador}
 $m_{\text{dot}_c} = 3*64,3 \text{ \{kg/s\}}$ {Vazão massica da água no condensador}
 $DT_{\text{sub}} = 5 \text{ \{C\}}$ {DT de Subresfriamento}
 $DT_{\text{vet}} = 10 \text{ \{C\}}$ {DT de superaquecimento}

"VALORES INICIAIS"

" 1.1 Condições para o compressor"

$n_k = 0,95$ {eficiencia isentrópica ou adiabática de compressor}
 $n_m = 0,80$ {eficiencia mecanica do compressor}
 $n_e = 0,98$ {eficiencia eletrica do motor do compressor}

"1.2 Efetividades dos trocadores de calor: "

$e_{\text{ev}} = 0,80$ {efetividade do evaporador nominal obten-se $UA_{\text{ev}} = 170.55 \text{ W/}^\circ\text{C}$ }
 $e_{\text{cd}} = 0,40$ {efetividade do condensador nominalobten-se $UA_{\text{cd}} = 81.21 \text{ W/}^\circ\text{C}$ }

" 2. Condições do meio ambiente e algumas propriedades dos fluidos"

$P_{\text{amb}} = 100 \text{ \{kPa\}}$ {Pressão atmosférica}
 $T_{\text{air}_to} = T_{\text{amb}} \text{ \{C\}}$ {Temp.de bulb. sec. do ar na entrada da torre}
 $w_{\text{amb}} = 0,01565$ {umidade relativa media da cidade-historico}
 $T_{\text{bhar}} = \text{WETBULB}(\text{AirH}_2\text{O}; T=T_{\text{air}_to}; P= P_{\text{amb}}; R = w_{\text{amb}})$ {Temp.de bulbo úmido do ar}
 $C_{p_{\text{ae}}} = 4,2$ {Calor específico meio da água no condensador}
 $C_{p_{\text{ac}}} = 4,2$ {Calor específico meio da água no evaporador}

"CALCULO DAS PROPRIEDADES DOS REFRIGERNATES"

"3. No evaporador"

$T_{m1} = (T_{13} + T_5) / 2$ {Temperatura media da agua no evaporador}
 $DT_e = T_{m1} - T_{\text{ev}}$ { DT do evaporador}

"4.No condensador"

$T_{m2} = (T_{15} + T_{16}) / 2$ " Temperatura meia da agua no evaporador"
 $T_3 = T_{\text{cd}} - DT_{\text{sub}}$ " Temperatura da água na saída do condensador"
 $DT_c = T_{\text{cd}} - T_{m2}$ { DT do condensador}
 $T_{\text{cd}} = 41,5$

{5.Propriedades termodinâmicas do refrigerante R_22}

$P_1 = \text{PRESSURE}(R22; T=T_{ev}; x=1)$ "Pressao de evaporacão"

$P_2 = \text{PRESSURE}(R22; T=T_{cd}; x=0)$ "Pressao de Condensacão"

$P_2 = P_{SAT}(R22; T=T_{cd})$

$h_1 = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_1; T=T_1)$ "Entalpia á entrada do compressor"

$s_1 = \text{ENTROPY}(R22; P=P_1; T=T_1)$ "Entropia á entrada do compressor"

$h_{2s} = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_2; s=s_1)$ "Entalpia ideal á saída do compressor "

$h_3 = \text{ENTHALPY}(R22; P=P_2; T=T_3)$ "Entalpia á saída do Condensador"

"6. Propriedades termodinamicas da agua"

$h_5 = \text{ENTHALPY}(R718; T=T_5; P=100)$ "Entalpía da agua na saída do evaporador"

$h_{13} = \text{ENTHALPY}(R718; T=T_{13}; P=100)$ "Entalpía da agua na entrada do evaporad."

"EQUAÇÕES DO MODELO DO SISTEMA GLOBAL - INCOGNITAS "

"EVAPORADOR"

$m_{dot_r} = Q_{dot_{ev}} / (h_1 - h_4)$ {vazão massica de refrigerante}

$T_{13} = T_{ev} + (Q_{dot_{ev}} / (Cp_{ae} * e_{ev} * m_{dot_a}))$ {Temp.na entrada do evaporador}

$T_5 = T_{13} - (Q_{dot_{ev}} / (Cp_{ae} * m_{dot_a}))$ {Temp.na saída do evaporador}

$UA_{ev} = -(\ln(1 - e_{ev})) * (m_{dot_a} * Cp_{ae})$ {Condutancia termica global do evaporador}

"COMPRESSOR"

$W_{dot_c} = m_{dot_r} * (h_{2s} - h_1) / n_k$ {Potencia do compressor}

$E_{dot_c} = W_{dot_c} / (n_m * n_e)$ {Consumo do compressor}

$h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1) / n_k$ {Entalpia específica na saída do compressor}

"CONDENSADOR"

$T_{15} = T_{cd} - (Q_{dot_{cd}} / (Cp_{ac} * e_{cd} * m_{dot_c}))$ {kw} {Temperatura na entrada do condensador}

$T_{16} = T_{15} + (Q_{dot_{cd}} / (m_{dot_c} * Cp_{ac}))$ {kw} {Condutancia termica global do condensador}

$UA_{cd} = -(\ln(1 - e_{cd})) * (m_{dot_c} * Cp_{ac})$ {Condutancia termica global do condensador}

"VALVULA DE EXPANSÃO"

$h_4 = h_3$ {Entalpias específicas do R_22 na valvula}

$T_1 = T_{ev} + DT_{vet}$ {Temperatura na entrada ao compressor}

"BALANÇO DE ENERGIA NO CHILLER"

$Q_{dot_{cd}} = Q_{dot_{ev}} + W_{dot_c}$ {Capacidade do condensador}

"MODELO DA TORRE DE RESFRIAMENTO"

$n_{torre} = (T_{16} - T_{15}) / (T_{16} - T_{bhar})$ {Eficiencia da torre de resfriamento}

"BALANÇO DE ENERGIA NO EVAPORADOR "

$Q_{dot_{ev}} = Q_{dot_T}$ { Capacidade do eevaporador}

"Dados de saída"

ConsumoMODELO = E_{dot_c} {consumo segundo o modelo}

"COEFICIENTE DE PERFORMANCE do SISTEMA - COP"

$COP = Q_{dot_{ev}} / E_{dot_c}$ {Coeficiente de desempenho do compressor }

$COP_{MODELO} = COP$

{Observações}

$T_2 = \text{TEMPERATURE}(R22; h=h_2; P=P_2)$ "Temp.max. na saída do compressor: $T_2 < 80^\circ\text{C}$. NÃO é parte do modelo"

$n = n_m * n_k$ {eficiencia do compressor.}

Consumo_YORK = 149,20 {kw} {consumo nominal $E_{no} = 149.20$ }

$COP_{TRANE} = Q_{dot_T} / \text{Consumo_YORK}$ {Coeficiente de desmpehno}