

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS  
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
NÍVEL MESTRADO

ROBSON FERNANDES DOMBROSKY

EFICIENTIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AEROPORTUÁRIO  
A PARTIR DO USO DA TERMOACUMULAÇÃO

São Leopoldo

2012

EFICIENTIZAÇÃO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO AEROPORTUÁRIO  
A PARTIR DO USO DA TERMOACUMULAÇÃO

Robson Fernandes Dombrosky

Trabalho submetido ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS como pré-requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Mário Henrique Macagnan – UNISINOS  
Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak – UNISINOS  
Prof. Dr. Paulo Otto Beyer - UFRGS

São Leopoldo

2012

Ficha catalográfica

D667e Dombrosky, Robson Fernandes  
Eficientização de um sistema de climatização aeroportuário a partir do uso da termoacumulação / por Robson Fernandes Dombrosky. – 2012.  
116 f. : il., 30 cm.

Dissertação (mestrado) — Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2012.  
Orientação: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.

1. Ar condicionado. 2. Termoacumulação. 3. Simulação termoenergética. 4. EnergyPlus. I. Título.

CDU 621.56

Catálogo na Fonte:  
Bibliotecária Vanessa Borges Nunes - CRB 10/1556

## **AGRADECIMENTOS**

*Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Wander, por toda a atenção dispensada durante a pesquisa e pelas valiosas contribuições apresentadas nas revisões do trabalho.*

*Ao Banco Santander, pelo auxílio financeiro no custeio do PPG em Engenharia Mecânica.*

*Ao Fernando Pozza, pela muito bem-vinda ajuda durante meus primeiros passos com o programa EnergyPlus.*

*À Gerência de Manutenção da Infraero no Aeroporto de Porto Alegre, pelo suporte e pela confiança.*

*À minha esposa Alexia, pelo companheirismo, parceria e ajuda nas revisões do trabalho.*

*Pai, Mãe, Daniel, todos os meus familiares, sempre na torcida!*

*Deus, por guiar-me nas escolhas e iluminar o meu caminho.*

## RESUMO

O trabalho apresenta um estudo do sistema de climatização do aeroporto da cidade de Porto Alegre, visando determinar e mensurar as oportunidades de redução dos seus custos operacionais utilizando o tanque de termoacumulação já existente, recurso que por razões diversas encontra-se atualmente inoperante. Para possibilitar uma avaliação global do comportamento do sistema em estudo, tanto a edificação do terminal de passageiros quanto os equipamentos integrantes da sua planta de climatização foram modelados e simulados através do programa *EnergyPlus*, com uso de arquivo climático específico para a cidade de Porto Alegre. As simulações ratificaram as previsões de que o sistema de climatização do aeroporto de Porto Alegre trabalha atualmente com custos de operação superiores àqueles que poderiam ser obtidos caso o sistema de termoacumulação estivesse em operação. A economia integrada ao longo de um ano pela redução de custos com as faturas de energia do aeroporto atingiu R\$ 312.206,00. Ficou evidente que a redução da demanda e consumo de energia em horário de ponta são as parcelas com maior representatividade na diminuição dos custos operacionais do sistema de climatização do aeroporto, respondendo, respectivamente, por 77% e 18% sobre todas as economias obtidas nas faturas de energia após o uso da termoacumulação. Constatou-se que além da redução nos valores pagos pela utilização de energia elétrica em horário de ponta, a participação da termoacumulação possibilita também redução no consumo energético dos equipamentos da planta de climatização, motivada por estratégias de operação mais eficientes. Desta forma, considerando apenas os meses de verão, as simulações apontaram uma redução média de 11% no consumo referente aos equipamentos da planta de climatização. Se para o mesmo período forem também contabilizadas as economias devido redução de demanda e consumo em horário de ponta dos equipamentos de climatização, a redução total sobre a fatura de energia do aeroporto a partir do uso da termoacumulação situa-se em 30%. Outra importante questão relacionada ao uso da termoacumulação diz respeito à ampliação da capacidade frigorífica que a mesma proporciona ao sistema de climatização, efeito de elevada relevância para fazer frente ao aumento na movimentação de passageiros da aviação civil dos últimos anos. Nesse sentido, as simulações apontaram um incremento de cerca de 25% na capacidade de refrigeração da planta atual, após participação do tanque de termoacumulação. Tal efeito representa notória contribuição ao aumento da longevidade das instalações existentes, limitando ou eliminando a necessidade de maiores intervenções para aumento de capacidade de refrigeração da planta até o momento em que o terminal de passageiros venha a sofrer ampliações mais significativas.

Palavras-chave: Ar condicionado; Termoacumulação; *EnergyPlus*; Simulação Termoenergética.

## ABSTRACT

The study presents the heating, ventilation and air conditioning system (HVAC) used in Porto Alegre city airport, aiming cost reductions opportunities due to its cool storage tank operation, a feature that for various reasons is currently out use. To enable a comprehensive assessment of the system's behavior, both the passenger terminal building and HVAC equipment were modeled and simulated using the EnergyPlus software, along with the weather file that contains Porto Alegre's meteorological data. The simulations have reaffirmed the predictions that Porto Alegre's airport HVAC system is currently working with operating costs above those that could be obtained if the cool storage system were in operation. The integrated economy over a year by reducing costs to the electricity bills from the airport reached R\$ 312.206,00. It became notorious that the reduction of demand and energy consumption during the peak hours are the most representative from all economies, accounting respectively for 77% and 18% of the total energy bills savings after cool storage tank operation. It was found that, besides the reduction in the amounts paid for electricity at peak hours, the participation of cool storage also enables reduction in energy consumption for HVAC plant equipments, driven by more efficient operating strategies. Thus, considering only the summer months, the simulations showed an average reduction of 11% in HVAC plant equipment consumption. As for the same period, if it is also accounted for the savings due to electric demand and consumption reduction during peak hours, the total energy bill reduction for the airport after applying the cool storage tank stands at 30%. Another important issue related to the use of cool storage is the HVAC cooling capacity increase, very relevant if considering the terminal passenger handling increase along last years. In that sense, the simulations showed a 25% increase in cooling capacity for the current system after the cool storage has joined the HVAC plant. This effect is a noticeable contribution to the existing installations longevity, as it limits or eliminates the need for further increase in the airport cooling capacity, not until the time when the passenger terminal may suffer significant enlargements.

Keywords: HVAC; Cool storage; EnergyPlus; Energy Simulation.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Movimentação anual de passageiros no Aeroporto de Porto Alegre .....	11
Figura 2.1- Representação esquemática do ciclo básico de refrigeração .....	20
Figura 2.2 - Compressor parafuso semi-hermético em corte.....	21
Figura 2.3- Diferentes configurações de torres de resfriamento .....	22
Figura 2.4 – Relação de temperaturas entre água e ar em uma torre em contracorrente.....	23
Figura 2.5 – Curvas de desempenho aplicáveis a bombas centrífugas.....	25
Figura 2.6 - Configuração de um sistema composto de bombeamento.....	26
Figura 2.7 - Estratégia de armazenamento total .....	29
Figura 2.8 - Estratégia de armazenamento total com nivelamento parcial da carga térmica ...	30
Figura 2.9 - Estratégia de armazenamento parcial com nivelamento da carga térmica .....	30
Figura 2.10 - Estratégia de armazenamento parcial com limitação da demanda energética ...	31
Figura 2.11- Efeito da temperatura de bulbo seco do ar nos custos e condições de operação .	33
Figura 2.12 - Típico comportamento de um compressor parafuso em carga parcial .....	33
Figura 2.13 - Perfis horários de COP para diferentes estratégias de termoacumulação.....	34
Figura 2.14 - Válvula para controle de capacidade de compressores parafuso.....	35
Figura 2.15- Panorama de interfaces do programa <i>EnergyPlus</i> .....	42
Figura 3.1 - Representação de uma zona térmica segundo a ótica do <i>EnergyPlus</i> .....	46
Figura 3.2 – Imagens do terminal de passageiros do aeroporto de Porto Alegre .....	48
Figura 3.3 – Terminal de passageiros modelado para simulação termoenergética .....	51
Figura 3.4 – Números médios de passageiros no terminal para cada hora dia.....	52
Figura 3.5 – Esquema da planta de climatização do aeroporto de Porto Alegre.....	55
Figura 3.6 – Imagem do tanque de termoacumulação do aeroporto .....	56
Figura 3.7 - Esquema original do <i>EnergyPlus</i> para simulação de tanque de água gelada .....	69
Figura 3.8 - Esquema de simulação <i>EnergyPlus</i> modificado para o terminal de passageiros .	70
Figura 4.1 - Consumo elétrico mensal do terminal de passageiros ao longo de um ano.....	75
Figura 4.2 - Demanda elétrica mensal do terminal de passageiros ao longo de um ano.....	75
Figura 5.1 - Consumo dos <i>chillers</i> e ventiladores VAV – com e sem termoacumulação .....	88
Figura 5.2 - Consumo bombas de condensação e primárias, com e sem termoacumulação ....	89
Figura 5.3 - Consumo mensal consolidado do terminal – com e sem termoacumulação .....	90
Figura 5.4 - Redução de consumo em horário de ponta com uso da termoacumulação .....	91
Figura 5.5 - Redução de demanda em horário de ponta com uso da termoacumulação .....	92
Figura 5.6 - Parcelas de composição das faturas de energia – com e sem termoacumulação..	95

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Tabela de tarifas horosazonal azul.....	39
Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas dos materiais do terminal de passageiros .....	49
Tabela 3.2 - Propriedades óticas e físicas dos vidros utilizados nas simulações.....	50
Tabela 3.3 – Ganhos internos declarados ao <i>EnergyPlus</i> durante modelagem do terminal.....	53
Tabela 4.1 - Dados preliminares do sistema de climatização do aeroporto .....	76
Tabela 4.2 - Comparativo de performance dos <i>chillers</i> em carga plena e parcial.....	78
Tabela 4.3 - Consumo das bombas de água com <i>chillers</i> em carga parcial e plena.....	79
Tabela 4.4 - Consumo dos <i>chillers</i> trabalhando segundo duas estratégias de operação .....	80
Tabela 4.5 - Comparativo entre estratégias para descarga do tanque de termoacumulação .....	86
Tabela 5.1 - COP global da planta de climatização com e sem termoacumulação .....	88
Tabela 5.2 - Planilha simuladora das faturas mensais de energia do terminal aeroportuário...	93
Tabela 5.3 – Valores simulados das faturas de energia – com e sem termoacumulação .....	94

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A_s$	Área de transferência de calor, [m <sup>2</sup> ];
$Cap_{temp}$	Coefficiente de capacidade do <i>chiller</i> em função de $T_{cw,l}$ e $T_{cond,e}$ ;
$COP_{temp}$	Coefficiente do rendimento da máquina em função de $T_{cw,l}$ e $T_{cond,e}$ ;
$COP_{PLR}$	Coefficiente do rendimento em função do regime de carga do <i>chiller</i> ;
$C_p$	Calor específico do material ou do fluido, [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ];
$C_{p,cond}$	Calor específico temperatura de entrada do condensador, [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ];
$C_{p,evap}$	Calor específico na temperatura de entrada do evaporador, [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ];
$D$	Diâmetro interno da tubulação, [m];
$eff_{motor}$	Eficiência do compressor;
$f$	Fator de atrito;
$Fan_{PLR}$	Regime de carga do ventilador da torre de resfriamento;
$Fan_{PLR}_{freeconv}$	Regime de carga do ventilador da torre em situação de convecção livre;
$Frac_{freeconv}$	Fração de capacidade da torre de resfriamento em convecção livre;
$FracPot$	Fração de potência em relação à carga plena das bombas
$FR_{air}$	Regime de vazão de ar na torre de resfriamento;
$FR_{air,freeconv}$	Regime de vazão de ar da torre de resfriamento em convecção livre;
$FR_{air,min}$	Regime de vazão de ar para a menor velocidade do ventilador;
$FR_{water}$	Regime de vazão de água na torre de resfriamento;
$L$	Comprimento da tubulação, [m];
$\dot{m}_{cond}$	Vazão mássica de água no condensador, [kg s <sup>-1</sup> ];
$\dot{m}_{evap}$	Vazão mássica de água no evaporador, [kg s <sup>-1</sup> ];
$m_n$	Massa de água para o nó “n” no tanque de termoacumulação, [kg];
$N_{FL}$	Número de bombas operando à plena carga;
$N_{PL}$	Número de bombas operando em carga parcial;
$P_{bomb}$	Potência absorvida pelo banco de bombas, [W];
$P_{chiller}$	Potência dos compressores do <i>chiller</i> , [W];
$P_{Nom}$	Potência nominal individual das bombas, [W];
$\dot{q}_{net,n}$	Taxa líquida de transferência de calor para o nó “n”, [W];
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor por uma seção de parede ou teto, [W];
$\dot{Q}_{ref}$	Capacidade do <i>chiller</i> nas condições de referência, [W];
$\dot{Q}_{avail}$	Capacidade do <i>chiller</i> nas condições disponíveis, [W];
$\dot{Q}_{cond}$	Taxa de calor transferido no condensador, [W];
$PLR$	Coefficiente do regime de carga parcial do <i>chiller</i> ;
$PR_{FL}$	Razão de potência à plena carga das bombas de recalque;

$PR_{PL}$	Regime de carga parcial das bombas de recalque;
$T_i$	Temperatura do ar no interior do ambiente climatizado, [°C];
$T_o$	Temperatura do ar exterior, [°C];
$R$	Resistência térmica global unitária do material, [m <sup>2</sup> K W <sup>-1</sup> ];
$R_{bs}$	Refletância solar na direção normal à superfície interna;
$R_{bv}$	Refletância visível na direção normal à superfície interna;
$R_{fs}$	Refletância solar na direção normal à superfície externa;
$R_{fv}$	Refletância visível na direção normal à superfície externa;
$T_{approach}$	Temperatura de aproximação da torre de resfriamento [°C];
$T_{cond,l}$	Temperatura da água deixando o condensador, [°C];
$T_{cond,e}$	Temperatura da água entrando no condensador, [°C];
$T_{cw,l}$	Temperatura da água deixando o evaporador, [°C];
$T_{cw,e}$	Temperatura da água na entrada do evaporador, [°C];
$T_h$	Espessura do material, [m];
$T_n$	Temperatura atual da água para o nó “n”, [°C];
$T_{n,old}$	Temperatura anterior da água para o nó “n”, [°C];
$T_v$	Transmitância visível na direção normal à superfície;
$T_{water,intlet}$	Temperatura da água na entrada da torre de resfriamento, [°C];
$T_{range}$	Diferença de temperatura da água na entrada e na saída da torre, [°C];
$T_{setpoint}$	Temperatura da água saindo da torre de resfriamento, [°C];
$T_{water,outlet,fanMAX}$	Temperatura de saída da água com ventilador em velocidade plena, [°C];
$T_{water,outlet,fanMIN}$	Temperatura de saída da água na menor velocidade do ventilador, [°C];
$T_{water,outlet,fanOFF}$	Temperatura da água na saída da torre regime de convecção livre, [°C];
$T_s$	Transmitância solar na direção normal à superfície;
$T_{wb}$	Temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, [°C];
$U$	Coefficiente global de transferência de calor, [W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup> ];
$V$	Velocidade média do fluido, [m s <sup>-1</sup> ].

### Símbolos Gregos

$\Delta p$	Queda de pressão, [Pa];
$\Delta t$	Diferencial de tempo, [s];
$\varepsilon_f$	Emissividade hemisférica da superfície externa no infravermelho;
$\varepsilon_b$	Emissividade hemisférica da superfície interna no infravermelho;
$k$	Condutividade térmica do material, [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ];
$\rho$	Massa específica do material ou fluido, [kg m <sup>-3</sup> ].

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>11</b>
1.1	MOTIVAÇÃO	12
1.2	OBJETIVO GERAL	12
1.3	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	13
<b>2</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>15</b>
2.1	CLIMATIZAÇÃO DE EDIFICAÇÕES	15
<b>2.1.1</b>	<b>Carga Térmica de Resfriamento</b>	<b>15</b>
2.1.1.1	Transferência de Calor Solar Através de Paredes, Tetos e Janelas	16
2.1.1.2	Carga Referente à Taxa de Ocupação	17
2.1.1.3	Carga Referente à Iluminação e Equipamentos	17
2.1.1.4	Carga Referente à Infiltração de Ar	18
<b>2.1.2</b>	<b>Refrigeração por Expansão Indireta</b>	<b>18</b>
2.1.2.1	Unidades Resfriadoras de Líquido	19
2.1.2.2	Torres de Resfriamento	21
2.1.2.3	Distribuição de Água Gelada e de Condensação	24
2.2	O PAPEL DA TERMOACUMULAÇÃO EM PLANTAS DE CLIMATIZAÇÃO	27
<b>2.2.1</b>	<b>Regimes de Operação</b>	<b>27</b>
2.2.1.1	<i>Chiller</i> Atendendo a Carga	27
2.2.1.2	<i>Chiller</i> Carregando o Tanque	27
2.2.1.3	<i>Chiller</i> Atendendo a Carga e Carregando o Tanque	28
2.2.1.4	Tanque Atendendo a Carga	28
2.2.1.5	<i>Chiller</i> e Tanque Atendendo a Carga	28
<b>2.2.2</b>	<b>Estratégias de Operação</b>	<b>28</b>
2.3	BENEFÍCIOS ALCANÇADOS COM A TERMOACUMULAÇÃO	31
<b>2.3.1</b>	<b>Deslocamento de Demanda para o Período Noturno</b>	<b>32</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Operação Mais Eficiente das Unidades Resfriadoras</b>	<b>34</b>
<b>2.3.3</b>	<b>Nivelamento de Demanda de Refrigeração</b>	<b>36</b>
<b>2.3.4</b>	<b>Adequação do Consumo Energético à Estrutura Tarifária</b>	<b>37</b>
2.4	SIMULAÇÃO TERMOENERGÉTICA DE EDIFICAÇÕES	40
<b>2.4.1</b>	<b>Utilização do Programa <i>EnergyPlus</i></b>	<b>41</b>
<b>3</b>	<b>MODELAGEM DO TERMINAL E DO SEU SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO</b>	<b>44</b>
3.1	CARACTERIZAÇÃO DOS AMBIENTES SIMULADOS	45
<b>3.1.1</b>	<b>Memorial Descritivo do Terminal</b>	<b>47</b>
<b>3.1.2</b>	<b>Modelagem da Edificação</b>	<b>48</b>
<b>3.1.3</b>	<b>Fontes Internas de Calor</b>	<b>52</b>
<b>3.1.4</b>	<b>Dados Climáticos da Localidade Simulada</b>	<b>54</b>
3.2	MODELAGEM DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO	54
<b>3.2.1</b>	<b>Modelagem das Unidades Resfriadoras de Líquido</b>	<b>56</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Modelagem das Torres de Resfriamento</b>	<b>61</b>
<b>3.2.3</b>	<b>Modelagem das Bombas de Água</b>	<b>64</b>
<b>3.2.4</b>	<b>Modelagem dos Ventiladores de Insuflamento de Ar</b>	<b>66</b>
<b>3.2.5</b>	<b>Modelagem do Tanque de Termoacumulação</b>	<b>67</b>

<b>4</b>	<b>CENÁRIOS SIMULADOS.....</b>	<b>72</b>
4.1	OPERAÇÃO DA PLANTA SEM TERMOACUMULAÇÃO.....	72
4.2	OPERAÇÃO COM PARTICIPAÇÃO DA TERMOACUMULAÇÃO .....	76
4.2.1	Priorização dos Regimes de Carga Mais Eficientes.....	77
4.2.2	Efeito do Funcionamento Noturno das Unidades Resfriadoras .....	80
4.2.3	Nivelamento dos Picos de Demanda.....	83
<b>5</b>	<b>RESULTADOS.....</b>	<b>87</b>
5.1	AUMENTO DE EFICIÊNCIA NA OPERAÇÃO DA PLANTA .....	87
5.2	REDUÇÃO NA TAXAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA .....	90
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>96</b>
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	98
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>99</b>
	<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>102</b>
	<b>APÊNDICE B.....</b>	<b>106</b>
	<b>ANEXO A.....</b>	<b>110</b>
	<b>ANEXO B.....</b>	<b>113</b>
	<b>ANEXO C.....</b>	<b>114</b>
	<b>ANEXO D.....</b>	<b>115</b>
	<b>ANEXO E.....</b>	<b>116</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Terminais aeroportuários normalmente são edificações de grande porte com características que os fazem gerar elevados índices de carga térmica durante os períodos mais quentes do ano. Ao mesmo tempo, são ambientes que devem prezar pelo conforto de seus ocupantes, necessitando, portanto serem equipados com sistemas climatização eficientes e compatíveis com o tipo de demanda.

Ao longo da última década, a aviação civil brasileira vivenciou grande expansão, o que fez aumentar de forma intensa a movimentação de passageiros em todo o país, tal como no aeroporto da cidade de Porto Alegre, conforme ilustrado na Fig. (1.1). Este aumento no volume de pessoas acaba impactando diretamente nos valores de carga térmica dos ambientes climatizados, que vem sendo atendida pelos mesmos equipamentos desde a inauguração em 2001 do novo terminal de passageiros da cidade.

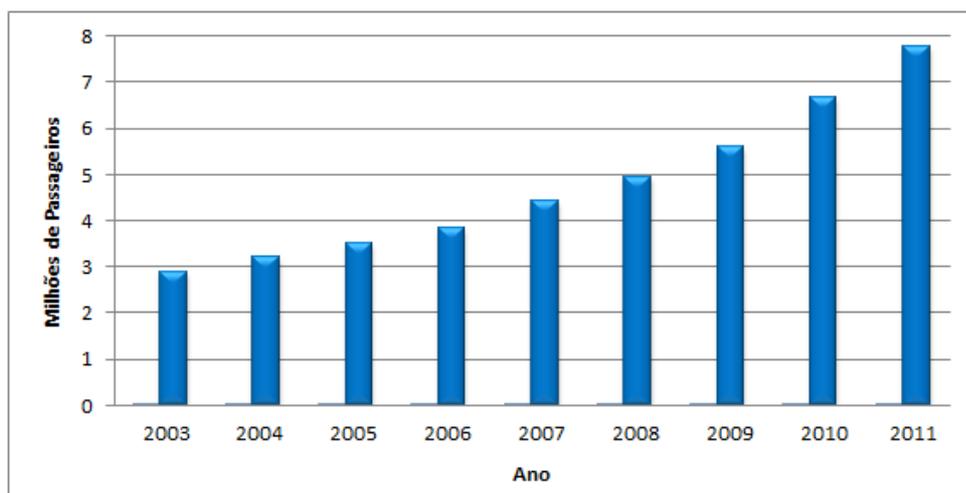


Figura 1.1 – Movimentação anual de passageiros no Aeroporto de Porto Alegre  
Fonte: Adaptado de Infraero (2011)

Dada a elevada representatividade do sistema de ar condicionado nas faturas de energia do aeroporto, torna-se essencial um esforço para fazer com que esses equipamentos funcionem de maneira eficiente, buscando-se reduzir sempre que possível seus valores de consumo e demanda energética. Para que se possa alcançar êxito nesta tarefa, devem estar envolvidas desde questões arquitetônicas da edificação até a seleção e operação das máquinas de refrigeração segundo estratégias de operação criteriosamente avaliadas.

Em se tratando de uso racional de energia na operação de sistemas de climatização de grande porte, dificilmente a termoacumulação deixa de estar envolvida. Diversos estudos comprovam tratar-se de um recurso que, se corretamente aplicado, é capaz de alavancar

grande economia nos custos de operação para climatização de grandes edificações. Quando bem projetado, instalado e operado, um sistema de termoacumulação é capaz de proporcionar benefícios tais como economia pela redução de consumo de energia dos equipamentos da planta de climatização, economia pela redução no custo da energia consumida e ampliação da capacidade da planta.

## 1.1 MOTIVAÇÃO

O sistema de climatização do aeroporto da cidade de Porto Alegre conta nos dias de hoje com um potencial ainda inexplorado. Por questões alheias a este estudo, a planta de ar condicionado do terminal de passageiros, concebida para operar em conjunto com um tanque de termoacumulação por água gelada, opera praticamente desde o início de suas atividades sem a participação deste recurso, sendo notório que está deixando de usufruir dos benefícios comentados anteriormente. Com a realização do presente estudo visando mensurar essas oportunidades de melhoria, espera-se poder demonstrar como os investimentos necessários para partida do sistema de termoacumulação poderão resultar em uma estratégia de operação mais eficiente, minimizando os gastos com energia elétrica.

## 1.2 OBJETIVO GERAL

Sabe-se que a utilização da termoacumulação em uma planta de climatização de grande porte abre caminhos para uma operação mais eficiente do sistema, possibilitando uma redução nos seus custos de operação. Neste contexto, o trabalho tem como objetivo avaliar as possibilidades de melhoria relacionadas à eficiência energética do sistema de climatização atualmente instalado no terminal aeroportuário de Porto Alegre, confrontando a situação atual com aquela possível de ser obtida após a operacionalização do recurso da termoacumulação.

## 1.3 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Simular computacionalmente o funcionamento da planta de climatização do Aeroporto de Porto Alegre, com foco nas melhorias de eficiência viabilizadas com a utilização da termoacumulação;

- Integrar a simulação de consumo energético para climatização do terminal juntamente com análise do sistema horosazonal de tarifação da concessionária de energia elétrica, apontando a modalidade de tarifa mais vantajosa para o cenário proposto e a economia obtida em relação à situação atual do terminal aeroportuário;
- Consolidar as economias e benefícios alcançados com a operação do tanque de termoacumulação, considerando redução no consumo energético da planta, redução na taxação de energia elétrica e melhor aproveitamento da potência frigorífica instalada, demonstrando a redução no custo de operação do sistema e o aumento da longevidade da capacidade instalada frente à expectativa de aumento de demanda.

#### 1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho foi estruturado em seis capítulos, através dos quais se busca uma abordagem clara de todos os parâmetros que contextualizaram a pesquisa. Por meio do **capítulo 1**, parte introdutória do trabalho, é apresentado o contexto no qual o tema pesquisado está situado, assim como a motivação e os objetivos da pesquisa.

Por meio do **capítulo 2** são apresentados os conceitos e referências teóricas sobre os quais a pesquisa está apoiada. Neste capítulo são abordados tópicos relacionados aos principais temas tratados durante a pesquisa, desde seus fundamentos até a revisão de artigos recentes de autores diversos, que contribuem para validação e aprimoramento dos assuntos abordados neste trabalho.

Através do **capítulo 3** tem início o estudo de caso envolvendo a modelagem para simulação do sistema de climatização do aeroporto de Porto Alegre. São apresentadas as informações e características dos sistemas a serem simulados, tanto da edificação do terminal aeroportuário quanto do seu sistema de climatização. É demonstrada também a forma pela qual as informações são processadas pelo programa, assim como as equações aplicadas para modelagem de cada um dos equipamentos pertencentes à planta de climatização.

Após as definições que regem a modelagem dos sistemas abordados, o **capítulo 4** engloba os aspectos trabalhados durante as simulações na planta de climatização do terminal aeroportuário. São primeiramente verificados alguns resultados parciais do comportamento energético do sistema em sua situação atual, sem utilização da termoacumulação. Na sequência, estes resultados são comparados àqueles obtidos devido à participação do tanque de água gelada e a utilização das estratégias de operação viabilizadas pelo mesmo, que acabam conduzindo o sistema para um funcionamento mais eficiente.

O **capítulo 5**, por sua vez, destina-se à apresentação dos resultados das simulações anuais do terminal de passageiros, juntamente com a análise dessas informações de modo que possam ser claramente quantificados os benefícios da operação proposta. Dentre diferentes variações na estratégia de operação, é selecionada aquela que melhor se adapta ao cenário existente e conseqüentemente a que oferece as maiores vantagens econômicas.

Finalmente, o **capítulo 6** faz um fechamento do trabalho apresentando as conclusões alcançadas a partir dos resultados obtidos. Apresenta também um levantamento quantitativo da projeção da economia obtida com a operação proposta do sistema quando comparada à situação atual, sem a participação do tanque de termoacumulação.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo destina-se ao embasamento teórico para sustentação dos argumentos e conclusões a serem desenvolvidas ao longo de todo o trabalho.

### 2.1 CLIMATIZAÇÃO DE EDIFICAÇÕES

A finalidade do sistema de ar condicionado de um edifício é proporcionar conforto térmico para os seus ocupantes, pelo atendimento de padrões de temperatura, umidade, limpeza e desodorização do ar ambiente. Um ambiente capaz de proporcionar conforto ao corpo humano precisa necessariamente atender três padrões: temperatura, umidade relativa e o movimento do ar, sendo que destes, a temperatura é o que possui maior significância. A maioria das pessoas em condições normais se sente confortável em ambientes com temperaturas entre 23 e 27 °C (ÇENGEL, 2009).

A umidade relativa do ar também tem efeito considerável sobre o conforto térmico do ambiente, pois este valor representa a capacidade do ar em absorver umidade, influenciando diretamente na quantidade de calor que um corpo imerso neste ar é capaz de dissipar por evaporação. O nível desejável de umidade relativa do ar é uma ampla faixa de 30% a 70%, com 50% sendo o nível mais desejável (ÇENGEL, 2009).

Outro fator de grande efeito sobre o conforto térmico é a taxa de movimentação do ar. Valores excessivos provocam resfriamento local indesejado do corpo humano, causando desconforto. Em suma, o movimento do ar deve ser suficientemente forte para eliminar o calor e a umidade da proximidade do corpo, mas suave o suficiente para não ser percebido.

Além dos fatores já apresentados, a taxa de ventilação de ar externo é outro fator que afeta o conforto térmico, a saúde e a produtividade das pessoas que ocupam um ambiente. O ar fresco pode ser captado a partir do ambiente externo e insuflado para o interior do edifício ou, em determinadas situações, esta captação poderá se dar de forma natural, sem auxílio de ventilação mecânica.

#### 2.1.1 Carga Térmica de Resfriamento

Em termos de refrigeração, denomina-se carga térmica o calor (sensível e latente) a ser extraído do ar por unidade de tempo, para que o recinto possa ser mantido nas condições desejadas. Esta quantidade de calor é calculada de modo que nunca seja configurada uma

situação de desconforto térmico, sendo a carga térmica de cada ambiente o resultado do processo de transferência por condução, convecção e radiação para dentro do envelope do prédio – que é formado pelas suas paredes, tetos, janelas, pisos, divisórias, forros, claraboias etc Além da transferência a partir do meio externo, o calor na edificação pode ser proveniente de fontes internas, como iluminação, pessoas e equipamentos (ASHRAE, 2009a).

O ganho de calor a partir da radiação solar costuma ser um dos principais motivos para a instalação de sistemas de resfriamento. Por esta razão, os picos de carga térmica de um edifício ocorrem normalmente no início da tarde, como resultado da radiação solar que entra diretamente através de superfícies translúcidas e também a radiação absorvida por paredes e cobertura, energia que posteriormente acaba sendo transmitida aos ambientes internos da edificação.

Já o ganho de calor interno é constituído pela conversão de energia química ou elétrica em energia térmica, sendo que as principais fontes deste tipo de ganho são as pessoas, as luzes e equipamentos elétricos diversos, tais como computadores e impressoras.

Nas subseções seguintes são abordadas em maiores detalhes as fontes de calor que constituem a carga térmica para a qual o sistema de climatização deve ser dimensionado.

#### 2.1.1.1 Transferência de Calor Solar Através de Paredes, Tetos e Janelas

O efeito líquido de cada superfície da edificação no seu balanço térmico depende da característica e da orientação desta superfície, assim como dos dados solares e climáticos da localidade. Sob condições permanentes, a taxa de transferência de calor através de qualquer seção de parede ou teto de um edifício pode ser determinada pela Eq. (2.1):

$$\dot{Q} = UA_s(T_i - T_o) = \frac{A_s(T_i - T_o)}{R} \quad (2.1)$$

onde  $T_i$  e  $T_o$  são as temperaturas do ar interno e externo do ambiente,  $A_s$  é a área de transferência de calor,  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor e  $R$  é resistência térmica global unitária do material.

No caso das janelas, existe uma menor resistência à transferência de calor do ambiente externo para dentro da edificação, devido à transmissão direta de parte da radiação solar, além da parcela absorvida pelo vidro e posteriormente transferida para o interior por radiação e convecção (ÇENGEL 2009).

Uma janela adequada deve contribuir para a conservação da energia e o conforto térmico dos ocupantes, mas ao mesmo tempo possuir boa transmitância de luz. Esta propriedade possibilita a redução das exigências de iluminação de um edifício através da maximização da utilização da luz natural. Em contrapartida, o ganho de calor no verão pode ser minimizado através da utilização eficaz de sombreamento nas janelas (ÇENGEL 2009).

#### 2.1.1.2 Carga Referente à Taxa de Ocupação

O calor metabólico gerado no corpo humano é dissipado para o ambiente através da pele e dos pulmões por convecção e radiação, como calor sensível, e por vaporização como calor latente. O valor médio da taxa de calor emitido por uma pessoa depende do nível de atividade física, podendo variar de cerca de 100 W para uma pessoa em repouso até mais de 500 W para uma pessoa em intensa atividade física (ÇENGEL 2009).

O calor dissipado pelas pessoas normalmente constitui uma fração significativa do ganho de calor sensível e latente de um edifício, podendo até mesmo prevalecer sobre todas as demais parcelas no caso de ambientes de elevada taxa de ocupação. No entanto, determinar com exatidão o número de pessoas em um edifício em um determinado instante não costuma ser tarefa fácil, o que acaba levando a elevados índices de incerteza no resultado. Portanto, para cálculo da carga de resfriamento de um edifício, costumam ser considerados os maiores valores previstos para ocupação em cada ambiente (ÇENGEL 2009).

#### 2.1.1.3 Carga Referente à Iluminação e Equipamentos

A iluminação representa cerca de 25% do total da energia consumida em edifícios comerciais. Portanto, percebe-se claramente seu impacto sobre as cargas de resfriamento neste tipo de edificação. A energia consumida pela iluminação é dissipada por radiação e convecção. A quantidade de calor emitida, no entanto, pode variar bastante de acordo com o tipo de iluminação utilizada. Por este motivo, os equipamentos precisam ser avaliados para que se possa realizar uma previsão adequada da carga térmica que irão impor ao ambiente. No caso das lâmpadas fluorescentes, a componente de convecção do calor dissipado representa cerca de 40% da parcela total. A parte restante apresenta-se na forma de radiação, que acaba absorvida pelas paredes, teto, piso e mobiliário, para então voltar a ser emitida ao ambiente. Isto faz com que a carga de resfriamento devido à iluminação apresente-se ao meio climatizado mesmo após as luzes terem sido apagadas (ÇENGEL 2009).

O calor gerado nos espaços climatizados em virtude dos aparelhos eletroeletrônicos como computadores e eletrodomésticos, além de fogões a gás ou dispositivos que utilizam vapor, certamente são bastante significativos, devendo ser também considerados na determinação da carga de resfriamento de um edifício.

#### 2.1.1.4 Carga Referente à Infiltração de Ar

Dentro do contexto abordado, denomina-se infiltração a entrada não intencional de ar externo através de frestas e aberturas. Infiltrações são responsáveis por parcelas de desperdício energético, já que o ar que entra no ambiente - em substituição ao ar frio que sai, também precisará ser climatizado. A taxa de infiltração depende da velocidade da movimentação do ar e da diferença de temperatura entre os ambientes interior e exterior. Isto faz com que a quantidade de infiltração sofra variações ao longo do ano. As técnicas de medição direta das taxas de infiltração de ar no ambiente, apesar de oferecerem resultados precisos, costumam ser caras e demoradas. Isto acaba levando à utilização frequente de informações já disponíveis em bibliografia específica para previsão das taxas de infiltração na elaboração de projetos de sistemas de ar condicionado (ÇENGEL 2009).

Uma abordagem simples e prática costuma ser a estimativa do número de renovações horárias do ar ambiente, tomando como base construções e condições semelhantes às projetadas. A troca de ar por hora é definida pela razão entre a vazão volumétrica do ar que entra no ambiente pelo volume interno desse ambiente.

#### 2.1.2 Refrigeração por Expansão Indireta

A climatização para conforto térmico em edificações de grande porte requer a utilização de sistemas centrais de elevada confiabilidade e eficiência, em virtude do seu impacto no consumo energético das instalações. Nestas condições, a utilização de aparelhos individuais de climatização não satisfaz os objetivos pretendidos por um sistema eficaz, onde passam a entrar em cena os sistemas centrais de expansão indireta.

Enquanto o sistema de expansão direta é caracterizado pela vaporização do fluido refrigerante na própria unidade onde o ar é condicionado, o sistema de expansão indireta, por sua vez, faz uso de um meio intermediário para transporte da potência frigorífica entre o evaporador e as serpentinas condicionadoras de ar. Este meio intermediário é a água, que possui capacidade térmica muito superior à do ar. Portanto, transportar energia térmica da

planta central para condicionadores remotos torna-se um processo mais eficiente se realizado através da água ao invés do transporte do ar já condicionado.

Uma planta de climatização por expansão indireta é composta por diversas partes, em sua maioria concentradas em uma central de utilidades, onde água é resfriada antes de ser bombeada para as serpentinas condicionadoras de ar, localizadas normalmente já dentro dos ambientes climatizados. A produção de água gelada propriamente dita é realizada por uma unidade resfriadora de líquido (*chiller*), com a participação de uma torre de resfriamento para arrefecimento da água de condensação do circuito. Tanto a água de condensação quanto a água gelada pelo *chiller* precisam manter circulação constante em seus respectivos circuitos, movimentação esta que é realizada por bombas centrífugas, também instaladas na central de utilidades. A seguir são tratados separadamente cada um dos principais equipamentos que compõe uma planta central de climatização por expansão indireta.

#### 2.1.2.1 Unidades Resfriadoras de Líquido

As unidades resfriadoras de líquido constituem a parte mais fundamental de uma planta de climatização, pois são os equipamentos responsáveis pela conversão da energia mecânica em energia frigorífica. Estes equipamentos funcionam segundo os princípios do ciclo de compressão de vapor, através do qual as máquinas são capazes de transferir calor de uma região a baixa temperatura para uma região de temperatura mais elevada.

O ciclo básico de refrigeração realizado por essas máquinas é esquematizado a partir da Fig. (2.1). O fluido refrigerante vaporiza totalmente em um evaporador e produz o efeito de refrigeração, retirando calor de um meio a baixa temperatura. O vapor é então extraído pela sucção do compressor no ponto 1 sendo comprimido até o ponto 2. Em seguida, o vapor comprimido cede calor no condensador, mudando sua fase para o estado líquido. O calor latente da condensação é então rejeitado para o ambiente externo. O refrigerante em estado líquido no ponto 3 flui através de um dispositivo de expansão, onde tem sua pressão reduzida. O líquido à baixa pressão segue então pelo ponto 4 para entrada no evaporador, onde volta a ser vaporizado, retirando calor do ambiente climatizado e completando o ciclo.

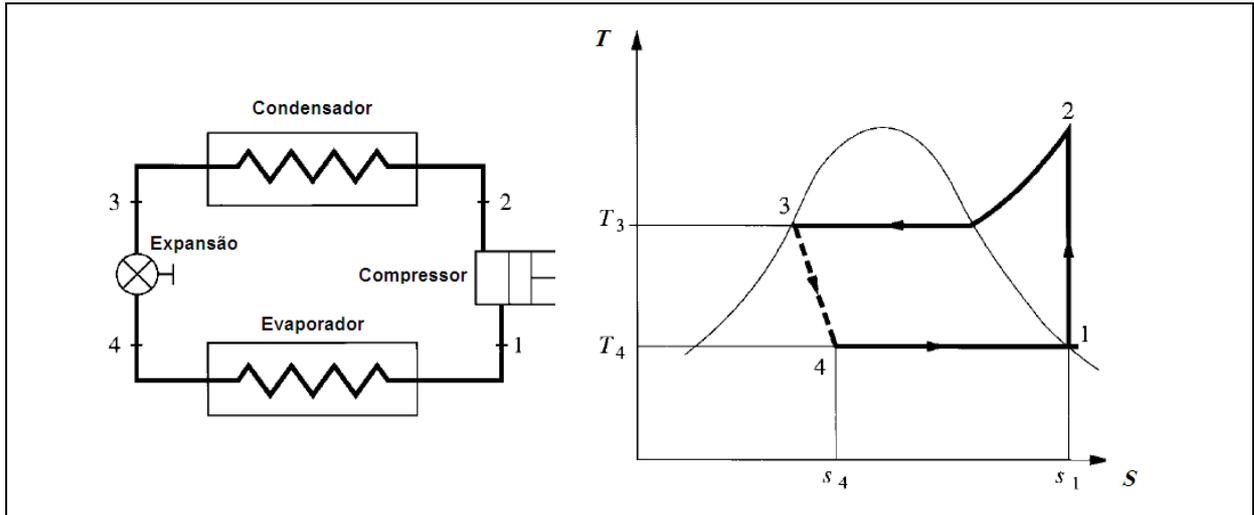


Figura 2.1- Representação esquemática do ciclo básico de refrigeração  
Fonte: Wang (2001)

A eficiência dos ciclos de refrigeração e, conseqüentemente, das unidades resfriadoras, é normalmente definido por um coeficiente de performance (COP), que vem a ser a relação entre a capacidade de refrigeração e a energia fornecida para obtenção do efeito de refrigeração desejado. Portanto, quanto maior o valor do COP de determinado *chiller*, mais eficiente será esta máquina.

A tendência atual no desenvolvimento das unidades resfriadoras de líquido para grandes centrais de climatização é a produção de máquinas cada vez mais voltadas ao atendimento de elevados padrões de eficiência e com utilização de fluidos refrigerantes de baixo impacto ambiental, seguindo os requisitos mínimos de eficiência para equipamentos de ar condicionado, definidos pela ASHRAE *Standard* 90.1 – Padrões Energéticos para Edificações (ASHRAE, 2001). Dentro desses padrões, trabalha-se principalmente com *chillers* de compressão mecânica de vapor, divididos dentro de dois grandes grupos, dependendo da forma de rejeição do calor de condensação: unidades resfriadoras de condensação a água ou a ar.

Apesar dos *chillers* a água normalmente serem capazes de apresentar melhor performance do que aqueles com condensação a ar, os primeiros, por outro lado, precisam ser equipados com torres de resfriamento e bombas de água de condensação, equipamentos inexistentes no circuito de climatização com *chillers* de condensação a ar (ASHRAE, 2001). Por conta dessa característica, máquinas de condensação a ar costumam ser mais frequentes em pequenas e médias instalações, enquanto as máquinas de condensação a água equipam mais frequentemente instalações de grande porte, com capacidade total de refrigeração chegando a atingir 7.000 kW (MCQUAY, 2002). Máquinas de condensação a água possuem, além do compressor, dois trocadores de calor, um atuando como evaporador e outro como condensador. Os fluidos refrigerantes mais usados são o R22, R134a e R717 (ASHRAE, 2008b).

Outra subdivisão dos *chillers* por compressão mecânica diz respeito ao compressor que utilizam, podendo ser do tipo centrífugo, alternativo ou rotativo. Dentre os rotativos destacam-se os compressores parafuso, os quais serão abordados neste trabalho. Os compressores parafuso recebem esta denominação devido ao princípio de funcionamento da máquina, constituída por dois parafusos (macho e fêmea) girando acoplados dentro de uma carcaça, conforme ilustrado na Fig. (2.2). Com a rotação desses parafusos ocorre uma redução de volume entre seus dois rotores à medida que os mesmos giram, sendo o gás refrigerante comprimido dentro deste volume variável.

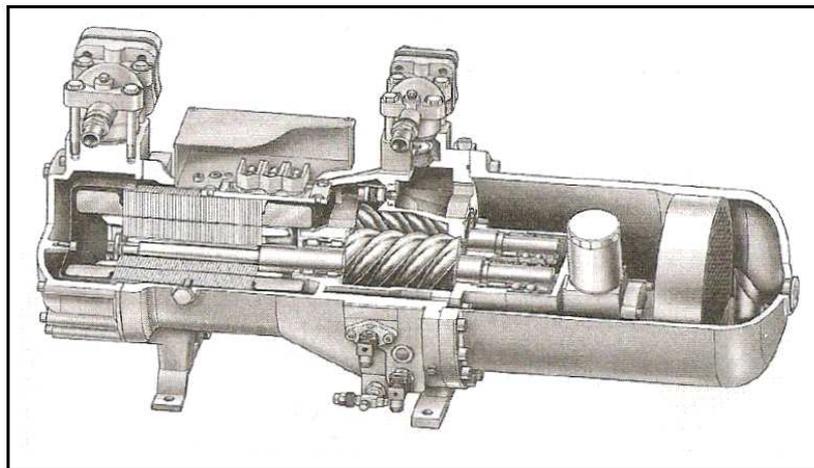


Figura 2.2 - Compressor parafuso semi-hermético em corte  
Fonte: Stoecker e Jabardo (2002)

Unidades resfriadoras equipadas com compressores parafuso tendem a ser a melhor opção de custo benefício nas faixas de capacidade entre 350 e 1.000 kW, apesar de estarem também disponíveis em outras faixas. Estes compressores possuem poucas partes móveis e funcionam de forma bastante balanceada. Como resultado, tendem a ser máquinas bastante confiáveis (COOLTOOLS, 2009).

#### 2.1.2.2 Torres de Resfriamento

A dissipação do calor do ambiente climatizado é realizada por intermédio de uma torre de resfriamento, essencialmente uma coluna de transferência de calor e massa que resfria a água de condensação proveniente do condensador da unidade resfriadora. A água proveniente do condensador entra pela parte superior da torre e desce por gravidade através de um enchimento, caindo então dentro da bacia de recolhimento na parte inferior da torre. Através da passagem pelo enchimento, uma grande superfície da água de condensação é exposta ao ar

atmosférico, aumentando assim a dissipação de calor para o ambiente, pelo aumento do contato entre água e ar (WANG, 2001).

A maior parte das torres de resfriamento usadas em climatização de edificações comerciais é do tipo ventilação mecânica. Nestas torres a vazão de ar é aumentada com o auxílio de um ventilador. Quando o ventilador está instalado na entrada de ar da torre, esta se denomina “torre de tiragem forçada”, ilustrada na Fig. (2.3-C). Por outro lado, quando o ventilador é instalado na saída do ar da torre, ela passa a ser denominada “torre de tiragem induzida”, representada nas Figs. (2.3-A) e (2.3-B). Nesta última configuração, o ar atmosférico é induzido pelo ventilador através da entrada na parte inferior.

De acordo com o local do ventilador em relação ao enchimento e a configuração do escoamento da água e do ar, as torres de resfriamento de ventilação mecânica podem ainda ser enquadradas dentro das seguintes concepções:

a) Torre em contra corrente, Fig. (2.3-A) e Fig. (2.3-C): a água cai através do enchimento enquanto o ar desloca-se na mesma direção em sentido oposto.

b) Torre em corrente cruzada, Fig. (2.3-B): a água cai através do enchimento enquanto o ar desloca-se na horizontal, transversalmente à corrente de água.

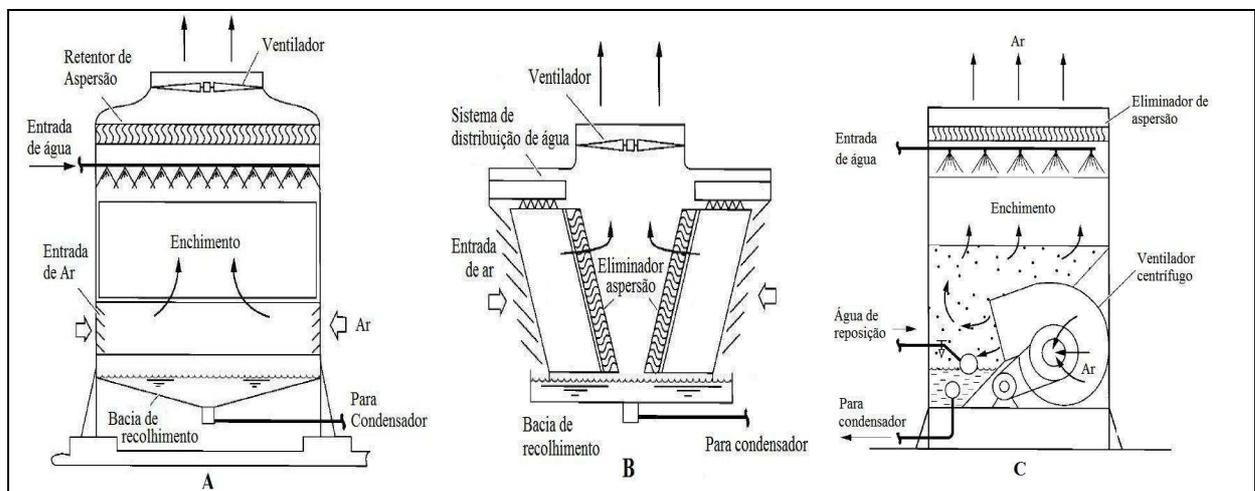


Figura 2.3- Diferentes configurações de torres de resfriamento  
Fonte: Wang (2001)

Em termos de desempenho térmico, a quantidade de calor que a torre pode retirar de certa massa de água está diretamente ligada às condições do ar ambiente. Nesse contexto, a mais importante variável do sistema é a temperatura de bulbo úmido (TBU) do ar à entrada da torre, pois em teoria, a menor temperatura que a água pode atingir durante sua passagem pela torre é justamente a TBU do ar ambiente. Na prática, porém este limite nunca é atingido, já que para tal seria necessário um contato pleno entre as correntes de água e ar e durante o

maior tempo possível, o que implicaria em uma torre de altura infinita. Desta forma, as torres de resfriamento buscam a maior aproximação possível entre a temperatura de saída da água e a TBU do ar (HENSLEY, 2009). Além da temperatura de aproximação, outra importante variável de desempenho em torres de resfriamento vem a ser sua faixa de resfriamento, também conhecida como “*range*” da torre. Portanto, no que diz respeito às referências de desempenho de uma torre de resfriamento, os seguintes termos serão utilizados neste trabalho:

- Temperatura de aproximação (*Approach*) – Diferença entre a temperatura da água de condensação na saída da torre e a TBU do ar na entrada da torre.
- Faixa de resfriamento (*Range*) - Diferença de temperatura entre a água de condensação na entrada e na saída da torre.

A interação entre as temperaturas da água e do ar à medida que percorrem uma torre de resfriamento é apresentada na Fig. (2.4), que representa uma torre em contracorrente. As curvas indicam a queda da temperatura da água de condensação (de A para B) e o aumento da TBU do ar (de C para D) durante suas respectivas passagens através do enchimento da torre, bem como ilustram a configuração dos dois principais parâmetros de desempenho no equipamento.

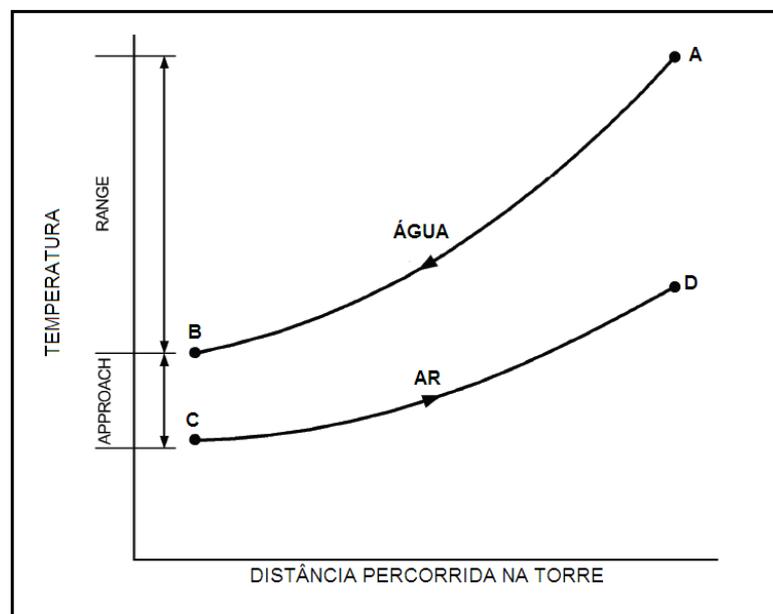


Figura 2.4 – Relação de temperaturas entre água e ar na passagem por uma torre em contracorrente  
Fonte: ASHRAE (2008a)

O critério usado para seleção de uma torre de resfriamento para uma unidade resfriadora de condensação a água baseia-se na quantidade de calor rejeitado no seu condensador. Normalmente busca-se um equipamento que venha a oferecer as melhores condições de rejeição de calor visando o menor consumo energético do sistema como um

todo: *chillers*, ventiladores das torres e bombas de água. Isto significa que, quanto melhor o desempenho de uma torre de resfriamento, menor será a vazão de ar necessária através da mesma, o que resulta em menor consumo do ventilador da torre (WANG, 2001).

### 2.1.2.3 Distribuição de Água Gelada e de Condensação

Em uma planta de climatização de expansão indireta, devem existir equipamentos para movimentação da água de condensação entre condensadores e torres de resfriamento e da água gelada entre unidades resfriadoras e condicionadores de ar dos ambientes climatizados. Na grande maioria dos sistemas, estes equipamentos são bombas centrífugas, normalmente as mais usadas em virtude da sua elevada eficiência e operação confiável (WANG 2001).

Em uma bomba centrífuga, o motor elétrico impulsiona um impelidor, cuja rotação transfere energia ao fluido bombeado, fazendo-o deslocar-se pelo circuito. Já a potência total requerida pela bomba para operar segundo requisitos do sistema constitui particularidade de cada modelo, sendo determinada a partir de ensaios realizados pelo fabricante. O desempenho das bombas centrífugas são normalmente apresentados a partir de curvas de performance que relacionam dados de pressão e vazão das bombas. Estas curvas representam resultados médios de testes com diversos equipamentos idênticos, trabalhando sob as mesmas condições. Sua pressão de descarga decresce à medida que a vazão aumenta.

Quanto ao sistema no qual as bombas operam, este também é representado por uma curva pressão x vazão, que pode ser apresentada no mesmo gráfico da curva da bomba, conforme mostrado na Fig. (2.5). Neste gráfico, a intersecção entre as duas curvas resulta no ponto de operação da bomba, onde a pressão fornecida pelo equipamento coincide com a perda de pressão do sistema.

A curva do sistema define a pressão requerida para que a bomba seja capaz de produzir uma determinada vazão no circuito hidráulico. Para obter essa vazão, a pressão produzida pela bomba deve superar o atrito do fluido com a tubulação, somado a perdas diversas ao longo do percurso na velocidade considerada. A queda de pressão causada pelo atrito de um fluido em escoamento pela tubulação é descrito pela Eq. (2.2), Equação de Darcy-Weisbach (ASHRAE, 2008a):

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.2)$$

onde  $\Delta p$  é a queda de pressão,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $f$  é o fator de atrito,  $L$  é o comprimento da tubulação,  $D$  é o diâmetro interno da tubulação e  $V$  é a velocidade média do fluido.

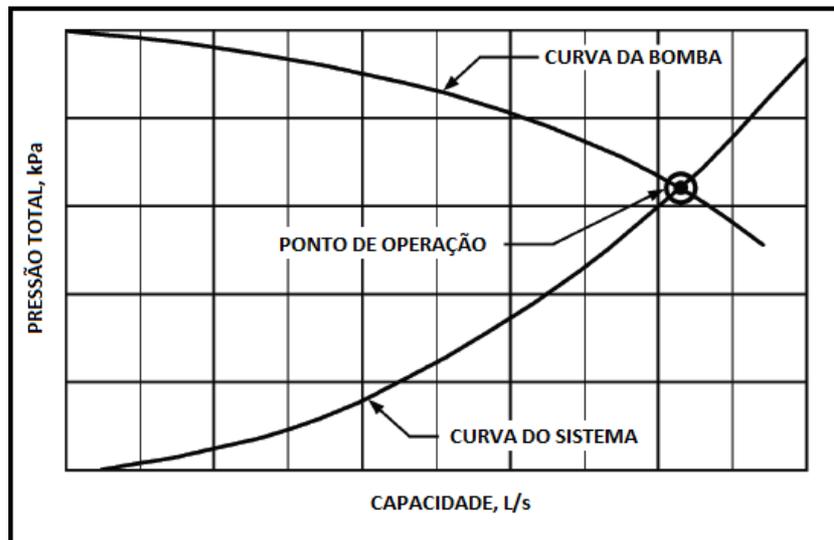


Figura 2.5 – Curvas de desempenho aplicáveis a bombas centrífugas  
Fonte: ASHRAE (2008c)

Em sistemas de grande porte, uma única bomba normalmente não é capaz de simultaneamente satisfazer a vazão total requerida pela planta e proporcionar uma operação eficiente em regimes de carga parcial. Por isso, em circuitos de grande porte são utilizados arranjos de múltiplas bombas, de forma a atender as condições de projeto dos sistemas de climatização atendidos pelas mesmas. Estes arranjos normalmente incluem a divisão do anel hidráulico em circuito primário e secundário, com utilização de bancos de bombas em paralelo e possibilidade de utilização de motores de velocidade variável.

Quando as bombas são ligadas em paralelo, todas elas fornecem a mesma pressão e provêm sua parcela de vazão ao sistema nesta pressão. Neste caso costumam ser usadas bombas de mesmo tamanho, sendo portanto a curva de desempenho do arranjo formada a partir da curva de uma bomba individual. A tubulação do arranjo deve ser tal que permita o funcionamento independente de qualquer uma das suas bombas.

Outro recurso normalmente aplicado em plantas de climatização de grande porte são os circuitos compostos de água gelada, também chamados de sistemas primário-secundário, conhecidos por proporcionarem vantagens que não seriam obtidas com circuitos simples. Um sistema composto é esquematizado na Fig. (2.6), onde a bomba 1 pertence ao circuito que engloba as unidades resfriadoras – circuito primário e a bomba 2 refere-se ao circuito que engloba a distribuição de água gelada aos condicionadores de ar – circuito secundário. O

pequeno trecho de tubulação entre os pontos A e B é a tubulação compartilhada entre os dois circuitos (*common pipe*), a partir da qual o circuito secundário capta água gelada proveniente do circuito primário, para circulação nos condicionadores de ar.

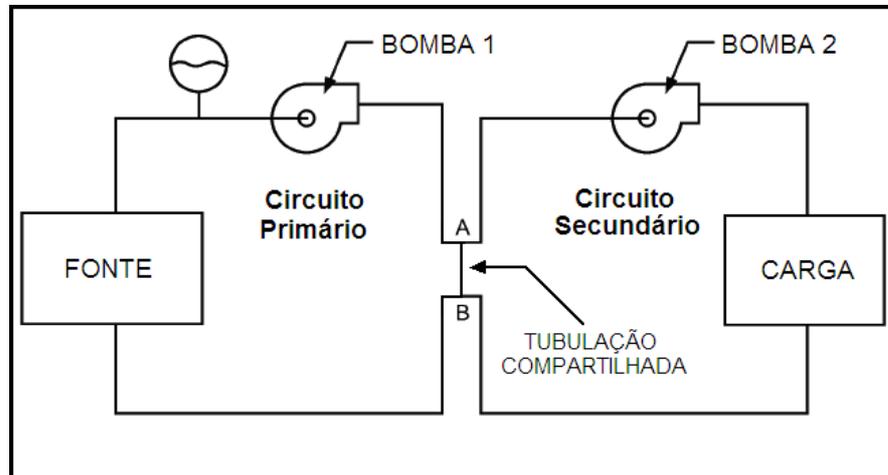


Figura 2.6 - Configuração de um sistema composto de bombeamento  
Fonte: ASHRAE (2008c)

A mistura na tubulação compartilhada pode ser responsável por perdas de eficiência na operação das unidades resfriadoras, mas dependendo das condições e do tamanho do sistema, essa configuração traz vantagens, como por exemplo, menor complexidade de projeto e maior estabilidade de operação da planta. Com a subdivisão do circuito hidráulico de água gelada em dois circuitos interligados, são solucionados possíveis desbalanceamentos de pressão, tornando mais simples a operação do sistema. Outra vantagem da configuração está relacionada à possibilidade de existência de diferentes faixas de temperatura em diferentes partes da planta de climatização, facilitando seu controle energético, realizado a partir da temperatura da água circulando nos condicionadores de ar.

No que diz respeito à utilização de bombas de velocidade variável, estas costumam operar no circuito secundário, retirando água a partir do circuito primário e distribuindo-a para a carga, enquanto bombas de velocidade constante circulam água no circuito primário através dos evaporadores das unidades resfriadoras. A velocidade das bombas variáveis é determinada por um controlador que monitora as pressões diferenciais entre suas vias de suprimento e retorno (ASHRAE, 2008c).

## 2.2 O PAPEL DA TERMOACUMULAÇÃO EM PLANTAS DE CLIMATIZAÇÃO

A função fundamental do sistema de termoacumulação em uma planta de climatização é a de tornar independentes entre si os momentos de “produção” e “consumo” da energia frigorífica. Esta separação permite o funcionamento a plena potência das unidades resfriadoras durante os períodos em que as condições sejam as mais favoráveis, visto que normalmente esses períodos não coincidem com os momentos de maior demanda por refrigeração. Esta seção tem o objetivo de expor e ilustrar o princípio de funcionamento da termoacumulação dentro de uma planta de climatização, já direcionando a abordagem a uma configuração nos moldes da situação estudada.

### 2.2.1 Regimes de Operação

Um regime de operação descreve qual função, dentre as diversas possíveis, o sistema de termoacumulação está executando em um determinado momento, enquanto a estratégia de operação está diretamente ligada à forma de atuação destes regimes de operação. Para um sistema de climatização nos moldes da instalação do presente estudo, existem basicamente cinco regimes de operação, segundo os quais os *chillers* e o tanque costumam interagir. Estes regimes são descritos a seguir.

#### 2.2.1.1 *Chiller* Atendendo a Carga

A demanda de climatização do terminal é atendida unicamente pelas unidades resfriadoras. Nesta situação não há nenhum fluxo de entrada ou saída de água no tanque de termoacumulação.

#### 2.2.1.2 *Chiller* Carregando o Tanque

Neste regime de operação, as unidades resfriadoras trabalham exclusivamente para remover o calor do tanque de termoacumulação. Tipicamente, as máquinas operam em *setpoint* constante para fornecer água gelada ao tanque também à vazão constante. O carregamento inicia em um horário pré-determinado, e continua até que o processo esteja totalmente concluído, ou que o tempo disponível para recarga tenha se esgotado.

### 2.2.1.3 *Chiller* Atendendo a Carga e Carregando o Tanque

Além das unidades resfriadoras trabalharem para remover o calor do tanque de termoacumulação, elas simultaneamente atendem a carga térmica do terminal de passageiros. O funcionamento deste regime se dá de forma mais complexa que o anterior, mas se faz necessário em situações onde o ambiente requer climatização ininterrupta. Sendo assim, nos horários de menor demanda de climatização, os *chillers* trabalhando à plena carga podem atender o terminal de passageiros enquanto simultaneamente armazenam a energia excedente no tanque de água gelada.

### 2.2.1.4 Tanque Atendendo a Carga

Nesta situação é realizada a descarga do tanque, ou seja, as unidades resfriadoras permanecem desligadas e o terminal de passageiros é climatizado apenas com a energia previamente acumulada no tanque de água gelada, de modo que este passa a receber o calor do terminal.

### 2.2.1.5 *Chiller* e Tanque Atendendo a Carga

A demanda de climatização do terminal é atendida por ambos *chiller* e tanque, normalmente em situações onde a demanda supera a capacidade das unidades resfriadoras. Deve haver um sistema de controle automatizado, capaz de dosar constantemente as parcelas da carga atendidas tanto pelo tanque quanto diretamente pelo *chiller*. Este controle costuma ser um pouco mais complexo, tendo em vista o maior número de variáveis envolvidas para selecionar qual equipamento deve operar e em que capacidade.

## 2.2.2 Estratégias de Operação

Uma estratégia de operação refere-se à forma como o sistema é manobrado a partir das opções de regimes de operação e *setpoints* disponíveis, de modo que o mesmo possa alcançar plenamente os objetivos para os quais foi concebido. Segundo Dorgan e Elleson (1993), as estratégias de operação em um sistema com termoacumulação são divididas em dois grupos principais: ARMAZENAMENTO TOTAL e ARMAZENAMENTO PARCIAL. Estes termos

referem-se à quantidade de demanda de refrigeração que é deslocada para atendimento em horário fora de ponta.

Na estratégia de armazenamento total, toda a carga térmica em horário de ponta é deslocada para atendimento fora deste, conforme esquematizado na Fig. (2.7). Nesta representação, as letras dentro das áreas hachuradas correspondem aos regimes de operação descritos na seção anterior. Um sistema assim concebido costuma trabalhar à capacidade plena durante todo o período fora de ponta de determinado ciclo. Como consequência, o sistema será então capaz de permanecer desligado durante o horário de ponta, de modo que a totalidade da demanda de refrigeração deste período seja provida pela energia previamente acumulada. Para que esta situação possa ocorrer, no entanto, se faz necessário que o somatório das áreas representadas por “a” seja maior ou igual à área representada por “c”, de modo que o tanque possa ser carregado com toda a energia necessária para atendimento da demanda para o qual ele está sendo requisitado.

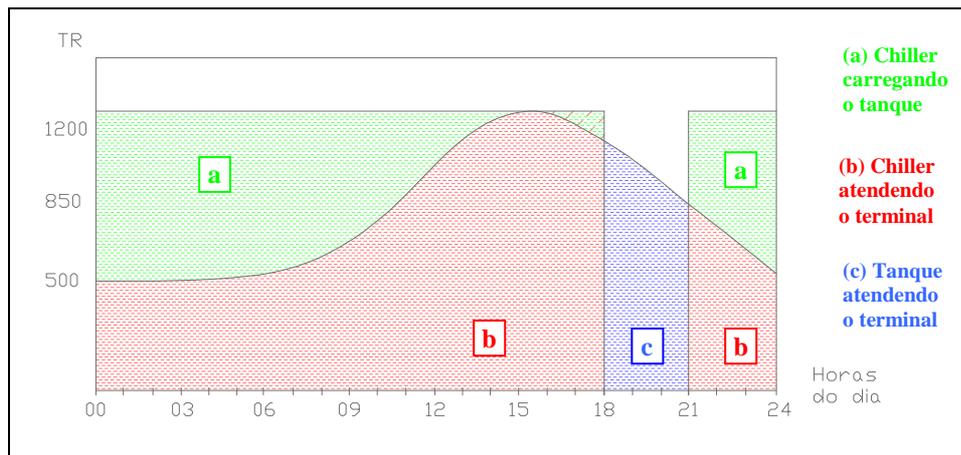


Figura 2.7 - Estratégia de armazenamento total

Dentro do contexto do armazenamento total, pode-se considerar ainda outra variação, que permite uma maior flexibilidade com relação ao dimensionamento do tanque. Trata-se da estratégia de armazenamento total, mas com a existência de um nivelamento parcial da demanda de carga térmica. Nesta estratégia, ilustrada na Fig. (2.8), o tanque entra em descarga não apenas durante o período de ponta, mas algumas horas antes ele já pode participar no atendimento da carga térmica, complementando a capacidade das unidades resfriadoras no momento em que ocorre o maior pico de carga térmica do dia, que tipicamente inicia poucas horas antes do horário de ponta.

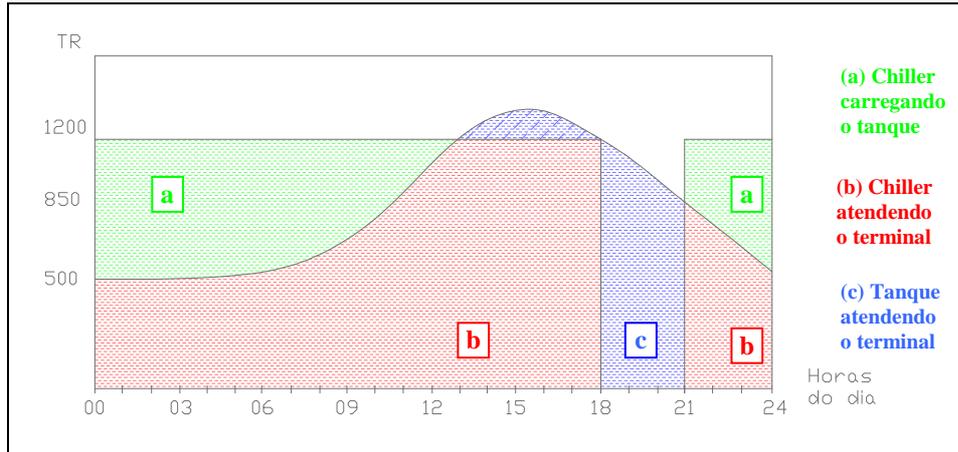


Figura 2.8 - Estratégia de armazenamento total com nivelamento parcial da carga térmica

Na estratégia de armazenamento parcial, em contrapartida, o sistema de termoacumulação atende apenas uma parcela da carga térmica do horário de ponta, sendo que o restante continua sendo atendido pelas unidades resfriadoras, que permanecem em funcionamento. Sistemas que fazem uso de estratégias de armazenamento parcial podem ainda ser subdivididos de acordo com a forma de operação dos mesmos, podendo atuar como niveladores de carga térmica ou limitadores de demanda energética (DORGAN e ELLESON, 1993).

Atuando como **nivelador da carga térmica** – Fig. (2.9), o sistema normalmente mantém suas unidades resfriadoras funcionando à capacidade plena de forma ininterrupta ao longo de todo o ciclo. Desta forma, são duas as situações que ocorrem durante seu funcionamento: quando a carga térmica é inferior à potência entregue pelo *chiller*, o excedente passa a ser armazenado e quando a carga térmica excede a capacidade do *chiller*, a energia que havia sido armazenada passa então a ser descarregada para complementar a demanda de carga térmica.

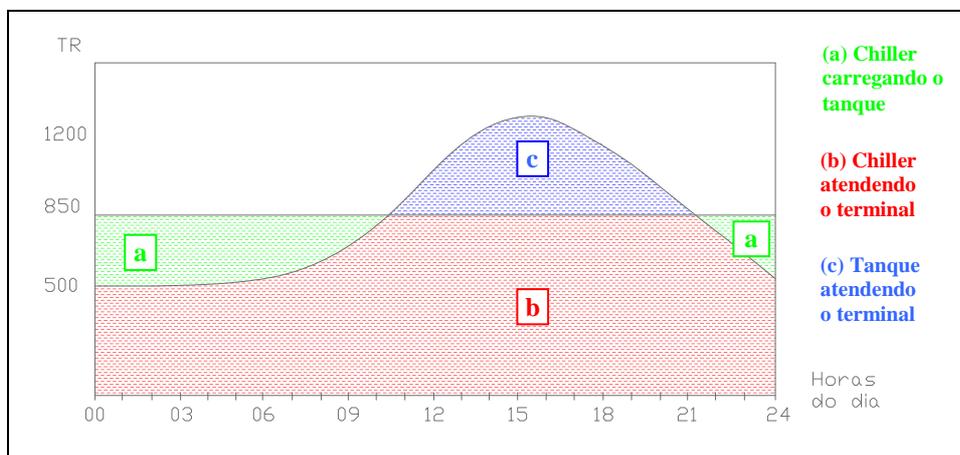


Figura 2.9 - Estratégia de armazenamento parcial com nivelamento da carga térmica

Por outro lado, quando um sistema de termoacumulação de armazenamento parcial atua como **limitador de demanda energética** – Fig. (2.10), as unidades resfriadoras operam à capacidade reduzida (demanda limitada) durante o horário de ponta. Esta limitação entra em cena para que o sistema de climatização possa operar sem que haja ultrapassagem de demanda na medição de potência elétrica utilizada na instalação, o que geraria taxações elevadas por parte da concessionária de energia.

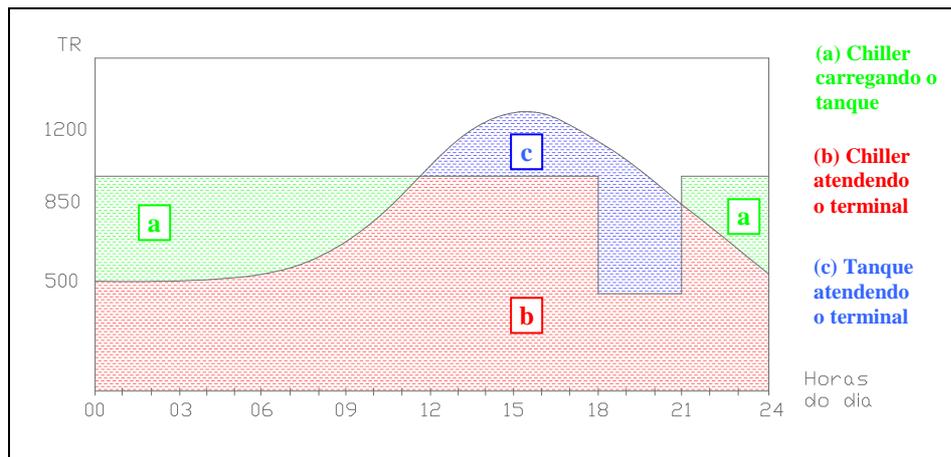


Figura 2.10 - Estratégia de armazenamento parcial com limitação da demanda energética

### 2.3 BENEFÍCIOS ALCANÇADOS COM A TERMOACUMULAÇÃO

Segundo Dorgan e Elleson (1993), plantas de climatização que contam com uma infraestrutura de termoacumulação geralmente possuem custos de operação inferiores aos de sistemas equivalentes sem o recurso. Estas economias são resultado da influência de parâmetros de desempenho que estão relacionados aos equipamentos integrantes da planta em questão. Por isso, qualquer estudo que se propõe a abordar a eficiência de um sistema de climatização, deve invariavelmente conter uma análise destas variáveis de rendimento do sistema, assim como identificar as melhorias cabíveis dentro do contexto abordado. Estas variáveis podem estar relacionadas tanto com as características e formas de operação dos equipamentos disponíveis, como também a condições ambientais, que apesar de incontrolláveis, devem pelo menos ser exploradas de forma a proporcionarem os melhores resultados possíveis, dadas as condições do meio.

Esta seção destina-se à abordagem das possibilidades de redução dos custos de operação que surgem a partir da utilização da termoacumulação em uma planta de climatização de grande porte. Serão consideradas, em um primeiro momento, as particularidades de funcionamento dos principais equipamentos da planta, tais como unidades

resfriadoras, torres de resfriamento e bombas de água. Para uma avaliação mais abrangente, no entanto, se faz necessário uma análise sistêmica do modo de operação da planta de climatização, análise esta capaz de considerar não apenas o desempenho isolado de cada parte do conjunto, mas também o modo de interação entre equipamentos. Esta tarefa, por sua vez, ficará a cargo das simulações computacionais do sistema de climatização, assunto a ser discutido mais adiante neste trabalho.

### **2.3.1 Deslocamento de Demanda para o Período Noturno**

Em uma planta de climatização dotada de termoacumulação, surge a possibilidade das unidades resfriadoras trabalharem de maneira mais eficiente em virtude das menores temperaturas de condensação resultantes da operação noturna das máquinas para carregamento do tanque. Isto se deve às menores temperaturas do ar ambiente que ocorrem durante a noite, fazendo com que as torres de resfriamento, por sua vez, sejam capazes de entregar a água de condensação em temperaturas inferiores às aquelas obtidas durante o dia.

O ar ambiente, ao entrar em uma torre de resfriamento, absorve calor e massa (umidade) da água, deixando a torre em condição de saturação. A quantidade de calor transferida da água para o ar é proporcional à diferença de entalpia entre as condições do ar na entrada e na saída da torre. Devido ao fato das linhas isoentálpicas coincidirem quase exatamente às curvas de TBU constante, a mudança na entalpia do ar pode ser determinada pela mudança da TBU do ar (ASHRAE, 2008a).

A performance térmica de uma torre de resfriamento está portanto diretamente ligada à TBU do ar ambiente. Por outro lado, a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar, se considerados de forma isolada, possuem pouca influência na performance das torres de resfriamento de tiragem mecânica, apesar de afetarem a taxa de evaporação de água durante o funcionamento da torre.

Neste sentido, a influência da temperatura do ar ambiente no desempenho de torres de resfriamento é demonstrada por Cortinovis *et al* (2009), durante o desenvolvimento de um modelo de otimização para operação desses equipamentos. Segundo o estudo, e conforme demonstrado na Fig. (2.11), para uma determinada umidade absoluta do ar, um aumento na temperatura ambiente representa um aumento na TBU e conseqüentemente uma diminuição na temperatura de aproximação da torre, o que compromete seu desempenho e aumenta o custo operacional do sistema.

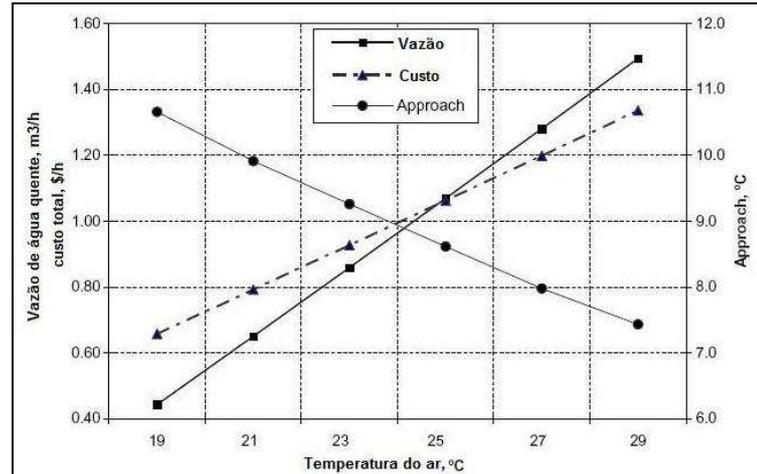


Figura 2.11- Efeito da temperatura de bulbo seco do ar nos custos e condições de operação  
Fonte: Cortinovis *et al* (2009)

Ao entregar a água de condensação a temperaturas mais reduzidas, a torre de resfriamento possibilita às unidades resfriadoras um melhor rendimento. Este efeito também é demonstrado na Fig. (2.12), que ilustra a influência da redução de 5 K na temperatura de entrada da água no condensador de uma unidade resfriadora com compressores parafuso. Na mesma figura também é possível perceber a variação na eficiência desse tipo de compressor quando operando em regime de carga parcial, conforme será discutido nas próximas seções. Nota-se que a redução de temperatura de condensação faz a curva de rendimento do compressor deslocar-se para a direita, caracterizando uma redução da potência absorvida e, conseqüentemente, um aumento na eficiência da máquina ao longo de toda sua faixa de carga.

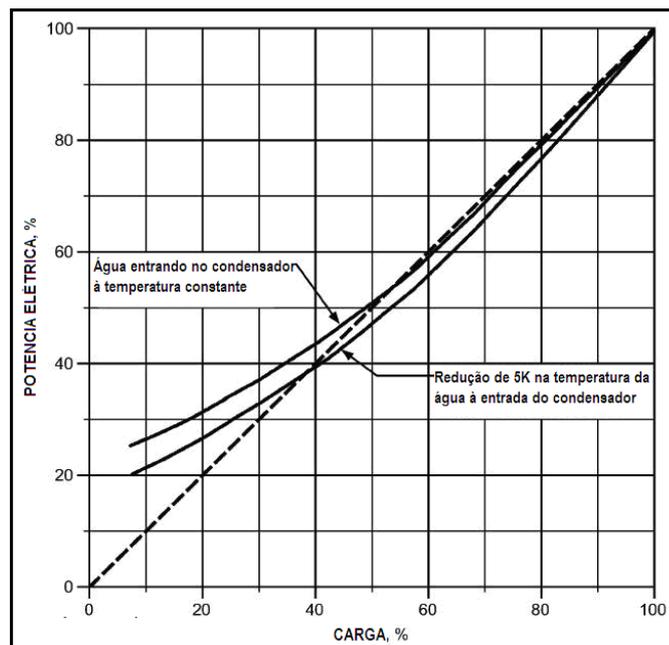


Figura 2.12 - Típico comportamento de um compressor parafuso em carga parcial  
Fonte: ASHRAE (2008b)

Em um estudo onde são verificadas diferentes estratégias de termoacumulação, Sebzali e Rubini (2007) demonstram que um *chiller* em operação “convencional” apresenta, segundo Fig. (2.13), valores de COP mais elevados durante funcionamento noturno, mesmo com uma operação em regime parcial a 40% da carga plena. Por outro lado, em operação diurna, verificou-se que mesmo com o *chiller* trabalhando muito próximo do regime de carga plena - condição de trabalho de maior eficiência, o valor médio do COP mostrou-se inferior em virtude de uma condição de temperatura de bulbo seco bem mais elevada.

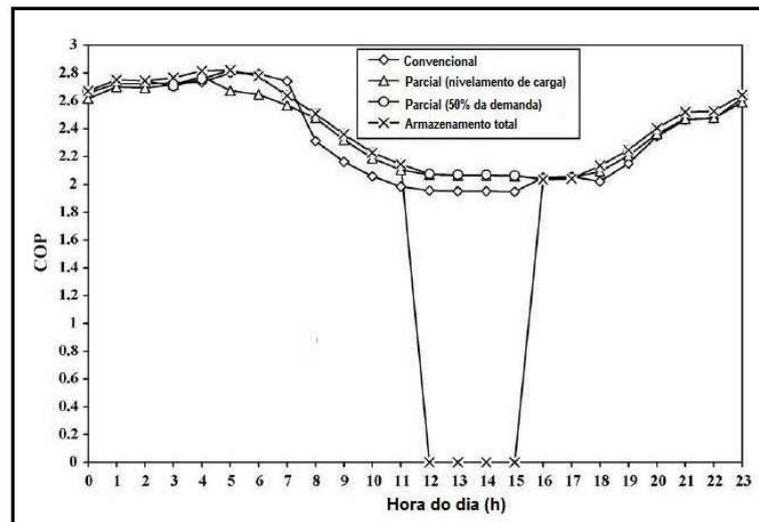


Figura 2.13 - Perfis horários de COP para diferentes estratégias de termoacumulação  
Fonte: Sebzali e Rubini (2007)

De acordo com as análises apresentadas, fica claro o benefício alcançado com a priorização da operação noturna do sistema de climatização, quando a temperatura ambiente é inferior. No entanto, apesar dos evidentes benefícios da redução na temperatura ambiente para a rejeição do calor de condensação, a temperatura da água na saída da torre de resfriamento deve ser controlada de modo a não ficar abaixo do limite mínimo recomendado pelo fabricante da unidade resfriadora, a fim de se manter uma pressão adequada no condensador da máquina. Normalmente, a temperatura da água na saída da torre pode ser controlada pelo regime de funcionamento do ventilador ou então desviando-se a água para que ela não atravesse o enchimento da torre de resfriamento (ASHRAE, 2008a).

### 2.3.2 Operação Mais Eficiente das Unidades Resfriadoras

Sistemas de climatização são frequentemente operados em regime de carga parcial para atendimento das variações de carga térmica da instalação. Isto ocorre porque os compressores parafuso possibilitam uma modulação da carga para controle de capacidade de

100% até cerca de 10%, de acordo com a demanda de refrigeração verificada pelo monitoramento da temperatura de retorno da água gelada (WANG, 2001). Este controle de capacidade dos compressores parafuso, por sua vez, pode ser realizado de duas formas. A primeira, mais eficiente, é variando a rotação do seu motor de acionamento. A outra forma, mais comum, é a partir de uma válvula de deslizamento, vista em detalhe na Fig. (2.14), que constitui um elemento contínuo da própria carcaça cilíndrica do compressor quando este está operando a plena carga. Para situações de carga parcial, a parte móvel da válvula é empurrada, fazendo com que o volume efetivo da câmara de compressão possa ser reduzido para até 10% do total (STOECKER e JABARDO, 2002).

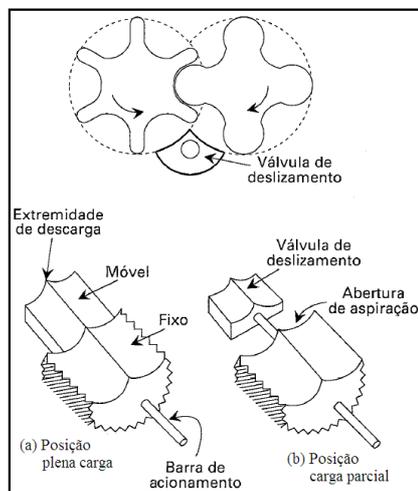


Figura 2.14 - Válvula para controle de capacidade de compressores parafuso  
Fonte: Stoecker e Jabardo (2002)

Quando o compressor opera em regime de carga parcial, verifica-se uma redução em seu consumo de energia. No entanto, conforme constatado experimentalmente por Chen *et al* (2011), nesta situação os compressores operam com valores inferiores de eficiência se comparados à operação em carga plena. A mesma afirmação é realizada por Stoecker e Jabardo (2002), quando ao realizarem um comparativo entre compressores parafuso e alternativos, destacam algumas vantagens do primeiro, como a de possuir menos partes móveis, mas ressaltam a redução na eficiência dos compressores parafuso em regimes de carga parcial.

Este efeito também foi verificado por Widell e Eikevik (2010), ao estudarem a eficiência energética em uma indústria de congelados na Noruega. Um dos desafios da planta de refrigeração estudada foi de usar a capacidade já instalada de uma forma mais eficiente. Foi verificado que os compressores parafuso com regulagem de carga por válvula deslizante frequentemente operavam em carga parcial, o que resultava em alto consumo de energia por

tonelada de produto congelado. Também observaram que muitas indústrias de refrigeração possuíam controles de operação excessivamente simples, fazendo com que frequentemente mais de um compressor trabalhasse simultaneamente em carga parcial. Diante disso, a otimização da estratégia de controle dos compressores foi importante fator para redução da demanda de energia naquele estudo.

Em um sistema de climatização sem termoacumulação, os compressores acabam permanecendo vinculados ao valor imediato de demanda térmica da edificação climatizada, valor este que nem sempre possibilita a operação das máquinas nos seus regimes de carga mais favoráveis. Isto significa uma atuação da válvula deslizante para escalonamento da potência e conseqüentemente, redução na eficiência dos compressores se comparados ao seu regime de carga plena.

Por outro lado, quando uma planta de climatização passa a funcionar em conjunto com um tanque de termoacumulação, ampliam-se as possibilidades de gerenciamento de controle desta planta, pois se torna possível desvincular o regime de carga dos compressores da demanda imediata de refrigeração. Neste caso, as unidades resfriadoras podem ser mantidas em funcionamento sob regime de carga plena, visto que a energia frigorífica eventualmente excedente à carga poderá ser direcionada para armazenagem no tanque de água gelada.

### **2.3.3 Nivelamento de Demanda de Refrigeração**

Nivelar a demanda de refrigeração em um sistema dotado de termoacumulação significa aplicar o conceito que embasa a estratégia de carga parcial, onde é possível atender satisfatoriamente uma demanda com picos de carga térmica superiores à capacidade instalada da planta de climatização. Portanto, um sistema de climatização dotado de uma infraestrutura de termoacumulação torna-se capaz de atender cargas térmicas maiores do que aquelas suportadas por um sistema de mesmo porte, porém sem o recurso da termoacumulação (DORGAN e ELLESON, 1993).

Grande parte dos estudos recentes envolvendo aplicações com termoacumulação enfatiza a redução da demanda elétrica e dos custos energéticos de operação como principais vantagens obtidas. Muitos desses estudos foram abordados por Yau e Rismanchi (2012) durante uma revisão para investigação de diferentes tipos de sistemas de termoacumulação, onde foram discutidas as tecnologias empregadas na atualidade. A revisão apresenta casos como o de uma biblioteca na Malásia, onde foram obtidas reduções de 24 % nos valores das

faturas de energia, por causa de vantagens tarifárias da concessionária, somente alcançadas a partir do uso da termoacumulação.

Muitos artigos afirmam que uma das funções de um tanque de termoacumulação é possibilitar a diminuição da potência de refrigeração instalada. De forma análoga, plantas já em operação podem valer-se da implantação de termoacumulação para alcançar um aumento de capacidade de refrigeração, tirando assim máximo proveito das unidades resfriadoras e das instalações elétricas disponíveis, conforme comentado por Dincer e Rosen (2001).

Fazendo uso desta lógica, Henze *et al* (2008) descrevem a investigação dos benefícios econômicos e qualitativos da adição de termoacumulação para climatização de um grupo de edifícios da indústria farmacêutica na Alemanha. Tendo em vista uma expectativa de aumento de demanda de refrigeração nestes prédios, os autores trabalharam com duas possibilidades: instalar unidades resfriadoras adicionais ou aperfeiçoar a utilização das máquinas já existentes, através da adição de um sistema de termoacumulação. A investigação da melhor solução passou pela análise do impacto financeiro para instalação de tanques de termoacumulação com simulação de dois cenários. Enquanto um consistia em trabalhar com a demanda já existente, no outro a carga térmica simulada dos prédios foi incrementada em 25% visando refletir o aumento de demanda esperado a médio prazo. Os resultados mostraram um tempo de retorno de seis e três anos, para o cenário atual e com carga térmica aumentada, respectivamente. Foi constatado que a utilização da termoacumulação não apenas iria prover benefícios econômicos em virtude da redução dos custos de operação da planta de climatização, mas traria também outras vantagens como incremento da capacidade de refrigeração da planta aliada a uma maior confiabilidade da mesma.

#### **2.3.4 Adequação do Consumo Energético à Estrutura Tarifária**

Além de ser o principal fator considerado no momento do projeto e da elaboração da estratégia de operação da termoacumulação, a estrutura tarifária de energia elétrica da instalação é o fator que normalmente dita o ritmo da economia alcançada dentro dos custos de operação em um sistema de climatização dotado de termoacumulação (DORGAN e ELLESON, 1993).

As concessionárias brasileiras de distribuição de energia, através de suas classes tarifárias diferenciadas, também criam cenários particularmente interessantes ao uso da termoacumulação. Através da contratação das chamadas tarifas horosazonais, um cliente pode obter reduções significativas em sua conta de energia, desde que se proponha a reduzir

consideravelmente seu consumo energético dentro do chamado horário de ponta (BRASIL, 2005).

Define-se estrutura tarifária como sendo o conjunto de tarifas aplicáveis ao consumo de energia elétrica e/ou demanda de potência, de acordo com a modalidade de fornecimento. Dentro do grupo de consumidores atendidos pela rede de alta tensão e denominados “Grupo A” (de 2,3 a 230 kV) existem três modalidades de tarifação: convencional, horosazonal azul e horosazonal verde.

A estrutura tarifária convencional é caracterizada pela aplicação de tarifas de consumo de energia e/ou demanda de potência independentemente das horas de utilização do dia e dos períodos do ano. A estrutura tarifária horosazonal, por outro lado, é caracterizada pela aplicação de tarifas diferenciadas de consumo de energia elétrica e de demanda de potência, de acordo com as horas de utilização do dia e dos períodos do ano. O objetivo dessa estrutura tarifária é motivar o consumidor, pelo valor diferenciado das tarifas, a consumir menos energia elétrica e demandar menos potência nos momentos em que ela estiver menos disponível. Dentro de um dia são estabelecidos dois períodos, denominados postos tarifários. O posto tarifário “ponta” corresponde ao período onde tipicamente há o maior consumo de energia elétrica, que ocorre entre 18h e 21h. O posto tarifário “fora de ponta” compreende as demais horas dos dias úteis e as 24 horas de sábados, domingos e feriados.

O grupo de estrutura tarifária horosazonal é ainda dividido em dois subgrupos. O grupo horosazonal azul, cujas tarifas são apresentadas na Tab. (2.1), é a modalidade de fornecimento estruturada para a aplicação de tarifas diferenciadas de consumo e potência elétrica demandada, de acordo com os horários de utilização e da época do ano. Já o grupo horosazonal verde é a modalidade de fornecimento estruturada para a aplicação de tarifas diferenciadas de consumo de energia elétrica, de acordo com as horas de utilização do dia, bem como de uma única tarifa para demanda de potência. Entre os meses de maio e novembro são aplicadas as tarifas de “período seco”, em função da menor disponibilidade hídrica nesta época do ano. Por outro lado, entre dezembro de um ano até abril do ano seguinte, as instalações são taxadas segundo as tarifas do “período úmido”. (BRASIL, 2005).

Tabela 2.1 - Tabela de tarifas horosazonal azul

GRUPO ALTA TENSÃO	DEMANDA R\$/kW		DEMANDA ULTRAPASSAGEM R\$/kW		CONSUMO R\$/kWh			
	PONTA	FORA PONTA	PONTA	FORA PONTA	PONTA SECA	PONTA ÚMIDA	FORA PONTA SECA	FORA PONTA ÚMIDA
<b>SUBGRUPO A1 (230 kV OU MAIS)</b>								
Industrial	7,130000	0,000000	14,260000	0,000000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
<b>SUBGRUPO A2 (88 A 138 kV)</b>								
Industrial	24,180000	5,630000	48,360000	11,260000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
<b>SUBGRUPO A3 (69 kV)</b>								
Industrial	26,230000	6,750000	52,460000	13,500000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Comercial e Outros	26,230000	6,750000	52,460000	13,500000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Serviços Públicos - Tração Elétrica	26,230000	6,750000	52,460000	13,500000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Serviços Públicos - Água, Esgoto e Saneamento	22,295500	5,737500	44,591000	11,475000	0,195254	0,177217	0,124228	0,113764
Rural	23,607000	6,075000	47,214000	12,150000	0,206739	0,187641	0,131535	0,120456
<b>SUBGRUPO A4 (2,3 A 25 kV)</b>								
Industrial	37,450000	11,360000	74,900000	22,720000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Comercial e Outros	37,450000	11,360000	74,900000	22,720000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Poderes Públicos	37,450000	11,360000	74,900000	22,720000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Serviços Públicos - Tração Elétrica	37,450000	11,360000	74,900000	22,720000	0,229710	0,208490	0,146150	0,133840
Serviços Públicos - Água, Esgoto e Saneamento	31,832500	9,656000	63,665000	19,312000	0,195254	0,177217	0,124228	0,113764
Rural	33,705000	10,224000	67,410000	20,448000	0,206739	0,187641	0,131535	0,120456

Fonte: CEEE (2011)

Respeitados os critérios legais, a legislação atual permite aos consumidores do grupo A escolherem o enquadramento e valor de contrato de demanda que resultem na menor despesa com energia elétrica para sua fonte consumidora. A decisão, porém, só deve ser tomada após uma análise econômica criteriosa, simulando-se o faturamento da conta, para efeito de comparação, com a aplicação das tarifas verde, azul e convencional.

Em linhas gerais, a estrutura CONVENCIONAL é indicada para unidades consumidoras comerciais e condomínios residenciais, onde o período de maior utilização da energia elétrica ocorre por volta das 18 às 21 horas. Já a estrutura HOROSAZONAL VERDE é mais indicada para a unidade consumidora que consegue paralisar ou reduzir consideravelmente suas atividades durante o horário de ponta, considerando que a tarifa de consumo daquele horário é muito mais cara. A estrutura HOROSAZONAL AZUL é normalmente mais recomendada às unidades consumidoras que tenham dificuldade em diminuir ou paralisar suas atividades no horário de ponta e, portanto, apresentam um consumo significativo de energia elétrica nesse período, além de apresentarem um elevado grau de eficiência na utilização da demanda contratada, ou seja, apresentam um consumo maior por kW de demanda (ESCELSA, 2004).

A demanda contratada é um dos itens mais importantes do contrato de fornecimento de energia elétrica, pois se superdimensionada acabará onerando desnecessariamente a conta de energia da unidade consumidora, ou se subdimensionada poderá acarretar o pagamento de uma tarifa de ultrapassagem extremamente alta, caso esta ultrapassagem exceda a tolerância permitida pela legislação (ESCELSA, 2004).

Cabe ao cliente de cada unidade consumidora estabelecer o montante de demanda em horário de ponta e fora de ponta a ser contratado junto à concessionária de energia. A demanda pode ser dimensionada através da soma de toda a carga elétrica da unidade

consumidora, multiplicada por um fator de demanda. O valor resultante deve representar o maior valor de potência que poderá estar operando simultaneamente em qualquer intervalo de 15 minutos durante o mês de faturamento.

A partir do funcionamento do sistema de termoacumulação, uma grande demanda elétrica pode ser deslocada para fora do horário de ponta, permitindo uma redução da demanda contratada. Da mesma forma, o consumo em horário de ponta pode ser consideravelmente reduzido, levando em conta a representatividade das unidades resfriadoras no consumo energético total do terminal de passageiros. Estas ações são capazes de permitir um rearranjo na estrutura tarifária da fonte consumidora junto à concessionária de energia, vislumbrando uma redução dos valores pagos.

## 2.4 SIMULAÇÃO TERMOENERGÉTICA DE EDIFICAÇÕES

Ferramentas para análise de performance energética são desenvolvidas para simular o consumo energético e o desempenho térmico em edificações durante as fases do projeto ou até mesmo com o edifício já em funcionamento. Baseando-se em um sistema de equações que descrevam o desempenho térmico das edificações, juntamente com as condições de contorno aplicáveis, uma simulação termoenergética do sistema poderá ser realizada (TRCKA e HENSEN, 2009). Segundo Çengel (2009), resultados muito precisos podem ser obtidos através da utilização de dados horários de um ano inteiro para simulação computacional utilizando algum programa computacional de análise energética em edificações comerciais.

Edificações são sistemas complexos, onde a performance termoenergética real normalmente acaba sofrendo algum desvio em relação às previsões de projeto. Simular computacionalmente uma edificação é portanto um ótimo recurso que possibilita ao projetista prever de forma mais precisa o comportamento do prédio, permitindo análises, comparações e verificação de alternativas para melhorias. Programas computacionais para simulação nestas aplicações têm sido vistos como ferramentas promissoras para pré-estabelecer padrões a serem aplicados durante a operação da edificação para monitoramento da performance ou identificação de anormalidades no comportamento do sistema (TRCKA e HENSEN 2009).

Muitos programas computacionais para avaliação do desempenho térmico e energético de edificações são constantemente desenvolvidos. Estes são destinados a diferentes alternativas de projeto, incluindo sistemas de condicionamento de ar. Atualmente, já existem muitas ferramentas computacionais disponíveis para análise energética em edificações, sendo que a escolha vai depender principalmente da área de aplicação. O *Building Energy Tools Directory*, um site mantido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos, lista atualmente mais de 390 programas de simulação desenvolvidos no mundo inteiro para análise

do desempenho de edificações em eficiência energética, energias renováveis e sustentabilidade (UNITED STATES, 2011).

Programas de simulação de desempenho térmico e energético de edificações são úteis também na determinação de estratégias de operação de seus sistemas de climatização, visando minimizar seu custo de operação. Sem o auxílio das ferramentas computacionais, uma avaliação mais precisa pode tornar-se uma tarefa desafiadora, devido à necessidade de se realizar uma simulação global e conjunta entre variáveis do prédio e dos equipamentos de refrigeração (LI *et al*, 2009).

Estratégias de *retrofit* para prédios comerciais são guiadas por numerosos parâmetros. A simulação computadorizada tem tornado possível analisar processos complexos envolvendo o comportamento energético dos prédios para desenvolver metodologias que simultaneamente levam em conta questões econômicas e ambientais. Neste contexto, Kulkarni *et al* (2011) realizaram simulações com o programa *Design Builder* para um teatro na Índia, visando obter dados balizadores para implantação de melhorias no prédio. Além da avaliação da carga térmica nas condições existentes, os autores estimaram a influência de diversas hipóteses relacionadas à alteração de características construtivas do teatro, verificando a influência de cada uma no comportamento energético do prédio. De posse desses dados foi possível realizar uma sólida avaliação referente à viabilidade da implantação de diversas melhorias construtivas na edificação, tarefa que não poderia ter sido realizada no grau de confiabilidade apresentado sem uma ferramenta de simulação computadorizada.

#### **2.4.1 Utilização do Programa *EnergyPlus***

O *EnergyPlus* é o programa oficial de simulação de edificações do Departamento de Energia dos Estados Unidos. Teve sua primeira versão oficial (excluindo-se versões beta) lançada em abril de 2001, sendo uma ferramenta mundialmente difundida e aceita para análise de edificações. O *EnergyPlus* combina características de outros programas desenvolvidos ainda na década de 80 pelo governo norte americano, como ferramentas de simulação energética que tinham como objetivo dimensionar adequadamente equipamentos de refrigeração e climatização, desenvolver estudos de *retrofit* de equipamentos e aperfeiçoar a performance energética de edificações (UNITED STATES, 2011).

O *EnergyPlus* é capaz de realizar simulações e análises energéticas calculando as cargas de refrigeração e aquecimento necessários para manter o controle térmico dentro dos valores de *setpoint* desejados, além de simular o consumo de energia da edificação a partir de informações climáticas horárias da região, descrição arquitetônica e construtiva do prédio, padrões de uso e ocupação, potência instalada em iluminação, equipamentos, características

do sistema de condicionamento de ar e estrutura tarifária, além de diversos outros detalhes, tornando possível verificar se a simulação corresponde ao comportamento da edificação real (UNITED STATES, 2011).

O *EnergyPlus* não foi desenvolvido com a preocupação de apresentar-se ao usuário através de uma interface gráfica amigável. Ao contrário, o programa foi criado no intuito de ser um gerenciador de dados, onde outras interfaces desenvolvidas para fins específicos podem ser apoiadas.

Um dos pontos fortes do *EnergyPlus* é sua capacidade de integração entre todos os aspectos da simulação. Assim, ao invés das cargas térmicas serem dimensionadas de forma isolada para que depois sejam simulados os equipamentos de refrigeração, todas as informações que impactam diretamente na resposta térmica do prédio são cruzadas instantaneamente, permitindo ao pesquisador investigar de forma mais precisa o efeito do dimensionamento dos sistemas no conforto térmico dos ocupantes do prédio. O diagrama da Fig. (2.15) mostra um panorama básico desta integração de elementos em simulação de edificações realizadas pelo *EnergyPlus*.

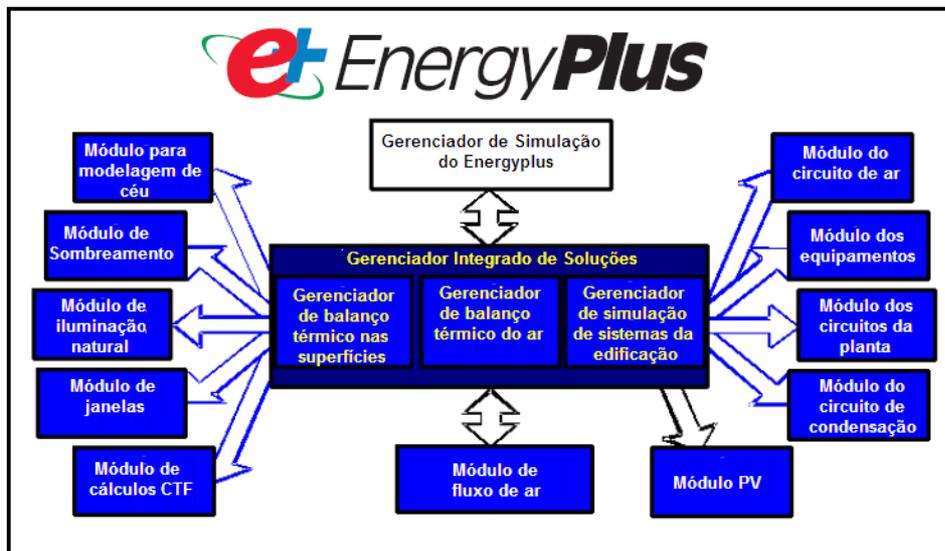


Figura 2.15- Panorama de interfaces do programa *EnergyPlus*  
Fonte: Adaptado de EnergyPlus (2010a)

Ao longo dos últimos anos, o *EnergyPlus* passou a ser o programa escolhido pelos autores de diversos estudos envolvendo simulações do comportamento energético de edificações. A partir do projeto arquitetônico de uma residência na cidade de Caxias do Sul, Pozza (2011) utilizou o *EnergyPlus* para prever o consumo energético e avaliar o conforto térmico dos ambientes da residência. A partir dos resultados das simulações, o autor foi capaz de propor modificações nas características da construção que resultariam na redução de 18%

no consumo de energia da casa. O estudo também avaliou e propôs a adoção do sistema de climatização de fluxo de refrigerante variável (VRF) em substituição ao sistema convencional do tipo *split*, prevendo com esta ação uma nova redução do consumo energético bem como redução no número de horas desconfortáveis dentro da casa.

Martinez (2009) realizou simulações com o *EnergyPlus* para verificação do desempenho termoenergético de um edifício residencial localizado em Porto Alegre, de modo que o mesmo pudesse obter a certificação *Leadership in Energy and Environmental Design* (LEED). O edifício foi climatizado com condicionadores *mini-split* de expansão direta e compressores rotativos. Na condução do estudo, foi analisado o comportamento energético de alguns dos parâmetros construtivos do prédio, como diferentes tipos de vidros, proteções internas e externas das esquadrias, proteções entre os vidros e revestimentos internos. A partir dos resultados obtidos, a autora observou que o consumo energético do edifício foi reduzido significativamente com aplicação dos materiais mais adequados, além de ter sido verificada uma melhoria nas condições de conforto térmico aos ocupantes. Para o melhor caso apresentado naquele trabalho, a redução do consumo de energia elétrica total da edificação chegou a 11,58% quando comparado com o projeto inicial e as horas não confortáveis para todos os ambientes analisados durante um ano não ultrapassaram 300 horas. Através das simulações realizadas, foi possível concluir que a edificação estava atendendo os pré-requisitos da certificação pretendida, além de demonstrar aumento de desempenho em relação à situação original.

Assim como as referências apresentadas nos parágrafos anteriores, o presente estudo também foi realizado com base em simulações do programa *EnergyPlus*, neste caso, tendo sido utilizada a versão 6.0 do programa. Os dados de entrada para as simulações são inseridos a partir de um editor próprio do programa, que gera um arquivo do tipo *Input Data File* (IDF), contendo todos os dados referentes à caracterização do cenário simulado. Através dos dados de saída das simulações é obtido um panorama completo de consumo energético do prédio, sendo inclusive discriminadas as parcelas de consumo de cada tipo de equipamento. Mais do que isso, o programa apresenta um “retrato” do funcionamento de cada parte da planta de climatização, com dados pontuais de temperatura, vazão, pressão, regime de carga dos equipamentos etc. Com esses dados devidamente plotados e interpretados, torna-se possível emitir pareceres relacionados a melhorias para o sistema, já que diferentes variações de cenários podem ser testadas e os respectivos resultados comparados. De posse destas informações, o usuário pode direcionar suas atenções tanto para melhorias nos parâmetros construtivos da edificação, como também focar seu estudo no comportamento energético do sistema de climatização, trabalhando em questões relacionadas à eficiência do mesmo.

### 3 MODELAGEM DO TERMINAL E DO SEU SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

A elaboração do presente trabalho foi realizada tendo como base um sistema de climatização já existente, operando segundo diretrizes básicas estabelecidas no respectivo projeto. Para realização dos objetivos propostos, optou-se por um estudo baseado em simulações termoenergéticas do sistema em questão, realizado com ferramentas capazes de analisar de forma global todo o processo de climatização do terminal aeroportuário de Porto Alegre, permitindo uma avaliação realista da influência de cada uma das variáveis de desempenho estudadas. A seguir são apresentadas as etapas cumpridas para atendimento dos objetivos traçados no estudo:

- Modelagem da edificação do terminal aeroportuário de Porto Alegre com o programa *EnergyPlus*, levando em conta suas principais características construtivas e perfil de utilização.
- Modelagem via *EnergyPlus* do sistema de climatização do terminal aeroportuário: unidades resfriadoras, torres de resfriamento, bombas, ventiladores e tanque de termoacumulação, levando em conta dados de catálogo e informações de projeto.
- Estudo das possibilidades de operação do sistema de climatização após a implantação da termoacumulação, considerando as melhorias de eficiência viabilizadas com a operação deste recurso.
- Realização de simulações anuais comparando as diferentes formas de operação da planta de climatização com e sem utilização da termoacumulação para obtenção dos relatórios de consumo energético para cada situação.
- Integração da simulação de consumo energético para climatização do terminal juntamente com análise do sistema horosazonal de tarifação da concessionária de energia elétrica, apontando a modalidade de tarifa mais vantajosa para o cenário proposto e a economia obtida em relação à situação atual do terminal aeroportuário.
- Consolidação das economias e benefícios alcançados com a operação do tanque de termoacumulação, considerando redução no consumo energético da planta, redução na taxa de energia elétrica e melhor aproveitamento da potência frigorífica instalada, demonstrando a redução no custo de operação do sistema e o aumento da longevidade da capacidade instalada frente à perspectiva de expansão do setor aeroportuário em Porto Alegre.

Dando início às etapas apresentadas anteriormente, o presente capítulo aborda todo o processo de modelagem do terminal de passageiros do aeroporto de Porto Alegre e da sua planta de climatização, realizados por intermédio do programa *EnergyPlus*.

### 3.1 CARACTERIZAÇÃO DOS AMBIENTES SIMULADOS

Segundo a ótica do programa *EnergyPlus*, uma “superfície construtiva” é o elemento fundamental na elaboração de um modelo para simulação. Em geral dois são os tipos de superfícies trabalhadas: superfícies de transferência térmica e superfícies de armazenamento térmico. Dentro desta concepção, todas as superfícies externas, tais como paredes e coberturas, são vistas pelo programa como superfícies de transferência térmica, enquanto as paredes e partições internas podem ser vistas tanto como superfícies de armazenagem térmica - quando separam dois ambientes à mesma temperatura, ou como superfícies de transferência térmica - quando separam dois ambientes mantidos a temperaturas diferentes.

Na interface do *EnergyPlus*, uma “zona térmica” não é vista como um ente geométrico, mas sim térmico. Conforme representado na Fig. (3.1), as mesmas são tratadas pelo programa como um volume de ar à temperatura uniforme, juntamente com as superfícies de transferência ou armazenagem de calor que circundam ou integram esse volume de ar. O que o programa faz é calcular a energia requerida para manter cada uma dessas zonas na temperatura especificada, para cada instante do dia.

Como o *EnergyPlus* executa um balanço térmico em cada zona durante suas simulações, torna-se claro que o primeiro passo para descrição da edificação no programa é a divisão do prédio em zonas térmicas. Como regra geral, procura-se definir a menor quantidade possível destas zonas, desde que sem comprometer significativamente a integridade da simulação de acordo com os moldes pretendidos.

A questão a partir daí passa então a ser a metodologia adequada para zoneamento térmico da edificação simulada. A princípio, a lógica pode induzir a uma divisão segundo a planta do prédio, ou seja, uma zona térmica para cada cômodo ou partição. No entanto, levando em conta os conceitos já mencionados, um parâmetro mais adequado passa a ser a configuração das unidades de climatização dentro da edificação, partindo do princípio que cada zona será climatizada segundo os parâmetros estabelecidos para a unidade condicionadora que a estiver atendendo.

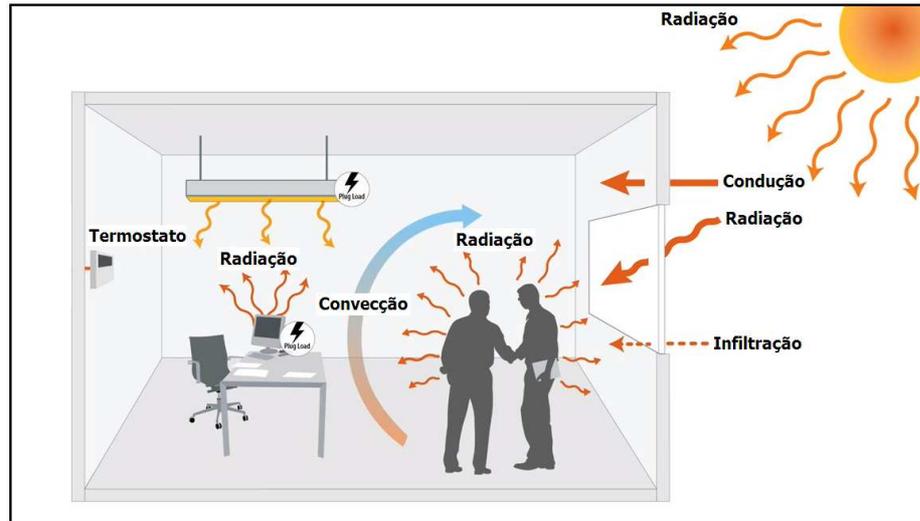


Figura 3.1 - Representação de uma zona térmica segundo a ótica do *EnergyPlus*  
 Fonte: NREL (2011)

Há de ressaltar, no entanto, que uma estimativa da magnitude da carga térmica total do prédio pode ser obtida através de modelos mais simples no que diz respeito à divisão dos ambientes em zonas térmicas. Por exemplo, a carga térmica global obtida com base em um modelo de uma única zona não será muito diferente da carga térmica global do mesmo prédio quando dividido em mais zonas. O que vai ocorrer é que a forma de distribuição dessa carga ao longo do prédio não poderá ser avaliada com modelos de zoneamento mais simplificado, mas sua magnitude poderá ser rapidamente estimada com a utilização de um modelo menos complexo. Este tipo de abordagem é especialmente útil nos casos onde se busca um dimensionamento de potência para uma central de refrigeração. Um modelo mais detalhado, em contrapartida, irá permitir determinar de forma mais precisa a distribuição das cargas e das condições de conforto térmico ao longo de qualquer ponto da edificação (ENERGYPLUS, 2010a).

Visto que a ênfase deste trabalho recai sobre o sistema de climatização e que não há intenção de se propor modificações na edificação, o zoneamento do terminal foi realizado de modo a possibilitar uma caracterização global da magnitude da carga térmica do aeroporto da cidade de Porto Alegre ao longo de um ano, demanda a qual o sistema de climatização em estudo estará atendendo. Para as simulações realizadas no presente estudo, adotou-se, portanto, um zoneamento térmico segundo a lógica mais simplificada, conforme comentado no parágrafo anterior, tendo sido o terminal aeroportuário dividido em oito zonas térmicas: os três pavimentos climatizados do prédio e as cinco pontes de embarque que ligam o terminal às aeronaves.

### 3.1.1 Memorial Descritivo do Terminal

A Fig. (3.2) ilustra o terminal 1 do Aeroporto de Porto Alegre, que foi inaugurado em 2001 com capacidade para movimentação de 5 milhões de passageiros/ano. Possui 37,6 mil metros quadrados de área construída em quatro pavimentos, podendo receber até 28 aeronaves de grande porte simultaneamente. O terminal tem 32 balcões de *check-in*, dez posições de embarque e desembarque de passageiros, nove elevadores e dez escadas rolantes. Possui centro de controle de movimentação de aeronaves totalmente automatizado, informatizado e com climatização nos principais ambientes (INFRAERO, 2011).

Suas paredes externas são compostas de alvenaria de tijolo e argamassa de cimento. O piso predominante é o de granito por sua grande resistência ao tráfego intenso e fácil limpeza. Outro tipo de revestimento de piso utilizado é o carpete, aplicado no 3º pavimento, mais especificamente nas áreas operacionais e administrativas. O material escolhido para as fachadas foi a cerâmica, por ser de fácil limpeza, resistente às intempéries e por apresentar uma grande possibilidade de combinações de cores e texturas (BETTER, 1996).

A cobertura do terminal de passageiros é de laje de concreto, devido às condições de variação de temperatura de Porto Alegre. Esta laje foi impermeabilizada com manta à base de asfalto e isolamento térmico com manta de lã de rocha. Sobre a laje há uma estrutura metálica que suporta telhas de alumínio trapezoidal simples. O viaduto de acesso tem, no trecho em frente ao terminal, uma cobertura de aproximadamente 5.000 m<sup>2</sup>, em estrutura espacial coberta com telhas duplas de aço zincado termicamente isoladas com colchão de poliuretano injetado tipo sanduíche. O vidro utilizado nas fachadas e domos é o laminado, que consiste em duas lâminas de vidro com uma lâmina de “Butiral”, recomendado para “absorver impactos” de ruídos de alto nível que possam ocorrer durante manobras ou partidas de aeronaves. A testada reta e inclinada desta cobertura com aproximadamente 1.200 m<sup>2</sup>, foi toda envidraçada com vidros laminados 6+6 mm azuis não reflexivos (BETTER, 1996).

As pontes de embarque têm sua estrutura feita toda em aço, suas paredes laterais são totalmente envidraçadas. Na parte superior e inferior das pontes, foi feito um fechamento interno com chapas de alumínio, sendo o piso revestido com placas emborrachadas (BETTER, 1996).



Figura 3.2 – Imagens do terminal de passageiros do aeroporto de Porto Alegre

### 3.1.2 Modelagem da Edificação

A modelagem da edificação representativa do terminal de passageiros foi realizada por intermédio da interface *OpenStudio* do programa *EnergyPlus*, que permite ao usuário modelar através de uma interface gráfica a edificação a ser simulada, além de definir suas principais características construtivas, que influenciarão no comportamento térmico do prédio.

Primeiramente as plantas baixas e de elevação de cada pavimento foram importadas a partir de arquivos do projeto do prédio para a interface de modelagem do *OpenStudio*. Com base nessas plantas foram definidas paredes, piso, tetos, posicionamento de portas e áreas envidraçadas, já levando em conta o zoneamento térmico do prédio conforme definido na seção anterior. Após modelagem gráfica da estrutura do edifício conforme projeto executivo do terminal, foram inseridas informações para correta identificação das fronteiras térmicas entre superfícies ou entre superfícies e ambiente externo. Isto é necessário para que o

programa possa aplicar corretamente os balanços de energia nos cálculos de transferência de calor entre os elementos construtivos da edificação.

Para a correta simulação de uma edificação, é essencial que ela seja plenamente declarada ao programa de simulação. Não apenas as suas formas e dimensões precisam ser informadas, mas também devem ser declarados os materiais utilizados e suas respectivas propriedades, conforme a Tab. (3.1), que reúne as propriedades dos materiais aplicados na modelagem do terminal de passageiros. Com estes dados, o programa de simulação torna-se apto a realizar uma correta avaliação de como a edificação se comportará sob as condições climáticas e cargas internas as quais está submetido.

Tabela 3.1 – Propriedades termofísicas dos materiais construtivos do terminal de passageiros

Material	$T_h$ [m]	$R$ [m <sup>2</sup> K W <sup>-1</sup> ]	$k$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	$\rho$ [kg m <sup>-3</sup> ]	$C_p$ [J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Argamassa	0,01		0,82	801	830
Azulejo cerâmico	0,015		1,64	2.520	815
Carpete	0,01	0,12			
Chapa de aço	0,05		45	7.830	500
Chapa de alumínio	0,0035		237	2.702	903
Lã de rocha 50mm	0,05		0,037	40	750
Lã de rocha 100mm	0,1		0,037	40	750
Laje de concreto	0,15		1,75	2.300	1.000
Manta asfáltica	0,02	0,027			
Piso emborrachado	0,01	0,28			
Placa granito	0,02		2,79	2.750	837
Reboco	0,02		0,72	1.860	900
Tijolo externo	0,2		0,57	1.121	830
Tijolo interno	0,1		0,57	1.121	830

Fonte: ASHRAE (2009b)

onde  $T_h$  é a espessura do material,  $R$  é a resistência térmica global unitária do material,  $k$  é a condutividade térmica do material,  $\rho$  é a massa específica do material e  $C_p$  é o calor específico do material.

As propriedades óticas e físicas dos vidros utilizados nas simulações do terminal de passageiros e apresentadas na Tab. (3.2) foram obtidas a partir do programa *Optics* 6.0, que reúne um extenso banco de dados alimentado periodicamente pelos maiores fabricantes de vidros do mundo (OPTICS, 2012).

Tabela 3.2 - Propriedades óticas e físicas dos vidros utilizados nas simulações

Tipo de Vidro	$T_h$ [m]	$T_s$	$R_{fs}$	$R_{bs}$	$T_v$	$R_{fv}$	$R_{bv}$	$\epsilon_f$	$\epsilon_b$	$K$ [W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]
Laminado Incolor 6 mm com 0,38 mm de PVB	0,006	0,761	0,071	0,072	0,889	0,082	0,082	0,840	0,840	0,9
Laminado refletivo azul TS30 78% (6+6 mm) com 0,76 mm de PVB	0,013	0,406	0,159	0,135	0,256	0,158	0,128	0,842	0,211	0,9

Fonte: Optics (2012)

onde  $T_s$  é a transmitância solar na direção normal à superfície do vidro,  $R_{fs}$  é a refletância solar na direção normal à superfície externa do vidro,  $R_{bs}$  é a refletância solar na direção normal à superfície interna do vidro,  $T_v$  é a transmitância visível na direção normal à superfície do vidro,  $R_{fv}$  é a refletância visível na direção normal à superfície externa do vidro,  $R_{bv}$  é a refletância visível na direção normal à superfície interna do vidro,  $\epsilon_f$  é a emissividade hemisférica da superfície externa do vidro no infravermelho,  $\epsilon_b$  é a emissividade hemisférica da superfície interna do vidro no infravermelho e  $k$  é a condutividade térmica do material.

Definidas as propriedades dos elementos construtivos do terminal, a cada parte do prédio foi então atribuído um grupo de materiais, dentre aqueles já registrados no arquivo de entrada, possibilitando ao programa avaliar as condições de transferência de calor para cada uma das superfícies da edificação. A partir deste ponto, a etapa de modelagem da edificação representativa do terminal de passageiros foi concluída, e a edificação foi então declarada ao *EnergyPlus* da forma como ilustrada na Fig. (3.3).

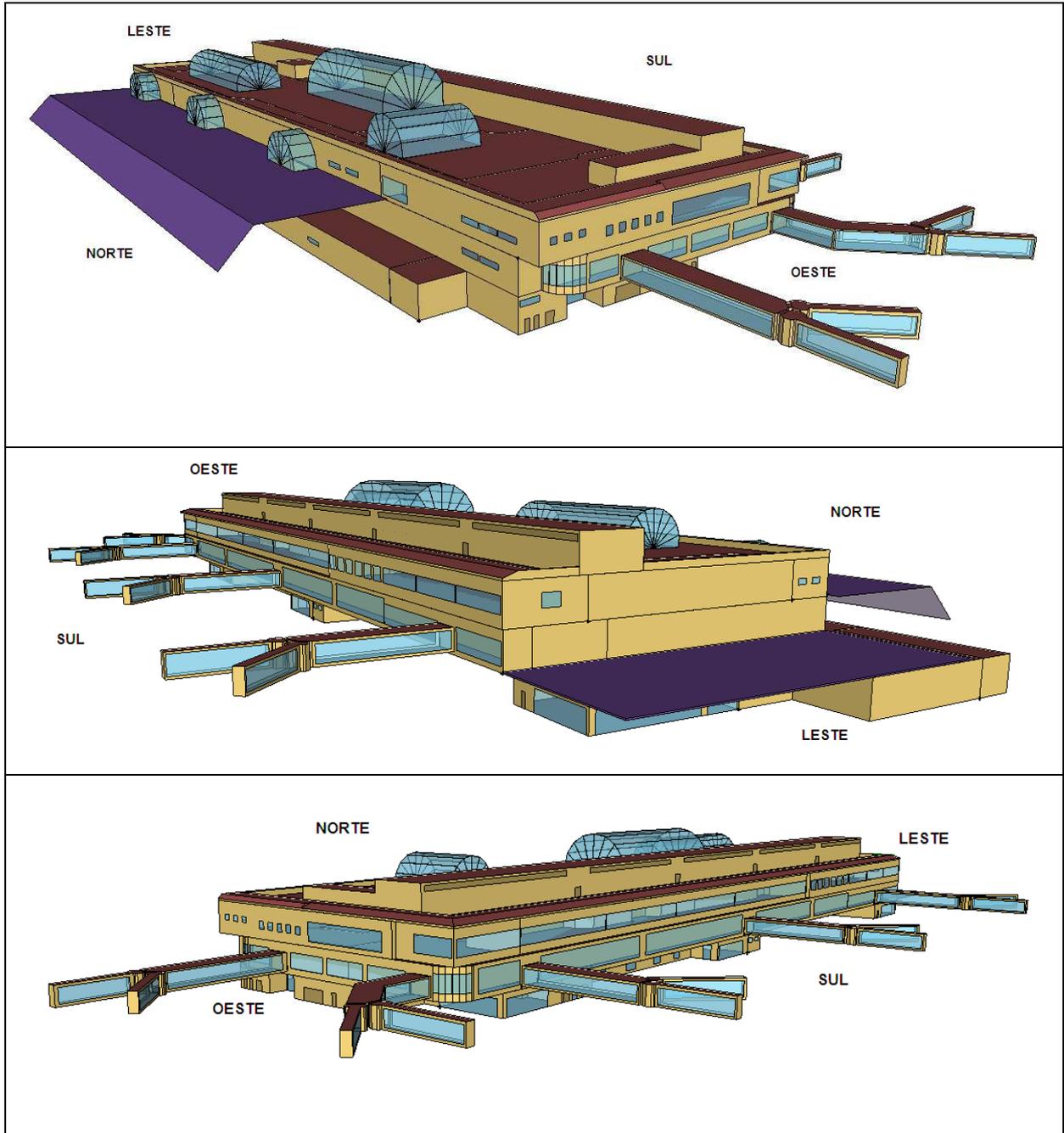


Figura 3.3 – Terminal de passageiros modelado para simulação termoenergética

Apesar da modelagem do terminal não ter reproduzido a edificação real em seus mínimos detalhes, procurou-se observar as características dimensionais e construtivas do prédio conforme seu memorial descritivo, de forma que a fidelidade da simulação dentro dos objetivos propostos não fosse comprometida.

### 3.1.3 Fontes Internas de Calor

O programa *EnergyPlus* permite ao usuário especificar diversas fontes de calor interno para cada zona térmica. A partir de valores de pico estabelecidos com base nas características do ambiente simulado, o programa aplica frações desses valores conforme agendas pré-definidas de utilização (*schedules*). Estas agendas nada mais são do que estruturas de programação montadas de acordo com as características e particularidades de uso do prédio.

Para o cálculo do ganho de calor devido à taxa de ocupação, por exemplo, o programa baseia-se na previsão do maior número de pessoas que cada zona térmica está sujeita a receber, informação que, após cruzada com a respectiva agenda de utilização, irá resultar na taxa de ocupação para um momento específico.

No caso estudado, estas agendas de utilização estão diretamente ligadas às características operacionais do terminal aeroportuário, tendo sido elaboradas a partir dos dados de movimentação de passageiros no aeroporto para o ano de 2010. Segundo informações para aquele ano, o movimento médio diário, considerando chegadas e partidas de voos regulares do Aeroporto Internacional de Porto Alegre foi de 174 aeronaves (INFRAERO, 2011).

Variações na quantidade de passageiros são notórias ao longo das diferentes épocas do ano. No entanto, os dados de ocupação declarados ao *EnergyPlus* consistiram em valores típicos de movimentação do terminal, obtidos através das médias anuais do número de passageiros para cada uma das 24 horas do dia, o que resultou nos dados apresentados na Fig. (3.4).

Além da movimentação de passageiros, para fins de cálculo de carga térmica, foram contabilizados também os funcionários que laboram dentro do terminal, além da estimativa de um acompanhante por passageiro.

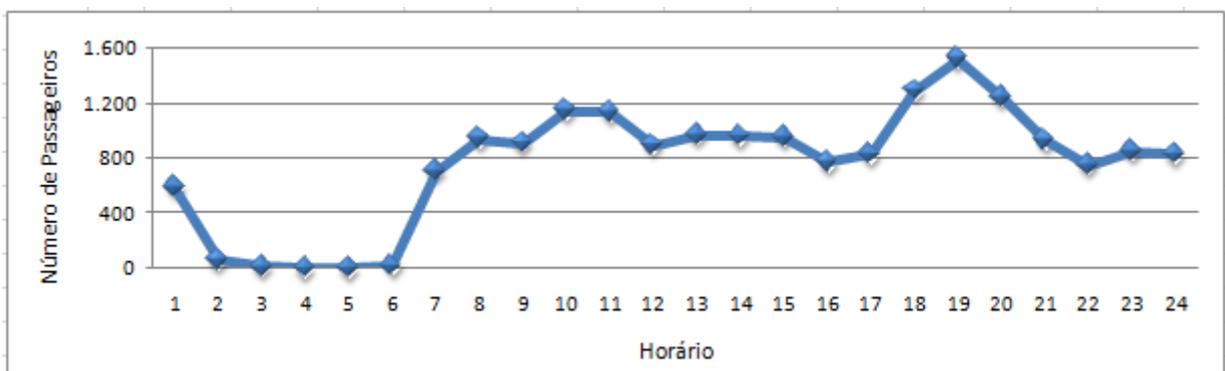


Figura 3.4 – Números médios de passageiros no terminal para cada hora dia  
Fonte: Adaptado de Infraero (2011)

Para as parcelas de ganho de calor devido à iluminação e equipamentos elétricos, o programa solicita que o usuário insira os respectivos valores de potência utilizados em cada zona térmica. No que diz respeito à definição dos valores declarados ao programa, considera-se que aeroportos possuem particularidades em relação a outros tipos de edificações. Enquanto os ganhos relativos à taxa de ocupação variam intensamente de acordo com a movimentação de passageiros, por outro lado, os ganhos devido à iluminação e equipamentos elétricos normalmente baseiam-se em valores médios de potência por área construída da edificação, valores estes normalmente utilizados em aplicações do setor comercial (ASHRAE, 2007).

Logicamente os ganhos térmicos por iluminação e equipamentos dependem de outros fatores além das potências das respectivas lâmpadas e máquinas. Por conta disso, informações que levem à determinação da forma como o calor se distribui nos ambientes também devem ser declaradas, como por exemplo, os valores das parcelas radiante e visível do calor dissipado, ou no caso de equipamentos, as parcelas de calor radiante e latente dissipadas no ambiente. Estes dados, consolidados na Tab. (3.3), apresentam a forma como os ganhos referentes à iluminação e equipamentos elétricos do terminal aeroportuário simulado foram declarados ao *EnergyPlus*. Para distribuição das cargas ao longo dos ambientes, foram definidas três intensidades de iluminação e três diferentes concentrações de equipamentos elétricos por área construída da edificação. Cada um destes grupos responde por uma determinada parcela da área total do prédio, percentuais que foram atribuídos buscando a melhor aproximação possível à condição real. Através destas informações, o programa torna-se capaz de executar os cálculos para determinação dos ganhos internos de calor em cada zona térmica.

Tabela 3.3 – Dados de ganhos internos declarados ao *EnergyPlus* durante modelagem do terminal

Ganho Interno	Potência elétrica por área de zona [W m <sup>-2</sup> ]	Proporção da Edificação	Fração radiante do calor	Fração visível do calor	Fração latente do calor
Iluminação intensa	12	10%	0,37	0,18	
Iluminação moderada	8	50%	0,37	0,18	
Iluminação reduzida	5	40%	0,37	0,18	
Equipamentos elétricos (concentração elevada)	80	10%	0,30		0,05
Equipamentos elétricos (concentração moderada)	40	20%	0,30		0,05
Equipamentos elétricos (concentração baixa)	20	70%	0,30		0,05

### 3.1.4 Dados Climáticos da Localidade Simulada

Para que as simulações do terminal aeroportuário possam reproduzir de forma realista as condições de carga térmica as quais o sistema de climatização simulado estará atendendo, o programa de simulação precisa necessariamente ser alimentado com os dados climáticos da localidade considerada. Estes dados climáticos são carregados a partir de um arquivo do tipo *EnergyPlus Weather* (EPW), o qual possui informações obtidas através de medições horárias realizadas por um longo período de tempo em estações meteorológicas na cidade em questão. A partir de um tratamento estatístico dos dados, escolhem-se os meses que melhor representam o clima da localidade estudada. A compilação dos dados desses 12 meses mais representativos compõe o arquivo climático da cidade. Além dos dados de localização geográfica, o arquivo climático contém informações horárias de temperatura, radiação solar, temperatura do solo, umidade relativa do ar, pressão atmosférica, velocidade e direção do vento.

Como fonte de dados climáticos para as simulações realizadas no terminal aeroportuário, foi utilizado o arquivo climático do tipo EPW da cidade de Porto Alegre obtido a partir de um trabalho de pesquisa desenvolvido pelo laboratório de Eficiência Energética em Edificações, da Universidade Federal de Santa Catarina (LABEEE, 2005).

## 3.2 MODELAGEM DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

O sistema de climatização utilizado no Aeroporto Salgado Filho é do tipo expansão indireta, operando 24 horas por dia, sendo equipado com três unidades resfriadoras de líquido de 1.283 kW de capacidade nominal cada, com compressores do tipo parafuso utilizando água como fluido de condensação. O resfriamento da água de condensação é realizado por meio de três torres de resfriamento com ventiladores de velocidade variável, dimensionadas para atendimento da capacidade das unidades resfriadoras. A planta de climatização é composta por circuitos de água gelada e água de condensação, conforme esquematizado na Fig. (3.5), além de um circuito de água quente para as necessidades de aquecimento durante o inverno, sendo que este último não é abordado no presente trabalho.

O circuito de água gelada é subdividido em anel primário e anel secundário. Enquanto o primeiro é o responsável pela “produção” de água gelada, o segundo tem a função de circular a mesma pelos ramais de consumo, desde a central de utilidades até as unidades condicionadoras de ar. O bombeamento de água no circuito primário é realizado por bombas

centrífugas de velocidade constante, sendo uma bomba por unidade resfriadora. Já o anel secundário é atendido por três bombas centrífugas de velocidade variável em paralelo. O circuito de água de condensação, por sua vez, é atendido por três bombas centrífugas de velocidade constante em paralelo.

Para condicionamento do ar que atende ao terminal, existem oito unidades climatizadoras do tipo *fancoil*, localizadas no quarto pavimento do prédio. São compostas basicamente por trocadores de calor pelos quais circula a água gelada proveniente do circuito primário, além dos respectivos ventiladores para insuflamento e retorno de ar. A temperatura nos ambientes climatizados é mantida por meio de um sistema de volume de ar variável (VAV) onde o controle dos espaços climatizados é realizado variando-se a quantidade de ar condicionado insuflado no ambiente, ao invés de se variar a temperatura deste ar, que é mantida constante. De acordo com a demanda de ar insuflado nos ambiente, varia-se a vazão de água gelada que passa pelos condicionadores. Os ventiladores são acionados por motores elétricos, sendo sua rotação variável por meio de inversores de frequência.

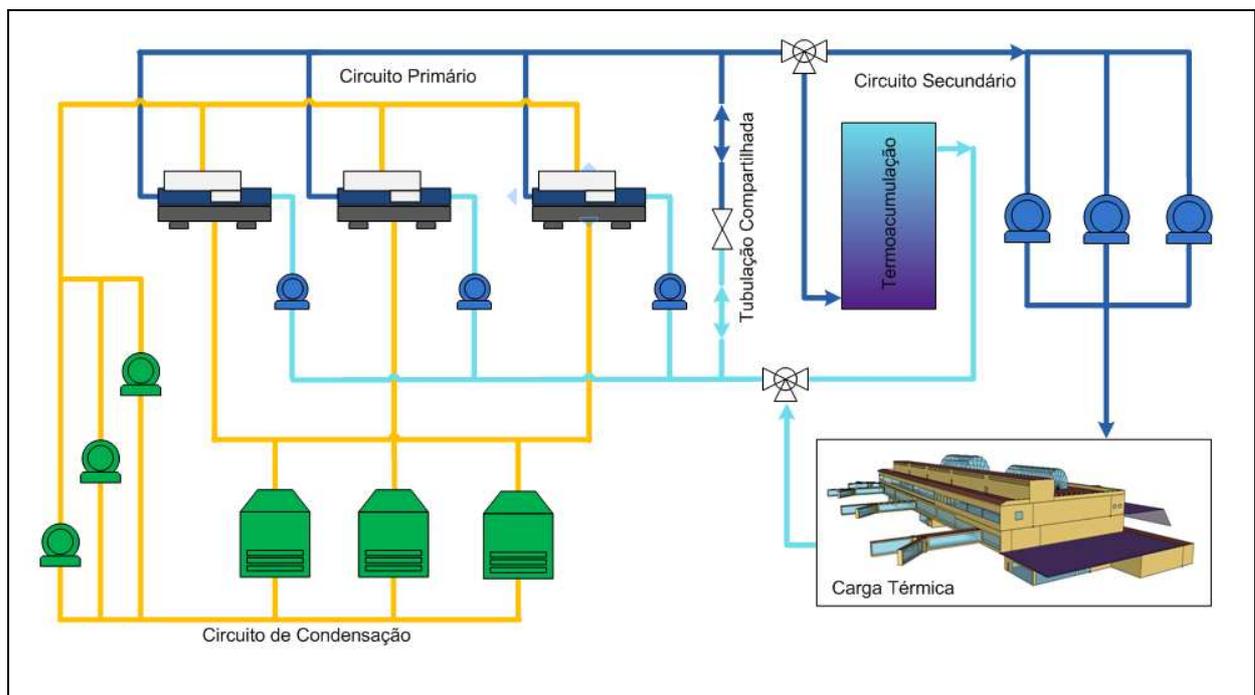


Figura 3.5 – Esquema da planta de climatização do aeroporto de Porto Alegre

O sistema é complementado por um tanque de termoacumulação - Fig. (3.6), com capacidade para 2.000 m<sup>3</sup> de água gelada, de modo que toda a energia que venha a exceder o consumo do sistema de ar condicionado possa ser armazenada. Esta produção poderá ocorrer durante o período noturno, de modo a permitir o desligamento das unidades resfriadoras durante a ponta tarifária de energia elétrica, diminuindo desta forma a demanda elétrica do

terminal neste período. Nesta situação, toda a demanda por água gelada passa a ser suprida pelo tanque de termoacumulação (FERREIRA, 1999).



Figura 3.6 – Imagem do tanque de termoacumulação do aeroporto

Para simulação da situação atual de operação, foram modelados os circuitos primário, secundário e de condensação, juntamente com todos os equipamentos que compõe a planta de climatização do aeroporto. Com relação ao tanque de termoacumulação, este foi acrescentado ao sistema apenas após simulações do arquivo base, que representa a situação atual de operação da planta, portanto sem a participação do tanque de água gelada. Dados nominais dos equipamentos necessários à modelagem do sistema de climatização, apresentados no Anexo A, foram obtidos principalmente no memorial descritivo do sistema de climatização do aeroporto, sendo então confrontadas com informações empíricas relacionadas ao comportamento da planta.

### 3.2.1 Modelagem das Unidades Resfriadoras de Líquido

A modelagem das unidades resfriadoras foi realizada através do módulo do *EnergyPlus* denominado *Chiller:Electric:EIR* que utiliza como referência a temperatura de entrada da água de condensação nas máquinas. Este modelo simula a performance térmica de unidades resfriadoras e a potência elétrica absorvida pelos respectivos compressores. Para determinar as condições de operação em qualquer regime de operação, o modelo usa informações fornecidas pelo usuário relacionadas às condições de projeto para operação das máquinas, juntamente com três curvas representativas do seu desempenho, que são:

- Capacidade de refrigeração em função das temperaturas de água gelada e condensação;
- Rendimento em função das temperaturas de água gelada e condensação;
- Rendimento em função da carga parcial.

As curvas de performance das unidades resfriadoras, definidas por equações polinomiais com uma ou duas variáveis independentes, são usadas para simular o desempenho do *chiller* sob condições diferentes das de referência. Uma equação polinomial com uma variável independente representa uma relação unidimensional entre uma condição fornecida (variável independente) e a resposta do equipamento (variáveis dependentes) no modelo de simulação. Da mesma forma, uma equação polinomial com duas variáveis independentes representa uma relação bidimensional entre as condições de entrada e a resposta do modelo (ENERGYPLUS, 2010b).

A curva da capacidade de refrigeração em função das temperaturas de água gelada e condensação é representada por uma equação polinomial biquadrática, Eq. (3.1), cujas variáveis independentes são as duas temperaturas citadas: água gelada na saída do *chiller* e água de condensação na entrada do *chiller*. O coeficiente resultante desta equação é então multiplicado pela capacidade nominal da máquina para obtenção da capacidade de refrigeração em condições de operação diferentes das de projeto. Quando os próprios valores de referência são aplicados na equação da curva, a mesma resulta em um valor unitário:

$$Cap_{temp} = a + b(T_{cw,l}) + c(T_{cw,l})^2 + d(T_{cond,e})^2 + f(T_{cw,l})(T_{cond,e}) \quad (3.1)$$

onde  $T_{cw,l}$  é a temperatura da água gelada na saída do *chiller*,  $T_{cond,e}$  é a temperatura da água de condensação na entrada do *chiller*,  $a, b, c, d, e, f$  são os coeficientes da equação e  $Cap_{temp}$  é o coeficiente de capacidade de refrigeração do *chiller* em função das temperaturas  $T_{cw,l}$  e  $T_{cond,e}$ .

A curva do rendimento em função das temperaturas de água gelada e condensação, representada pela Eq. (3.2), é uma equação polinomial biquadrática com duas variáveis independentes, que parametriza a razão entre potência absorvida e capacidade de refrigeração da máquina, em função das suas temperaturas de saída de água gelada e de entrada de água de condensação. O coeficiente resultante desta equação é então multiplicado pela capacidade nominal da máquina para obtenção dos rendimentos em condições de operação diferentes das de projeto. Quando os próprios valores de referência são aplicados na equação da curva, a mesma resulta em um valor unitário.

$$COP_{temp} = a + b(T_{cw,l}) + c(T_{cw,l})^2 + d(T_{cond,e}) + e(T_{cond,e})^2 + f(T_{cw,l})(T_{cond,e}) \quad (3.2)$$

onde  $COP_{temp}$  é o coeficiente do rendimento da máquina em função das temperaturas  $T_{cw,l}$  e  $T_{cond,e}$ .

A curva do rendimento em função do regime de carga parcial, representada pela Eq. (3.3), é uma polinomial quadrática com uma variável independente, que parametriza a razão entre potência absorvida e a capacidade de refrigeração em função do regime de carga do *chiller*. O regime de carga, por sua vez, é caracterizado pela razão entre a carga atual do compressor e sua capacidade nominal. O coeficiente resultante desta curva é então multiplicado pelo rendimento do *chiller* à plena carga para obtenção dos rendimentos nas condições de carga parcial em que a máquina estiver operando em determinado instante. Quando o *chiller* opera à plena carga, a equação da curva resulta em um valor unitário.

$$COP_{PLR} = a + b(PLR) + c(PLR)^2 \quad (3.3)$$

onde  $COP_{PLR}$  é o coeficiente do rendimento em função do regime de carga do *chiller* e  $PLR$  é o coeficiente do regime de carga parcial da máquina.

Para leitura das curvas que contém as informações de performance das unidades resfriadoras em qualquer regime e condições de funcionamento, o *EnergyPlus* deve acessar os coeficientes das equações polinomiais de cada uma das três curvas de performance. Os coeficientes das equações, por sua vez, são calculados através de análise de regressão realizada em pares de dados provenientes de catálogos de engenharia do fabricante das máquinas, dados estes que representam as variáveis de cada uma das três equações de desempenho.

Para obtenção dos coeficientes das equações foram utilizados os módulos “tabelas de performance” (*Performance Tables*) do *EnergyPlus*. Estas tabelas são preenchidas com os dados do catálogo de engenharia das máquinas, seguidos dos respectivos dados de saída para cada condição específica. Com esses dados, o próprio *EnergyPlus* realiza a análise de regressão durante a simulação, calculando os coeficientes para cada uma das três curvas de performance das unidades resfriadoras.

Os dados aplicados nas tabelas de performance, por sua vez, foram extraídos do programa E-CAT2 versão 4.46 do fabricante das unidades resfriadoras que se trata, na verdade, de um catálogo eletrônico para as máquinas utilizadas no aeroporto (CARRIER, 2011). A partir das condições de serviço informadas pelo usuário, o programa fornece todos

os dados referentes ao desempenho do *chiller* selecionado, incluindo situações de operação em carga parcial. Com uso desta ferramenta, portanto, foram levantadas as tabelas do Apêndice A, que contemplam os dados requeridos pelo *EnergyPlus* para realização da regressão das curvas de performance das máquinas simuladas.

Informados todos os dados pertinentes, o *EnergyPlus* realiza então os cálculos de desempenho das unidades resfriadoras. Primeiramente, a capacidade de refrigeração do *chiller* em qualquer instante da simulação é determinada pela Eq. (3.4):

$$\dot{Q}_{avail} = \dot{Q}_{ref} Cap_{temp} \quad (3.4)$$

onde  $\dot{Q}_{ref}$  é a capacidade do *chiller* nas condições de referência e  $\dot{Q}_{avail}$  é a capacidade do *chiller* ajustada para as condições atuais.

O modelo determina então qual a taxa de transferência de calor necessária para resfriar a água gelada retornando à unidade resfriadora até o valor de *setpoint* definido pelo usuário. Se esta taxa resultar em valor superior à demanda limitada pelo controle de operação do *chiller*, então a taxa ficará condicionada a este limite de demanda.

A taxa de transferência de calor no evaporador passa então a ser comparada com a capacidade total disponível na máquina. Se esta for suficiente para atender a demanda de transferência do evaporador, a temperatura de saída da água gelada adquire o valor do *setpoint*. Caso contrário, a água gelada passa a deixar o evaporador com temperaturas superiores ao *setpoint*. Quando isso ocorre, a temperatura de saída da água gelada é calculada segundo Eq. (3.5), com base em três dados: temperatura da água entrando no evaporador, capacidade de refrigeração disponível e vazão mássica no evaporador:

$$T_{cw,l} = T_{cw,e} - \left( \frac{\dot{Q}_{avail}}{m_{evap} \dot{C}_{p,evap}} \right) \quad (3.5)$$

onde  $T_{cw,l}$  é a temperatura da água na saída do evaporador,  $T_{cw,e}$  é a temperatura da água na entrada do evaporador,  $\dot{m}_{evap}$  é a vazão mássica no evaporador e  $\dot{C}_{p,evap}$  é o calor específico da água na entrada do evaporador na temperatura  $T_{cw,e}$ .

A potência elétrica absorvida pelo compressor para qualquer instante da simulação é determinado pela Eq.(3.6):

$$P_{chiller} = \dot{Q}_{avail} \left( \frac{1}{COP_{ref}} \right) COP_{temp} COP_{PLR} \quad (3.6)$$

onde  $P_{chiller}$  é a potência dos compressores do *chiller* e  $COP_{ref}$  é o COP de referência.

A quantidade total de calor rejeitado no condensador é composta pelas parcelas de calor transferido no evaporador mais a porção referente à energia consumida pelo compressor. Esta porção referente ao compressor vai depender da sua eficiência. A taxa de transferência de calor do condensador do *chiller* é calculada pela Eq. (3.7):

$$\dot{Q}_{cond} = (P_{chiller} \times eff_{motor}) + \dot{Q}_{evap} \quad (3.7)$$

onde  $\dot{Q}_{cond}$  é a taxa de calor rejeitado no condensador,  $eff_{motor}$  é a eficiência do compressor e  $\dot{Q}_{evap}$  é a taxa de calor transferida no evaporador.

Já a temperatura da água na saída do condensador é determinada pela Eq. (3.8):

$$T_{cond,l} = T_{cond,e} + \left( \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{m}_{cond} \times C_{p,cond}} \right) \quad (3.8)$$

onde  $T_{cond,l}$  é a temperatura da água deixando o condensador,  $T_{cond,e}$  é a temperatura da água entrando no condensador,  $\dot{m}_{cond}$  é a vazão mássica no condensador e  $C_{p,cond}$  é o calor específico da água entrando no condensador na temperatura  $T_{cond,e}$ .

Para simulação das unidades resfriadoras do terminal de passageiros, foram criados três objetos dentro do módulo de simulação *Chiller:Electric:EIR*, um para cada máquina da planta. Estes objetos foram então configurados com os dados referentes às características de operação do sistema em uso no aeroporto. A Tab. (3.4) apresenta os dados nas condições de projeto para cada uma das três máquinas, da forma como foram lançados no arquivo de entrada do *EnergyPlus*.

Tabela 3.4 – Condições de referência para simulação das unidades resfriadoras

Propriedades	Valores
Capacidade de refrigeração	1.283 kW
COP	4,76
Saída de água gelada	6,7 °C
Entrada de água de condensação	29,5 °C
Vazão de Água no evaporador	0,045 m <sup>3</sup> /h
Vazão de Água no condensador	0,068 m <sup>3</sup> /h

Os valores de capacidade, COP e vazões de água informados na Tab. (3.4) foram estabelecidos como condição de referência, tendo sido obtidos no catálogo eletrônico das unidades resfriadoras a partir da definição das temperaturas de água gelada e de condensação. Para o *setpoint* de água gelada, por sua vez, foi utilizado o valor de 6,7 °C que é o valor padrão segundo a norma *ARI Standard 550/590* (ARI 2003). Ressalta-se que a elevação deste *setpoint* de água gelada costuma ser uma estratégia eficaz para reduzir o consumo de energia das unidades resfriadoras. Em contrapartida, isto também resulta na redução de performance das serpentinas de água gelada nos condicionadores de ar, pois um menor diferencial de temperatura irá requerer maior vazão de água nos mesmos, aumentando o consumo energético das bombas. Se a economia de energia nos compressores irá ou não se sobrepôr a este aumento de consumo nas bombas, vai depender das características de performance das unidades resfriadoras e da planta de climatização como um todo, situação a ser verificada durante as simulações (COOLTOOLS, 2009).

Nas situações práticas para climatização do terminal de passageiros, hoje por vezes se utilizam valores inferiores ao padrão ARI para *setpoint* de água gelada, normalmente de 5,5 °C a 6,0 °C, fato que pode ser atribuído à existência de problemas já conhecidos nos equipamentos da planta, responsáveis por reduzir sua eficiência de operação, mas que ainda estão sendo corrigidos. De qualquer forma, durante as simulações, foi o próprio valor padrão 6,7 °C que acabou apresentando os melhores resultados em termos de eficiência energética das máquinas, aliado ao atendimento do *setpoint* de temperatura dos ambientes climatizados.

### 3.2.2 Modelagem das Torres de Resfriamento

O objetivo do modelo de simulação para torres de resfriamento do *EnergyPlus* é prever a temperatura de saída da água de condensação e a potência requerida pelo motor do ventilador da torre para que a temperatura de *setpoint* seja atendida.

Para modelagem das torres da planta de climatização do aeroporto, foram criados três objetos dentro do módulo do *EnergyPlus* designado para simulação de torres de resfriamento de velocidade variável (*CoolingTower:VariableSpeed*). Este módulo aplica o modelo de simulação *CoolTools*, apresentado por Benton *et al* (2002), que utiliza correlações empíricas para modelagem da torre. Segundo o modelo, a torre é simulada por intermédio de quatro variáveis independentes:

$FR_{air}$	regime de vazão de ar: vazão real dividida pela vazão de referência;
$FR_{water}$	regime de vazão de água: vazão atual dividida pela vazão de referência;
$T_{range}$	diferença de temperatura da água na entrada e na saída da torre;
$T_{wb}$	temperatura de bulbo úmido do ar ambiente.

A modelagem é realizada a partir de especificações do usuário para dados de TBU do ar ambiente, temperatura de aproximação (*approach*) e a faixa de operação (*range*) da torre, todos na condição de projeto, conforme curva de desempenho da torre simulada, apresentada no Anexo B. As vazões de referência de ar e água, além da potência do ventilador, também devem ser informadas. A partir de então, as curvas empíricas são aplicadas para obtenção dos valores de aproximação da torre e potência do ventilador, agora para condições diferentes das de projeto. O modelo também é capaz de determinar a performance da torre em regime de “convecção livre”, assim denominado quando o ventilador é mantido desligado e as bombas permanecem circulando a água através do enchimento da torre, situação na qual a transferência de calor ocorre a taxas mais reduzidas. Com base nos índices de desempenho obtidos, a torre buscará então entregar a água de condensação no *setpoint* determinado, ou abaixo dele (ENERGYPLUS, 2010b).

Para simulação da temperatura da água na saída da torre, o modelo segue os seguintes passos:

- O modelo primeiramente determina a temperatura de saída da água com o ventilador funcionando à sua máxima velocidade. Se nesta situação a temperatura de saída da água permanecer acima do valor de *setpoint*, o ventilador segue funcionando em velocidade plena.
- Caso a temperatura de saída da água com o ventilador a plena velocidade fique abaixo do *setpoint*, o modelo então determina o uso do regime de convecção livre. Se nesta situação a temperatura da água não ultrapassar o *setpoint*, o ventilador permanecerá desligado.

- Se, por outro lado, a temperatura de saída da água ultrapassar o valor de *setpoint* a partir do uso da convecção natural, então o ventilador será ligado em sua menor velocidade, buscando reduzir a temperatura de saída da água. Se esta mínima velocidade já for suficiente para manter a temperatura dentro do *setpoint*, o ventilador permanecerá funcionando em ciclos liga/desliga, buscando manter o *setpoint*.
- A partir desta situação, tão logo a temperatura de saída da água começa a subir, o modelo determina a vazão de ar requerida e a respectiva velocidade do ventilador para atendimento do *setpoint*.

O modelo primeiramente determina, por intermédio da Eq. (3.9), a temperatura de saída da água com o ventilador da torre quando operando à velocidade plena ( $FR_{air} = 1$ ). Esta operação é realizada a partir das condições de projeto para temperatura de aproximação, TBU do ar ambiente e  $T_{range}$  da torre:

$$T_{water,outlet,fanMAX} = T_{wb,air} + T_{approach} = T_{water,intlet} + T_{range} (FR_{air} = 1) \quad (3.9)$$

onde  $T_{water,outlet,fanMAX}$  é a temperatura de saída da água com ventilador em velocidade plena,  $T_{wb,air}$  é a temperatura de bulbo úmido do ar ambiente,  $T_{approach}$  é a temperatura de aproximação da torre nas condições atuais de operação,  $T_{water,intlet}$  é a temperatura da água na entrada da torre e  $T_{range}$  é a faixa de operação da torre nas condições atuais de operação.

Se a equação 3.9 resultar em uma temperatura de saída da água acima do valor de *setpoint*, então o ventilador da torre funcionará continuamente à plena carga. Se a temperatura de saída da água com o ventilador à velocidade plena estiver abaixo do *setpoint*, o modelo determinará através da Eq. (3.10), o impacto do funcionamento da torre em regime de “convecção livre”. Para tal, o modelo aplica o valor definido pelo usuário para capacidade de troca térmica neste regime:

$$T_{water,outlet,fanOFF} = T_{water,intlet} - \left[ Frac_{freeconv} (T_{water,intlet} - T_{water,outlet,fanMAX}) \right] \quad (3.10)$$

onde  $T_{water,outlet,fanOFF}$  é a temperatura da água na saída da torre, em convecção livre e  $Frac_{freeconv}$  é a fração da capacidade da torre em regime de convecção livre.

Se a temperatura de saída da água em regime de convecção livre permanecer abaixo do *setpoint*, o ventilador da torre não é ligado e o seu regime de carga é estabelecido em zero:

$$FanPLR = FanPLR_{freeconv} = 0 \quad (3.11)$$

$$FR_{air} = FR_{air,freeconv} = Frac_{freeconv} \quad (3.12)$$

onde  $FanPLR$  é o regime de carga do ventilador da torre,  $FanPLR_{freeconv}$  é o regime de carga do ventilador em regime de convecção livre e  $FR_{air,freeconv}$  é o regime de vazão de ar em regime de convecção livre.

Se a temperatura de saída da água em regime de convecção livre subir acima do valor de *setpoint*, o ventilador é ligado na sua menor velocidade – Eq. (3.13), e a temperatura da água na saída da torre é obtida pela Eq. (3.14), somando-se TBU do ar na entrada da torre com a sua temperatura de aproximação:

$$FR_{air} = FR_{air,min} \quad (3.13)$$

$$T_{water,outlet,fanMIN} = T_{wb,air} + T_{approach} \quad (3.14)$$

onde  $T_{water,outlet,fanMIN}$  é a temperatura de saída da água na menor velocidade do ventilador e  $FR_{air,min}$  é o regime de vazão de ar para a menor velocidade do ventilador.

Se a temperatura de saída da água permanece abaixo do *setpoint* com o ventilador funcionando no menor regime de carga possível, a torre desliga e liga o ventilador conforme necessidade, sempre buscando o *setpoint* da água na saída da torre:

No caso do menor regime de carga do ventilador não ser suficiente para manter o setpoint da água na saída da torre, a velocidade do ventilador ( $FR_{air}$ ) será incrementada até que a aproximação calculada para a torre possibilite atingir a condição desejada. Por fim, a potência absorvida pelo motor do ventilador da torre é calculada com base no regime de vazão de ar requerido para atender às condições apresentadas anteriormente. No caso, a potência é considerada como sendo diretamente proporcional ao cubo do regime de vazão de ar nas unidades condicionadoras.

### 3.2.3 Modelagem das Bombas de Água

No ambiente de simulação do *EnergyPlus*, as bombas de água são vistas meramente como dispositivos provedores da vazão requerida pelo circuito no qual estão inseridas. A

modelagem das bombas é realizada a partir da avaliação de três variáveis de decisão, sendo duas definidas pelo usuário, enquanto a terceira é determinada por algoritmos do programa. A simulação de cada grupo de bombas inicia a partir da verificação da vazão requerida pelo circuito em determinado instante. A demanda da bomba é então obtida multiplicando-se a vazão requerida no circuito pela diferença de entalpia do fluido nas temperaturas de entrada na bomba e de *setpoint* do circuito (ENERGYPLUS, 2010b).

Uma bomba de velocidade variável é caracterizada a partir das respectivas vazões máxima e mínima, que constituem os limites físicos do equipamento. Enquanto nenhuma demanda é verificada no circuito e tendo a bomba sido configurada para operação intermitente, ela se mantém desligada. Caso contrário, ela irá operar dentro dos seus limites físicos, buscando a vazão mais adequada para atendimento da condição requerida pelos equipamentos demandadores de vazão.

A principal diferença entre as bombas de vazão constante e vazão variável é que a segunda utiliza uma curva de rendimento para obtenção da performance em carga parcial. Neste caso, o valor da parcela da potência em relação à carga plena para determinado instante da simulação é determinado pela Eq. (3.16):

$$FracPot = C_1 + C_2PLR + C_3PLR^2 + C_4PLR^3 \quad (3.16)$$

onde  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  e  $C_4$  são os coeficientes da equação e  $PLR$  é o percentual de carga parcial da bomba.

A operação das bombas de vazão contínua, por outro lado é bem mais simples. O usuário informa a vazão máxima, sendo este valor mantido sempre que a bomba estiver em funcionamento. Em outras palavras, seu valor de regime de carga parcial  $PLR$  será sempre igual a um.

Durante a modelagem das bombas do sistema de climatização, os dados informados ao programa incluíram potência, vazão e altura manométrica, conforme configuração das mesmas no sistema de climatização do aeroporto. Para os coeficientes de performance em carga parcial das bombas de velocidade variável, foram aplicados valores padrão sugeridos pelo próprio *EnergyPlus*.

Para modelagem das bombas pertencentes ao sistema de climatização do aeroporto, foram utilizados módulos do *EnergyPlus* capazes de representar bancos de bombas em paralelo, visto que cada circuito da planta existente é composto por três bombas. Estes bancos

de bombas podem ser constituídos de motores de velocidade constante (*HeaderedPumps:ConstantSpeed*), utilizado para os circuitos primário e de condensação, ou de velocidade variável (*HeaderedPumps:VariableSpeed*), aplicado para modelagem das bombas do circuito secundário. A vazão fornecida pelo banco de bombas é determinada com base no número de motores em funcionamento dentro de cada grupo, considerando as capacidades individuais de cada bomba.

A simulação tem início com a partida de todas as três bombas de cada grupo. Em seguida, as bombas passam a ser desligadas uma a uma até que a vazão fornecida caia abaixo do valor requerido pelo circuito em determinado instante. Assim que isso ocorre, a última bomba desligada volta à operação para atendimento da diferença da vazão requerida. A vazão da última bomba ligada irá depender do tipo de bomba utilizada. Para um banco de bombas de velocidade constante, a última bomba funcionará à sua capacidade nominal, fazendo com que o grupo forneça uma vazão igual ou superior à requerida pelo circuito naquele instante. Por outro lado, quando tratar-se de um banco de bombas de velocidade variável, a última bomba funcionará em carga parcial de modo que a vazão total do grupo coincidirá com aquela requerida pelo circuito. A potência total do banco de bombas é determinada pela Eq. (3.17):

$$P_{bomb} = (PR_{FL} \times N_{FL} + PR_{PL} \times N_{PL}) \times P_{Nom} \quad (3.17)$$

onde  $PR_{FL}$  é a razão de potência à plena carga (normalmente igual a um),  $N_{FL}$  é o número de bombas operando à plena carga,  $PR_{PL}$  é o percentual de carga das bombas operando em carga parcial,  $N_{PL}$  é o número de bombas operando em carga parcial e  $P_{Nom}$  é a potência nominal individual das bombas.

Para um banco de bombas de velocidade constante,  $N_{PL}$  será zero, enquanto para bombas de velocidade variável,  $N_{PL}$  valerá um.

### 3.2.4 Modelagem dos Ventiladores de Insuflamento de Ar

O objeto de entrada denominado ventilador de volume variável (*Fan:VariableVolume*) fornece um modelo para simulação de ventiladores, que são os sistemas primários para movimentação do ar insuflado nos ambientes a serem condicionados. Nesses objetos de entrada, o *EnergyPlus* usa um modelo baseado em uma curva de performance para descrever a relação entre a vazão volumétrica e a potência elétrica dos ventiladores. O modelo determina a energia utilizada pelos ventiladores de insuflamento, que costumam representar

uma parcela bastante significativa do consumo total de energia do sistema de climatização e do prédio como um todo. Ele também é capaz de considerar o aumento de temperatura na corrente de ar causada pelo aumento da pressão estática à medida que o ar passa pelo ventilador (ENERGYPLUS, 2010b).

Os dados de entrada do modelo descrevem as características do ventilador e as condições de entrada do ar que por ele passa. Já os dados de saída incluem potência e energia elétrica consumida pelo ventilador e as condições de saída do ar. O usuário descreve o ventilador pela inserção dos valores de projeto para aumento de pressão do ar na passagem pelo ventilador, vazão de ar, eficiência total do ventilador e a eficiência do motor do ventilador. O usuário também pode especificar uma eventual parcela de calor transferido do motor para a corrente de ar. Tratando-se de ventilador de velocidade variável, o modelo também requer os valores para os coeficientes da equação polinomial de quarta ordem que relaciona a vazão mássica de ar deslocada pelo ventilador com seu consumo energético. Neste caso a variável dependente é a fração de vazão volumétrica e variável independente vem a ser o regime de carga do ventilador.

A modelagem dos ventiladores foi realizada com aplicação dos valores padrão sugeridos pelo próprio *EnergyPlus*. Da mesma forma, para a informação de vazão de ar, aplicou-se a função auto-dimensionamento do programa.

### **3.2.5 Modelagem do Tanque de Termoacumulação**

Para simulação do sistema de termoacumulação do aeroporto foi utilizado o módulo específico para tanques estratificados de água gelada (*ThermalStorage:ChilledWater:Stratified*). Trata-se de um modelo que divide o tanque em múltiplos “nós” de mesmo volume e soluciona simultaneamente as equações diferenciais que modelam o balanço de energia em cada um deles, simulando o comportamento da temperatura entre os nós pelos efeitos da transferência de calor por condução vertical e transferência de massa (ENERGYPLUS, 2010b).

A forma como o *EnergyPlus* “enxerga” o tanque de água gelada difere da sua configuração física real. Na simulação, o tanque é composto por duas seções distintas: “lado da descarga” e “lado do carregamento”. Pela ótica do programa, a descarga e carregamento do tanque são caracterizados pela existência de fluxo de água entrando e saindo no lado correspondente ao mesmo.

A modelagem do sistema de termoacumulação para operação segundo moldes do memorial descritivo da planta de climatização do aeroporto constituiu um dos maiores desafios do presente estudo. Apesar do elevado número de publicações abordando a utilização do programa *EnergyPlus* para simulações de edificações climatizadas, grande parte dos trabalhos pesquisados adota uma abordagem mais voltada à avaliação da influência de diferentes parâmetros construtivos das edificações simuladas sobre o consumo energético e sobre o conforto térmico de seus ocupantes. Mesmo dentre os trabalhos com ênfase nos equipamentos de refrigeração, não foram constatadas referências que abordassem de forma detalhada a utilização dos modelos do *EnergyPlus* para sistemas de termoacumulação.

Para modelagem dos equipamentos mais usuais de uma planta de climatização, o *EnergyPlus* dispõe de ferramentas auxiliares (*HVAC Templates*) com as quais o usuário especifica os parâmetros principais de cada objeto integrante da planta que está sendo modelada. O programa então, através de um aplicativo específico, expande estes objetos, criando os circuitos de ar condicionado, de água gelada e água de condensação, juntamente com todas as configurações para correta interligação dos mesmos.

Apesar de o *EnergyPlus* dispor de um módulo específico para modelagem de tanques de termoacumulação, ainda não existe, na atual versão, uma ferramenta dedicada à configuração das interligações entre o tanque e o restante da planta da forma como acontece com os demais equipamentos, de modo que esta tarefa precisou ser realizada manualmente. Além disso, nenhuma das configurações de termoacumulação existentes na biblioteca de exemplos do programa mostrava-se compatível com o modo de operação do sistema concebido para o aeroporto, onde a potência frigorífica de todas as unidades resfriadoras deve ser capaz de atender simultaneamente os condicionadores de ar do terminal de passageiros e o tanque de água gelada, durante seu carregamento. Em outras palavras, os exemplos disponíveis consideravam um *chiller* dedicado apenas ao carregamento do tanque, visto que o condicionador de ar estava configurado para sempre receber água do mesmo, enquanto outra máquina atendia diretamente os condicionadores, mas apenas como complemento ao tanque durante os momentos de pico de carga que viessem a superar sua capacidade de descarga. Se tal lógica fosse aplicada para simulação do sistema de climatização em estudo, o *EnergyPlus* estaria interpretando o sistema da forma como esquematizado na Fig. (3.7). Isto significa dizer que o modo de funcionamento da planta de climatização do aeroporto com termoacumulação não poderia ser simulado já que não haveria maneira de representar os *chillers* simultaneamente carregando o tanque e atendendo a demanda do terminal.

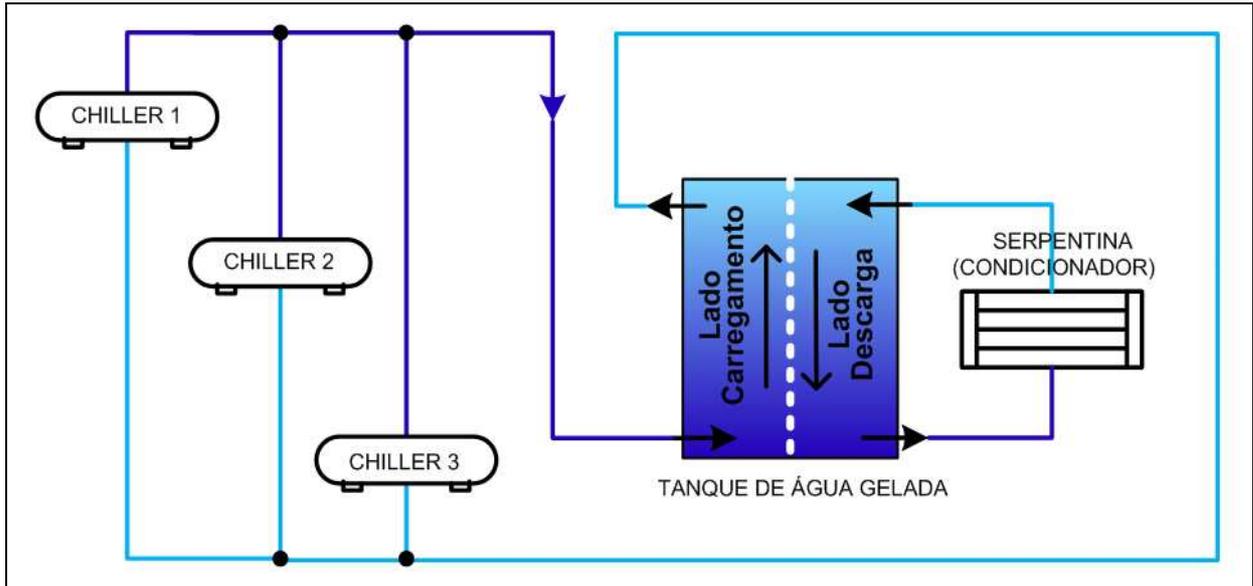


Figura 3.7 - Esquema original do *EnergyPlus* para simulação de sistema com tanque de água gelada

Sendo assim, o arquivo base inicialmente desenvolvido para simulação do modo atual de operação da planta de climatização do terminal de passageiros precisou ser totalmente retrabalhado, pois não apenas o circuito passaria a contar com a participação do sistema de termoacumulação, como também a estruturação da planta no programa precisaria ser reformulada para que pudesse aproximar-se da concepção de operação do tanque de água gelada existente no aeroporto.

Passaram então a ser testadas diversas estratégias envolvendo posicionamento do tanque, *chillers* e serpentinas dos condicionadores de ar, baseando-se na lógica utilizada pelo *EnergyPlus* para simulação do sistema de climatização. No entanto, apesar destas estratégias terem permitido simulações diversas da planta, os resultados das mesmas mantinham-se inconsistentes, demonstrando que o *EnergyPlus* não estava processando as informações da forma esperada, tornando necessário o desenvolvimento de uma nova configuração para o sistema, mais abrangente que os rearranjos realizados até então.

Para que as unidades resfriadoras pudessem simultaneamente recarregar o tanque e atender a demanda do terminal, foi desenvolvida uma nova solução, representada através da Fig. (3.8). Esta nova solução baseou-se na criação de uma serpentina adicional (*Coil:Cooling:Water*), posicionada em paralelo com o “lado do carregamento” do tanque de água gelada. No caso, trata-se da serpentina 1 da Fig. (3.8), que passou a compartilhar com o “lado do carregamento” o fluxo de água gelada proveniente das unidades resfriadoras. Desta forma, a serpentina original (serpentina 2) continuou recebendo água gelada proveniente do “lado da descarga” em horário de ponta quando os *chillers* estão desligados, enquanto a nova serpentina passou a ser atendida diretamente pelos *chillers* nos períodos fora de ponta.

Durante o carregamento do tanque, a potência frigorífica dos *chillers* passou a ser compartilhada entre a nova serpentina e o “lado do carregamento”. Já no ponto de vista do fluxo de ar que atravessa o condicionador, o objeto representativo da nova serpentina ficou posicionado em série com o original. Isto significa que a configuração da corrente do ar a ser climatizado não foi alterada, pois em qualquer situação este atravessará ambas as serpentinas, sendo resfriado pelo objeto que estiver recebendo fluxo de água gelada naquele instante.

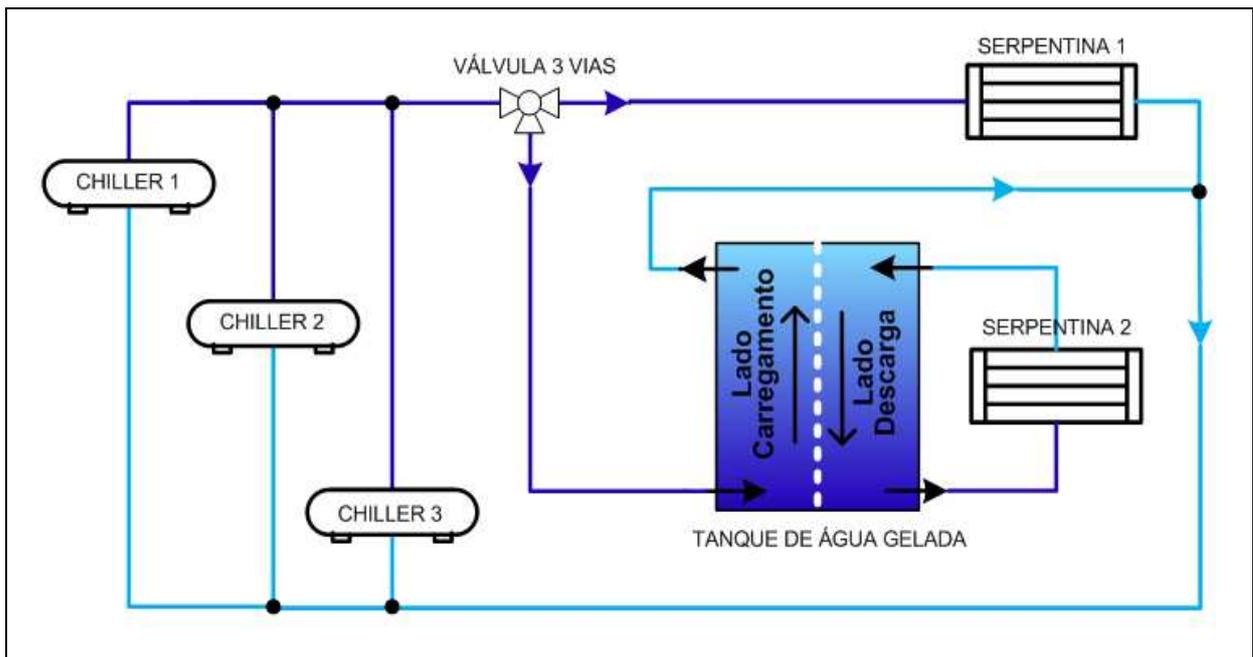


Figura 3.8 – Esquema de simulação do *EnergyPlus* modificado para o terminal de passageiros

Segundo informação recebida do suporte técnico do *EnergyPlus* nos Estados Unidos, a solução desenvolvida é uma configuração ainda não testada pelos desenvolvedores do programa, mas os comentários indicaram aprovação da estratégia utilizada, como forma eficaz de lidar com o caso em questão (GRIFFITH, 2011). Portanto, a nova versão do arquivo de entrada para simulação do terminal de passageiros passou a contar com a infraestrutura de termoacumulação, agora em funcionamento integrado com os demais equipamentos da planta de climatização do aeroporto.

As Figs. (3.7) e (3.8) foram elaboradas no intuito de ilustrar de forma simplificada a lógica utilizada pelo *EnergyPlus* para simulação de plantas de climatização com uso de um tanque estratificado de água gelada. No entanto, para se chegar à solução capaz de atender satisfatoriamente o modo de operação do sistema em estudo, foi essencial um estudo e compreensão prévia dos diagramas apresentados nos Anexos C, D e E, parte integrante dos dados de saída do *EnergyPlus* versão 6.0. Estes diagramas tratam das representações dos

componentes do sistema de climatização e suas respectivas interligações, segundo a lógica interna do programa.

Para cálculos de temperatura no interior do tanque de água gelada, o *EnergyPlus* aplica os critérios do seu modelo para tanques estratificados (*ThermalStorage:ChilledWater:Stratified*), que se baseia nas Eq. (3.18) e (3.19). Desta forma, o volume total do tanque simulado foi dividido em 10 nós, sendo considerado o nó 1 localizado no topo do tanque e o nó 10 na base do tanque:

$$m_n C_p \frac{dT_n}{dt} = \dot{q}_{net,n} \quad (3.18)$$

$$T_n = T_{n,old} + \frac{\dot{q}_{net,n} \Delta t}{m_n C_p} \quad (3.19)$$

onde  $m_n$  é a massa de água para o nó “n”,  $C_p$  é o calor específico da água,  $T_n$  é a temperatura atual da água para o nó “n”,  $T_{n,old}$  é a temperatura anterior da água para o nó “n”,  $\dot{q}_{net,n}$  é a taxa líquida de transferência de calor para o nó “n” e  $\Delta t$  é a variação do tempo.

A transferência líquida de calor  $q_{net}$ , por sua vez, é constituída pelo somatório dos ganhos e das perdas através de diversos mecanismos de transferência de calor que ocorrem entre os nós do tanque. Dentre as perdas consideradas, o programa determina a transferência de calor do ambiente externo para o interior do tanque em função de um coeficiente pré-definido de perda por área de parede do tanque, além da temperatura do ambiente externo. Desta forma, são realizados os cálculos para obtenção das temperaturas que permitem ao programa gerenciar corretamente as operações de carga e descarga do tanque de água gelada.

## 4 CENÁRIOS SIMULADOS

Tendo sido modelados no *EnergyPlus* a edificação representativa do terminal aeroportuário de Porto Alegre juntamente com todas as partes que compõe a planta de climatização, foi estabelecido o arquivo base para simulação do sistema de climatização nos moldes de funcionamento do sistema atual, contemplando os equipamentos cuja modelagem foi descrita no capítulo anterior. Para tal, foram observadas as características de operação da planta existente, buscando deixar o arquivo base funcionando da maneira mais fiel possível ao sistema real. A partir da simulação do arquivo sem termoacumulação, que representa a situação atual, o arquivo base foi então alterado para inclusão do tanque de termoacumulação. Deste ponto em diante, foram realizadas simulações diversas para avaliação da influência de situações específicas no desempenho do sistema. Cada uma destas avaliações possibilitou a verificação de diferentes oportunidades de aumento de eficiência e redução de custos operacionais, através de novas estratégias de operação que a planta com participação da termoacumulação passava a oferecer. Este capítulo destina-se à abordagem dos aspectos relacionados a cada uma destas estratégias e modos de operação avaliados.

### 4.1 OPERAÇÃO DA PLANTA SEM TERMOACUMULAÇÃO

Por motivos diversos, o sistema de termoacumulação do aeroporto de Porto Alegre encontra-se atualmente fora de operação, de modo que as unidades resfriadoras trabalham exclusivamente para atendimento à demanda imediata do terminal, entregando água gelada em um *setpoint* pré-configurado pelo operador.

A capacidade total de cada *chiller* é resultante da potência agregada de quatro compressores do tipo parafuso, cujo funcionamento é escalonado de acordo com o valor de carga térmica do terminal. As variações de demanda de refrigeração são percebidas pelas máquinas através de sensores que avaliam a temperatura da água gelada após retornarem dos condicionadores de ar dos ambientes climatizados.

Em situações de demanda intermediária, as máquinas trabalham em carga parcial para atender à vazão de água gelada requerida pelos condicionadores de ar. A partir da demanda percebida pelo sistema, a potência dos *chillers* é escalonada para atendimento da carga percebida. Nesta situação, as máquinas buscam manter a temperatura da água gelada no circuito primário segundo parâmetros pré-estabelecidos. Portanto, quanto menor a temperatura da água no retorno às unidades resfriadoras, menos potência será requerida pelas

mesmas para resfriar a água de volta ao valor de *setpoint*, resultando assim no escalonamento da potência das máquinas.

Se a demanda continuar caindo, os circuitos seguem reduzindo a potência até o ponto em que uma das máquinas possa ser desligada enquanto as demais permanecem atendendo a demanda. Conseqüentemente, as bombas do circuito primário, que estão em série com cada uma das unidades resfriadoras, são desligadas sempre que o respectivo *chiller* deixa de funcionar. De forma semelhante, o funcionamento das bombas do circuito de condensação e os ventiladores das torres de resfriamento também acompanham a demanda de refrigeração do terminal de passageiros, à medida que seu funcionamento é norteado pela operação dos *chillers*.

A água gelada produzida pelas unidades resfriadoras é bombeada através do circuito secundário da planta para a área do quarto pavimento do prédio, onde se localizam as oito unidades centrais de filtragem e condicionamento de ar, sendo que cada uma delas atende a uma área específica do terminal. As unidades condicionadoras são compostas por serpentinas pelas quais circula a água gelada do circuito secundário. Já a movimentação do ar através dos condicionadores é realizada por ventiladores impulsionados por motores elétricos de velocidade variável.

A distribuição de ar pelo terminal de passageiros é realizada através de dutos isolados, que levam o ar tratado a partir dos condicionadores centrais até as caixas de dosagem do sistema de volume de ar variável, que insuflam ar climatizado na vazão requerida pela demanda de cada ambiente. Quando sensores conectados a estas caixas de dosagem percebem um aumento de temperatura no ambiente, os mesmos enviam sinais para aumento da vazão de ar naquele setor. Isto gera um efeito cascata através da automação do sistema de climatização que, ao perceber o aumento de vazão de ar, acaba atuando diretamente sobre os ventiladores de insuflamento e sobre as bombas do circuito secundário, o que por sua vez provocará aumento da temperatura da água de retorno às unidades resfriadoras, levando ao ajuste de potência das máquinas para se adequarem à demanda de carga.

Todas estas características de funcionamento da planta foram levadas em conta durante a modelagem do sistema de climatização, juntamente com os valores de *setpoint* para modelagem de cada componente, segundo as descrições do capítulo anterior. Com todas as informações declaradas ao *EnergyPlus*, os primeiros testes de simulação foram realizados com intuito de se estabelecer um arquivo básico de entrada, que representasse o funcionamento da planta de climatização segundo modo atual de operação. A partir dos dados

de saída dessas simulações, tornou-se possível comparar o comportamento da planta simulada com o comportamento real do sistema.

No que diz respeito aos dados de saída das simulações, o *EnergyPlus* possibilita a apresentação de resultados para uma vasta gama de variáveis, oferecendo ao usuário a possibilidade de se obter um elevado nível de detalhamento referente ao comportamento energético dos sistemas de climatização simulados. Cabe ao usuário configurar quais variáveis de saída serão apresentadas e de que forma as mesmas serão reportadas, de modo que seja possível um monitoramento dos parâmetros mais relevantes ao estudo realizado.

Para as simulações realizadas, foram solicitados dados de vazão e temperatura de água gelada e de condensação na entrada e saída de cada equipamento da planta de climatização. Para levantamento dos dados de consumo energético de cada máquina, foram solicitadas as potências elétricas das unidades resfriadoras, bombas, ventiladores das torres e de insuflamento de ar no terminal. Foram também solicitados dados de TBU no ambiente externo e temperatura interna dos ambientes climatizados. Dados complementares incluíram valores de COP das unidades resfriadoras, potência frigorífica nos condicionadores de ar, além de informações referentes às demais parcelas de consumo energético do terminal, não relacionados ao sistema de climatização, tais como iluminação e equipamentos elétricos diversos. Para cada simulação realizada, o *EnergyPlus* gerava um arquivo contendo todos os dados solicitados, que após terem sido tratados e organizados, resultavam em uma planilha eletrônica contendo todas as informações da simulação, atualizadas para cada uma das 8.760 horas do ano.

Com a compilação dos dados de saída das primeiras simulações do arquivo base, passou-se à análise para verificação se o modelo matemático da edificação e do sistema de climatização resultava em dados que refletissem a realidade do terminal aeroportuário. Uma forma de realizar esta verificação é através dos registros de consumo e demanda de energia elétrica do terminal de passageiros simulados ao longo de um ano, confrontando esses resultados com os valores reais, obtidos a partir das faturas de energia do aeroporto durante o ano de 2010.

Para que os dados de consumo e demanda elétrica simulados correspondessem fielmente aos históricos reais das faturas de energia do terminal de passageiros desde as primeiras simulações, teria sido necessário um levantamento minucioso de todas as instalações e equipamentos elétricos do aeroporto. Esta tarefa, além de extremamente dispendiosa em virtude das dimensões e detalhamento das instalações do prédio, não teria somado grandes contribuições ao cumprimento dos objetivos do trabalho. Desta forma, como

estratégia para modelagem do arquivo base de simulação, optou-se por fixar os valores das cargas elétricas não relacionadas ao sistema de climatização dentro de valores médios de potência por área construída da edificação, conforme já comentado na seção 3.1.3. Estes valores eventualmente sofreram pequenos ajustes para que a simulação global do terminal de passageiros pudesse compor-se de maneira semelhante ao prédio real. Como forma de comparação entre o arquivo base e a situação real do prédio, foram utilizadas as informações apresentadas nas Figs. (4.1) e (4.2), que representam, respectivamente, os comparativos dos valores reais e simulados para consumo e potência elétrica do terminal de passageiros do aeroporto de Porto Alegre.

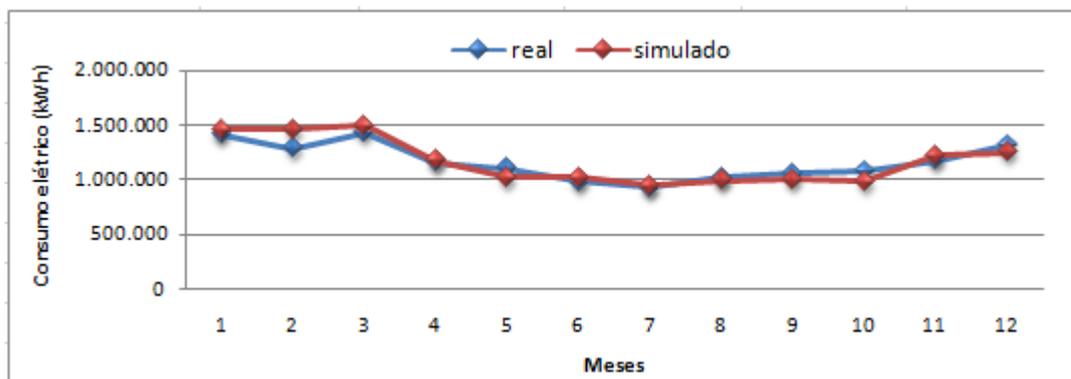


Figura 4.1 - Consumo elétrico mensal do terminal de passageiros ao longo de um ano

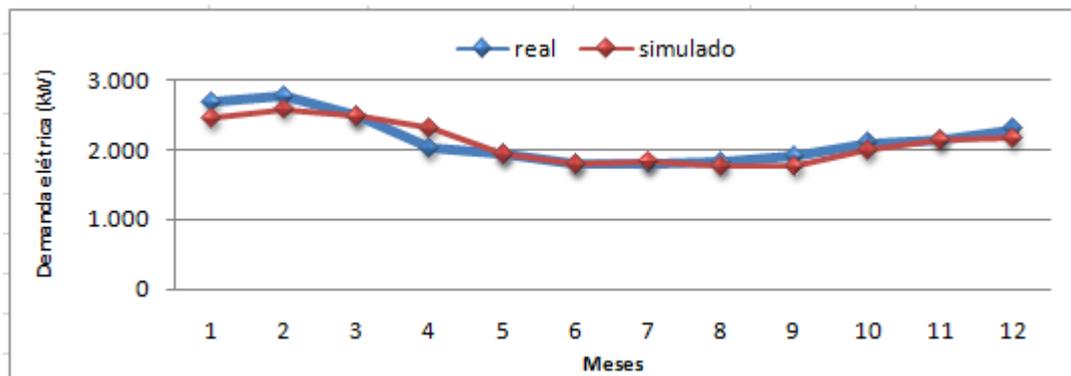


Figura 4.2 - Demanda elétrica mensal do terminal de passageiros ao longo de um ano

Tendo em vista a elevada representatividade do sistema de climatização sobre o consumo elétrico total do terminal de passageiros, percebe-se claramente pelos gráficos o reflexo da agenda de utilização desta infraestrutura. Durante o período de inverno, apesar das unidades resfriadoras permanecerem em funcionamento, sua utilização limita-se a cerca de um décimo da utilização durante o verão, quando o sistema é exigido à sua máxima capacidade. Por conta disso, as curvas de consumo e demanda elétrica do terminal aeroportuário apresentam diferenciação clara entre os períodos de verão e inverno.

Com as informações de saída da simulação do arquivo base, foram compilados os dados de potência e consumo de cada parte do sistema de climatização, conforme pode ser visto na Tab. (4.1). Com relação aos dados de potência e consumo não relacionados ao sistema de ar condicionado, estes são resultantes das simulações do terminal com aplicação dos valores médios descritos no capítulo anterior.

Tabela 4.1 - Dados preliminares do sistema de climatização do aeroporto

<b>Fonte de Consumo</b>	<b>Demanda Verão (kW)</b>	<b>Consumo Mensal Média Verão (kWh)</b>	<b>Demanda Inverno (kW)</b>	<b>Consumo Mensal Média Inverno (kWh)</b>
Unidades Resfriadoras	852	435.128	149	68.344
Ventiladores das Torres	44	15.248	2	465
Bombas de Condensação	52	33.156	17	12.508
Bombas do Circuito Primário	34	11.497	11	8.278
Bombas do Circuito Secundário	67	31.526	10	5.444
Ventiladores de Insuflamento	372	171.979	183	131.933
Demais Fontes de Consumo do Terminal Não relacionadas ao Sistema de Climatização	1.392	746.613	1.392	746.613
<b>TOTAL</b>	<b>2.813</b>	<b>1.445.147</b>	<b>1.764</b>	<b>973.585</b>

Com as informações da Tab. (4.1), já se pode ter uma ideia preliminar do efeito da transferência do consumo e demanda referente às unidades resfriadoras e circuito de condensação para fora do horário de ponta após modelagem do sistema com uso da termoacumulação. Em uma primeira análise, constata-se que para um dia típico de verão, esses dois grupos de equipamentos representariam uma parcela superior a 30% do consumo total do terminal aeroportuário, que estaria sendo transferido para horário fora de ponta. Esta informação por si já é capaz de dar uma amostra da representatividade dos resultados esperados ao longo deste trabalho.

## 4.2 OPERAÇÃO COM PARTICIPAÇÃO DA TERMOACUMULAÇÃO

A partir do arquivo base simulado anteriormente para representar a situação atual do terminal de passageiros, foi desenvolvido um novo arquivo de entrada para o programa *EnergyPlus*, desta vez com a inclusão do tanque de termoacumulação. Com a participação deste, torna-se possível um funcionamento mais eficiente do sistema como um todo, devido aos seguintes critérios:

- O funcionamento das unidades resfriadoras passa a ser desvinculado da demanda imediata do terminal permitindo que as mesmas possam trabalhar no seu regime de carga mais eficiente.
- As potências das bombas do circuito primário e de condensação passam a ser melhor aproveitadas, pois trata-se de bombas de velocidade fixa e portanto consomem a mesma energia para atendimento dos *chillers*, estejam eles operando em regime de carga plena ou carga parcial.
- Sob um ponto de vista global, passa a haver uma redução na temperatura de condensação nos *chillers*, visto que parte da carga é deslocada para atendimento durante a noite.

De acordo com a concepção do projeto do sistema de climatização do aeroporto, a demanda básica de carga térmica é suprida pelas unidades resfriadoras, que deverão operar 21 das 24 horas do dia, sendo desligadas apenas no horário de ponta da concessionária de energia (FERREIRA, 1999). Quando há excesso de carga produzida pelos *chillers* em relação à demanda dos ambientes do terminal, ao invés das máquinas serem postas em regime de carga parcial diminuindo sua eficiência, a energia excedente serve para carregar o tanque de termoacumulação. Por outro lado, se eventualmente a carga térmica do terminal vem a superar a capacidade das unidades resfriadoras, a diferença passa a ser suprida pelo tanque de termoacumulação. No horário de ponta, com as unidades resfriadoras desligadas, o tanque de termoacumulação supre a totalidade da demanda de carga térmica do terminal de passageiros.

O tanque de termoacumulação está posicionado entre os circuitos primário e secundário da planta de climatização, conforme já esquematizado na Fig. (3.5). Todo o fluxo de água através do tanque durante seu carregamento ou descarga se dá por intermédio das bombas secundárias, que captam na tubulação compartilhada a água resfriada pelos *chillers* no circuito primário.

#### **4.2.1 Priorização dos Regimes de Carga Mais Eficientes**

Como foi comentado no capítulo 2, os *chillers* com compressores parafuso possuem a capacidade de modular sua potência através de uma válvula reguladora de vazão de fluido refrigerante. Os *chillers* que atendem o aeroporto possuem dois circuitos, que por sua vez possuem dois compressores em cada um deles. O escalonamento da potência requerida para atendimento da carga térmica demandada pelo terminal de passageiros é feito separadamente

por cada um desses circuitos, que são comandados pelas respectivas válvulas controladoras de vazão de fluido refrigerante na entrada do evaporador, resultando em modulação da potência entregue pelos circuitos, em resposta à demanda de refrigeração em determinado instante.

No caso das unidades resfriadoras simuladas, os regimes de operação mais eficientes correspondem às situações onde cada um dos quatro compressores opera a plena carga. Em uma planta de climatização sem termoacumulação, no entanto, nem sempre é possível manter os *chillers* trabalhando exclusivamente dentro das suas faixas de maior eficiência, já que a potência frigorífica, nestes casos, deve ser dimensionada em função de demanda térmica imediata do terminal de passageiros.

Tendo em vista as condições apresentadas, com a inserção do tanque de termoacumulação no circuito passa a ser possível alterar a lógica de controle das máquinas de refrigeração. Assim, sempre que a potência frigorífica exceder a demanda por refrigeração, a energia excedente passa a poder ser armazenada no tanque de água gelada, enquanto às unidades resfriadoras é permitido manterem-se em operação dentro dos seus regimes de carga mais vantajosos.

Para fins de verificação do efeito das máquinas operando exclusivamente em seus regimes de carga mais eficientes, foram estabelecidas condições de simulação de modo que as duas situações comentadas pudessem ser apresentadas. A partir do arquivo base do terminal aeroportuário, foram realizadas duas simulações durante o mês de janeiro. Na primeira, as unidades resfriadoras permaneceram com as configurações originais, ou seja, sendo moduladas de acordo com a demanda de carga térmica e por isso estando sujeitas à operação em regimes de carga parcial. Já na segunda simulação, dentro do módulo de configuração das unidades resfriadoras, as máquinas foram simuladas trabalhando exclusivamente à plena carga. A partir dos dados de saída gerados por estas simulações, foram extraídas as médias dos coeficientes de performance dos *chillers* ao longo do período simulado, que resultaram nos valores da Tab. (4.2), que ilustra o efeito do regime de carga sobre a eficiência no funcionamento das unidades resfriadoras.

Tabela 4.2 - Comparativo de performance dos *chillers* em carga plena e parcial

<b>Regime de Carga</b>	<b>COP (média mensal)</b>
Sujeito a Cargas Parciais	4,34
Induzido para Operar Exclusivamente a Plena Carga	4,64

Outro efeito da operação das máquinas à plena carga é a possibilidade de um melhor aproveitamento das bombas de água dos circuitos primário, secundário e de condensação. Com a demanda de refrigeração sendo suprida preferencialmente por unidades resfriadoras em regime de carga plena, a tendência é que ocorram situações onde a demanda possa ser suprida, por exemplo, por duas máquinas à plena carga onde antes teria havido três máquinas em carga parcial. Como a quantidade de bombas em funcionamento está diretamente relacionada ao número de *chillers* em operação, fica clara a possibilidade de economia motivada pelo melhor aproveitamento desses motores. Esta diferença pode ser visualizada através da Tab. (4.3), onde são apresentados os valores de consumo energético de cada um dos grupos de motores, obtidos através da simulação comentada anteriormente.

Tabela 4.3 - Consumo das bombas de água com *chillers* em carga parcial e plena

Situação	Consumo Bombas Primárias	Consumo Bombas Secundárias	Consumo Bombas de Condensação	TOTAL
Sujeito a Cargas Parciais	21.041 kWh	29.922 kWh	32.629 kWh	83.592 kWh
Induzido para Operar Exclusivamente a Plena Carga	20.844 kWh	29.904 kWh	32.399 kWh	83.147 kWh

Conforme esperado, verifica-se redução de consumo para todos os grupos de bombas, em menor grau nas bombas secundárias, por serem equipadas com variadores de frequência, o que permite à bomba ajustar-se de forma mais eficiente a situações de carga parcial.

A inclusão da termoacumulação vem agregar à planta de climatização novas possibilidades de operação, que se bem aproveitadas podem resultar em economias adicionais àquelas mais evidentes. Nesse sentido, a determinação das melhores estratégias de operação, envolvendo variações nos *setpoints* das máquinas, pode ainda resultar em economias adicionais. De acordo com os dados do catálogo do fabricante das unidades resfriadoras, os maiores rendimentos ocorrem com as mesmas trabalhando a 25% e 50% da sua capacidade total. Isto ocorre devido ao condensador estar disponível para atendimento de menos compressores, tornando a troca térmica mais eficiente. Uma maneira de tirar proveito desta característica e melhorar ainda mais o benefício da termoacumulação é explorar o regime de operação dos *chillers* durante o seu funcionamento para carregamento do tanque.

A partir das 21 horas do dia e principalmente durante as madrugadas, quando a demanda de refrigeração do terminal se reduz substancialmente, as unidades resfriadoras via de regra prosseguem operando a plena carga para suprir a energia necessária ao carregamento do tanque, após este ter sido utilizado durante o horário de ponta. Nesta situação, o tempo

total de carregamento pode se limitar a poucas horas. Ao invés disto, dentro das possibilidades, os *chillers* poderiam manter funcionamento a 50% ou 25% de sua capacidade plena, buscando assim o melhor rendimento possível. Isto ocorreria em detrimento do tempo necessário para o carregamento completo do tanque, mas possibilitaria um menor gasto de energia para desempenho da mesma tarefa.

Tendo sido constatada esta possibilidade de melhoria, foram realizadas simulações adicionais onde os *chillers* foram induzidos a trabalharem sempre que possível dentro das faixas de regime de carga mais favoráveis, para verificação do impacto que esta alternativa poderia apresentar. A Tab. (4.4) apresenta o resultado da diferença de consumo nas máquinas em funcionamento durante um mês de verão.

Tabela 4.4 - Consumo dos *chillers* trabalhando segundo duas estratégias de operação

Situação	Chiller 1	Chiller 2	Chiller 3	TOTAL
Carregamento do tanque com <i>chillers</i> em carga plena	157.067 kWh	145.023 kWh	68.590 kWh	<b>370.680 kWh</b>
Carregamento do tanque priorizando regimes mais eficientes	157.008 kWh	144.969 kWh	68.564 kWh	<b>370.541 kWh</b>

Apenas com este ajuste foi computada uma redução que corresponde a 0,04% sobre o consumo total das unidades resfriadoras durante um mês de verão, o que não chega a ser impactante. Apesar disto, entende-se que toda e qualquer oportunidade de aumento de eficiência na operação das unidades resfriadoras deva ser levada em conta, dada a elevada representatividade destas máquinas para o consumo do sistema de climatização e, conseqüentemente, para o consumo energético global da edificação.

#### 4.2.2 Efeito do Funcionamento Noturno das Unidades Resfriadoras

Ao longo das 24 horas de um dia, verifica-se uma variação na temperatura de bulbo úmido do ar ambiente, sendo que os menores valores ocorrem durante as madrugadas. Como já discutido, a TBU é a variável mais representativa para o funcionamento das torres de resfriamento, com influência direta na temperatura de entrada da água de condensação nas unidades resfriadoras. Ao deslocar parte da demanda de refrigeração do terminal para horário noturno, a termoacumulação faz com que as unidades resfriadoras funcionem mais tempo em um ambiente com valores menores de TBU. Isto acaba favorecendo a troca térmica durante a rejeição de calor de condensação nas torres de resfriamento, melhorando assim a eficiência do sistema. Tal

condição é demonstrada na Fig. (4.3), que representa os dados do Apêndice A, considerando regime de carga plena das unidades resfriadoras e *setpoint* de água gelada a 6,7 °C.

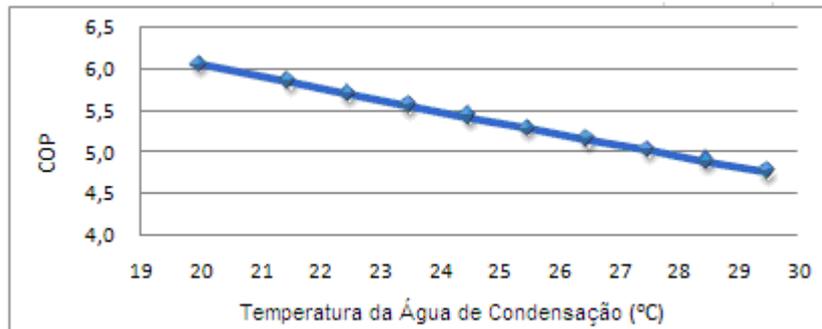


Figura 4.3 - Dados de catálogo para COP em função da temperatura da água de condensação

Com intuito de se verificar os efeitos do funcionamento noturno das unidades resfriadoras, foi realizada uma simulação do terminal com os dados do arquivo climático de Porto Alegre, a partir do qual foram extraídas as temperatura de bulbo úmido do ar ambiente ao longo de um dia típico de verão. Nesta simulação, os ventiladores das torres de resfriamento foram configurados para trabalharem à sua máxima capacidade, de modo a resfriarem a água proveniente dos condensadores dos *chillers* até a menor temperatura que a torre fosse capaz de atingir, dadas as condições do ambiente externo, relação ilustrada na Fig. (4.4). Ressalta-se que a temperatura da água na saída da torre foi limitada a 20 °C, por ser este o menor valor admitido pelas unidades resfriadoras à entrada do condensador. A simulação demonstra, no entanto, que este limite dificilmente é atingido durante os meses de verão, fazendo com que o ventilador da torre, nas configurações simuladas, acabe funcionando constantemente à plena carga, enquanto persegue o *setpoint* de 20 °C.

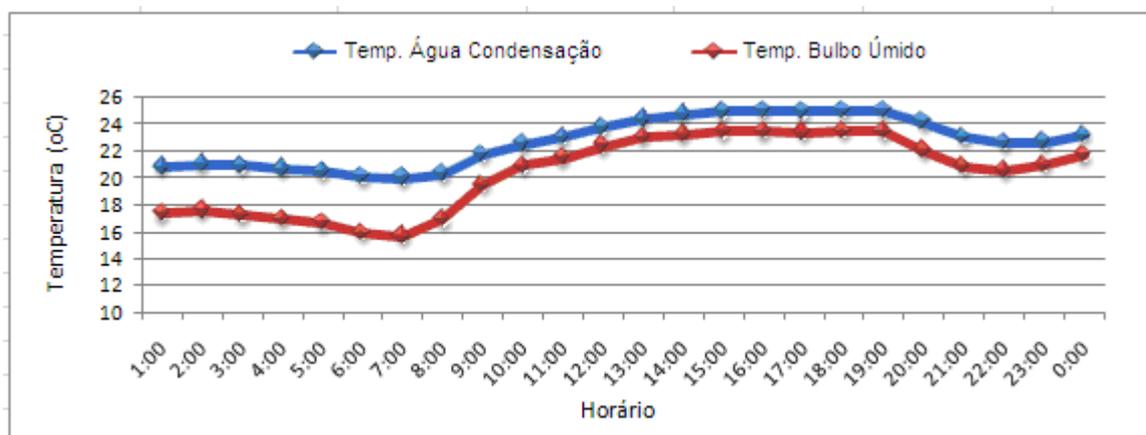


Figura 4.4 - Relação entre temperaturas da água de condensação e TBU ao longo de um dia de verão

Outra particularidade desta simulação foi a configuração das unidades resfriadoras para que se mantivessem constantemente em regime de carga plena ao longo de todo período simulado. Desta forma, torna-se possível verificar a variação do comportamento das máquinas em função unicamente das condições do ambiente externo, conseqüentemente, avalia-se o coeficiente de performance das unidades resfriadoras em função do horário do dia, situação ilustrada na Fig. (4.5).

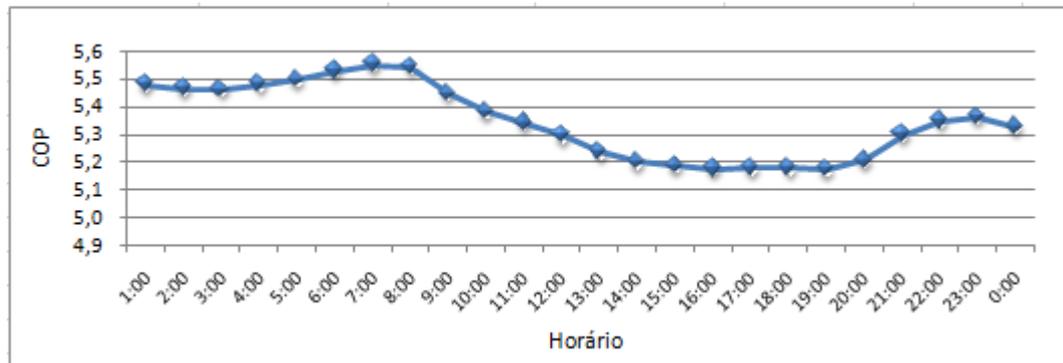


Figura 4.5 - Influência do horário de operação no rendimento das unidades resfriadoras

Analisando-se os resultados das simulações, é perceptível a influência da redução da temperatura de bulbo úmido do ar no aumento do rendimento das unidades resfriadoras, o que certamente acaba provocando uma redução de consumo das mesmas. No entanto, apesar das menores temperaturas de TBU das madrugadas facilitarem o rebaixamento da água de condensação na torre de resfriamento a temperaturas inferiores ao *setpoint* de projeto de 29,5 °C, esta redução na maioria dos casos somente pode ser alcançada mediante aumento do consumo dos ventiladores das torres.

Para determinar o resultado deste balanço e verificar em quais condições se obteria um saldo positivo em relação à economia de energia, foram simuladas duas estratégias de operação das torres de resfriamento durante o mês de janeiro, cujo resultado é apresentado na Fig. (4.6). Na primeira situação, as torres foram configuradas para entregarem água de condensação a 29,5 °C, segundo *setpoint* original de projeto. Já na segunda situação, este *setpoint* foi rebaixado até a temperatura limite de 20 °C, fazendo com que os ventiladores passassem a trabalhar buscando atingir esta temperatura para a água de condensação na saída da torre.

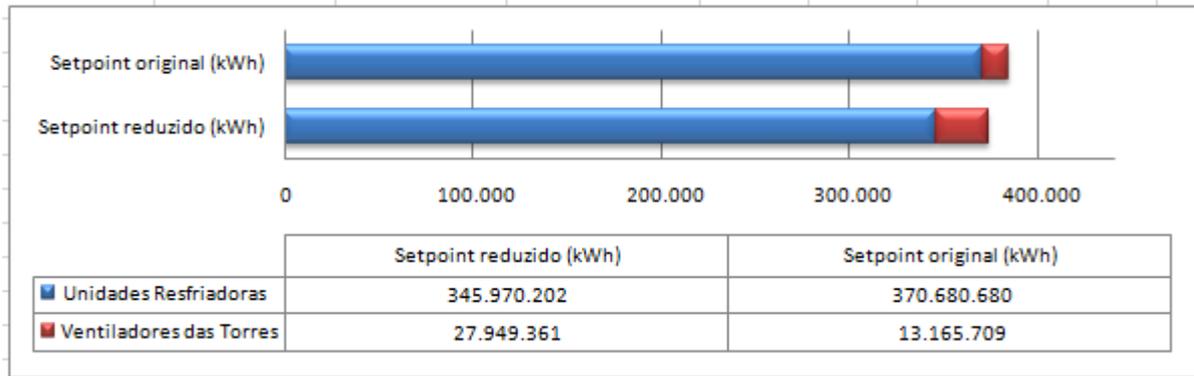


Figura 4.6 - Correlação de consumo entre estratégias de operação das torres de resfriamento

A simulação demonstrou um incremento no consumo dos ventiladores em relação à situação original, pois como já foi comentado, a redução da temperatura da água nas torres é obtida em detrimento do consumo energético dos ventiladores. No entanto, verifica-se que mesmo uma redução de poucos graus na água de condensação acaba resultando em um aumento de eficiência das unidades resfriadoras capaz de superar o aumento do consumo de energia dos ventiladores. Logicamente esta situação já era esperada, à medida que um incremento no consumo dos ventiladores com seus motores de 15 kW serviria para melhorar as condições de trabalho das unidades resfriadoras, cuja potência absorvida para cada máquina costuma ultrapassar os 250 kW. Com esta nova estratégia, surgem situações onde as torres passam a ser capazes de entregar água de condensação em temperaturas abaixo do *setpoint* de 29,5 °C mesmo durante o funcionamento diurno, pelo menos nas situações de temperatura ambiente mais amena.

#### 4.2.3 Nivelamento dos Picos de Demanda

O sistema de termoacumulação do Aeroporto de Porto Alegre foi concebido para operar nos moldes da estratégia de armazenamento total com nivelamento parcial da carga térmica, situação descrita na seção 2.2.2. Dentre os benefícios alcançados com uso desta estratégia, verifica-se um aumento da capacidade de atendimento da planta de climatização, já que a participação do tanque de água gelada desobriga as unidades resfriadoras de possuírem a capacidade de atender plenamente os maiores picos de demanda frigorífica, pois o tanque estará disponível para complementar qualquer diferença que eventualmente possa exceder a capacidade dos *chillers* durante um curto período do dia.

O efeito da complementação de potência por parte do tanque de termoacumulação pode ser verificado na Fig. (4.7), gerada a partir dos dados de potência frigorífica nas

unidades condicionadoras de ar que atendem ao terminal de passageiros ao longo do dia de maior temperatura do arquivo climático utilizado na simulação. Os dados de potência frigorífica representados no gráfico, desta forma, estão diretamente relacionados à carga térmica do terminal, o que faz com que os valores demonstrados no gráfico acabem sendo um reflexo da carga térmica naquele instante. Na figura em questão, que engloba três cenários distintos, a linha azul representa a potência frigorífica dos condicionadores de ar na situação atual da planta, sem participação do tanque de termoacumulação. Percebe-se aí um achatamento na parte superior da trajetória desta curva, dando indícios de que o sistema teria atingido seu limite de capacidade tentando manter a temperatura dos ambientes climatizados dentro do *setpoint* pré-estabelecido.

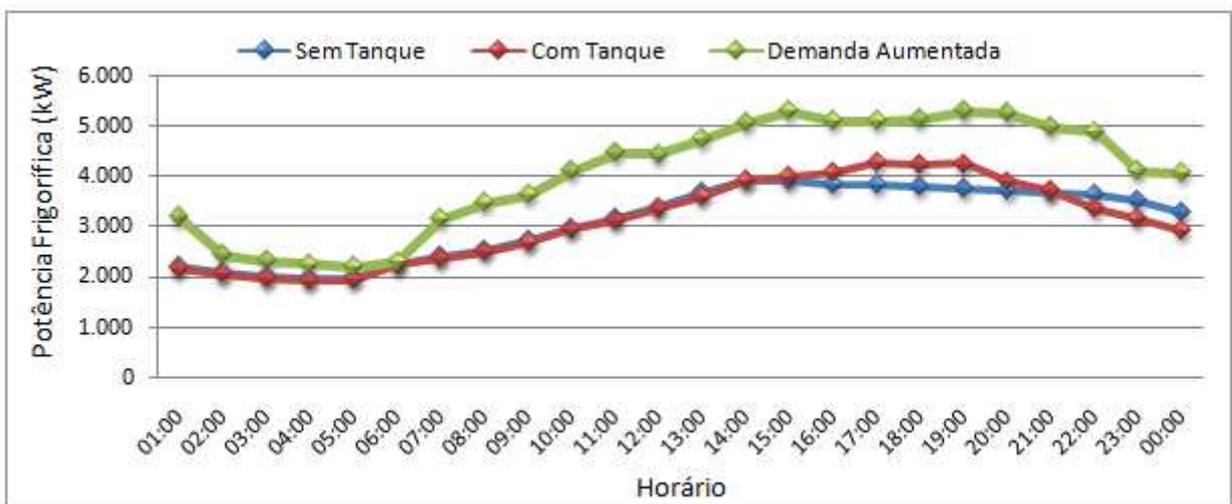


Figura 4.7 - Potência frigorífica nos condicionadores de ar para três cenários simulados

A linha vermelha, por sua vez, representa a potência dos condicionadores para a mesma situação anterior, apenas com a inclusão do tanque de termoacumulação no sistema. Observando o traçado desta nova linha, fica evidente como a participação do tanque alavanca um incremento de potência frigorífica transmitida aos ambientes climatizados através dos condicionadores de ar. Isto acaba fazendo com que a demanda térmica do prédio seja atendida de forma mais eficaz, reduzindo as ocorrências de ultrapassagem de *setpoint* para temperatura interna do terminal.

Já a linha verde da Fig. (4.7) representa um cenário ainda inexistente, onde o terminal de passageiros ostenta uma carga térmica superior à sua realidade atual. Este incremento foi imposto por meio de um aumento na taxa de ocupação do prédio, no intuito de se verificar até que ponto a planta de climatização existente - considerando o tanque em operação, seria capaz de atender adequadamente a edificação. O procedimento para simulação desta situação

consistiu em aumentar gradativamente os ganhos térmicos do prédio, com monitoramento simultâneo dos registros de temperatura interna do terminal de passageiros, conforme apresentados na Fig. (4.8)

Para determinação do limite de capacidade de atendimento à carga térmica aumentada foram utilizados os registros atuais de temperatura no terminal funcionando sem termoacumulação, dados representados pela linha azul da Fig. (4.8). Ao adotar esta estratégia, parte-se do pressuposto que enquanto o sistema de climatização for capaz de manter as temperaturas máximas no terminal de passageiros dentro dos limites atuais, garante-se um nível de conforto térmico bastante satisfatório. Dadas as condições simuladas e analisando as informações da Fig. (4.7), constata-se que a utilização da termoacumulação no sistema de climatização do aeroporto de Porto Alegre ainda daria margem ao atendimento de uma carga térmica cerca de 25% superior à atual. Mesmo sem considerar este valor como informação definitiva em virtude de algumas incertezas envolvidas na modelagem e no processo de simulação, é inegável o ganho obtido pela termoacumulação no sentido de proporcionar uma sobrevida ao sistema existente, principalmente considerando que o mesmo já opera hoje muito próximo ao seu limite de capacidade.

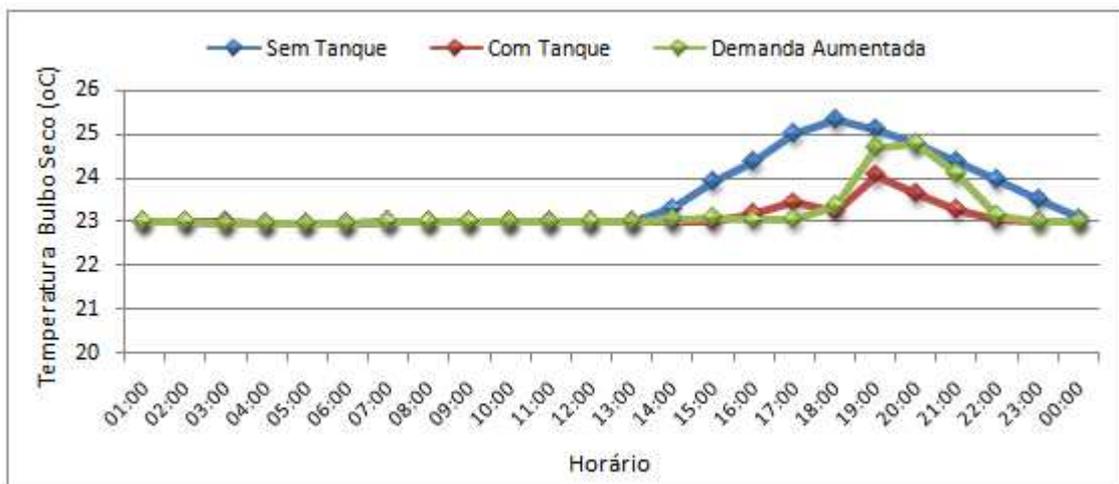


Figura 4.8 - Temperaturas médias dos ambientes climatizados para três cenários simulados

Outra questão relacionada ao nivelamento de carga térmica passível de avaliação a partir das simulações de funcionamento da planta de climatização vem a ser a estratégia utilizada para descarga do tanque de água gelada em complemento à potência frigorífica das unidades resfriadoras. Inicialmente, esta estratégia foi estabelecida de acordo com as premissas do projeto do terminal, que estabelece a descarga do tanque apenas em horário de ponta e nos momentos em que eventuais picos de carga superem a capacidade instalada dos *chillers*. Segundo as

simulações do terminal aeroportuário, esta ultrapassagem ocorre em 87 das 8.760 horas do ano, ficando as ocorrências limitadas ao período compreendido entre os meses de dezembro a fevereiro.

Como alternativa à estratégia original de utilização da termoacumulação, foi simulado o efeito da ampliação da participação do tanque de água gelada para climatização do terminal, fazendo com que sua descarga fosse acionada mesmo antes de atingido o limite de capacidade das unidades resfriadoras. Desta forma o tanque não apenas complementaria os picos não atendidos pelos *chillers*, mas também assumiria uma parcela mais significativa da carga térmica do terminal, em busca de uma redução de consumo energético das unidades resfriadoras.

Para simulação desta nova alternativa, foi alterado no arquivo de entrada do EnergyPlus o parâmetro que governa a entrada em operação do tanque de termoacumulação, mais especificamente, foi reduzido o valor de carga térmica a partir do qual a descarga do tanque passa a ser acionada. As informações referentes a estas simulações estão consolidadas na Tab. (4.5) onde para cada ponto simulado, foram confrontados o consumo das unidades resfriadoras juntamente com informações referentes às temperaturas internas dos ambientes climatizados.

Tabela 4.5 - Comparativo entre estratégias para descarga do tanque de termoacumulação

<b>Carga térmica para início da descarga do tanque</b>	<b>Consumo dos <i>Chillers</i> em 90 dias: Dezembro a Fevereiro</b>	<b>Horas com o Terminal Acima de 23,00 °C</b>	<b>Máxima Temp. Registrada</b>
3.600 kW	955.174 kWh	167 de 2.160 horas	24,10 °C
2.800 kW	975.403 kWh	70 de 2.160 horas	23,79 °C
2.000 kW	976.688 kWh	68 de 2.160 horas	23,68 °C
1.400 kW	975.623 kWh	57 de 2.160 horas	23,71 °C

Fora os horários de ponta, a participação do tanque de termoacumulação originalmente tem início quando a carga térmica do terminal de passageiros atinge 3.600 kW, valor muito próximo à capacidade máxima da planta. Tendo sido testados três valores abaixo da configuração original, a análise dos resultados leva à conclusão de que não há vantagem na alteração da forma de operação do tanque. Mesmo pressupondo que haja redução de consumo das máquinas nos momentos em que o tanque participa mais efetivamente no atendimento à demanda frigorífica, a simulação dá a entender que em algum momento do processo ocorrem perdas que acabam elevando o consumo dos *chillers* em relação à estratégia original. Por outro lado, percebe-se que uma participação mais intensa do tanque foi capaz de reduzir os picos de temperatura interna do terminal, com ligeira ampliação do efeito apresentado nas Figs. (4.7) e (4.8).

## 5 RESULTADOS

No capítulo anterior foram realizadas simulações com propósito específico de analisar separadamente cada um dos fatores que interferem nos resultados do comportamento energético da planta de climatização e determinar, para cada aspecto verificado, quais as melhores estratégias de operação. Neste capítulo, são apresentados os resultados consolidados do comparativo entre o sistema original – da forma como atua hoje e aquele a ser obtido a partir da termoacumulação, juntamente com as novas possibilidades de operação que este recurso traz ao sistema atual. Os resultados apresentados neste capítulo foram obtidos a partir de simulações para um ano inteiro do arquivo climático de Porto Alegre, já considerando as melhores configurações e estratégias apontadas no capítulo anterior.

A apresentação dos resultados das simulações e os respectivos impactos nos custos operacionais da planta foram enquadrados em duas categorias: redução do consumo para operação do sistema de climatização devido ao aumento de sua eficiência e menor taxaço de energia elétrica pela redução de demanda e consumo em horário de ponta.

### 5.1 AUMENTO DE EFICIÊNCIA NA OPERAÇÃO DA PLANTA

Nesta seção são apresentados os resultados efetivos das melhorias discutidas no referencial teórico e verificadas no capítulo 4. São colocadas lado a lado duas situações distintas para comparativo do consumo de energia simulado com e sem participação do tanque de termoacumulação, ambos para atendimento dos mesmos padrões de conforto térmico nos ambientes climatizados. Na avaliação dessas reduções, assim como esperado, as condições de funcionamento mais favoráveis das unidades resfriadoras foi o fator responsável pelas reduções mais significativas no consumo energético da planta, mas outros pontos também contribuíram para as reduções verificadas, tais como a racionalização do funcionamento das bombas.

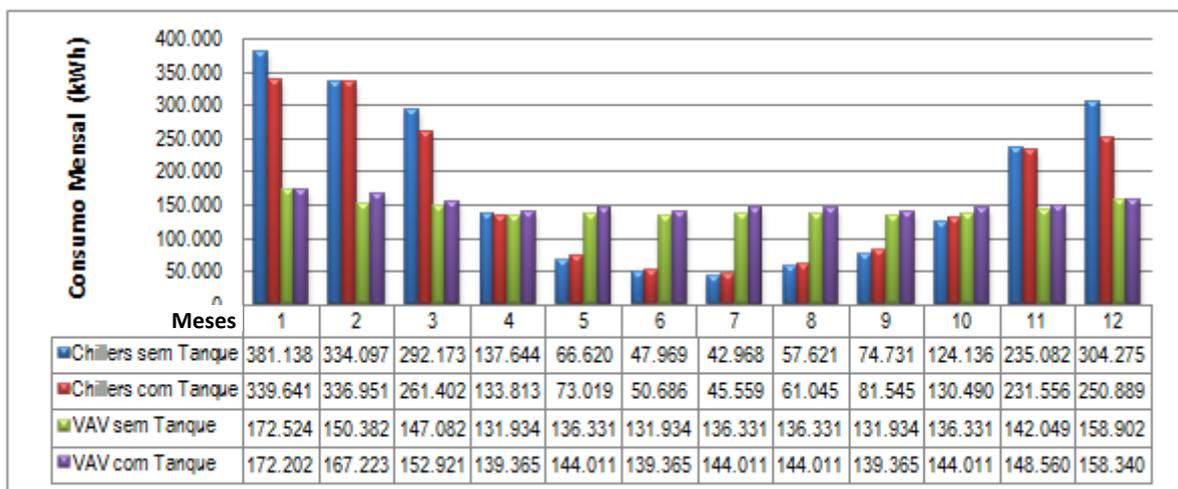
Primeiramente, a fim de se obter um panorama da melhoria de eficiência no sistema de ar condicionado do aeroporto a partir da utilização da termoacumulação, a Tab. (5.1) consolida os coeficientes de performance globais da planta de climatização. Para composição desta tabela, a energia frigorífica da instalação, integrada ao longo do mês de janeiro, foi dividida pelo consumo elétrico total de todos os equipamentos da planta para o mesmo período.

Tabela 5.1 - COP global da planta de climatização com e sem termoacumulação

	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	<i>Chillers</i>	VAV	Bombas	Torres	<i>Chillers</i>	VAV	Bombas	Torres
Consumo Elétrico Mensal da Planta [kWh]	381.139	172.524	89.967	31.958	339.641	172.201	58855	27.901
Capacidade Frigorífica Mensal Integrada [kWh]	1.872.770				1.870.940			
<b>COP global da planta</b>	<b>2,77</b>				<b>3,13</b>			

A tabela apresenta, portanto, uma ideia do aumento de eficiência da planta de climatização do aeroporto após utilização do sistema de termoacumulação, aumento este que também fica evidenciado através dos registros de redução de consumo energético apresentados nos demais gráficos desta seção.

Na Fig. (5.1), por exemplo, são apresentadas isoladamente as duas maiores parcelas de consumo energético da planta de climatização: as unidades resfriadoras e os ventiladores de insuflamento do sistema VAV. Verifica-se que o maior impacto na economia de energia se dá justamente por intermédio das unidades resfriadoras, já que a utilização da termoacumulação abre portas para aplicação de estratégias de operação que permitem a estes grandes consumidores de energia um funcionamento mais eficiente. Por outro lado, o mesmo não pode ser dito em relação ao consumo dos ventiladores de insuflamento de ar, cujo regime de funcionamento está diretamente atrelado às condições internas dos ambientes climatizados, que por sua vez, devem permanecer constantemente dentro dos padrões pré-determinados para atendimento das condições de conforto térmico, padrões estes que independem da configuração da planta de climatização. Por causa disso, os ventiladores do sistema VAV tendem a reagir à inserção da termoacumulação de forma diferente das unidades resfriadoras, especialmente durante o verão, onde as reduções de consumo energético no sistema de climatização dotado de termoacumulação tornam-se mais evidentes.

Figura 5.1 - Consumo dos *chillers* e ventiladores VAV – com e sem termoacumulação

Cabe ressaltar que a redução observada no consumo dos *chillers* reflete não apenas as melhorias viabilizadas unicamente pela termoacumulação, mas também contabiliza resultados que poderiam ser alcançados meramente com uma mudança na estratégia de operação das torres de resfriamento. Em outras palavras, ainda que o deslocamento de demanda de refrigeração para horário noturno seja capaz de potencializar a redução na temperatura de condensação, parte deste benefício já poderia ter sido obtido sem intermédio da termoacumulação, apenas com uma revisão na estratégia de funcionamento das torres de resfriamento, situação apresentada previamente através da Fig. (4.6).

Apesar das unidades resfriadoras de líquido serem os equipamentos responsáveis pelos resultados mais significativos em relação ao consumo energético da planta de climatização, também foram comparados os desempenhos das bombas de água dos circuitos primário e de condensação nas situações da planta com e sem termoacumulação. Neste caso, as diferenças de consumo observadas não estão ligadas ao regime de operação dessas bombas, já que as mesmas trabalham à velocidade constante. Ao invés disso, variações podem ocorrer por causa da racionalização da utilização destas bombas, quando para uma mesma potência frigorífica da planta, acaba havendo um menor consumo de seus motores elétricos. Quanto às bombas do circuito secundário, por trabalharem em regime de velocidade variável, acabam não apresentando diferença significativa entre as duas situações comparadas. A Fig. (5.2) apresenta o levantamento dos consumos das bombas ao longo do ano, novamente comparando entre si os resultados obtidos na planta com e sem termoacumulação.

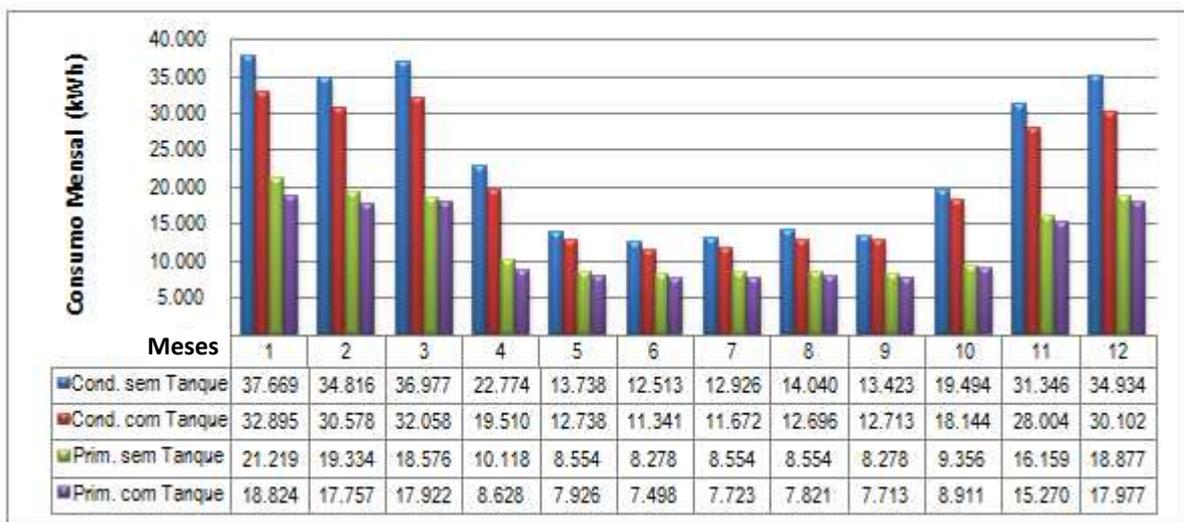


Figura 5.2 - Consumo das bombas de condensação e primárias – com e sem termoacumulação

Tendo sido contabilizadas as melhorias referentes a cada setor da planta de climatização, todos os dados foram consolidados e plotados em conjunto com as demais fontes de consumo elétrico do terminal de passageiros, tais como iluminação e equipamentos. Como resultado, obteve-se um panorama geral da redução no consumo energético pelo aumento da eficiência na operação da planta viabilizada a partir da utilização da termoacumulação, situação apresentada na Fig. (5.3).

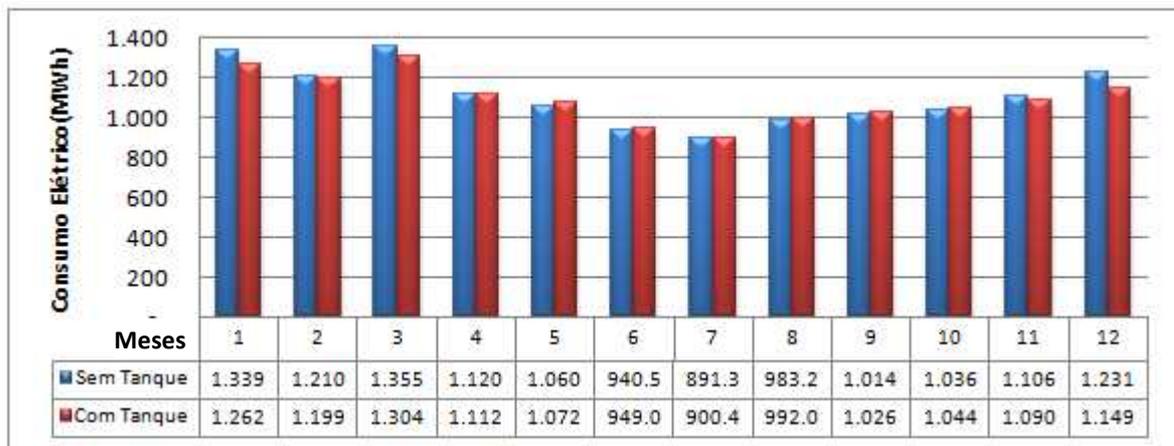


Figura 5.3 - Consumo mensal consolidado do terminal – com e sem termoacumulação

A partir da análise do consumo energético do terminal de passageiros ao longo de todo o ano, percebe-se que os benefícios da termoacumulação tornam-se mais evidentes durante o verão. Durante o restante do ano, as condições que ampliavam os diferenciais entre os dois cenários tornam-se menos expressivas. Por outro lado, em termos de redução de custos para climatização do terminal, a termoacumulação ainda desempenha seu maior papel adequando a estratégia de operação da planta à estrutura tarifária de energia elétrica, tema tratado na seção seguinte.

## 5.2 REDUÇÃO NA TAXAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA

Além da redução no consumo de energia, muito da redução dos custos de operação do sistema de climatização está relacionado à forma como este consumo é enquadrado e taxado pela concessionária de energia. Nesta seção, ao tratar de redução na taxa de energia, pretende-se abordar as duas grandezas nas quais a fatura de energia é baseada, que são o consumo e também a demanda elétrica da fonte consumidora, no caso, o terminal de passageiros do aeroporto de Porto Alegre. Como o sistema de climatização responde por boa

parcela da fatura de energia do terminal, as adequações realizadas neste setor ficarão evidentes nos valores globais de consumo e demanda da fonte consumidora.

Levando em conta a configuração da estrutura tarifária brasileira, um dos benefícios da termoacumulação é possibilitar a redução de consumo e potência durante os horários de ponta da concessionária de energia, quando as tarifas são superiores, justamente para desestimular o consumo nesses horários. Esta seção tem como objetivo contabilizar essa redução e seu reflexo nos custos com contratação de energia elétrica para o terminal de passageiros.

A primeira comparação realizada entre os cenários atual e com utilização da termoacumulação trata das diferenças de consumo elétrico do terminal de passageiros durante os horários de ponta. Conforme já comentado, reduções na fatura de energia podem ser obtidas a partir do remanejamento de cargas para horários mais favoráveis, quando as tarifas por kWh de energia elétrica são inferiores. A partir da utilização do tanque de termoacumulação no circuito de climatização, passa a existir a possibilidade de desligamento das unidades resfriadoras, das bombas dos circuitos primário e de condensação e também dos ventiladores das torres de resfriamento durante as três horas diárias que compreendem o horário de ponta. O reflexo desta ação fica claro a partir da Fig. (5.4), que compara os valores de consumo energético de todo o terminal de passageiros em horário de ponta ao longo dos meses do ano.

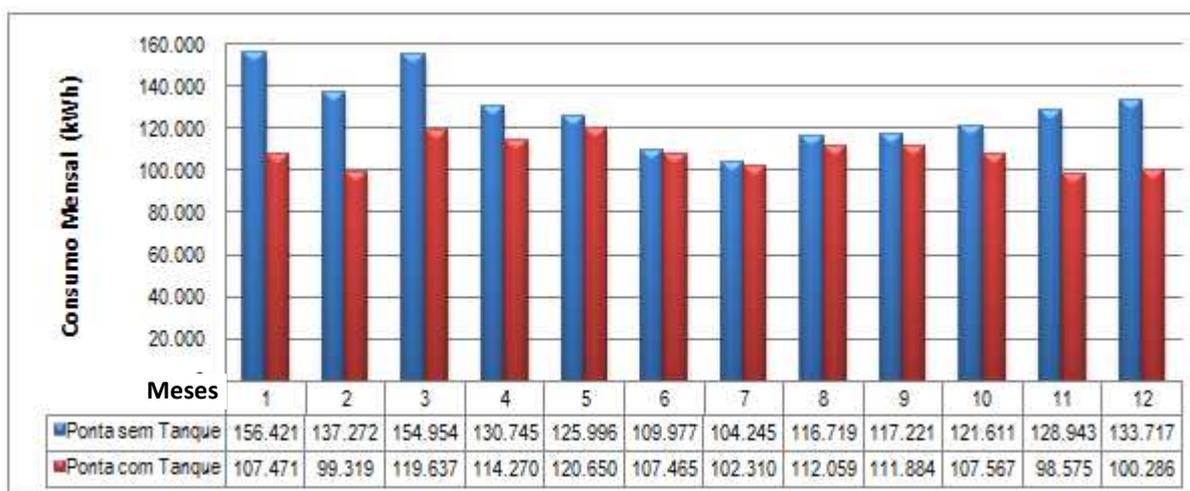


Figura 5.4 - Redução de consumo em horário de ponta com uso da termoacumulação

Logicamente, por tratar-se de um deslocamento de cargas, esta redução em horário de ponta evidenciada na figura acaba resultando em um incremento de consumo ao longo dos demais períodos do dia, especialmente durante as madrugadas, momento em que o tanque de

termoacumulação está sendo carregado. No entanto, trata-se de uma troca vantajosa, considerando-se as menores tarifas neste período.

Além disso, percebe-se que durante as épocas do ano com temperaturas ambiente mais baixas, o consumo das máquinas que normalmente são desligadas durante o horário de ponta torna-se muito menos representativo em relação ao consumo total do terminal de passageiros, razão pela qual praticamente não se constata redução global de consumo na ponta durante os meses de inverno.

Além do consumo na ponta, outro fator preponderante na composição da fatura de energia são os valores pagos pela demanda elétrica contratada junto à concessionária. Este valor, firmado com base nas necessidades da unidade consumidora, é dimensionado separadamente segundo utilização durante os horários de ponta e fora de ponta.

Desta forma, um ponto chave para se atingir reduções expressivas nas faturas de energia é a busca por menores demandas contratadas para o horário de ponta, cuja tarifa é bastante superior aos demais períodos. Este papel é novamente desempenhado pelo tanque de termoacumulação, pois ao viabilizar o desligamento em horário de ponta das unidades resfriadoras, juntamente com os equipamentos dos circuitos primário e de condensação, os valores de potência destes equipamentos deixam de ser contabilizados no somatório para composição da demanda elétrica de ponta do terminal, conforme demonstrado na Fig. (5.5).

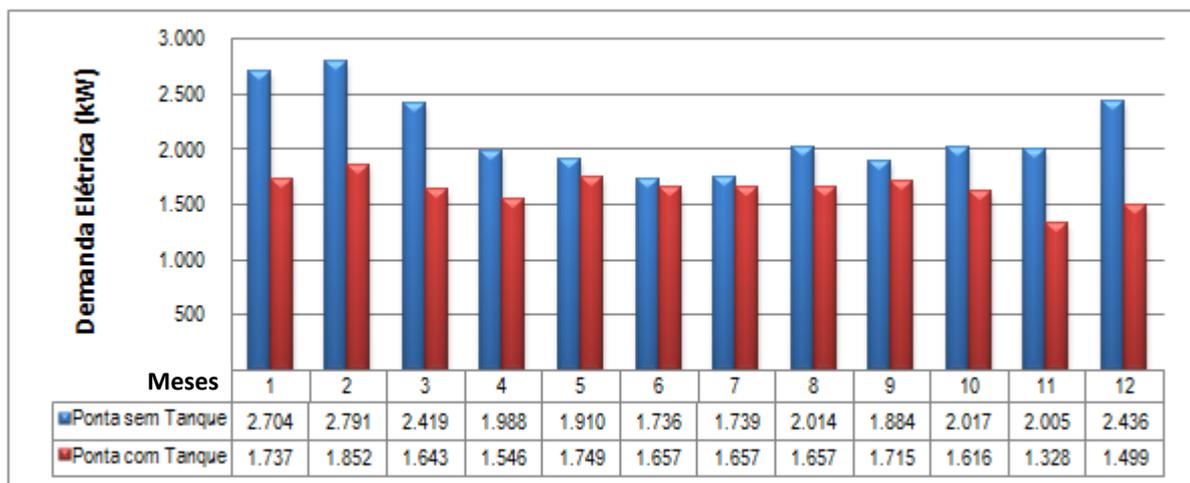


Figura 5.5 - Redução de demanda em horário de ponta com uso da termoacumulação

De maneira muito similar à simulação do consumo energético, a redução de demanda na ponta também se evidencia de forma mais intensa durante o verão, período responsável pelas maiores reduções de custos proporcionados pela termoacumulação.

Contabilizados os valores mensais de consumo e demanda energética do terminal de passageiros de maneira discriminada entre os períodos de ponta e fora de ponta, já passam a existir os subsídios necessários à simulação das faturas energéticas mensais da fonte consumidora, com base nas tarifas praticadas pela concessionária de energia elétrica. A partir daí, os benefícios alavancados pelo uso da termoacumulação passam a tornar-se financeiramente mensuráveis.

A instalação elétrica do aeroporto de Porto Alegre está incluída no subgrupo “A4-comercial” de fornecimento de energia, com tensão de entrada da concessionária de 13,8 kV e taxaço segundo critérios da tarifa horosazonal azul. Para simulação das faturas mensais de energia, todas as parcelas de consumo e demanda do terminal de passageiros foram estruturadas em planilhas eletrônicas para que fossem submetidas às tarifas praticadas pela concessionária. Na Tab. (5.2) é apresentada esta simulação para o mês de janeiro, onde foram calculados os valores finais da fatura com aplicação de ambas as tarifas verde e azul, o que veio a confirmar a melhor adequação da segunda ao perfil de consumo do aeroporto.

Tabela 5.2 - Planilha simuladora das faturas mensais de energia do terminal aeroportuário

Tarifas CEEE sem incidência de Impostos								
Estrutura Tarifária	Energia Ativa FP		Energia Ativa Ponta		Demanda FP [R\$/kW]		Demanda Ponta	
Horo Sazonal Azul	0,13384		0,20849		11,36		37,45	
Horo Sazonal Verde	0,13384		1,08		11,36		-	

JANEIRO								
FONTE DE CONSUMO	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	852	42.856	852	338.283			841	339.641
Ventiladores das Torres	44	3.040	44	28.918			44	27.901
Bombas de Condensação	52	3.585	52	34.084			52	32.895
Bombas do Primário	34	2.278	34	18.940			34	18.824
Bombas do Secundário	66	3.672	66	27.408	66	4.408	66	2.728
Ventiladores VAV	376	17.986	379	154.538	393	20.058	398	152.143
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.278	83.005	1.278	581.033	1.278	83.005	1.278	581.033
<b>A FATURAR</b>	<b>2.704</b>	<b>156.421</b>	<b>2.707</b>	<b>1.183.204</b>	<b>1.737</b>	<b>107.471</b>	<b>2.714</b>	<b>1.155.166</b>
	Horo Sazonal Verde [R\$]				Horo Sazonal Verde [R\$]			
	R\$ 30.718	R\$ 168.935	R\$ 30.751	R\$ 158.360	R\$ 19.731	R\$ 116.069	R\$ 30.830	R\$ 154.607
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 388.764,59</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 321.237,18</b>	
	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 101.267	R\$ 32.612	R\$ 30.751	R\$ 158.360	R\$ 65.046	R\$ 22.407	R\$ 30.830	R\$ 154.607
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 322.990,87</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 272.889,90</b>	

De acordo com a tabela, ao comparar entre si as faturas de energia para os cenários com e sem termoacumulação, verifica-se que a situação com a participação do tanque de água gelada proporciona uma redução de 16% no valor da fatura de energia. Caso sejam

contabilizados isoladamente os custos energéticos para funcionamento da planta de climatização entre os meses de dezembro e fevereiro, chega-se a uma redução de 30% a partir do uso da termoacumulação.

Em termos de redução de consumo energético dos equipamentos do sistema de climatização, a operação da planta com termoacumulação possibilitou um decréscimo de 76.989 kWh na medição da fatura, o que representa uma redução de 11% no consumo de energia em virtude das melhorias de eficiência na operação da planta.

Para efeito de simulação visando comparar as tarifas horosazonal verde e azul da Tab. (5.2), foram aplicadas diretamente as taxas obtidas junto ao *site* da concessionária de energia, sem incidência de impostos. Por outro lado, no Apêndice B constam as planilhas utilizadas para simulação dos valores das faturas energéticas do terminal para todos os meses do ano com utilização das taxas obtidas nas faturas reais do aeroporto, desta vez já com incidência de impostos. A Tab. (5.3), por sua vez, apresenta a transcrição destes valores.

Tabela 5.3 – Valores simulados das faturas de energia – com e sem termoacumulação

Sem Termoacumulação	jan	fev	mar	abr	mai	jun	TOTAL/ANO
	412.658	394.325	398.225	328.146	335.911	300.440	R\$ 4.156.893
jul	ago	set	out	nov	dez		
290.375	307.122	324.527	337.954	352.197	375.013		
Com Termoacumulação	jan	fev	mar	abr	mai	jun	TOTAL/ANO
	344.892	340.272	346.451	307.049	335.599	301.878	R\$ 3.844.687
	jul	ago	set	out	nov	dez	
291.427	312.680	323.035	321.697	311.367	308.340		

Percebe-se que após um ano, a redução de custos com as faturas de energia do aeroporto chega a R\$ 312.206,00, o que representa uma economia média mensal de R\$ 26 mil. Se considerados de forma isolada, no entanto, os meses de junho, julho e agosto não apresentam reduções de custos. Pelo contrário, verifica-se leve aumento no valor das faturas nas situações com termoacumulação para esses meses, demonstrando que os maiores benefícios relacionados ao foco do presente estudo são sempre alcançados durante o verão. Estes resultados são o reflexo do somatório de todas as oportunidades de melhoria na eficiência de operação dos diferentes equipamentos que compõe a planta de climatização do aeroporto, algumas com grande influência no resultado final, outras com menor relevância. Neste sentido, a Fig. (5.6) ilustra o peso de cada parcela da composição da fatura de energia na redução dos custos de operação da planta de climatização.

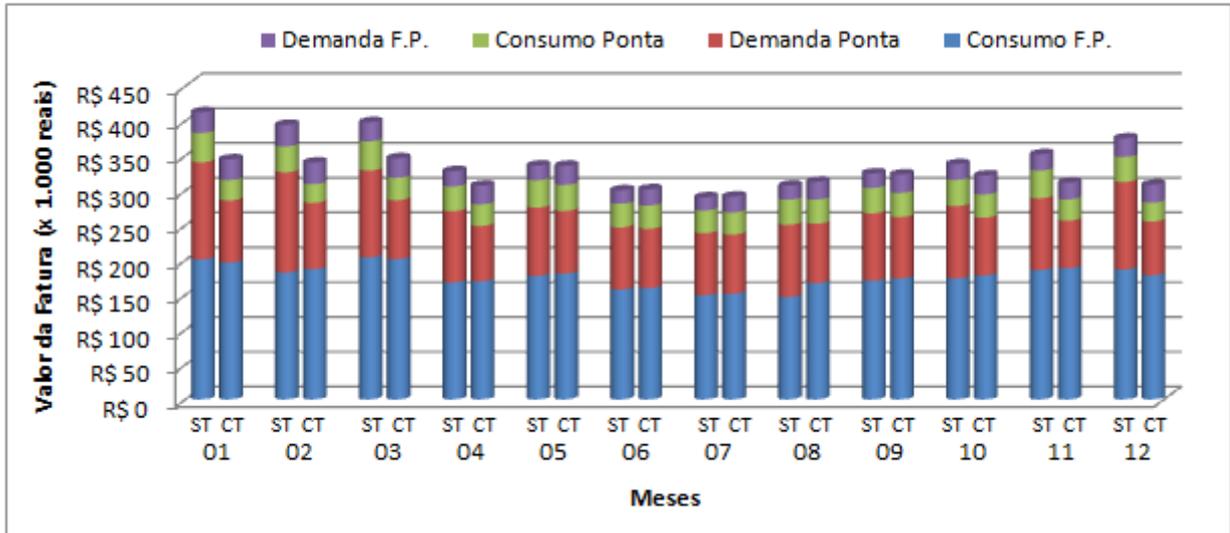


Figura 5.6 - Parcelas de composição das faturas de energia – com e sem termoacumulação

Observa-se que o custo da demanda em horário de ponta é a segunda parcela mais representativa na composição do valor das faturas de energia, atrás apenas do consumo fora de ponta, já que este período compreende cerca de 90% das horas do mês. Ao mesmo tempo, de todas as parcelas visualizadas pelo gráfico, percebe-se que é a demanda em horário de ponta a responsável pelas maiores economias da planta com termoacumulação em relação à situação sem o recurso. Desta forma, ressalta-se a importância da redução da potência elétrica demandada pelo terminal em horário de ponta, especialmente entre os meses de verão, sendo este, portanto, o fator de maior relevância dentre todas as economias alavancadas pela participação da termoacumulação.

## 6 CONCLUSÃO

As simulações do terminal aeroportuário ratificaram as previsões de que o sistema de climatização do aeroporto de Porto Alegre trabalha atualmente com custos de operação superiores àqueles que poderiam ser obtidos caso o sistema de termoacumulação estivesse em operação conforme concepção de projeto. Este previa que as unidades resfriadoras fossem mantidas desligadas durante horário de ponta, reduzindo o consumo e a demanda energética do terminal nesses horários. A partir das simulações realizadas, no entanto, constatou-se que além da redução das taxas em horário de ponta, o custo operacional da planta de climatização poderia também ser reduzido em virtude do decréscimo no consumo individual dos seus equipamentos.

Neste sentido, durante o período de verão, quando o sistema de climatização é utilizado com maior intensidade, as simulações apontaram uma redução média de 11% no consumo referente aos equipamentos da planta de climatização. Isto é atribuído à maior versatilidade que a termoacumulação proporciona na utilização de estratégias de operação que acabam permitindo explorar regimes mais eficientes dos equipamentos. Como exemplo, cita-se a operação dos *chillers* sempre a plena carga e o deslocamento de demanda para atendimento em horário noturno, aliado à estratégia de se utilizar todo o potencial dos ventiladores das torres de resfriamento para redução da temperatura de condensação.

Após contabilizadas as componentes das faturas de energia elétrica do terminal de passageiros nos meses de verão, ficou evidente que a redução da demanda e consumo em horário de ponta são as parcelas com maior representatividade para diminuição dos valores desembolsados, respondendo, respectivamente, por 77% e 18% das economias obtidas nas faturas de energia após o uso da termoacumulação. Já em um comparativo consolidado de todas as parcelas de consumo e demanda dos equipamentos da planta de climatização para o mesmo período, a redução na fatura de energia a partir do uso da termoacumulação situa-se em 30%.

Em relação às estratégias utilizadas para carga e descarga do tanque de água gelada, apesar de existir no projeto do sistema uma descrição muito clara da forma como o tanque deveria operar, foram realizadas simulações para avaliar o efeito da utilização de diferentes estratégias. Em uma primeira situação, foi verificado o efeito de se fazer com que o tanque não apenas atendesse a carga nos horários de ponta, mas antecipasse sua descarga visando proporcionar uma participação mais efetiva no circuito de água gelada. Na segunda situação, foi buscada uma redução no consumo energético dos *chillers* para carga do tanque,

priorizando os regimes de carga das máquinas a 25% e 50% da sua capacidade total (um e dois compressores a plena carga, respectivamente), regime no qual a eficiência das unidades resfriadoras alcança seu ponto máximo devido à maior eficiência de troca térmica no condensador. Para ambos os casos, no entanto, não foram verificados ganhos significativos, sendo que para o primeiro caso, verificou-se inclusive aumento de consumo dos *chillers* após alteração da estratégia de projeto para descarga do tanque, porém, com melhor atendimento às condições de conforto térmico do terminal.

Outra importante questão relacionada ao uso da termoacumulação diz respeito à ampliação da capacidade frigorífica proporcionada ao sistema. Ao longo dos últimos anos, a movimentação de passageiros na aviação civil aumentou de forma muito consistente, o que vem demandando a ampliação de diversos terminais aeroportuários para comportar esta crescente demanda. No caso de Porto Alegre, já existem planos para uma ampliação do terminal existente, mas até que isto ocorra, ainda há perspectiva do aumento do número de passageiros, que significa uma maior ocupação do terminal e maiores ganhos internos de carga térmica, situação que ainda precisará ser suportada pelo sistema atual de climatização.

Enquanto isso, as simulações demonstraram que o sistema da forma como se encontra hoje já opera próximo ao seu limite de capacidade, apresentando temperaturas dos ambientes climatizados acima do *setpoint* para algumas horas no período de verão. Por outro lado, as simulações apontaram um incremento de cerca de 25% na capacidade de refrigeração com a participação do tanque, o que pode contribuir para um aumento da longevidade das instalações sem necessidade de maiores intervenções até que o terminal sofra ampliações significativas.

Finalmente, a economia contabilizada ao longo de um ano pela redução de custos com as faturas de energia do aeroporto atingiu R\$ 312.206,00. Apesar das adequações para partida do tanque não terem sido orçadas, certamente esta economia possibilitaria a realização dos investimentos necessários com um tempo de retorno aceitável. De qualquer forma, tendo em vista a crescente movimentação de passageiros no terminal aeroportuário, muito provavelmente algum investimento no sistema de climatização precisará ser feito a médio prazo. Ao invés de se optar, por exemplo, pela instalação de um *chiller* adicional na planta de climatização, a partida do sistema de termoacumulação, dados os argumentos apresentados, surge neste contexto como estratégia mais acertada.

## 6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar um estudo com foco nos controles de automação para operação do tanque de termoacumulação, incluindo estimativa de custo para colocação do sistema em funcionamento, possibilitando desta forma desenvolver os cálculos para determinação do tempo de retorno do investimento;
- Simular o funcionamento do sistema de termoacumulação em diferentes cenários, com a utilização de edificações com perfis de ocupação variados, onde diferentes estratégias de operação do sistema de termoacumulação poderiam ser avaliadas;
- Comparar os resultados obtidos neste trabalho, (alteração da arquitetura original do *EnergyPlus* para simulação de sistemas de termoacumulação) com outras simulações sem a realização destas alterações, onde os *chillers* atuam exclusivamente no carregamento da termoacumulação, enquanto que o atendimento da carga térmica do prédio é realizado exclusivamente pelo tanque de água gelada;
- Aprofundar o estudo das estratégias para elaboração de zoneamento térmico de uma edificação de grande porte, comparando resultados de simulações realizadas a partir de um zoneamento mais simplificado com aqueles obtidos a partir de modelos mais complexos e fiéis à realidade da edificação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARI. **Standard 550/590 for Performance rating of water:** chilling packages using the Vapor compression cycle. Air-Conditioning and Refrigeration Institute, 2003.

ASHRAE. **Energy standard 90.1-2001 for buildings.** American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001.

ASHRAE. **Chapter 03 – Commercial and Public Buildings.** HVAC Applications Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2007.

ASHRAE. **Chapter 39 – Cooling Towers.** HVAC Systems and Equipment Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2008a.

ASHRAE. **Chapter 42 – Liquid-Chilling Systems.** HVAC Systems and Equipment Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2008b.

ASHRAE. **Chapter 43 – Centrifugal Pumps.** HVAC Systems and Equipment Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2008c.

ASHRAE. **Chapter 18 – Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations.** Fundamentals Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2009a.

ASHRAE. **Chapter 26 – Heat, Air, and Moisture Control in Building Assemblies - Material Properties.** Fundamentals Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA, 2009b.

BENTON, D.J.; BOWMAN, C.F.; HYDEMAN, M.; MILLER, P. An Improved Cooling Tower Algorithm for the CoolTools™ Simulation Model. **ASHRAE Transactions**, v. 108, part. 1, p.760-768, 2002.

BETTER. Construtora Better S/A. **Projeto executivo de arquitetura do Aeroporto Internacional Salgado Filho.** Porto Alegre, 1996.

BRASIL. Agência Nacional de Energia Elétrica. **Tarifas de Fornecimento de Energia Elétrica.** Brasília: Aneel, 2005.

CARRIER. **Chiller Selection Software.** ECAT 4.46 for Windows. 2011.

CEEE - Companhia Estadual de Energia Elétrica do Rio Grande do Sul. **Tabela de tarifas horosazonal azul.** 2011. Disponível em: <<http://www.cee.com.br/>>. Acesso em: 22 fev. 2012.

ÇENGEL, Y. A. **Transferência de calor e massa:** uma abordagem prática. 3ª ed. São Paulo: McGraw-Hill, 2009.

CHEN, W.; XING, Z.; TANG, H.; WU, H. Theoretical and experimental investigation on the performance of screw refrigeration compressor under part-load conditions. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 4, p. 1141-1150, 2011.

COOLTOOLS. **Chilled Water Plant Design Guide**. Energy Design Resources. 2009. Disponível em: <<http://www.energydesignresources.com>>. Acesso em: 22 jan. 2012.

CORTINOVIS, G. F.; PAIVA, J. L.; SONG, T. W.; PINTO, J. M. A systemic approach for optimal cooling tower operation. **Energy Conversion and management**, v. 50, n. 9, p. 2200-2209, 2009.

DINCER, I.; ROSEN, M. A. Energetic, environmental and economic aspects of thermal energy storage systems for cooling capacity. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p. 1105-1117, 2001.

DORGAN, C. E.; ELLESON, J. S. **Design guide for cool thermal storage**. ASHRAE, 1993.

ENERGYPLUS. **Getting Started with Energyplus**. United States Department of Energy, 2010a.

ENERGYPLUS. **Engineering Reference**. United States Department of Energy, 2010b.

ESCELSA. **Manual do Cliente Horosazonal**. Espírito Santo Centrais Elétricas. 2004. Disponível em: <<http://www.edpescelsa.com.br/energia/>>. Acesso em: 06 jun. 2011.

FERREIRA, M. A. **Projeto do sistema de climatização Aeroporto Internacional Salgado Filho - primeira etapa**. Projetos Avançados Engenharia Ltda, 1999.

GRIFFITH, B. **EnergyPlus Support Center**. [Ticket 5115]. Mensagem recebida em 06 dez. 2011.

HENSLEY, J. C. **Cooling Tower Fundamentals**. 2<sup>nd</sup> ed. Kansas:SPX Cooling Technologies, Inc., 2009. Disponível em: <<http://spxcooling.com/pdf/Cooling-Tower-Fundamentals.pdf>>. Acesso em: 22 jan. 2012.

HENZE, G. P.; BIFFAR, B.; KOHN, D.; BECKER, M. P. Optimal design and operation of a thermal storage system for a chilled water plant serving pharmaceutical buildings. **Energy and Buildings**, v. 40, p. 1004-1019, 2008.

INFRAERO. **Empresa Brasileira de Infraestrutura Aeroportuária**. Disponível em: <<http://www.infraero.gov.br>>. Acesso em: 20 set. 2011.

KULKARNI, K.; SAHOO P.K.; MISHRA, M. Optimization of cooling load for a lecture theatre in a composite climate in India. **Energy and Buildings**, v. 43, n. 7, p. 1573-1579, 2011.

LABEEE. **Processamento de Arquivos Climáticos para Simulação do Desempenho Energético de Edificações**. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações Engenharia Civil – UFSC. 2005. Disponível em: <<http://www.labee.ufsc.br>>. Acesso em: 06 out. 2011.

LI, Q.; MENG, Q.; CAI, J.; YOSHINO, H.; MOCHIDA, A. Predicting hourly cooling load in the building: A comparison of support vector machine and different artificial neural networks. **Energy Conversion and Management**, v. 50, n. 1, p. 90-96, 2009.

MARTINEZ, M. F. B. **Avaliação Energética Visando Certificação de Prédio Verde**. 132 f. Dissertação (Mestrado – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, UFRGS, Porto Alegre, 2009.

MCQUAY, Air Conditioning. **Chiller Plant Design Application Guide**. 2002. Disponível em: <[http://www.mcquay.com/mcquaybiz/literature/lit\\_systems/AppGuide/AG\\_31-003-1.pdf](http://www.mcquay.com/mcquaybiz/literature/lit_systems/AppGuide/AG_31-003-1.pdf)>. Acesso em: 07 jun. 2011.

NREL, National Renewable Energy Laboratory. **Energy modeling for retrofit projects**. Disponível em: <<http://openstudio.nrel.gov/energy-modeling-retrofit-projects>>. Acesso em: 28 out. 2011.

OPTICS. **Optics 6.0 Software**. International Glazing Database, Lawrence Berkeley National Laboratory, USA, 2012.

POZZA, F. **Análise térmica e energética de uma edificação residencial climatizada com sistema de fluxo de refrigerante variável – VRF**. 280 f. Dissertação (Mestrado – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, UFRGS, Porto Alegre, 2011.

SEBZALI, M. J.; RUBINI, P. A. The impact of using chilled water storage systems on the performance of air cooled chillers in Kuwait. **Energy and Buildings**, v. 39, n. 8, p. 975-984, 2007.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. **Refrigeração industrial**. 2<sup>a</sup> ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2002.

TRCKA, M.; HENSEN, J. L. Overview of HVAC system simulation. **Automation in Construction**, v. 19, n. 2, p. 93-99, 2009.

UNITED STATES. **Department of Energy**. Disponível em: <<http://apps1.eere.energy.gov/buildings/>>. Acesso em: 02 jun. 2011.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2<sup>nd</sup> ed. New York: McGraw-Hill, 2001.

WIDELL, K. N.; EIKEVIK, T. Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 1, p. 88-94, 2010.

YAU, Y. H.; RISMANCHI, B. A review on cool thermal storage technologies and operating strategies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 16, p. 787- 797, 2012.

**APÊNDICE A – DADOS DE DESEMPENHO DOS CHILLERS DO AEROPORTO,  
COMPILADOS A PARTIR DO CATÁLOGO ELETRÔNICO ECAT 4.6**

Temperatura de água gelada: 4,5 °C					Temperatura de água gelada: 5,3 °C				
Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP	Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP
100	20	1255	221	5,69	100	20	1289	221	5,82
86	20	1087	200	5,44	86	20	1118	200	5,59
75	20	955	166	5,74	75	20	982	167	5,88
61	20	775	142	5,47	61	20	798	142	5,63
50	20	644	108	5,95	50	20	662	108	6,11
43	20	552	97	5,71	43	20	568	97	5,88
36	20	461	85	5,42	36	20	475	85	5,60
25	20	322	54	5,98	25	20	331	54	6,14
18	20	230	42,2	5,45	18	20	237	42,1	5,62
10	20	170	36,2	4,7	10	20	176	36	4,88
100	21,5	1246	227	5,49	100	21,5	1280	228	5,61
86	21,5	1077	207	5,19	86	21,5	1107	208	5,33
75	21,5	948	172	5,51	75	21,5	975	173	5,65
61	21,5	766	147	5,21	61	21,5	788	147	5,36
50	21,5	638	112	5,7	50	21,5	657	112	5,86
43	21,5	546	100	5,45	43	21,5	563	100	5,61
36	21,5	455	89	5,14	36	21,5	469	88	5,30
25	21,5	319	56	5,73	25	21,5	328	56	5,89
18	21,5	227	43,9	5,16	18	21,5	234	43,9	5,33
10	21,5	167	37,9	4	10	21,5	172	37,7	4,58
100	22,5	1240	232	5,35	100	22,5	1274	232	5,48
86	22,5	1070	212	5,04	86	22,5	1100	213	5,17
75	22,5	944	176	5,36	75	22,5	970	176	5,50
61	22,5	760	151	5,04	61	22,5	782	151	5,19
50	22,5	635	115	5,54	50	22,5	653	115	5,69
43	22,5	543	103	5,28	43	22,5	559	103	5,43
36	22,5	452	91	4,96	36	22,5	465	91	5,12
25	22,5	317	57	5,57	25	22,5	326	57	5,73
18	22,5	225	45,2	4,98	18	22,5	232	45,1	5,14
10	22,5	165	39	4,22	10	22,5	170	38,8	4,38
100	23,5	1234	236	5,22	100	23,5	1267	237	5,35
86	23,5	1063	218	4,88	86	23,5	1093	218	5,02
75	23,5	939	180	5,21	75	23,5	965	181	5,35
61	23,5	754	155	4,88	61	23,5	776	155	5,02
50	23,5	631	117	5,38	50	23,5	650	117	5,53
43	23,5	539	105	5,11	43	23,5	555	105	5,27
36	23,5	448	94	4,78	36	23,5	461	93	4,94
25	23,5	315	58	5,41	25	23,5	324	58	5,56
18	23,5	223	46,4	4,8	18	23,5	230	46,3	4,96
10	23,5	162	40,2	4,04	10	23,5	168	40	4,2
100	24,5	1228	241	5,09	100	24,5	1261	242	5,21
86	24,5	1057	223	4,74	86	24,5	1086	223	4,87
75	24,5	935	184	5,07	75	24,5	960	185	5,2
61	24,5	749	159	4,72	61	24,5	771	159	4,86
50	24,5	628	120	5,23	50	24,5	646	120	5,38
43	24,5	535	108	4,95	43	24,5	551	108	5,1
36	24,5	444	96	4,62	36	24,5	457	96	4,77
25	24,5	314	60	5,26	25	24,5	323	60	5,41
18	24,5	221	47,7	4,63	18	24,5	228	47,6	4,78
10	24,5	160	41,4	3,87	10	24,5	166	41,2	4,00

Temperatura de água gelada: 4,5 °C					Temperatura de água gelada: 5,3 °C				
Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP	Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP
100	25,5	1221	246	4,97	100	25,5	1254	247	5,08
86	25,5	1050	229	4,6	86	25,5	1080	229	4,72
75	25,5	930	189	4,93	75	25,5	956	189	5,06
61	25,5	743	162	4,57	61	25,5	765	162	4,71
50	25,5	625	123	5,08	50	25,5	643	123	5,22
43	25,5	532	111	4,8	43	25,5	547	111	4,94
36	25,5	440	99	4,46	36	25,5	453	99	4,6
25	25,5	312	61	5,11	25	25,5	321	61	5,25
18	25,5	219	49	4,47	18	25,5	226	48,9	4,61
10	25,5	158	42,6	3,71	10	25,5	163	42,4	3,85
100	26,5	1215	251	4,84	100	26,5	1248	252	4,95
86	26,5	1044	234	4,46	86	26,5	1073	234	4,58
75	26,5	925	193	4,79	75	26,5	951	193	4,92
61	26,5	738	167	4,43	61	26,5	759	166	4,56
50	26,5	621	126	4,93	50	26,5	639	126	5,07
43	26,5	528	114	4,65	43	26,5	543	114	4,79
36	26,5	436	101	4,3	36	26,5	449	101	4,44
25	26,5	310	63	4,96	25	26,5	319	63	5,1
18	26,5	217	50	4,31	18	26,5	224	50	4,45
10	26,5	156	43,8	3,55	10	26,5	161	43,7	3,69
100	27,5	1208	256	4,72	100	27,5	1241	257	4,83
86	27,5	1038	240	4,33	86	27,5	1067	240	4,44
75	27,5	921	198	4,66	75	27,5	946	198	4,78
61	27,5	733	171	4,29	61	27,5	754	171	4,42
50	27,5	618	129	4,79	50	27,5	636	129	4,93
43	27,5	524	116	4,5	43	27,5	540	116	4,64
36	27,5	432	104	4,15	36	27,5	445	104	4,28
25	27,5	309	64	4,81	25	27,5	318	64	4,95
18	27,5	215	52	4,16	18	27,5	221	52	4,3
10	27,5	154	45,1	3,4	10	27,5	159	44,9	3,53
100	28,5	1201	262	4,59	100	28,5	1234	262	4,7
86	28,5	1032	246	4,2	86	28,5	1061	246	4,31
75	28,5	916	202	4,53	75	28,5	942	203	4,65
61	28,5	728	175	4,16	61	28,5	748	175	4,28
50	28,5	615	132	4,65	50	28,5	632	132	4,79
43	28,5	521	119	4,36	43	28,5	536	119	4,49
36	28,5	428	107	4,01	36	28,5	441	107	4,13
25	28,5	307	66	4,67	25	28,5	316	66	4,81
18	28,5	213	53	4,02	18	28,5	219	53	4,15
10	28,5	151	46,4	3,26	10	28,5	156	46,2	3,38
100	29,5	1194	267	4,47	100	29,5	1227	268	4,57
86	29,5	1026	252	4,08	86	29,5	1055	252	4,19
75	29,5	912	207	4,4	75	29,5	937	207	4,52
61	29,5	722	179	4,04	61	29,5	743	179	4,15
50	29,5	612	135	4,52	50	29,5	629	135	4,65
43	29,5	517	122	4,23	43	29,5	532	122	4,35
36	29,5	424	110	3,87	36	29,5	436	109	3,99
25	29,5	305	67	4,54	25	29,5	314	67	4,67
18	29,5	211	54	3,88	18	29,5	217	54	4
10	29,5	149	47,7	3,12	10	29,5	154	47,5	3,24

Temperatura de água gelada: 6,0 °C					Temperatura de água gelada: 6,7 °C				
Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP	Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP
100	20	1318	222	5,93	100	20	1348	223	6,05
86	20	1145	200	5,72	86	20	1172	200	5,85
75	20	1005	167	6,01	75	20	1028	167	6,14
61	20	818	142	5,77	61	20	838	142	5,92
50	20	679	109	6,25	50	20	695	109	6,39
43	20	583	97	6,03	43	20	597	97	6,18
36	20	487	85	5,75	36	20	500	85	5,91
25	20	339	54	6,28	25	20	347	54	6,42
18	20	243	42	5,78	18	20	249	42	5,94
10	20	181	35,8	5,05	10	20	186	35,6	5,21
100	21,5	1309	229	5,73	100	21,5	1339	229	5,84
86	21,5	1134	208	5,46	86	21,5	1160	208	5,58
75	21,5	998	173	5,77	75	21,5	1021	173	5,9
61	21,5	808	147	5,5	61	21,5	828	147	5,63
50	21,5	673	112	5,99	50	21,5	689	112	6,13
43	21,5	577	100	5,75	43	21,5	591	100	5,89
36	21,5	481	88	5,45	36	21,5	493	88	5,6
25	21,5	336	56	6,03	25	21,5	344	56	6,16
18	21,5	240	43,8	5,47	18	21,5	246	43,7	5,62
10	21,5	177	37,5	4,73	10	21,5	182	37,3	4,88
100	22,5	1303	233	5,59	100	22,5	1332	234	5,7
86	22,5	1126	213	5,29	86	22,5	1153	213	5,41
75	22,5	993	177	5,62	75	22,5	1016	177	5,74
61	22,5	802	151	5,32	61	22,5	821	151	5,45
50	22,5	669	115	5,83	50	22,5	685	115	5,96
43	22,5	573	103	5,57	43	22,5	587	103	5,71
36	22,5	477	91	5,26	36	22,5	489	91	5,4
25	22,5	334	57	5,86	25	22,5	342	57	5,99
18	22,5	238	45	5,28	18	22,5	244	45	5,42
10	22,5	175	38,7	4,53	10	22,5	180	38,5	4,67
100	23,5	1296	238	5,45	100	23,5	1326	239	5,56
86	23,5	1119	218	5,13	86	23,5	1145	218	5,25
75	23,5	988	181	5,46	75	23,5	1011	181	5,58
61	23,5	796	155	5,15	61	23,5	815	155	5,27
50	23,5	665	118	5,66	50	23,5	681	118	5,79
43	23,5	569	105	5,4	43	23,5	583	105	5,53
36	23,5	473	93	5,07	36	23,5	485	93	5,21
25	23,5	332	58	5,7	25	23,5	340	58	5,83
18	23,5	236	46,3	5,09	18	23,5	242	46,2	5,23
10	23,5	173	39,8	4,33	10	23,5	177	39,7	4,47
100	24,5	1290	243	5,32	100	24,5	1319	243	5,42
86	24,5	1112	223	4,98	86	24,5	1138	224	5,09
75	24,5	983	185	5,32	75	24,5	1006	185	5,43
61	24,5	790	158	4,98	61	24,5	809	158	5,1
50	24,5	662	120	5,5	50	24,5	678	120	5,63
43	24,5	565	108	5,23	43	24,5	579	108	5,36
36	24,5	469	96	4,89	36	24,5	481	96	5,02
25	24,5	331	60	5,53	25	24,5	338	60	5,66
18	24,5	234	47,5	4,91	18	24,5	239	47,5	5,05
10	24,5	170	41	4,15	10	24,5	175	40,9	4,28

Temperatura de água gelada: 6,0 °C					Temperatura de água gelada: 6,7 °C				
Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP	Regime de Carga (%)	Temperatura Condensação (°C)	Capacidade (kW)	Potência Absorvida (kW)	COP
100	25,5	1283	248	5,18	100	25,5	1312	248	5,28
86	25,5	1105	229	4,83	86	25,5	1131	229	4,94
75	25,5	978	189	5,17	75	25,5	1001	189	5,28
61	25,5	784	162	4,82	61	25,5	803	162	4,94
50	25,5	658	123	5,35	50	25,5	674	123	5,47
43	25,5	561	111	5,07	43	25,5	575	111	5,19
36	25,5	465	98	4,72	36	25,5	476	98	4,85
25	25,5	329	61	5,38	25	25,5	337	61	5,5
18	25,5	231	48,8	4,74	18	25,5	237	48,8	4,87
10	25,5	168	42,2	3,97	10	25,5	172	42,1	4,1
100	26,5	1276	253	5,05	100	26,5	1305	253	5,15
86	26,5	1099	235	4,68	86	26,5	1124	235	4,79
75	26,5	973	194	5,03	75	26,5	996	194	5,14
61	26,5	778	166	4,67	61	26,5	797	166	4,79
50	26,5	655	126	5,2	50	26,5	670	126	5,32
43	26,5	557	113	4,91	43	26,5	570	113	5,03
36	26,5	460	101	4,56	36	26,5	472	101	4,68
25	26,5	327	63	5,22	25	26,5	335	63	5,35
18	26,5	229	50	4,57	18	26,5	235	50	4,7
10	26,5	165	43,5	3,8	10	26,5	170	43,3	3,92
100	27,5	1269	258	4,92	100	27,5	1298	259	5,02
86	27,5	1092	240	4,55	86	27,5	1117	240	4,65
75	27,5	969	198	4,89	75	27,5	991	198	5
61	27,5	772	171	4,53	61	27,5	791	171	4,64
50	27,5	651	129	5,05	50	27,5	666	129	5,17
43	27,5	553	116	4,76	43	27,5	566	116	4,87
36	27,5	456	104	4,4	36	27,5	467	104	4,51
25	27,5	325	64	5,07	25	27,5	333	64	5,2
18	27,5	227	51	4,41	18	27,5	233	51	4,53
10	27,5	163	44,7	3,64	10	27,5	167	44,6	3,76
100	28,5	1262	263	4,8	100	28,5	1290	264	4,89
86	28,5	1086	246	4,41	86	28,5	1111	246	4,51
75	28,5	964	203	4,75	75	28,5	986	203	4,86
61	28,5	767	175	4,39	61	28,5	785	175	4,49
50	28,5	648	132	4,9	50	28,5	663	132	5,02
43	28,5	549	119	4,61	43	28,5	562	119	4,72
36	28,5	452	106	4,24	36	28,5	463	106	4,36
25	28,5	323	66	4,93	25	28,5	331	66	5,05
18	28,5	225	53	4,26	18	28,5	231	53	4,37
10	28,5	161	46	3,49	10	28,5	165	45,9	3,6
100	29,5	1255	269	4,67	<b>100</b>	<b>29,5</b>	<b>1283</b>	<b>270</b>	<b>4,76</b>
86	29,5	1079	252	4,28	86	29,5	1104	252	4,38
75	29,5	959	207	4,62	75	29,5	981	208	4,72
61	29,5	761	179	4,25	61	29,5	780	179	4,36
50	29,5	644	135	4,76	50	29,5	659	135	4,88
43	29,5	545	122	4,47	43	29,5	558	122	4,58
36	29,5	447	109	4,1	36	29,5	458	109	4,2
25	29,5	322	67	4,79	25	29,5	329	67	4,9
18	29,5	223	54	4,11	18	29,5	228	54	4,22
10	29,5	158	47,3	3,34	10	29,5	163	47,2	3,45

## APÊNDICE B – PLANILHAS PARA SIMULAÇÃO DAS FATURAS MENSAIS DE ENERGIA DO TERMINAL AEROPORTUÁRIO

JANEIRO								
FONTE DE CONSUMO	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	852	42.856	852	338.283			841	339.641
Ventiladores das Torres	44	3.040	44	28.918			44	27.901
Bombas de Condensação	52	3.585	52	34.084			52	32.895
Bombas do Primário	34	2.278	34	18.940			34	18.824
Bombas do Secundário	66	3.672	66	27.408	66	4.408	66	2.728
Ventiladores VAV	376	17.986	379	154.538	393	20.058	398	152.143
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.278	83.005	1.278	581.033	1.278	83.005	1.278	581.033
<b>A FATURAR</b>	<b>2.704</b>	<b>156.421</b>	<b>2.707</b>	<b>1.183.204</b>	<b>1.737</b>	<b>107.471</b>	<b>2.714</b>	<b>1.155.166</b>
Período Úmido	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 139.394	R\$ 42.234	R\$ 29.885	R\$ 201.145	R\$ 89.535	R\$ 29.017	R\$ 29.962	R\$ 196.378
	TOTAL		R\$ 412.658,05		TOTAL		R\$ 344.892,54	

FEVEREIRO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	835	35.012	840	299.085			826	336.951
Ventiladores das Torres	44	2.648	44	26.868			44	25.909
Bombas de Condensação	52	3.127	52	31.689			52	30.578
Bombas do Primário	34	2.035	34	17.299			34	17.757
Bombas do Secundário	66	3.125	66	24.680	66	3.938	66	2.919
Ventiladores VAV	362	14.564	378	135.819	390	18.620	389	148.603
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.396	76.761	1.396	537.327	1.396	76.761	1.396	537.327
<b>A FATURAR</b>	<b>2.791</b>	<b>137.272</b>	<b>2.811</b>	<b>1.072.767</b>	<b>1.852</b>	<b>99.319</b>	<b>2.808</b>	<b>1.100.045</b>
Período Úmido	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 143.854	R\$ 37.063	R\$ 31.038	R\$ 182.370	R\$ 95.450	R\$ 26.816	R\$ 30.999	R\$ 187.008
	TOTAL		R\$ 394.325,44		TOTAL		R\$ 340.272,52	

MARÇO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	712	30.077	757	262.096			802	261.402
Ventiladores das Torres	44	2.910	44	28.604			44	27.357
Bombas de Condensação	52	3.437	52	33.540			52	32.058
Bombas do Primário	34	1.788	34	16.788			34	17.922
Bombas do Secundário	59	2.273	65	19.653	66	3.914	66	1.610
Ventiladores VAV	239	13.523	262	133.559	299	14.777	258	138.144
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.278	100.946	1.278	706.622	1.278	100.946	1.278	706.622
<b>A FATURAR</b>	<b>2.419</b>	<b>154.954</b>	<b>2.493</b>	<b>1.200.861</b>	<b>1.643</b>	<b>119.637</b>	<b>2.535</b>	<b>1.185.114</b>
Período Úmido	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 124.717	R\$ 41.837	R\$ 27.524	R\$ 204.146	R\$ 84.693	R\$ 32.302	R\$ 27.987	R\$ 201.469
	TOTAL		R\$ 398.225,13		TOTAL		R\$ 346.451,38	

ABRIL								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	375	14.014	398	123.630			754	133.813
Ventiladores das Torres	44	2.154	44	17.715			44	17.359
Bombas de Condensação	52	2.479	52	20.296			52	19.510
Bombas do Primário	23	1.028	23	9.090			34	8.628
Bombas do Secundário	23	971	24	8.262	66	3.519	66	1.528
Ventiladores VAV	183	11.544	183	120.389	194	12.194	194	127.171
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.287	98.556	1.287	689.890	1.287	98.556	1.287	689.890
<b>A FATURAR</b>	<b>1.988</b>	<b>130.745</b>	<b>2.011</b>	<b>989.272</b>	<b>1.546</b>	<b>114.270</b>	<b>2.431</b>	<b>997.899</b>
Período Úmido	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 102.462	R\$ 35.301	R\$ 22.207	R\$ 168.176	R\$ 79.711	R\$ 30.853	R\$ 26.843	R\$ 169.643
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 328.146,31</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 307.049,25</b>	

MAIO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	148	6.975	158	59.645			614	73.019
Ventiladores das Torres	32	878	37	5.906			44	6.614
Bombas de Condensação	35	1.355	35	12.383			52	12.738
Bombas do Primário	11	793	11	7.760			34	7.926
Bombas do Secundário	11	591	12	5.306	66	4.535	66	1.577
Ventiladores VAV	183	12.644	183	123.688	194	13.356	194	130.655
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.490	102.760	1.490	719.317	1.490	102.760	1.490	719.317
<b>A FATURAR</b>	<b>1.910</b>	<b>125.996</b>	<b>1.926</b>	<b>934.004</b>	<b>1.749</b>	<b>120.650</b>	<b>2.494</b>	<b>951.846</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 98.247	R\$ 39.059	R\$ 21.145	R\$ 177.461	R\$ 89.966	R\$ 37.401	R\$ 27.381	R\$ 180.851
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 335.911,79</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 335.599,14</b>	

JUNHO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	101	4.425	108	43.544			382	50.686
Ventiladores das Torres	15	561	22	4.817			32	5.201
Bombas de Condensação	17	1.095	19	11.418			38	11.341
Bombas do Primário	11	724	11	7.553			25	7.498
Bombas do Secundário	10	497	10	4.947	66	4.140	66	1.774
Ventiladores VAV	183	11.544	183	120.389	194	12.194	194	127.171
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.398	91.131	1.398	637.914	1.398	91.131	1.398	637.914
<b>A FATURAR</b>	<b>1.736</b>	<b>109.977</b>	<b>1.752</b>	<b>830.583</b>	<b>1.657</b>	<b>107.465</b>	<b>2.134</b>	<b>841.585</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 89.301	R\$ 34.093	R\$ 19.236	R\$ 157.811	R\$ 85.234	R\$ 33.314	R\$ 23.429	R\$ 159.901
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 300.440,26</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 301.878,14</b>	

JULHO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	104	4.126	104	38.841			329	45.559
Ventiladores das Torres	15	448	15	3.464			32	3.797
Bombas de Condensação	17	1.147	17	11.779			38	11.672
Bombas do Primário	11	759	11	7.795			23	7.723
Bombas do Secundário	10	474	10	4.586	66	4.337	66	1.774
Ventiladores VAV	183	12.094	183	124.237	194	12.775	194	131.235
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.398	85.198	1.398	596.383	1.398	85.198	1.398	596.383
<b>A FATURAR</b>	<b>1.739</b>	<b>104.245</b>	<b>1.739</b>	<b>787.086</b>	<b>1.657</b>	<b>102.310</b>	<b>2.079</b>	<b>798.144</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 89.417	R\$ 32.316	R\$ 19.097	R\$ 149.546	R\$ 85.234	R\$ 31.716	R\$ 22.830	R\$ 151.647
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 290.375,91</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 291.427,18</b>	

AGOSTO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	139	6.007	146	51.614			542	61.045
Ventiladores das Torres	235	1.008	39	6.521			44,13	7.024
Bombas de Condensação	35	1.507	35	12.533			49	12.696
Bombas do Primário	11	793	11	7.760			31	7.821
Bombas do Secundário	12	592	12	5.281	66	4.535	66	1.577
Ventiladores VAV	183	12.644	183	123.688	194	13.356	194	130.655
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.398	94.168	1.398	659.177	1.398	94.168	1.398	659.177
<b>A FATURAR</b>	<b>2.014</b>	<b>116.719</b>	<b>1.825</b>	<b>866.574</b>	<b>1.657</b>	<b>112.059</b>	<b>2.323</b>	<b>879.996</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 103.587	R\$ 36.183	R\$ 20.034	R\$ 147.318	R\$ 85.234	R\$ 34.738	R\$ 25.510	R\$ 167.199
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 307.122,26</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 312.680,94</b>	

SETEMBRO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	152	6.628	156	68.103			555	81.545
Ventiladores das Torres	35	878	42	8.253			44	9.021
Bombas de Condensação	35	1.152	35	12.270			49	12.713
Bombas do Primário	11	690	11	7.588			31	7.713
Bombas do Secundário	12	552	12	5.821	66	3.943	66	1.972
Ventiladores VAV	183	10.994	183	120.939	194	11.614	194	127.751
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.456	96.327	1.456	674.288	1.456	96.327	1.456	674.288
<b>A FATURAR</b>	<b>1.884</b>	<b>117.221</b>	<b>1.896</b>	<b>897.263</b>	<b>1.715</b>	<b>111.884</b>	<b>2.394</b>	<b>915.004</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 96.896	R\$ 36.339	R\$ 20.813	R\$ 170.480	R\$ 88.217	R\$ 34.684	R\$ 26.284	R\$ 173.851
	<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 324.527,36</b>		<b>TOTAL</b>		<b>R\$ 323.035,90</b>	

OUTUBRO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	337	12.976	377	111.160			725	130.490
Ventiladores das Torres	44	1.757	44	14.441			44	15.149
Bombas de Condensação	52	2.018	52	17.476			52	18.144
Bombas do Primário	23	967	23	8.389			34	8.911
Bombas do Secundário	21	873	22	7.432	66	3.835	66	1.324
Ventiladores VAV	183	12.644	183	123.688	194	13.356	194	130.655
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.357	90.376	1.357	632.634	1.357	90.376	1.357	632.634
<b>A FATURAR</b>	<b>2.017</b>	<b>121.611</b>	<b>2.059</b>	<b>915.220</b>	<b>1.616</b>	<b>107.567</b>	<b>2.472</b>	<b>937.306</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 103.758	R\$ 37.699	R\$ 22.605	R\$ 173.892	R\$ 83.125	R\$ 33.346	R\$ 27.139	R\$ 178.088
	TOTAL		R\$ 337.954,43		TOTAL		R\$ 321.697,70	

NOVEMBRO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	615	25.848	700	209.234			759	231.556
Ventiladores das Torres	44	2.798	44	23.737			44	23.628
Bombas de Condensação	52	3.318	52	28.028			52	28.004
Bombas do Primário	34	1.638	34	14.520			34	15.270
Bombas do Secundário	46	1.929	58	15.490	66	3.857	66	1.274
Ventiladores VAV	231	13.638	252	128.411	281	14.946	254	133.615
Não relacionados ao Sistema de Climatização	982	79.773	982	558.411	982	79.773	982	558.411
<b>A FATURAR</b>	<b>2.005</b>	<b>128.943</b>	<b>2.123</b>	<b>977.830</b>	<b>1.328</b>	<b>98.575</b>	<b>2.192</b>	<b>991.757</b>
Período Seco	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 103.127	R\$ 39.972	R\$ 23.311	R\$ 185.788	R\$ 68.311	R\$ 30.558	R\$ 24.065	R\$ 188.434
	TOTAL		R\$ 352.197,99		TOTAL		R\$ 311.367,30	

DEZEMBRO								
Fonte de Consumo	SEM TERMOACUMULAÇÃO				COM TERMOACUMULAÇÃO			
	Ponta		Fora de Ponta		Ponta		Fora de Ponta	
	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]	Potência Máxima [kW]	Consumo Mensal [kWh]
Unidades Resfriadoras	835	28.067	828	276.209			795	250.889
Ventiladores das Torres	44	2.550	44	26.946			44	25.354
Bombas de Condensação	52	2.988	52	31.946			52	30.102
Bombas do Primário	34	1.669	34	17.208			34	17.977
Bombas do Secundário	66	2.272	125	21.791	66	3.484	66	1.902
Ventiladores VAV	324	13.549	252	145.353	353	14.178	254	144.161
Não relacionados ao Sistema de Climatização	1.081	82.623	1.081	578.361	1.081	82.623	1.081	578.361
<b>A FATURAR</b>	<b>2.436</b>	<b>133.717</b>	<b>2.417</b>	<b>1.097.814</b>	<b>1.499</b>	<b>100.286</b>	<b>2.327</b>	<b>1.048.746</b>
Período Úmido	Horo Sazonal Azul [R\$]				Horo Sazonal Azul [R\$]			
	R\$ 125.597	R\$ 36.104	R\$ 26.684	R\$ 186.628	R\$ 77.289	R\$ 27.077	R\$ 25.687	R\$ 178.287
	TOTAL		R\$ 375.013,66		TOTAL		R\$ 308.340,16	

## ANEXO A – DADOS DE PROJETO DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO DO AEROPORTO DE PORTO ALEGRE

### *UNIDADES RESFRIADORAS DE ÁGUA*

- Quantidade: 03 unidades;
- Gás refrigerante: HFC-134a;
- Compressores: tipo parafuso, com modulação de capacidade de 10% a 100%;
- Potência absorvida: 268 kW
- Capacidade unitária: 1.220 kW;
- COP: 4,5;
- Temperatura de saída da água gelada: 4,5 °C;
- Temperatura de retorno da água gelada: 15,0 °C;
- Temperatura de saída da água de condensação: 35,0 °C;
- Temperatura de retorno da água de condensação: 29,5 °C;
- Vazão no evaporador: 104 m<sup>3</sup>/h;
- Vazão no condensador: 245 m<sup>3</sup>/h.

### *TORRES DE RESFRIAMENTO:*

- Quantidade: 03 unidades;
- Tipo: vertical, com ventilação por tiragem induzida de ar;
- Entrada de ar: 4 lados;
- Vazão unitária de água: 245 m<sup>3</sup>/h;
- Temperatura de entrada da água: 35,0 °C;
- Temperatura de saída da água: 29,5 °C;
- Enchimento: grades trapezoidais de polipropileno;
- Ventilador: axial (modelo aspiração), de pás múltiplas e passo ajustável;
- Motor do ventilador: 25,0 CV, VI pólos, 3F / 380 V / 60 Hz.

### *BOMBAS DE CIRCULAÇÃO DE ÁGUA*

- Quantidade: 12 unidades, sendo 3 reservas;
- Tipo: centrífugas, monobloco, construídas em ferro fundido, com conexões flangeadas, eixo horizontal com sucção horizontal e descarga na vertical;
- Temperatura de operação: entre 4 °C e 80 °C;
- Tensão: 380 V / 3F.

Identificação	Quant.	Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (mca)	Rotação (RPM)	Diam. Rotor (mm)	Pot. Motor (CV)
BAC	3	245	25	1.750	246	30
BAGP	3	104	25	1.750	239	15
BAGS	3	145	55	1.750	320	50

Os motores das bombas secundárias possuem velocidade variável através de inversores de frequência.

### ***UNIDADES CONDICIONADORAS DE AR DE VOLUME VARIÁVEL***

- Quantidade: 08 unidades;
- Tipo de estrutura: metálica, com painéis autoportantes, isolados termicamente com poliuretano expandido;
- Temperatura de entrada de água gelada: 6 °C;
- Temperatura de saída da água gelada: 15 °C;
- Movimentação de ar: ventiladores do tipo centrífugo, sendo um para o insuflamento e outro para o retorno.

#### ***Ventiladores de insuflamento***

UNID. COND.	VAI	PE	DR	ROT	VD	MOT
CAV-1	57.000	190	900	1.400	13,0	60 / 4
CAV-2	72.000	190	900	1.500	16,5	100 / 4
CAV-3	57.000	190	900	1.400	13,0	60 / 4
CAV-4	57.000	190	900	1.400	13,0	60 / 4
CAV-5	72.000	190	900	1.500	16,5	100 / 4
CAV-6	57.000	190	900	1.400	13,0	60 / 4
CAV-7	72.000	190	900	1.500	16,5	100 / 4
CAV-8	72.000	190	900	1.500	16,5	100 / 4

Onde: VAI - vazão de ar de insuflamento (m³/h)    PE - pressão estática (mmCA)  
 DR - diâmetro do rotor (mm)    ROT - rotação (RPM)  
 VD - velocidade de descarga (m/s)    MOT - CV / Polos

#### ***Ventiladores de retorno***

UNID. COND.	VAR	PE	DR	ROT	VD	MOT
CAV-1	34.700	60	900	800	8,0	12,5 / 4
CAV-2	49.200	60	900	920	11,4	20 / 4
CAV-3	28.500	60	800	920	8,3	10 / 4
CAV-4	28.100	60	800	920	8,3	10 / 4
CAV-5	50.000	60	900	920	11,4	20 / 4
CAV-6	38.200	60	900	830	8,7	15 / 4
CAV-7	50.000	60	900	920	11,4	20 / 4
CAV-8	47.100	60	900	900	10,8	20 / 4

Onde: VAR - vazão de ar de retorno(m³/h)    PE - pressão estática (mmCA)  
 DR - diâmetro do rotor (mm)    ROT - rotação (RPM)  
 VD - velocidade de descarga (m/s)    MOT - CV / Polos

### ***TANQUE DE TERMO-ACUMULAÇÃO PARA ÁGUA GELADA***

- Formato: cilíndrico vertical;
- Tipo: de estratificação (*strata-therm*);
- Volume de água armazenada: 2.200 m<sup>3</sup>;
- Diâmetro: 12.500 mm;
- Altura: 19.000 mm;
- Capacidade térmica estocada: 7.440 TRh;
- Vazão de água quente retirada na recarga: 380 m<sup>3</sup>/h;
- Vazão de água gelada retirada na descarga: 560 m<sup>3</sup>/h;
- Carga de pico na descarga: 1.550 TR;
- Temperatura de entrada de água gelada na recarga: 4,5 °C;
- Temperatura de retorno da água quente na descarga: 15,0 °C;
- Temperatura máxima de retirada da água gelada na descarga: 6 °C.

## ANEXO B – CURVA DE PERFORMANCE DAS TORRES DE RESFRIAMENTO DO SISTEMA SIMULADO



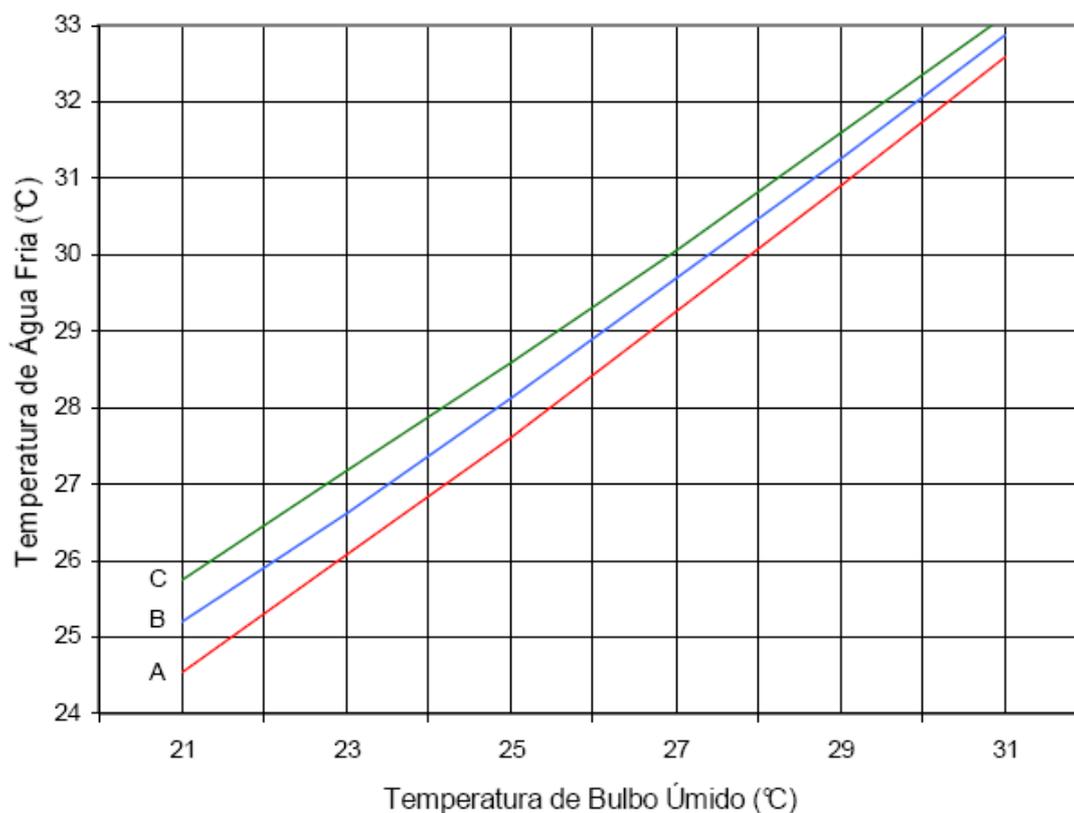
TORRE DE RESFRIAMENTO  
MODELO 155/4-SG-I

DOC. Nº 24775-PC-001

### CURVA DE PERFORMANCE

#### CONDIÇÕES DE PROJETO

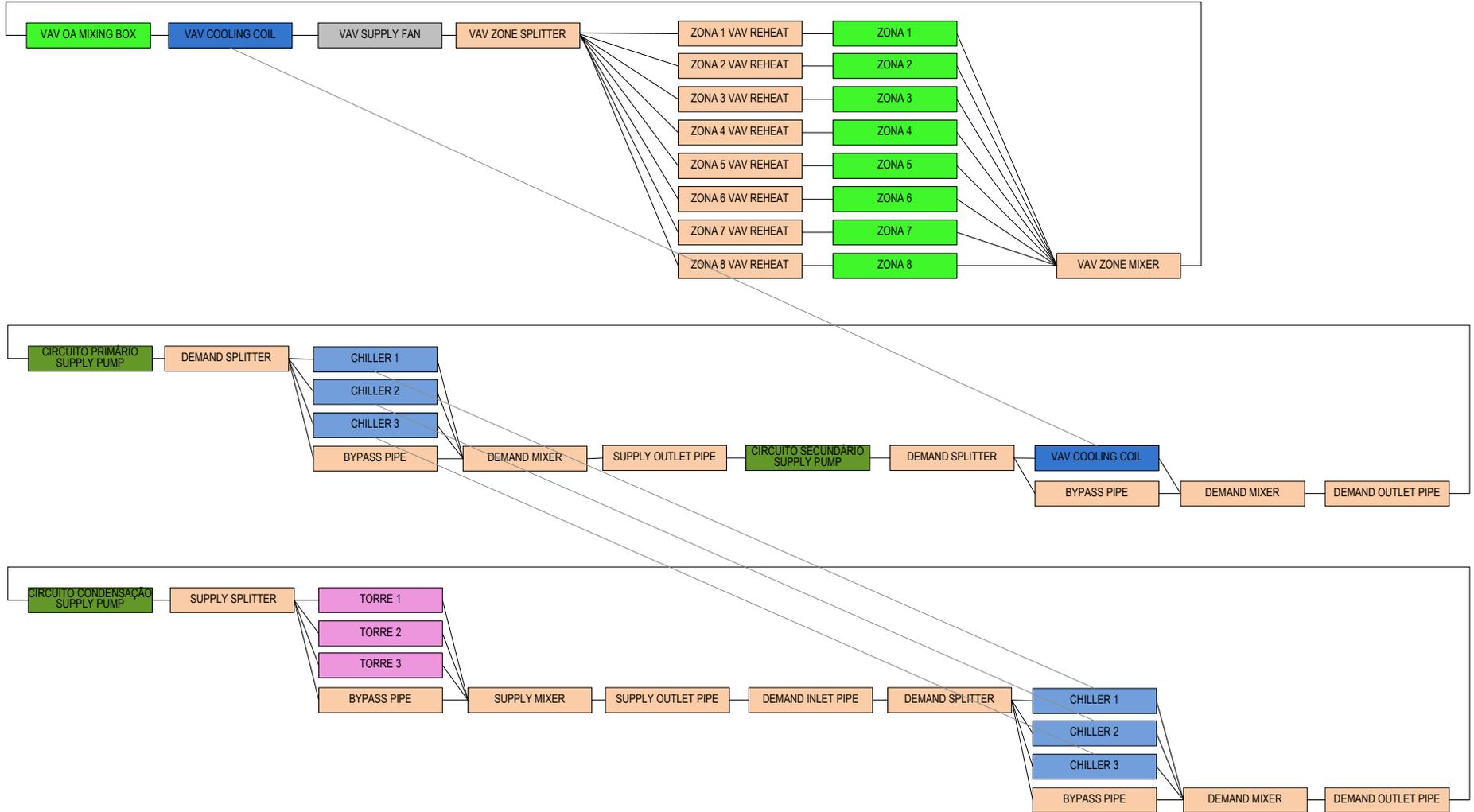
VAZÃO DE ÁGUA	245.0 m <sup>3</sup> /h
TEMPERATURA DE ÁGUA QUENTE	35.0 °C
TEMPERATURA DE ÁGUA FRIA	29.5 °C
TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO	26.7 °C
CAPACIDADE TÉRMICA DA TORRE	1,347.50 Mcal/h



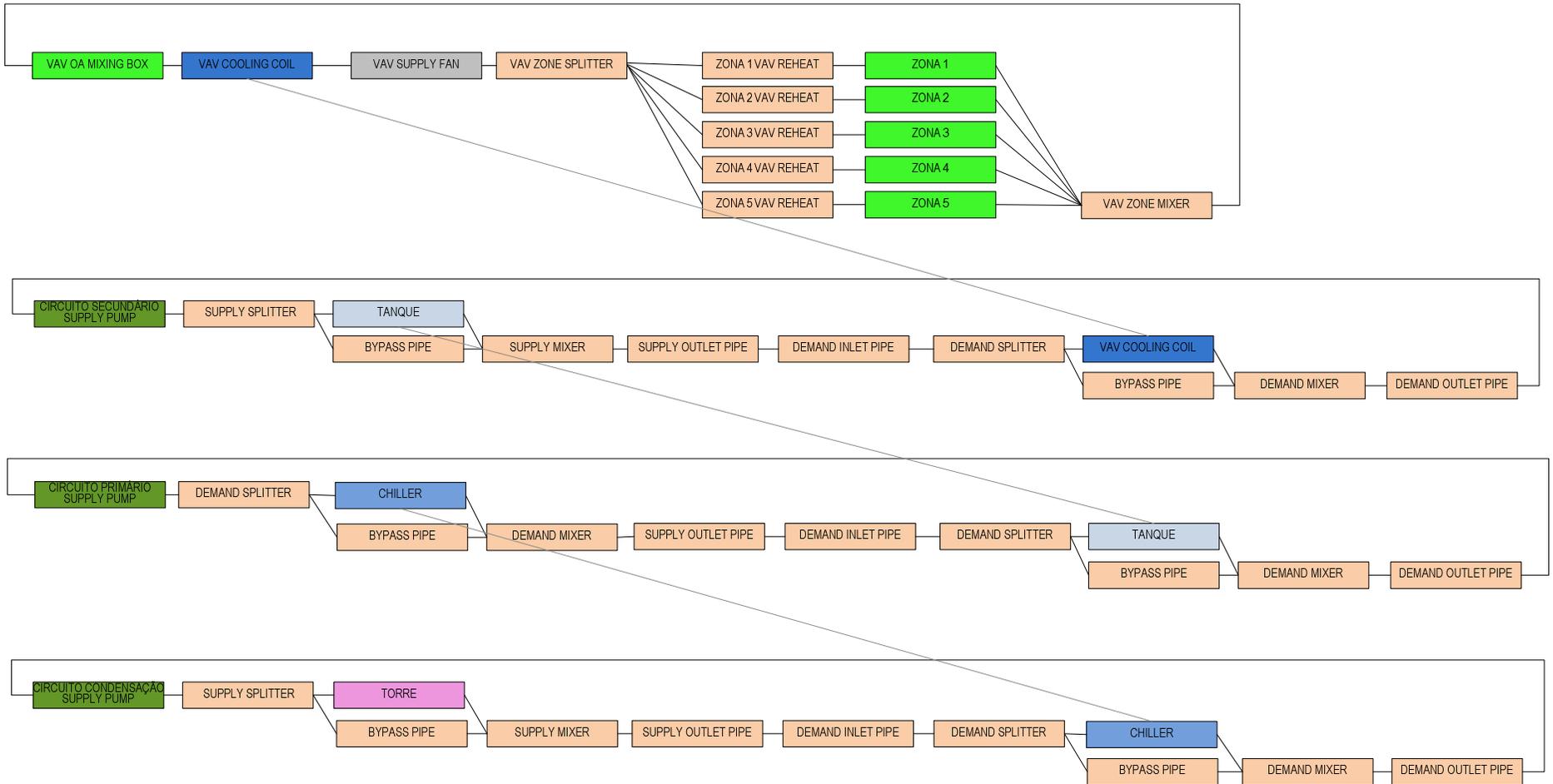
- A - 80 % DA CARGA TÉRMICA : DIFERENCIAL DE TEMPERATURA = 4.4 °C
- B - 100 % DA CARGA TÉRMICA : DIFERENCIAL DE TEMPERATURA = 5.5 °C
- C - 120 % DA CARGA TÉRMICA : DIFERENCIAL DE TEMPERATURA = 6.6 °C

VARIAÇÃO DA TEMPERATURA DE ÁGUA FRIA EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO E DA CARGA TÉRMICA COM 100 % DA VAZÃO NÔMINAL DE ÁGUA (245 m<sup>3</sup>/h)

**ANEXO C – ARQUIVO DE SAÍDA DO TIPO SVG PARA SIMULAÇÃO DA PLANTA DE CLIMATIZAÇÃO: SITUAÇÃO SEM TANQUE DE TERMOACUMULAÇÃO**



**ANEXO D – ARQUIVO DE SAÍDA DO TIPO SVG PARA SIMULAÇÃO DA PLANTA DE CLIMATIZAÇÃO: SITUAÇÃO COM TANQUE DE ÁGUA GELADA ESTRATIFICADA NA CONFIGURAÇÃO ORIGINAL DA BIBLIOTECA DE EXEMPLOS DO ENERGYPLUS**



**ANEXO E – ARQUIVO DE SAÍDA DO TIPO SVG PARA SIMULAÇÃO DA PLANTA DE CLIMATIZAÇÃO: SITUAÇÃO COM TANQUE DE ÁGUA GELADA ESTRATIFICADA APÓS MODIFICAÇÃO PARA SIMULAÇÃO DO SISTEMA DO AEROPORTO**

