

**UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ**

**Fernando Adam**

**ANÁLISE DA OPERAÇÃO CONJUNTA DE EQUIPAMENTOS  
CONDICIONADORES DE AR ATRAVÉS DE SIMULAÇÕES  
MATEMÁTICAS**

**TAUBATÉ – SP**

**2018**

**Fernando Adam**

**ANÁLISE DA OPERAÇÃO CONJUNTA DE EQUIPAMENTOS  
CONDICIONADORES DE AR ATRAVÉS DE SIMULAÇÕES  
MATEMÁTICAS**

Dissertação apresentada para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia Mecânica pela  
Universidade de Taubaté  
Área de Concentração: Projeto Mecânico – Energia

Orientador: Professor Dr. José Rui Camargo

**TAUBATÉ – SP**

**2018**

**FERNANDO ADAM**

**ANÁLISE DA OPERAÇÃO CONJUNTA DE EQUIPAMENTOS  
CONDICIONADORES DE AR ATRAVÉS DE MODELAMENTOS MATEMÁTICOS**

Dissertação apresentada para obtenção do título de  
Mestre em Engenharia Mecânica pela  
Universidade de Taubaté  
Área de Concentração: Projeto Mecânico – Energia

Orientador: Professor Dr. José Rui Camargo

Data:

Resultado: \_\_\_\_\_

**BANCA EXAMINADORA**

Prof. Dr. José Rui Camargo - Universidade de Taubaté  
Assinatura \_\_\_\_\_

Prof. Dr. Ederaldo Godoy Junior - Universidade de Taubaté  
Assinatura \_\_\_\_\_

Prof. Dr. Fernando Porto - Universidade de Taubaté  
Assinatura \_\_\_\_\_

**A minha família, que é meu alicerce e a minha M800,  
pelos milhares de quilômetros rodados  
em busca deste sonho.**

**MINHA ETERNA HOMENAGEM**

***Dedico este trabalho a todos que me  
apoiaram e me incentivaram.***

## **AGRADECIMENTOS**

A minha mãe Aparecida de Agostini Adam pelo amor, carinho e orientação na vida, que me permitiram chegar até aqui. A minha irmã pela paciência. A minha noiva Mariana Barros pelo amor, cumplicidade, apoio, paciência e incentivo. Ao meu orientador Prof. Dr. José Rui Camargo pela paciência na orientação, ajuda incondicional e exemplo de inspiração incessante para os trabalhos de pesquisa na área de Energia. Aos professores examinadores da banca pela paciência e incentivo. A todos que me disseram que não seria possível finalizar o mestrado, pois somente pela persistência atingi meus objetivos. Sobretudo a Deus que propiciou isto no momento correto e permitiu que meus esforços tivessem êxito.

## RESUMO

O objetivo deste estudo é quantificar e comparar o desempenho do funcionamento de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com duas configurações conjugadas desse sistema a um equipamento de resfriamento evaporativo direto (RED). Atualmente, o ar condicionado é um integrante da vida cotidiana, em parte, devido ao seu funcionamento robusto e flexível, porém, produz agentes nocivos e, por isso, faz-se necessário intensificar a busca por tecnologias limpas, como o resfriamento evaporativo direto, ciclo que não é prejudicial ao meio ambiente, mas ainda pouco difundido comercialmente. Para verificar a possibilidade de operação conjunta destes dois ciclos, se utiliza de softwares de modelamento matemático para simular a interação em duas montagens diferentes, a primeira, com o resfriador evaporativo direto a montante do condensador do sistema compressão de vapor, e a segunda, com o resfriador evaporativo direto a montante do evaporador do sistema de compressão de vapor. Realizam-se estas montagens em diferentes condições climáticas e, após verificar os resultados das simulações, analisa-se por meio de ábacos que ilustram o comportamento do COP (coeficiente de *performance*) as variações em seu desempenho, realizando ainda um estudo de viabilidade econômica dos sistemas. Espera-se que este estudo possa contribuir para a compreensão da relação entre os processos compressão de vapor e resfriamento evaporativo, trazendo progresso aos estudos relacionados à eficiência energética.

**PALAVRAS CHAVE:** Ar condicionado; Resfriamento Evaporativo; COP.

## **ABSTRACT**

The objective of this study is to quantify and compare the performance of the combined operation of the direct evaporative cooling and vapor compression (air conditioning) cooling systems. Air conditioning is an integral part of everyday life. In part, due to its robust and flexible operation, however, it produces harmful agents and, therefore, it is necessary to intensify the search for clean technologies, such as direct evaporative cooling, a cycle that is not harmful to the environment but poorly developed. In order to simulate an interaction in two different assemblies, a first one, with the evaporative cooler upstream to the condenser of the steam compression system, and the second, with the evaporative cooler direct sum to the evaporator of the steam compression system. We will perform these assemblies in different climatic conditions and, after verifying the results of the simulations, we will analyze by means of abacuses that illustrate the behavior of the COP (performance coefficient) as variations in its performance. We hope that this study can contribute to an understanding of the relationship between the processes of vapor compression and evaporative cooling, bringing progress to studies related to energy efficiency.

**KEY WORDS:** Air conditioning; Evaporative Cooling; COP.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Troca de calor através de paredes opacas. ....	27
Figura 2 - Ciclo teórico ideal de compressão a vapor .....	28
Figura 3 - Resfriador evaporativo direto (RED).....	30
Figura 4 - Interface do Google SketUp e OpenStudio. ....	32
Figura 5 - Interface do <i>EnergyPlus</i> .....	33
Figura 6 - Interface do <i>Coolselector</i> .....	34
Figura 7 - Carta psicrométrica e suas propriedades.....	35
Figura 8 - Exemplo de regressão linear. ....	36
Figura 9 - Sistema de condicionamento central.....	39
Figura 10 - Ilustração de sistema convencional.....	41
Figura 11 - Ilustração de funcionamento misto I.....	41
Figura 12 - Ilustração de funcionamento misto II.. ....	42
Figura 13 - Fluxograma de inserção de dados Parte: I. ....	44
Figura 14 - Fluxograma de inserção de dados Parte II. ....	45
Figura 15 – Representação da edificação no <i>SketchUp</i> com destaque ao LAB A.....	46
Figura 16 - Planta baixa com dimensões do LAB A.. ....	46
Figura 17 - Zona térmica da edificação em destaque. ....	47
Figura 18 - Defasagem da edificação ao eixo norte. ....	48
Figura 19 - Modelamento populacional.. ....	51
Figura 20 - Modelamento operacional dos equipamentos elétricos. ....	53
Figura 21 - Alimentação de parâmetros para sistema convencional.. ....	56
Figura 22 - Alimentação de parâmetros para sistemas misto I e II. ....	57
Figura 23 - Exemplo de fator de calor sensível.....	58
Figura 24 - Exemplo de mistura de ar na carta psicrométrica. ....	60
Figura 25 - Ábaco para determinação da temperatura de evaporação.....	63
Figura 26 - Ábaco para determinação do COP .....	64
Figura 27 - Ábaco para determinação do consumo do compressor.....	69
Figura 28 - Gráfico: cargas térmicas para a maior carga térmica.....	74
Figura 29 - Determinação da TBS de insuflamento .....	75
Figura 30 – Comportamento operacional do sistema convencional - Janeiro.....	81
Figura 31 – Comportamento operacional do sistema misto I - Janeiro.....	84

Figura 32 – Comportamento operacional do sistema misto I - Janeiro.....	86
Figura 33 - Gráfico: Valores de COP para os sistemas.....	89
Figura 34 - Gráfico de custo total dos sistemas (Jan. Jun.).....	93
Figura 35 - Gráfico de custo total dos sistemas (Jul. Dez.).....	93

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Possíveis edificações. ....	37
Tabela 2 - Pontuação por edificação. ....	37
Tabela 3 - Dados de projeto para conforto térmico .....	37
Tabela 4 - Condições psicrométricas de conforto.....	38
Tabela 5 – Dados de projeto para renovação de ar. ....	38
Tabela 6 - Resumo de características da Instalação.....	42
Tabela 7 - Classificação das cargas térmicas .....	43
Tabela 8 - Exemplo de dados climáticos .....	48
Tabela 9 - Materiais construtivos Fonte: <i>ASHRAE</i> (2009) .....	49
Tabela 10 - Calor liberado por ambiente .....	50
Tabela 11 - População para o LAB A. ....	50
Tabela 12 - Especificação das lâmpadas da edificação. ....	52
Tabela 13 - Quantidade de computadores.....	52
Tabela 14 - Cargas térmicas dos equipamentos elétricos .....	52
Tabela 15 - Médias mensais.....	54
Tabela 16 - TBS e TBU mensais com 5,0% de ocorrência .....	54
Tabela 17 - Valores operacionais fornecidos pela fabricante.....	63
Tabela 18 - Valores operacionais para a vazão de 3.720 m <sup>3</sup> /h .....	64
Tabela 19 - Valores de entrada para temperatura da condensação.....	65
Tabela 20 - Tarifação elétrica por classificação de baixa tensão .....	67
Tabela 21 - Tarifação hídrica por classificação de consumo .....	68
Tabela 22 - Classificação tarifária para campus Jutta (LAB A). ....	68
Tabela 23 - Datas de referência para temperaturas <i>ASHRAE</i> . ....	71
Tabela 24 - Cargas térmicas para as datas de referência. ....	72
Tabela 25 - Dados psicrométricos do ar externo para maior carga térmica.....	73
Tabela 26 - Cargas térmicas individuais para maior carga térmica. ....	73
Tabela 27 - Cargas térmicas totais. ....	74
Tabela 28 - Vazão de ar do sistema.....	75
Tabela 29 - Dados psicrométricos para o ar de retorno e externo. ....	75
Tabela 30 - Dados psicrométricos para o ar de mistura.....	75
Tabela 31 - Resultados dos equipamentos avaliados.....	76
Tabela 32 - Características técnicas do equipamento 40BZ/06.....	76

Tabela 33 - Dados do compressor selecionado.....	77
Tabela 34 - Características técnicas do equipamento RE/3000.....	78
Tabela 35 - Opções de RED para sistema misto II.....	78
Tabela 36 - Características técnicas do equipamento RE/3000.....	79
Tabela 37 - Valores operacionais do sistema convencional.....	79
Tabela 38 - Valores operacionais do sistema misto I.....	82
Tabela 39 – Cargas térmicas do sistema misto I.....	82
Tabela 40 - Valores operacionais do sistema misto II.....	85
Tabela 41 - Valores estatísticos da equação linear.....	87
Tabela 42 - Temperaturas de condensação calculadas.....	87
Tabela 43 - Temperaturas de evaporação.....	88
Tabela 44 - Valores de COP.....	89
Tabela 45 - Custo elétrico dos sistemas.....	90
Tabela 46 - Custo hídrico dos sistemas.....	91
Tabela 47 - Custo total dos sistemas.....	91
Tabela 48 - Índice de aplicabilidade (IA) - janeiro.....	94
Tabela 49 - Índice de aplicabilidade (IA) - abril.....	94
Tabela 50 - Índice de aplicabilidade (IA) - julho.....	95
Tabela 51 - Índice de aplicabilidade (IA) - novembro.....	95
Tabela 52 - Programação horária – janeiro.....	96
Tabela 53 - Programação horária – abril.....	96
Tabela 54 - Programação horária – julho.....	97
Tabela 55 - Programação horária – novembro.....	97
Tabela 56 - Custo hídrico por operacionalidade.....	98

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
CLP	Controlador lógico programável
COP	Coefficiente de desempenho
RED	Resfriador Evaporativo Direto
SH	Superaquecimento
SC	Sub-resfriamento

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Coeficiente de Absorção de radiação solar	[adimensional]
$A$	Área	[m <sup>2</sup> ]
$A_h$	Variação de energia térmica do corpo humano (metabolismo)	[kJ/h]
$A_l$	Área efetiva de vazamento de ar (Infiltração).	[cm <sup>2</sup> ]
$C$	Calor trocado (perdido ou recebido) por convecção entre o corpo e o ar	[kJ/h]
$C_{Elet}$	Custo elétrico total	[R\$]
$C_{Hid}$	Custo hídrico total	[R\$]
$C_i$	Coeficiente de infiltração induzida	[L/s]
$C_{inf}$	Fluxo de calor por infiltração	[kJ/h]
$Cl$	Fluxo de calor latente	[kJ/h]
$CL_{Total}$	Calor latente total	[kJ/h]
$C_p$	Calor específico	[kJ/kg°C]
$C_s$	Fluxo de calor sensível	[kJ/h]
$CS_{Plenum}$	Fluxo de transferência de calor por condução pelo <i>plenum</i>	[kJ/h]
$C_{Total}$	Somatória de calor sensível e latente totais	[kJ/h]
$CS_{Total}$	Fluxo de calor sensível total	[kJ/h]
$C_{Max_{Equip}}$	Calor liberado por equipamentos elétricos	[W/h]
$C_{Max_{Illum}}$	Calor liberado pela iluminação elétrica	[W/h]
$C_{Max_{Pop}}$	Calor liberado por pessoas por ambiente	[W/h]
$CRL_2$	Carga térmica latente de renovação para o sistema misto I	[kJ/h]
$CRS_2$	Carga térmica sensível de renovação para o sistema misto I	[kJ/h]
$C_w$	Coeficiente de infiltração expelida	[L/s]
$D$	Diferença de temp. entre a superfície e o ar em contato	[°C]
$D$	Diâmetro	[m]
$e$	Espessura do material	[m]
$e_D$	Efetividade do RED	[adimensional]
$E$	Perda de calor trocado por evaporação	[kJ/h]
$EER$	Razão de eficiência energética	[adimensional]
$EF$	Efeito frigorífico	[kW]
$E_{sat}$	Eficiência de saturação	[adimensional]

FS	Fator de calor sensível	[adimensional]
$F_{sh}$	Valor de um cronograma definido pelo usuário ( <i>OpenStudio</i> ).	[%]
$G_{RED}$	Consumo específico do RED	[L/°C h]
h	Entalpia	[kJ/kg]
$h_{ins}$	Entalpia do ar de insuflamento	[kJ/kg]
$h_{mist}$	Entalpia do ar de mistura	[kJ/kg]
$h_c$	Coefficiente de troca térmica por convecção	[W/m <sup>2</sup> °C]
$h_e$	Coefficiente de troca térmica superficial externa	[W/m <sup>2</sup> °C]
$h_r$	Coefficiente de troca térmica por radiação	[W/m <sup>2</sup> °C]
k	Coefficiente de condutividade térmica do material	[W/m°C]
IA	Índice de aplicabilidade	[°C]
$I_g$	Intensidade de radiação solar incidente global	[W/m <sup>2</sup> °C]
L	Coefficiente latente	[kJ/kg]
$\dot{m}$	Fluxo mássico	[kg/h]
M	Calor produzido pelo metabolismo	[kJ/h]
n	Quantidade de unidades	[adimensional]
$P_c$	Pressão de condensação	[kPa]
$P_{Comp}$	Potência elétrica do compressor	[kWh]
$P_{Cond}$	Potência elétrica do condensador	[kWh]
$P_{evap}$	Potência elétrica do evaporador	[kWh]
$P_{Max}$	População Máxima	[pessoas]
$P_{RED}$	Potência elétrica do RED	[kW]
$P_s$	Pressão do evaporador	[kPa]
Q	Fluxo de calor	[W/h]
$Q_c$	Fluxo de calor por convecção	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_{cd}$	Fluxo de calor por condução	[W/h]
$Q_{eva}$	Calor rejeitado pelo evaporador	[kW]
QH	Calor rejeitado pelo condensador	[kW]
QL	Capacidade de refrigeração	[kW]
$Q_r$	Fluxo de calor por radiação	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_t$	Fluxo de calor por radiação para paredes transparentes	[W/m <sup>2</sup> ]
R	Calor trocado (perdido ou recebido) por irradiação	[kW]
t	Temperatura da superfície sólida	[°C]

$t_1$	Temperatura interna de uma superfície ou na saída	[°C]
$t_2$	Temperatura externa de uma superfície ou na entrada	[°C]
$T_{ae}$	Temperatura do ar de entrada do resfriador	[°C]
$T_{al}$	Temperatura do ar de saída do resfriador	[°C]
$T^*_{ae}$	Temperatura termodinâmica de bulbo úmido do ar de entrada	[°C]
$TBS$	Temperatura de bulbo seco	[°C]
$TBS_1$	Temperatura de bulbo seco de entrada do RED	[°C]
$TBS_2$	Temperatura de bulbo seco de saída do RED	[°C]
$TBU$	Temperatura de bulbo úmido	[°C]
$TBU_1$	Temperatura de bulbo úmido de entrada do RED	[°C]
$TBU_{EE}$	Temperatura de bulbo úmido de entrada do evaporador	[°C]
$T_c$	Temperatura de condensação	[°C]
$TEC$	Temperatura de entrada no condensador	[°C]
$T_d$	Temperatura de descarga	[°C]
$T_o$	Temperatura de evaporação	[°C]
$TBO$	Temperatura de ponto de orvalho	[°C]
$T_{Elet}$	Tarifa elétrica	[R\$/kWh]
$T_{Hid}$	Tarifa hídrica	[R\$/L]
$t_r$	Temperatura radiante relativa das superfícies	[°C]
$t_s$	Temperatura do fluido	[°C]
$T_{sub}$	Temperatura de sub-resfriamento	[°C]
$T_{sup}$	Temperatura de superaquecimento	[°C]
$U$	Coefficiente global de transmissão térmica	[W/m <sup>2</sup> °C]
$UR$	Umidade Relativa	[%]
$V_{Cond}$	Vazão de ar no condensador	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{Evap}$	Vazão de ar no evaporador	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{h2O}$	Vazão de água condensada pela serpentina	[L/h]
$V_{Ren}$	Vazão de renovação de ar	[m <sup>3</sup> /h]
$V_{Ret}$	Vazão de retorno de ar	[m <sup>3</sup> /h]
$VR_{Min}$	Vazão de renovação mínima	[m <sup>3</sup> /h]
$w$	Umidade absoluta	[kg/kg ar]
$w_1$	Umidade absoluta de saída	[kg/kg ar]
$w_2$	Umidade absoluta de entrada	[kg/kg ar]

$w_{mist}$	Umidade absoluta do ar de mistura	[kg/kg ar]
$w_{ins}$	Umidade absoluta do ar de insuflamento	[kg/kg ar]
Win	Trabalho do compressor por unidade de massa	[kJ/kg]
WS	Coeficiente de infiltração pelo vento externo	[L/s]
x	Titulo	[%]

## LETRAS GREGAS

$\rho$	Densidade do ar seco	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\eta$	Coeficiente de refração da radiação solar	[adimensional]
$\Delta t$	Delta (Diferença temperatura)	[°C]

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO .....	21
1.1	Objetivo geral .....	21
1.2	Objetivos específicos .....	21
2	REVISÃO DA LITERATURA .....	22
3	CONCEITOS SOBRE TRANSFERÊNCIA DE CALOR .....	25
3.1	Calor sensível, latente e total. ....	25
3.2	Metalobismo. ....	25
3.3	Mecanismos de troca de calor. ....	26
3.3.1	Condução. ....	26
3.3.2	Convecção .....	26
3.3.3	Radiação .....	26
3.3.4	Trocas de calor através de paredes transparentes .....	27
3.3.5	Coeficiente global de transmissão de calor .....	27
4	SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZADOS .....	28
4.1	Compressão de vapor.....	28
4.2	Sistema evaporativo direto (RED) .....	29
5	METODOLOGIA .....	31
5.1	Ferramentas e métodos .....	31
5.1.1	Google SketUp e OpenStudio .....	31
5.1.2	EnergyPlus.....	32
5.1.3	Engineering Equation Solver (ESS) .....	33
5.1.4	CoolSelector .....	33
5.1.5	Carta psicrométrica.....	34
5.1.6	Regressão linear.....	35
5.2	Premissas do projeto .....	36
5.2.1	A edificação .....	36
5.2.2	Condições de conforto .....	37
5.2.3	Renovação de ar.....	38
5.2.4	Tipo de expansão .....	38
5.2.5	Instalações típicas .....	39
5.2.6	Controle operacional.....	39
5.2.7	Ar de retorno.....	40

5.2.8	Sistemas de operação .....	40
5.2.9	Resumo das características .....	42
5.3	Modelamento matemático de cargas térmicas .....	42
5.3.1	Cargas térmicas.....	42
5.3.2	Alimentação de parâmetros para cargas térmicas.....	43
5.3.3	Aquisição de dados para cargas térmicas. ....	45
5.3.4	Eixo Norte .....	48
5.3.5	Material Construtivo.....	49
5.3.6	População .....	49
5.3.7	Equipamentos Elétricos .....	51
5.3.8	Infiltração.....	53
5.3.9	Renovação de ar.....	54
5.3.10	Datas de referência para condições externas .....	54
5.4	Seleção de equipamentos de referência .....	55
5.4.1	Parâmetros de seleção.....	55
5.4.2	Dados para seleção .....	57
5.5	Operação dos sistemas nas datas de referência.....	60
5.5.1	Efeito evaporativo.....	61
5.5.2	Cargas de renovação de ar (sensível e latente) .....	61
5.5.3	Condições de insuflamento e volume de condensado .....	61
5.6	Desempenho operacional .....	62
5.6.1	Parâmetros de desempenho .....	62
5.6.2	Aquisição de dados para o desempenho .....	64
5.7	Desempenho financeiro .....	66
5.7.1	Alimentação de parâmetros e aquisição de dados .....	66
5.8	Modelamento operacional.....	69
5.8.1	Cenário 01 - Índice de aplicabilidade (IA).....	70
5.8.2	Cenário 02 - Programação horária (PH).....	70
6	RESULTADOS .....	71
6.1	Simulação numérica das cargas térmicas.....	71
6.1.1	Datas de referência .....	71
6.1.2	Cargas térmicas para as datas de referência. ....	72
6.1.3	Maior carga térmica.....	73
6.2	Dimensionamentos.....	74

6.2.1	Sistema convencional .....	74
6.2.2	Misto I .....	78
6.2.3	Misto II .....	78
6.3	Operação dos sistemas .....	79
6.4	Desempenho operacional .....	87
6.4.1	Temperatura de condensação .....	87
6.4.2	Temperatura de evaporação .....	88
6.4.3	COP .....	88
6.1	Desempenho financeiro .....	89
6.2	Desempenho operacional .....	93
6.2.1	Cenário 01 - Índice de aplicabilidade (IA) .....	93
6.2.2	Cenário 02 - Programação horária (PH) .....	96
6.2.3	Somatória de gastos hídricos .....	98
7	CONCLUSÃO .....	99
7.1	Trabalhos futuros .....	100
8	REFERÊNCIAS .....	101
	Apêndice 01 .....	105
	Apêndice 02 .....	112

## **1 INTRODUÇÃO**

A vida cotidiana moderna aos pouco vem ganhando mais um integrante: o ar condicionado, antigamente um item de luxo encontrado apenas em locais com recursos para tal, hoje um acessório tão comum como um televisor, sendo facilmente encontrado em qualquer residência. O aquecimento e a refrigeração de edifícios são responsáveis por 30 a 50% do consumo global de energia segundo Kharseh (2011). Isso em parte se deve ao seu ciclo de funcionamento, o conhecido ciclo por compressão de vapor. Este por sua robustez e flexibilidade é o ciclo de refrigeração mais conhecido e utilizado atualmente, porém infelizmente é um método com agentes nocivos aos valores ambientais praticados atualmente.

Conforme Strobel (2004) se verifica a valorização das questões ambientais. O enfoque econômico vem sendo substituído por conceitos mais amplos de desenvolvimento sustentável. Por esse motivo hoje se faz necessário intensificar a busca por tecnologias limpas, como é o resfriamento evaporativo, ciclo que não utiliza agentes nocivos ao meio ambiente, porém com pouco desenvolvimento técnico, o que não lhe dá a autonomia dos ciclos convencionais.

Surge então, a possibilidade de atuação conjunta, unindo a flexibilidade do sistema por compressão de vapor e os valores ecológicos do resfriamento evaporativo. Segundo (Camargo, 2009) a integração do resfriamento evaporativo com sistemas de refrigeração por compressão de vapor está aumentando.

### **1.1 Objetivo geral**

O objetivo deste trabalho é realizar um estudo quantitativo do emprego integrado de um equipamento de resfriamento evaporativo direto (RED) com um equipamento de compressão de vapor, condicionador de ar.

### **1.2 Objetivos específicos**

- a) Realizar simulação, por modelamento matemático, de cargas térmicas de uma edificação.
- b) Selecionar equipamentos de ar condicionado por compressão de vapor (expansão direta) e resfriamento evaporativo direto compatível para as necessidades de operação da edificação.
- c) Analisar o desempenho termodinâmico e financeiro da integração dos sistemas.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é bastante difundido em aplicações de ar condicionado. Neste ciclo, o fluido de trabalho é comprimido e condensado em alta pressão e temperatura por rejeição de calor para um meio externo. Posteriormente, após esta condensação o fluido refrigerante é expandido através de um dispositivo de expansão até atingir a pressão de evaporação, onde será evaporado em baixa pressão e temperatura devido à troca de calor com o ambiente a ser resfriado. (SILVA, 2012)

O aquecimento e a refrigeração de edifícios são responsáveis por 30 a 50% do consumo global de energia, portanto o aumento da eficiência desses sistemas acarretaria em uma redução significativa no consumo de energético. (KHARSEH, 2011).

A integração do resfriamento evaporativo com sistemas de refrigeração por compressão de vapor está aumentando por diversas razões. Dentre uma destas está à utilização para pré-resfriar o ar dos condensadores.

O resfriamento evaporativo, em circunstâncias psicrométricas apropriadas, apresenta as seguintes vantagens:

- Pode, potencialmente, reduzir custos dos componentes de refrigeração.
- Fornece idêntico conforto com grande economia de potencia e, ainda, reduz o desgaste dos compressores e dos ventiladores do compressor, condensador e de torres de resfriamento.
- Substitui o sistema de refrigeração por compressão quando este falha ou já está sendo muito utilizado.
- Oferece a possibilidade de redução do uso da água nas torres de resfriamento.
- Quando necessário, oferece recursos para uma umidificação do ar com menos custo no inverno.
- Favorece o meio ambiente, pois consome menos energia gerada por meio de combustíveis fósseis. (CAMARGO, 2009)

Segundo Omer (2008), se não houver mudanças da parte dos consumidores, a demanda por energia mundial em 2020 será no mínimo 50% superior a da década de 90, podendo até chegar à incrível marca de 80% de aumento de demanda.

Urenã (2008) desenvolveu um aparato experimental para o resfriamento evaporativo direto, comparando os resultados de bancada com modelos teóricos baseados no balanço de energia e na análise psicrométrica.

Os sistemas de resfriamento evaporativos diretos, indiretos e regenerativos tiveram seus COP's e rendimentos comparados sob a óptica da energia onde os ciclos regenerativos despontam a frente dos ciclos de refrigeração convencional. (ANGELOTTI e SCHMIDT, 2008).

Conforme Ferreira, Domingues e Mafra (2006), sistemas de refrigeração e ar condicionado são grandes consumidores de eletricidade, principalmente no setor terciário. Atualmente verifica-se uma crescente utilização de sistemas de refrigeração para conservação e produção de alimentos, assim como o aumento da necessidade por ambientes climatizados em diversos seguimentos da sociedade.

Desenvolvem testes em laboratório para sistemas híbridos, visto que o desempenho do condicionador evaporativo pode ser avaliado em diversas situações (condições ambientais, configuração do aparelho, etc.), proporcionando o desenvolvimento de um sistema de climatização híbrido que concilia as melhores características de cada um dos aparelhos que se mostrou eficiente para o controle das condições de temperatura e umidade dentro do ambiente de testes construído. (FERREIRA, DOMINGUES e MAFRA, 2006)

O princípio de funcionamento do resfriamento evaporativo supõe que haverá um efeito de refrigeração, ou seja, uma redução de temperatura quando as condições do ar estiverem favoráveis para que aconteça esse resfriamento, (CREDER, 2004).

A Eficiência Energética é uma forma de medir o desempenho do condicionador de ar, relacionando a sua capacidade de refrigeração com o consumo de energia (Btu / Watts hora). Quando um aparelho consegue refrigerar a quantidade de calor da sua capacidade nominal a um baixo consumo, pode-se dizer que ele é mais eficiente. (FERREIRA, ALMEIDA E MAFRA, 2006).

Na troca de calor no resfriamento evaporativo direto ocorre quando o ar é resfriado e umidificado adiabaticamente ao entrar em contato com uma superfície úmida apropriada (painel evaporativo ou meio úmido), onde a água está evaporando. No tipo indireto, o ar se mantém separado do processo de evaporação da água, transferindo apenas calor sensível para uma corrente de ar secundária (SILVA, 2004).

Na troca de calor no resfriamento indireto ocorre quando o ar se mantém separado do processo de evaporação da água, transferindo apenas calor sensível para uma corrente de ar secundária (SILVA, 2004).

O uso da energia elétrica para climatização nas residências brasileiras, já representa 1/5 do total. (IEA, 2003).

A psicrométrica é definida como “ramo da Física relacionado com a medida ou determinação das condições do ar atmosférico, particularmente” com respeito à mistura de ar seco com vapor d’água (MARTINELLI, 2003).

Nestes sistemas, (resfriamento evaporativo) o ar é resfriado em um processo natural que consiste na redução da temperatura do ar e elevação de sua umidade relativa através de mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água (PIMENTA e CASTRO, 2003).

Conforme Stocker e Jarbardo (2002), o processo de resfriamento evaporativo pode ser caracterizado pela transferência de calor e massa que envolve vapor d’água e ar. Isso é representado por um processo isoentálpico do ar, elevando a umidade, o que caracteriza a lei da linha reta.

Picos de demanda de energia elétrica ocorrem mais frequentemente durante determinados períodos do dia, devido à crescente utilização de ar condicionado (FARUQUI, 2001).

Nas últimas décadas, houve uma significativa mudança nos hábitos alimentares de pessoas no mundo inteiro, o que acarretou em um aumento no consumo de alimentos refrigerados ou congelados, já que os mesmos são mais fáceis e rápidos de se preparar em relação a outras modalidades. (MOUREH e DERENS, 2000).

A eficiência de saturação segundo (WANG, 2000) é usada para avaliar o desempenho dos sistemas de evaporativos de resfriamento direto. Conforme Equação 1.

$$E_{sat} = T_{ae} - T_{al} \frac{T_{ae} - T_{al}}{T_{ae} - T^{*ae}} \quad (1)$$

A eficiência na termodinâmica, ou COP, é definida como o resultado da quantidade de energia obtida num processo de conversão em relação ao montante que foi gasto para a conversão. A relação entre a energia útil e a energia que é consumida para obter o resultado de refrigeração desejado. (WANG, 2001). Conforme Equação 2.

$$COP = \frac{Q_{eva}}{W_{in}} \quad (2)$$

Problemas associados à operação de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar, devido a equipamentos degradados, manutenção e instalação incorreta ou até mesmo falhas

em sensores leva a um desgaste prematuro dos componentes e maior consumo de energia (STYLIANOU e NIKANPOUR, 1996).

### 3 CONCEITOS SOBRE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A maioria das unidades de condicionamento de ar está associada a aplicações de conforto. Seres humanos nascem em ambientes hostis, que variam com a estação do ano ou com a localização geográfica. Isto pode sugerir que as razões para o uso do condicionamento de ar sejam baseadas exclusivamente em considerações climáticas, o que pode ser válido em áreas tropicais ou subtropicais, mas não para os climas temperados com estruturas sociais industrializadas e elevados padrões de vida. (Silva, 2004)

#### 3.1 Calor sensível, latente e total.

O calor gerado por uma edificação pode ser separado em duas parcelas, são elas;

O calor sensível que é o calor fornecido ou removido do ar úmido que altera sua temperatura de bulbo seco que é calculado por meio da Equação 3:

$$C_s = \dot{m} C_p \Delta t \quad (3)$$

O calor latente é a quantidade de calor que, ao ser fornecida ou retirada de um corpo, não altera sua temperatura, mas causa mudança em seu estado de agregação, ou seja, a variação de sua entalpia entre os pontos de saturação, sendo calcula por meio da Equação 4:

$$C_l = \dot{m} L \quad (4)$$

#### 3.2 Metabolismo.

O entendimento básico das funções do organismo é necessário para compreensão do ar de conforto.

Segundo Frota e Scheiffer (2003) o organismo dos homeotérmicos pode ser comparado a uma máquina térmica — sua energia é conseguida através de fenômenos térmicos. A energia térmica produzida pelo organismo humano advém de reações químicas internas, sendo a mais importante a combinação do carbono, introduzido no organismo sob a forma de alimentos, com o oxigênio, extraído do ar pela respiração.

Esse processo de produção de energia interna a partir de elementos combustíveis orgânicos é denominado metabolismo é modelada matematicamente por meio da Equação 5.

$$M = \pm A_h \pm C \pm R \pm E \quad (5)$$

### 3.3 Mecanismos de troca de calor.

A "lei zero" da termodinâmica diz que para que haja troca de calor deve existir uma diferença de temperatura. Os mecanismos existentes para essa troca são a convecção, radiação e condução.

#### 3.3.1 Condução.

A transferência de calor do ar a uma superfície, ou vice-versa se processa por meio da condutância da superfície de contato ou filme.

A condutância superficial é a quantidade de calor transferido, do ar para a superfície, por metro quadrado e por °C de diferença de temperatura. (CREDER, 2004)

Se o fluxo for uniforme está transferência pode ser expressa pela Equação 6.

$$Q_{cd} = \frac{k}{e} (t_2 - t_1) \quad (6)$$

#### 3.3.2 Convecção

Por definição convecção se trata da troca de calor entre dois corpos, sendo um deles sólido e o outro um fluido (líquido ou gás). (CREDER, 2004)

A intensidade do fluxo térmico envolvido no mecanismo de troca por convecção é expresso pela Equação 7:

$$Q_c = h_c (t - t_s) \quad (7)$$

#### 3.3.3 Radiação

Segundo Frota e Scheiffer (2003) a radiação é um mecanismo de troca de calor entre dois corpos — que guardam entre si uma distância qualquer — através de sua capacidade de emitir e de absorver energia térmica. Esse mecanismo de troca é consequência da natureza eletromagnética da energia, que, ao ser absorvida provoca efeitos térmicos, o que permite sua transmissão sem necessidade de meio para propagação, ocorrendo mesmo no vácuo.

O fluxo de calor envolvido nesse mecanismo de troca é expresso pela Equação 8.

$$Q_r = h_r (t - t_r) \quad (8)$$

### 3.3.4 Trocas de calor através de paredes transparentes

No caso de uma parede transparente ou translúcida exposta à incidência da radiação solar e sujeita a uma determinada diferença de temperatura entre os ambientes que separa. Conforme Figura 1.

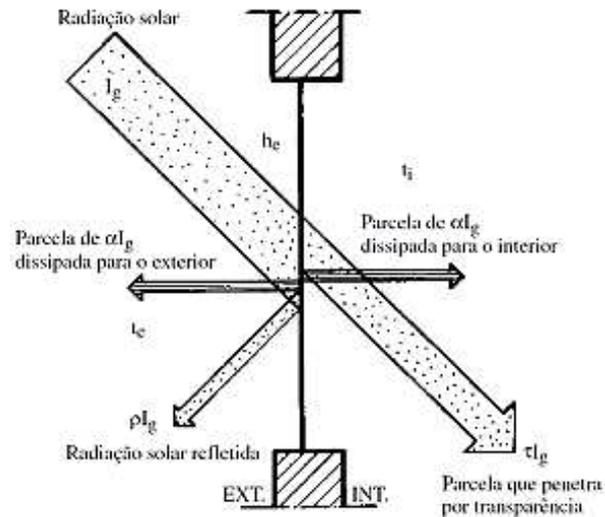


Figura 1 - Troca de calor através de paredes opacas Fonte: (FROTA e SCHIFFER, 2003).

Para a troca em paredes transparentes tem-se a Equação 9.

$$Q_t = \left[ \frac{aU}{h_e} + u_j \right] I_g + U(\Delta t) \quad (9)$$

### 3.3.5 Coeficiente global de transmissão de calor

Sendo o elemento de construção formado por diversos materiais, cada um com a sua característica termodinâmica e espessura, calcula-se o fator  $U$ , frequentemente intitulado de coeficiente global de transferência de calor, o qual se expressa em  $W/m^2 \cdot ^\circ C$ .

Este coeficiente pode ser expresso, no caso de condução e convecção, conforme Equação 10.

$$U = \left( \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{t}{k}} \right) \quad (10)$$

E posteriormente ser utilizado para determinar o fluxo térmico pela Equação 11.

$$Q = A U \Delta t \quad (11)$$

## 4 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO UTILIZADOS

### 4.1 Compressão de vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é bastante difundido em aplicações de ar condicionado. Neste ciclo, nos elucida Silva (2102), o fluido de trabalho é comprimido e condensado em alta pressão e temperatura por rejeição de calor para um meio externo.

Posteriormente, após esta condensação o fluido refrigerante é expandido através de um dispositivo de expansão até atingir a pressão de evaporação, onde será evaporado em baixa pressão e temperatura devido à troca de calor com o ambiente a ser resfriado.

A Figura 2 ilustra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico ideal representado sobre um diagrama  $P \times h$  (pressão-entalpia, diagrama de Mollier). Os equipamentos esquematizados representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados. Conforme Figura 2.

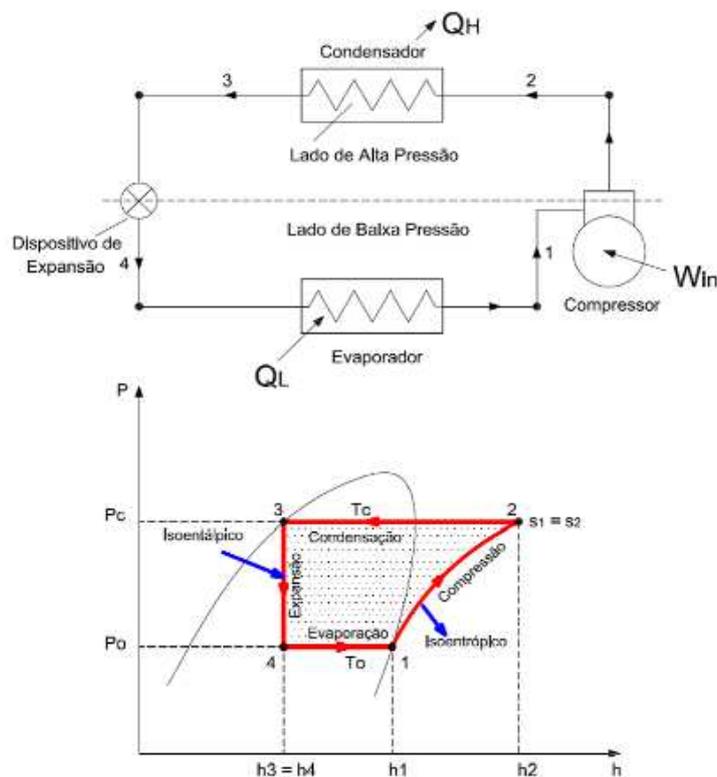


Figura 2 - Ciclo teórico ideal de compressão a vapor – Adaptação (STOCKER, 2002).

Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em seus respectivos equipamentos são:

a) Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 1. O refrigerante entra no compressor à pressão

do evaporador ( $P_s$ ) e com título igual a 1 ( $x = 1$ ). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação ( $P_c$ ) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura  $T_2$ , que é maior que a temperatura de condensação  $T_c$ .

b) Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura  $T_2$  até a temperatura de condensação  $T_c$  e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura  $T_3$ , que é igual à temperatura  $T_c$ .

c) Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão  $P_c$  e líquido saturado ( $x=0$ ), até a pressão de vaporização ( $P_s$ ). O processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão ( $s_4$ ) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada ( $s_3$ ).

d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante ( $P_s$ ), conseqüentemente a temperatura constante ( $T_c$ ), desde vapor úmido (estado 4), até atingir o estado de vapor saturado seco ( $x=1$ ). O calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (título).

## 4.2 Sistema evaporativo direto (RED)

Conforme Silva (2012) pode-se ter dois tipos de resfriadores evaporativos: direto (RED) e indireto (REI). No direto, o ar é resfriado e umidificado adiabaticamente ao entrar em contato com uma superfície úmida apropriada (painel evaporativo ou meio úmido). Quando o ar passa pela superfície molhada, ocorre à evaporação da água pela diferença de pressão entre o ar não saturado, região de menor pressão, e a água de contato, a região de maior pressão onde a água está evaporando.

A superfície úmida também pode ser substituída por jatos de gotículas de água dentro da corrente de ar. No tipo indireto, o ar se mantém separado do processo de evaporação da água, transferindo apenas calor sensível para uma corrente de ar secundária (SILVA, 2004).

O calor necessário para a mudança de fase da água líquida para vapor é transferido do ar, que passa pela colmeia evaporativa, resfriando-o. O calor requerido para vaporização é entregue pelo ar, reduzindo sua temperatura e aumentando o calor latente da água. A entalpia se mantém no processo, onde não ocorre ganho ou perda de calor.

O resultado final é o umedecimento do ar agora saturado e queda na temperatura de bulbo seco, proporcionando conforto térmico. Segundo Stoecker (2002), o processo pode ser caracterizado pela transferência de calor e massa que envolve vapor d'água e ar. Isso é representado por um processo isoentálpico do ar, elevando a umidade. Conforme Figura 03.

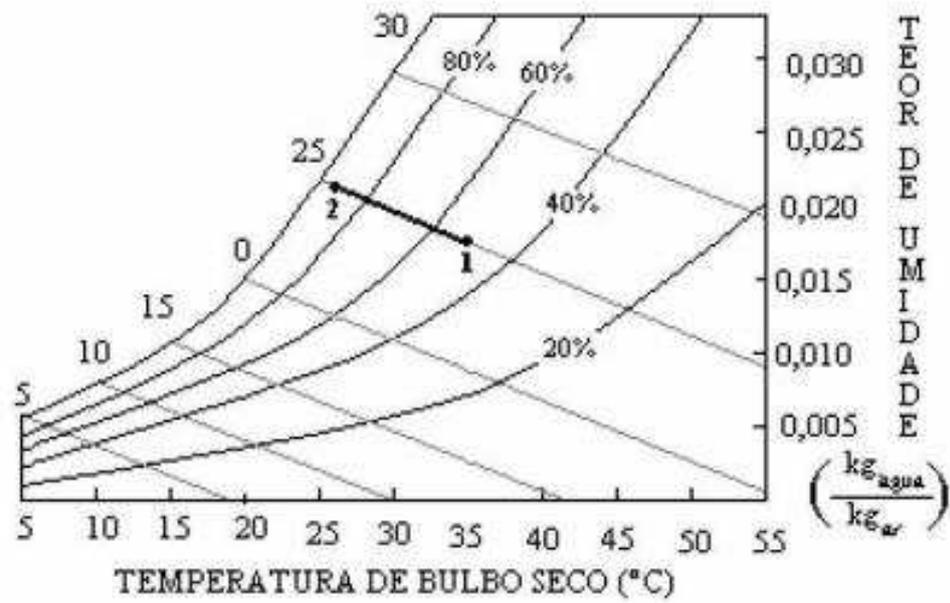


Figura 3 - Resfriador evaporativo direto (RED) (CAMARGO, 2009).

## 5 METODOLOGIA

Apresentam-se neste capítulo a metodologia utilizada neste estudo, separando-as por categorias.

### 5.1 Ferramentas e métodos

Para o desenvolvimento deste trabalho foram utilizados *softwares* abertos, ou seja, gratuitos quanto ao *download* e utilização, são em sua maioria de fácil aprendizado para técnicos e engenheiros e não requerem grandes processadores, podendo ser utilizados em computadores pessoais, são eles;

- a) *SketUp*
- b) *OpenStudio*
- c) *EnergyPlus*
- d) *Engineering Equation Solver (ESS)*
- e) *CoolSelector*

Utilizou-se ainda, a carta psicrométrica que segue o conceito dos *softwares* sobre a facilidade no uso e sendo de fácil acesso a informação.

#### 5.1.1 Google SketUp e OpenStudio

O *Google SketchUp* é um software de desenho desenvolvido para a modelagem de qualquer ambiente *3D*. É um programa que possui várias funcionalidades permitindo criar desde objetos simples até complexas edificações residenciais ou industriais.

O *SketchUp* através da versão para testes foi utilizado para a modelagem da edificação utilizada na simulação do presente estudo. Em paralelo com o software *Sketch-Up*, foi utilizado o software *Open-Studio*, que é um *plugin* gratuito para que desenhos feitos no *SketchUp* sejam inseridos no *EnergyPlus*. Com a instalação do *OpenStudio*, novas ferramentas de trabalho são disponibilizadas na área de trabalho do *SketchUp*, permitindo que as características do modelo *3D* sejam editadas. (FERRONATO, 2011)

A partir do *OpenStudio*, um arquivo com extensão *.idf* contendo todas as características do modelo *3D* como dimensões e materiais empregados na construção do modelo é gerado, permitindo levar estas informações para o software *EnergyPlus*. Pode-se visualizar a interface do software conforme Figura 4. Versão utilizada *SketUp* V-17.2.2555 e *OpenStudio* V-2.3.0.

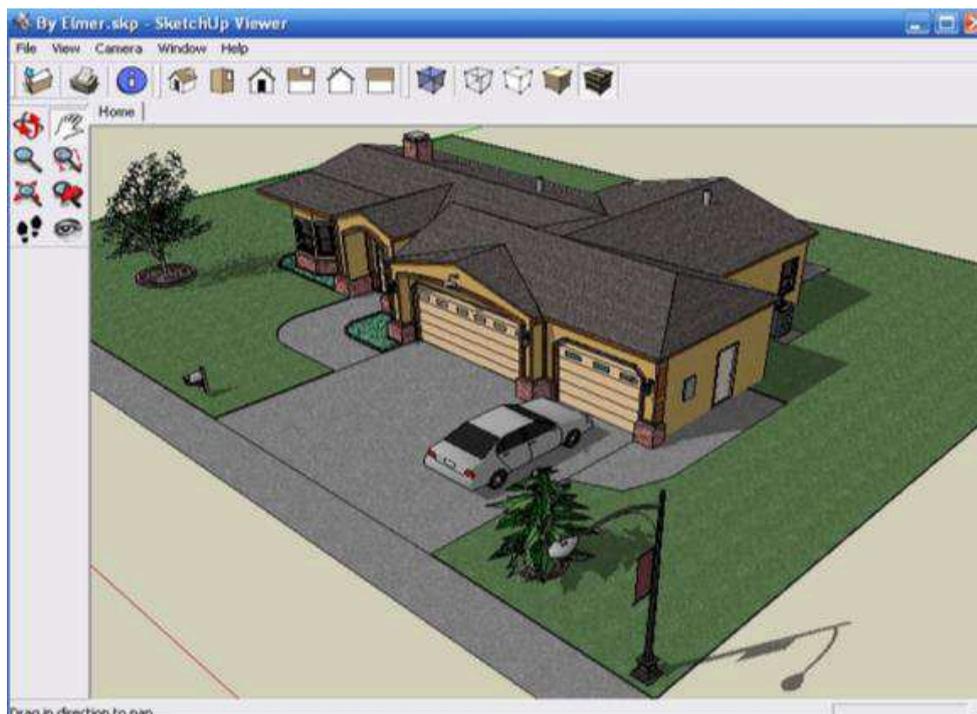


Figura 4 - Interface do Google SketUp e OpenStudio.

### 5.1.2 EnergyPlus

O *Energyplus* é um software de simulação termoenergética que tem suas raízes nos softwares americanos BLAST (*Building Loads Analysis and System Thermodynamics*) e DOE-2 (*Department of Energy software*), desenvolvidos no final de 1970 e início de 1980 como ferramentas de simulação de energia e de carga térmica. Mantido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos é utilizado em pesquisas e por projetistas que desejam analisar o desempenho termoenergético nas edificações.

Baseado nas características de uma edificação a partir da perspectiva da composição física do mesmo e sistemas mecânicos e outros associados, o *Energyplus* calcula o comportamento termodinâmico da edificação para manter os valores nominais de controle térmico. O *Energyplus* com base nesses e muitos outros detalhes torna a simulação bastante realista (USDOE, 2013).

O *EnergyPlus* possibilita um estudo próximo à realidade que permite complementar qualquer análise. Esta ferramenta de aperfeiçoamento facilita, não só, o cálculo das necessidades energéticas, como também, o estudo das temperaturas, das condições de conforto, da eficiência dos sistemas de climatização, dos canais de infiltração, etc. Reunindo toda a informação que o programa permite obter, o utilizador possui condições para um estudo detalhado podendo alcançar conclusões e decisões importantes, no sentido do controle dos gastos energéticos, indo, assim, ao encontro das medidas da sustentabilidade do meio

ambiente. (SILVA, 2010). Pode-se visualizar a interface do *software* conforme Figura 5. Versão utilizada 1.49a.

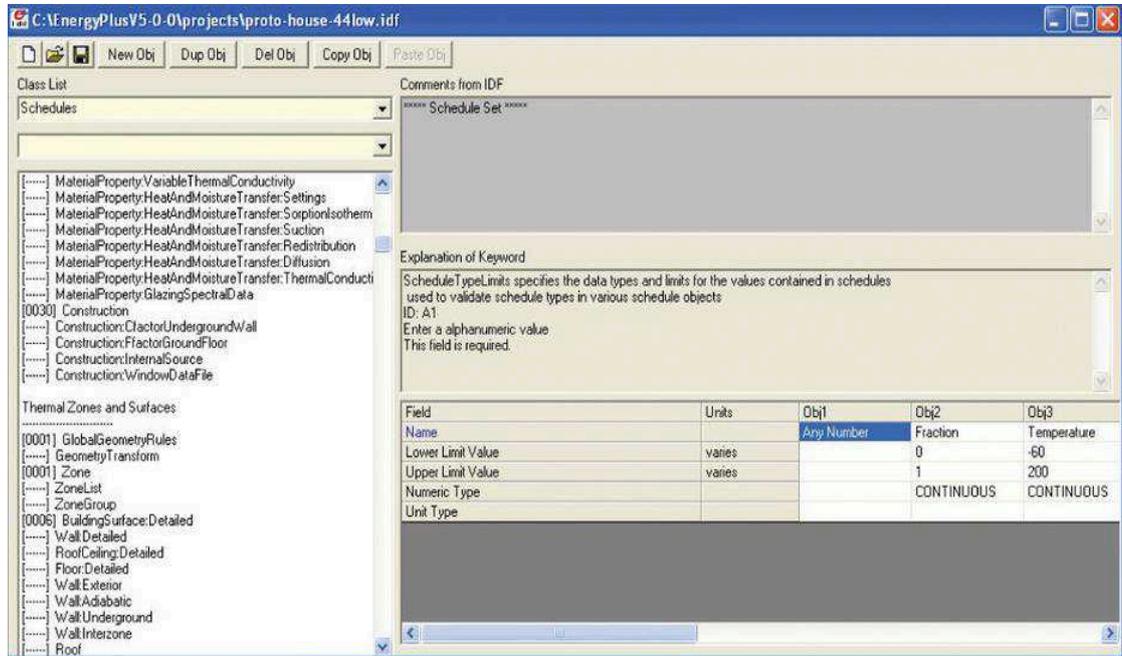


Figura 5 - Interface do *EnergyPlus*.

### 5.1.3 Engineering Equation Solver (ESS)

EES (*Engineering Equation Solver*) é um programa de resolução de equações que pode resolver numericamente milhares de equações algébricas e diferenciais não lineares acopladas. O programa também pode ser usado para resolver equações diferenciais e integrais, fazer aperfeiçoamentos, fornecer análises de incerteza, realizar regressão linear e não linear, converter unidades, verificar a consistência da unidade e gerar gráficos de qualidade de publicação. Uma característica importante da EES é o banco de dados de propriedades termodinâmicas e de transporte de alta precisão fornecido para centenas de substâncias de forma que permita a sua utilização com a capacidade de resolução de equações. Versão utilizada 6.883-3D.

### 5.1.4 CoolSelector

*Coolselector* é um *software* desenvolvido pela empresa *Danfoss*, uma das maiores fabricantes de componentes e equipamentos para a área de refrigeração. O *software* fornece sugestões de componentes que permitem ao utilizador selecionar o que melhor se adapta com base em vários parâmetros decisivos como, por exemplo, capacidade de refrigeração,

refrigerante, evaporação e temperatura de condensação, além de outras variáveis críticas nos sistemas comuns de refrigeração. O *Coolselector* apresenta cálculos exatos para a seleção de componentes de refrigeração e ar condicionado com base nos requisitos do usuário ou com base nas condições de operação padrão. Pode-se visualizar a interface do software conforme Figura 6. Versão utilizada 2.2.0.

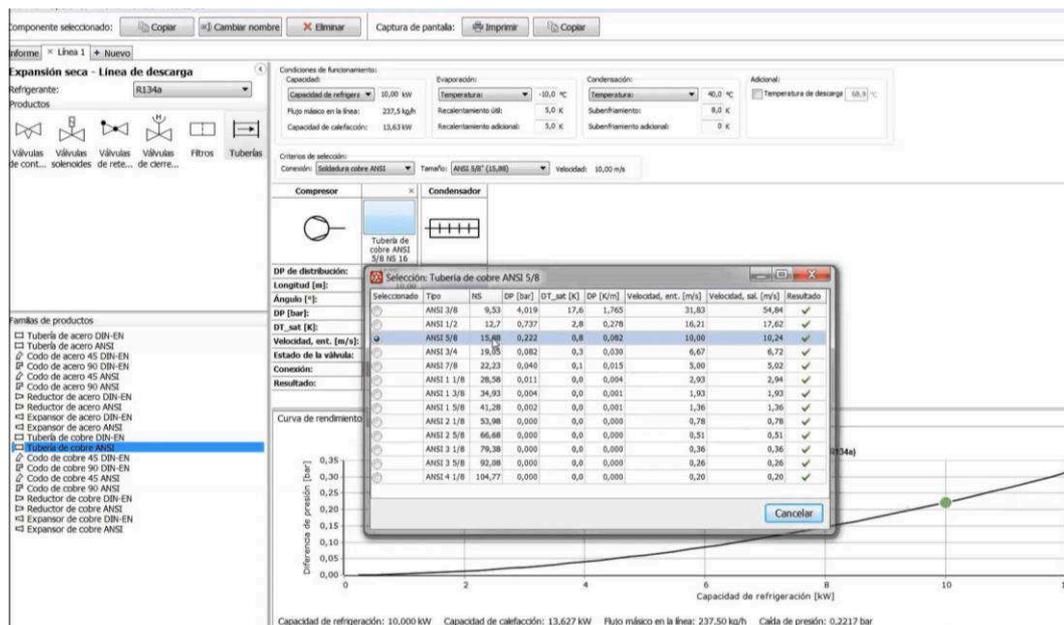


Figura 6 - Interface do *Coolselector*

### 5.1.5 Carta psicrométrica

Conforme Creder (2004) a psicrométrica é o estudo das misturas de ar e vapor d'água. A psicrométrica se acha sempre presente na elaboração de projetos e na execução e manutenção das instalações de conforto ambiental e de ar condicionado. Em ar condicionado, o ar não é seco, mas sim uma mistura de ar e de vapor d'água, resultando daí a importância da psicrométrica. Em alguns processos, a água é removida do ar (desumidificação), enquanto em outros é adicionada (umidificação) os é adicionada (umidificação). Os princípios da psicrométrica são aplicados diretamente em assuntos relacionados com o cálculo da carga térmica, sistemas de ar condicionado, serpentinas de desumidificação e resfriamento, torres de resfriamento e condensadores evaporativos. Na elaboração de projetos, principalmente de condicionamento de ar, necessita-se de determinadas propriedades, que são denominadas propriedades psicrométricas. As propriedades psicrométricas, na maioria dos casos, são obtidas através de cartas. Estas cartas, denominadas diagramas ou cartas psicrométricas,

relacionam várias grandezas que se consideram em instalações de ventilação e, principalmente, nas de ar condicionado.

Segundo Silva e Kinsel (2006) a carta psicrométrica relaciona temperatura e umidade. As variações de temperatura e umidade no gráfico podem ser inter-relacionadas com a temperatura de bulbo úmido e seco, com a pressão atmosférica e o conteúdo de umidade do ar. Dessa forma, ao identificam-se um ponto no gráfico da Figura 7 podem-se considerar diversos detalhes quantitativos e qualitativos da combinação.

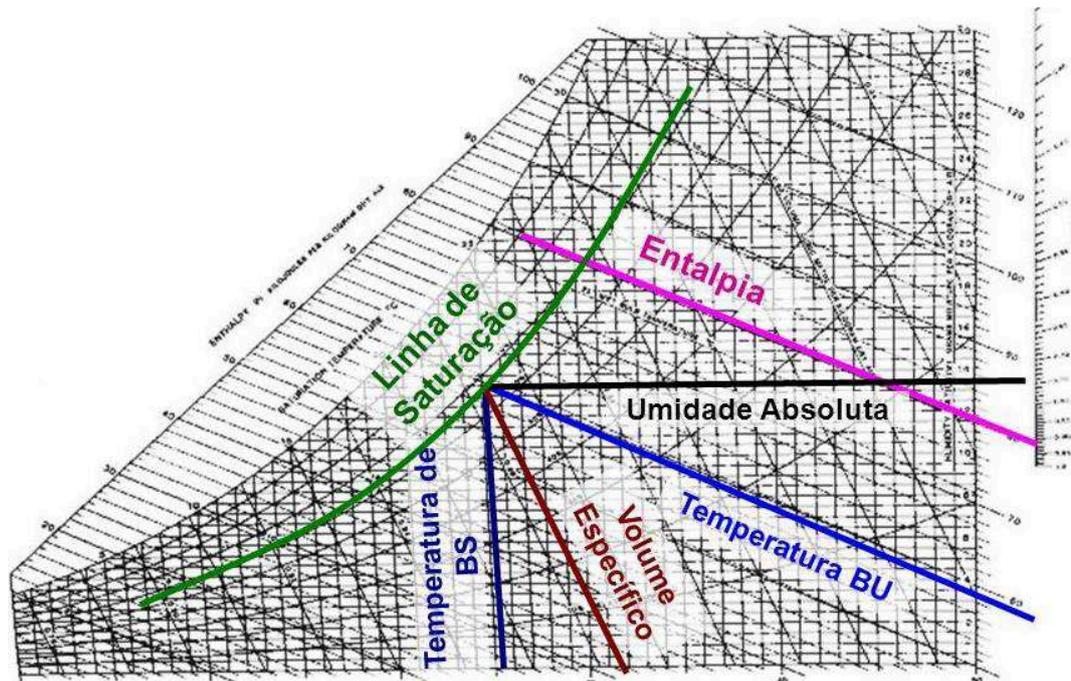


Figura 7 - Carta psicrométrica e suas propriedades.

### 5.1.6 Regressão linear

Em estatística, regressão linear é uma equação para se estimar a condicional (valor esperado) de uma variável  $y$ , dados os valores de algumas outras variáveis  $x$ . A regressão, em geral, tem como objetivo tratar de um valor que não se consegue estimar inicialmente (REIS, 1997).

A regressão linear é chamada "linear" porque se considera que a relação da resposta às variáveis é uma função linear de alguns parâmetros. Sendo uma das primeiras formas de análise regressiva a ser estudada rigorosamente, e usada extensamente em aplicações práticas. Isso acontece porque modelos que dependem de forma linear dos seus parâmetros desconhecidos.

Modelos de regressão linear são frequentemente ajustados usando a abordagem dos mínimos quadrados, mas que também pode ser montada de outras maneiras, tal como

minimizando a "falta de ajuste" em alguma outra norma (com menos desvios absolutos de regressão), ou através da minimização de uma penalização da versão dos mínimos quadrados. Por outro lado, a abordagem de mínimos quadrados pode ser utilizada para ajustar a modelos que não são modelos lineares. Assim, embora os termos "mínimos quadrados" e "modelo linear" estão intimamente ligados, eles não são sinônimos.

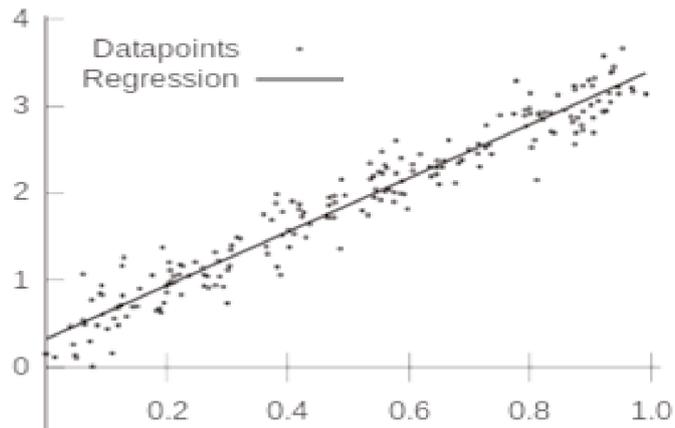


Figura 8 - Exemplo de regressão linear FONTE: (REIS, 1997).

## 5.2 Premissas do projeto

Os dados apresentados neste capítulo são fundamentais para a concepção deste estudo, pois definem as bases para o modelamento de cargas, o funcionamento dos equipamentos e futuras análises de dados.

### 5.2.1 A edificação

Os critérios para escolha da edificação de referência são;

- a) Ser de fácil acesso para medições e recolhimento de dados;
- b) Ter ambiente diversificado com variações de carga térmicas;
- c) Ter janelas expostas ao Sol, para utilizar todos os recursos de funcionamento da modelagem computacional;
- d) Ter somente um pavimento, se possível térreo, para modelagem de térmica do telhado;
- e) Estar na cidade de São Paulo, pois as informações psicrométricas são mais atualizadas e detalhadas nesta cidade;

Dentro desses critérios foram avaliadas várias edificações conforme Tabela 1.

Tabela 1 - Possíveis edificações. FONTE: (AUTOR)

	a	b	c	d	e	
1 Oficina Mecânica	Atende	Parcial	N Atende	Atende	Atende	ATENDE = 3 PONTOS PARCIAL = 2 PONTOS N ATENDE = 1 PONTO
2 Escritorios Comerciais	Parcial	Atende	Atende	N Atende	Atende	
3 Laboratorio de Informatica Unita	Atende	Atende	Atende	Atende	N Atende	
4 Laboratorio de Informatica FEI	Atende	Atende	Parcial	N Atende	Atende	
5 Biblioteca Unita	Atende	Parcial	Atende	N Atende	N Atende	
6 Biblioteca Universidade São Judas	Atende	Parcial	Parcial	N Atende	Atende	

A Tabela 2 revela as pontuações atingidas.

Tabela 2 - Pontuação por edificação. FONTE: (AUTOR)

	PONTOS
1 Oficina Mecânica	12
2 Escritorios Comerciais	12
<b>3 Laboratório de Informática Unita</b>	<b>13</b>
4 Laboratório de Informática FEI	12
5 Biblioteca Unita	10
6 Biblioteca Universidade São Judas	11

Sendo assim escolheu-se pelo modelamento da edificação “LABORATÓRIO DE INFORMÁTICA UNITAU”;

### 5.2.2 Condições de conforto

Por se tratar de uma instalação de conforto utilizou-se a norma NBR- 16401 (2008) que define parâmetros de projeto para conforto, conforme Tabela 3.

Tabela 3 - Dados de projeto para conforto térmico FONTE: NBR -16401 (2008)

Finalidade	Local	Recomendável	
		(A) TBS (°C)	(B) UR (%)
Conforto	Residências Hotéis Escritórios Escolas	23 a 25	40 a 60

Utilizaram-se como base os valores de 24,0 °C (TBS), 50% (UR).

Sendo pela carta psicrométrica condizente aos dados da Tabela 4.

Tabela 4 - Condições psicrométricas de conforto.

Dados de Projeto (Condições de Conforto)		
TBS	24,0	°C
TBU	17,0	°C
TBO	12,9	°C
UR	50,0	%
w	0,009307	kg/kg ar

### 5.2.3 Renovação de ar

Conforme dados obtidos pela NBR-16401 (2008) visualizados na Tabela 5, que estipula o valor mínimo para renovação de por pessoa no recinto.

Deve-se manter a vazão mínima,  $VR_{Min}$ , em  $40 \text{ m}^3\text{h}/\text{pessoa}$  no caso de salas de aula.

Tabela 5 – Dados de projeto para renovação de ar.

Local	M³/h	Pessoa
	recomendável	mínimo
Bancos	17	13
Barbearias	25	17
Salões de beleza	17	13
Bares	68	42
Cassinos-Grill-room	45	35
Escritórios		
Públicos	25	17
Privados	42	25
Privados	51	42
Estúdios	35	25
Lojas	17	13
Salas de hotéis	51	42
Residências	35	17
Restaurantes	25	20
Salas de diretores	85	50
Teatros-Cinemas-Auditórios	13	8
Teatros-Cinemas-Auditórios	25	17
Salas de aula	50	40
Salas de reuniões	85	50
Aplicações gerais		
Por pessoa (não fumando)	13	8
Por pessoa (fumando)	68	42

### 5.2.4 Tipo de expansão

Basicamente existem dois sistemas de ar condicionado;

- De expansão ou evaporação direta, quando o condicionador recebe diretamente do recinto ou através de dutos a carga de ar frio ou quente.

- De expansão indireta, quando o condicionador utiliza um meio intermediário para retirar a carga térmica que é transmitida pelo ar frio ou quente.

Para este projeto utiliza-se a expansão direta, pois estes requererem menor investimento em infraestrutura e são comumente associados para pequenas instalações, com poucas áreas climatizadas atendidas, como neste estudo (01 laboratório).

### 5.2.5 Instalações típicas

Os tipos de instalação são escolhidos através de fatores como a infraestrutura disponível, a carga térmica e o investimento pretendido, podendo ser;

- Aparelhos Individuais;
- Instalações centrais de expansão direta;
  - Condensação a ar;
- Instalações centrais de expansão indireta;
  - Condensação a água;

Para este projeto utiliza-se o modelo instalação central com expansão direta (condensação a ar), a Figura 9 ilustra o fluxo de ar neste sistema;

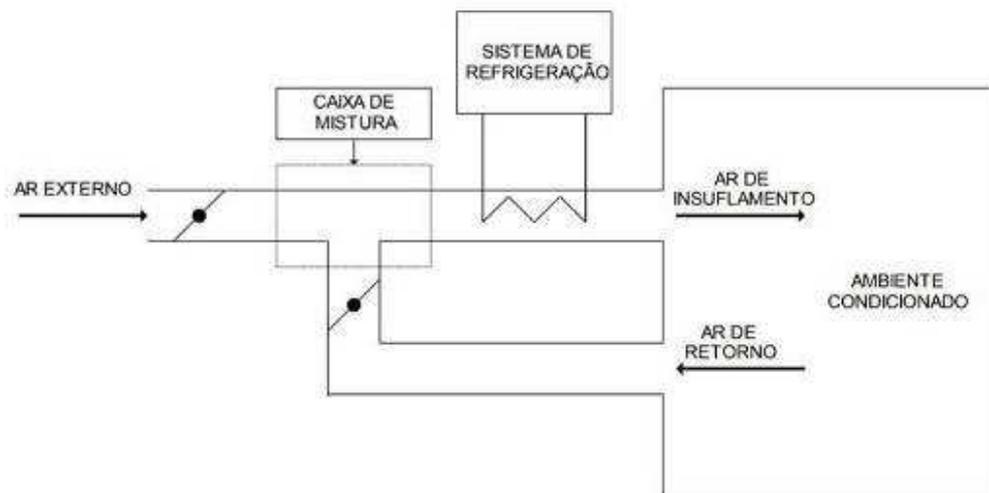


Figura 9 - Sistema de condicionamento central. – Adaptação (CREDER, 2004)

### 5.2.6 Controle operacional

O controle operacional do sistema é operado pela automação elétrica onde o principal componente é o termostato, o qual segundo Creder (2004) tem a função de impedir que a temperatura de determinado sistema varie além de certos limites preestabelecidos. Um mecanismo desse tipo é composto, fundamentalmente, por dois elementos: um indica a

variação térmica sofrida pelo sistema e é chamado elemento sensor; o outro controla essa variação e corrige os desvios de temperatura, mantendo-a de acordo com o intervalo desejado. Atuando de forma integrada com o comando elétrico do equipamento que interrompe a tensão, caso o *setup* de temperatura seja alcançado.

### 5.2.7 Ar de retorno

O ar de insuflamento em um recinto condicionado retorna ao equipamento condicionador por meio da diferença de pressão que lhe é fornecida pelo ventilador. O retorno do ar pode ser feito de duas maneiras:

- Sob a forma de *plenum*, ou seja, utiliza-se um ambiente como um corredor, o teto rebaixado, etc.
- Utilizando dutos de retorno.

Em ambos os casos pode ser adicionado calor e umidade ao ar de retorno, que deve ser retirado pelas serpentinas do evaporador.

Neste estudo utilizou-se a primeira opção, um *plenum*, posicionado entre o forro e a laje, normalmente chamado de entre forro, este elemento construtivo é muito utilizado comercialmente.

### 5.2.8 Sistemas de operação

Neste projeto serão avaliados três esquemas diferentes de operação, dos quais posteriormente avaliar-se-á o desempenho.

São eles;

1. Convencional: Em operação apenas o equipamento condicionador por compressão de vapor;
2. Sistema misto I: resfriamento evaporativo a montante da entrada da renovação de ar e compressão de vapor;
3. Sistema misto II: resfriamento evaporativo a montante do condensador do sistema de compressão de vapor;

#### 5.2.8.1 Convencional

Neste sistema de operação tem-se a concepção clássica de condicionamento de ar, onde o resfriamento é responsabilidade de um sistema de compressão de vapor previamente dimensionado. Os elementos desse sistema podem ser observados na Figura 10.

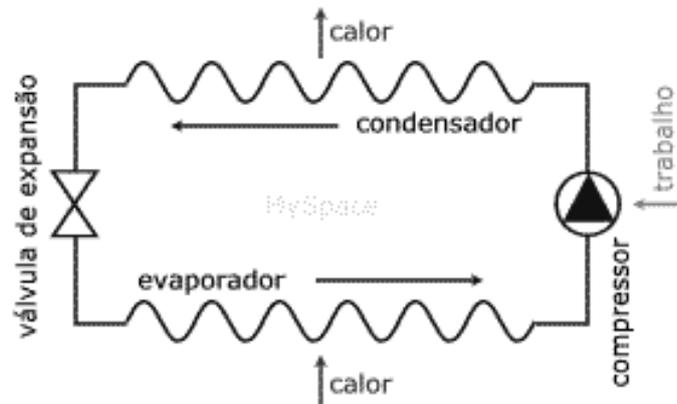


Figura 10 - Ilustração de sistema convencional. Adaptação (SILVA, 2012)

### 5.2.8.2 Sistema Misto I

Verifica-se a possibilidade de instalação de sistema evaporativo na entrada do ar de renovação (ar externo), possibilitando a queda da TBS do mesmo e minimizando a carga térmica do equipamento de climatização, utiliza-se ainda o condensado produzido pela serpentina como fonte hídrica de abastecimento do RED. Conforme se observa na Figura 11.

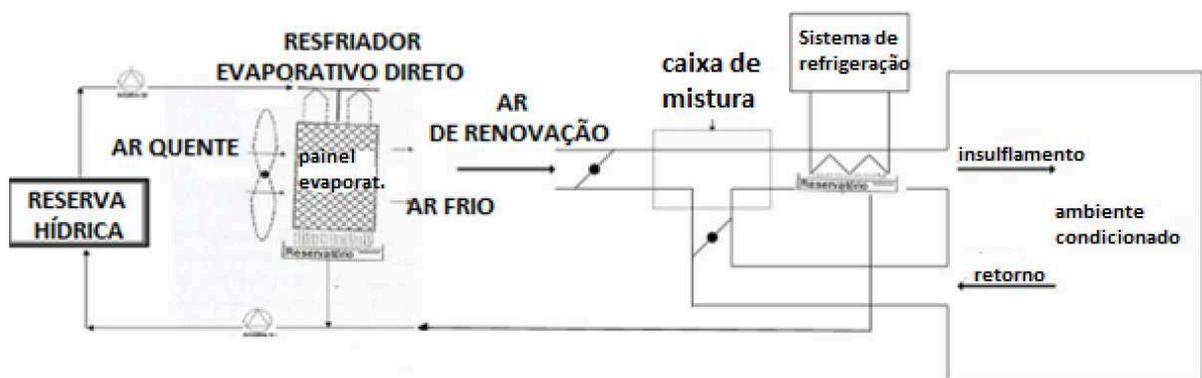


Figura 11 - Ilustração de funcionamento misto I. Adaptação: CAMARGO (2005)

### 5.2.8.3 Sistema Misto II

Nesta terceira montagem o RED ficará a montante da entrada de ar do condensador, possibilitando queda na temperatura do ar que entra no condensador, consequentemente na própria temperatura de condensação, também utilizar-se-á o condensado produzido pela serpentina como fonte hídrica de abastecimento do RED. Na Figura 12 observa-se a montagem proposta na Figura 12.

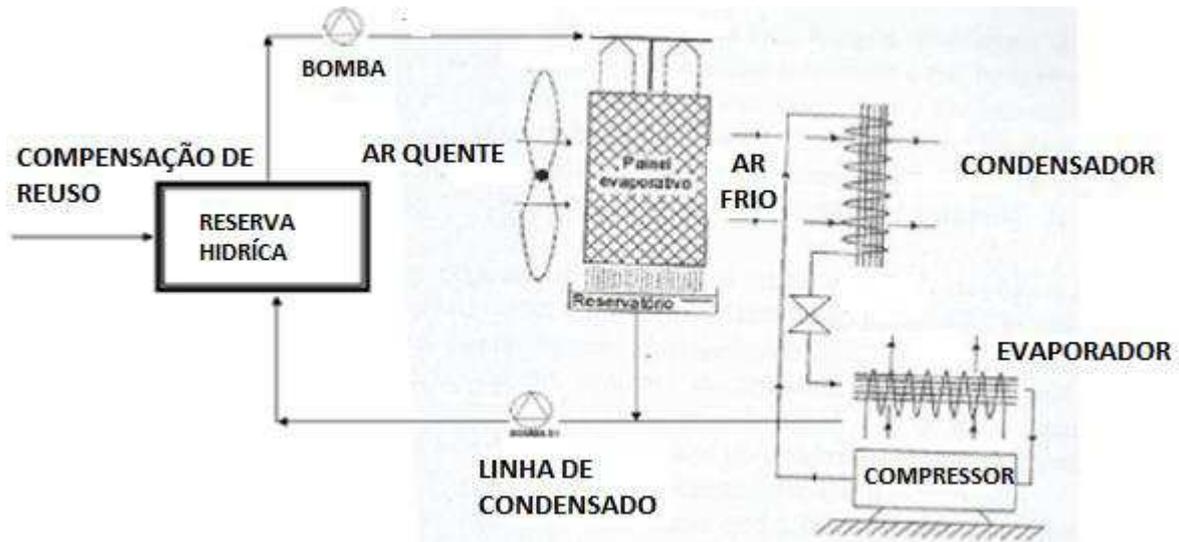


Figura 12 - Ilustração de funcionamento misto II. Adaptação CAMARGO (2005).

### 5.2.9 Resumo das características

A Tabela 6 apresenta as características reunidas.

Tabela 6 - Resumo de características da Instalação.

Instalação	Central
Expansão	Direta
Controle de Operação	Termostato (Frio/Quente)
Vazão de Refrigerante no Compressor	Constante
Vazão de ar no Evaporador	Constante
Renovação de Ar ( $m^3/h/pessoa$ )	40 (Constante)
Tipo de Retorno de Ar	<i>Plenum</i>
Condensação	a Ar
Opções de Fluido Refrigerante	R-22 / 407-C / 134-A

## 5.3 Modelamento matemático de cargas térmicas

Apresentam-se neste subitem os conceitos para determinação das cargas térmicas.

### 5.3.1 Cargas térmicas

Creder (2004) define a carga térmica como a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h (British Therm Unit) ou kcal/h que deve ser retirada ou colocada no recinto a fim de proporcionar condições de conforto desejadas. Para saber qual é

a carga térmica de um lugar distinto, é preciso seguir um roteiro de cálculos a fim de se obter esse resultado de carga térmica, onde é calculada a transferência de energia por condução, convecção e radiação.

Classificam-se as fontes de cargas térmicas conforme a Tabela 7.

Tabela 7 - Classificação das cargas térmicas

Tipo	Origem
Sensível	Pessoas
	Iluminação
	Equip. Elétrico
	Janelas (Radiação Solar)
	Infiltração
	Retorno ( $CS_{Plenum}$ )
	Condução Paredes
	Total Sensível ( $CS_{Total}$ )
	Renovação
Latente	Pessoas
	Infiltração
	Renovação
Total Sensível ( $CS_{Total}$ )	
Total Latente ( $CL_{Total}$ )	
Total ( $C_{Total}$ )	

### 5.3.2 Alimentação de parâmetros para cargas térmicas

Devido ao volume de informações necessárias a realização da simulação no *software EnergyPlus / OpenStudio*, ilustra-se no fluxograma da Figura 13 e 14 o roteiro de inserção de dados para obtenção dos valores de carga térmica para o recinto já citado.

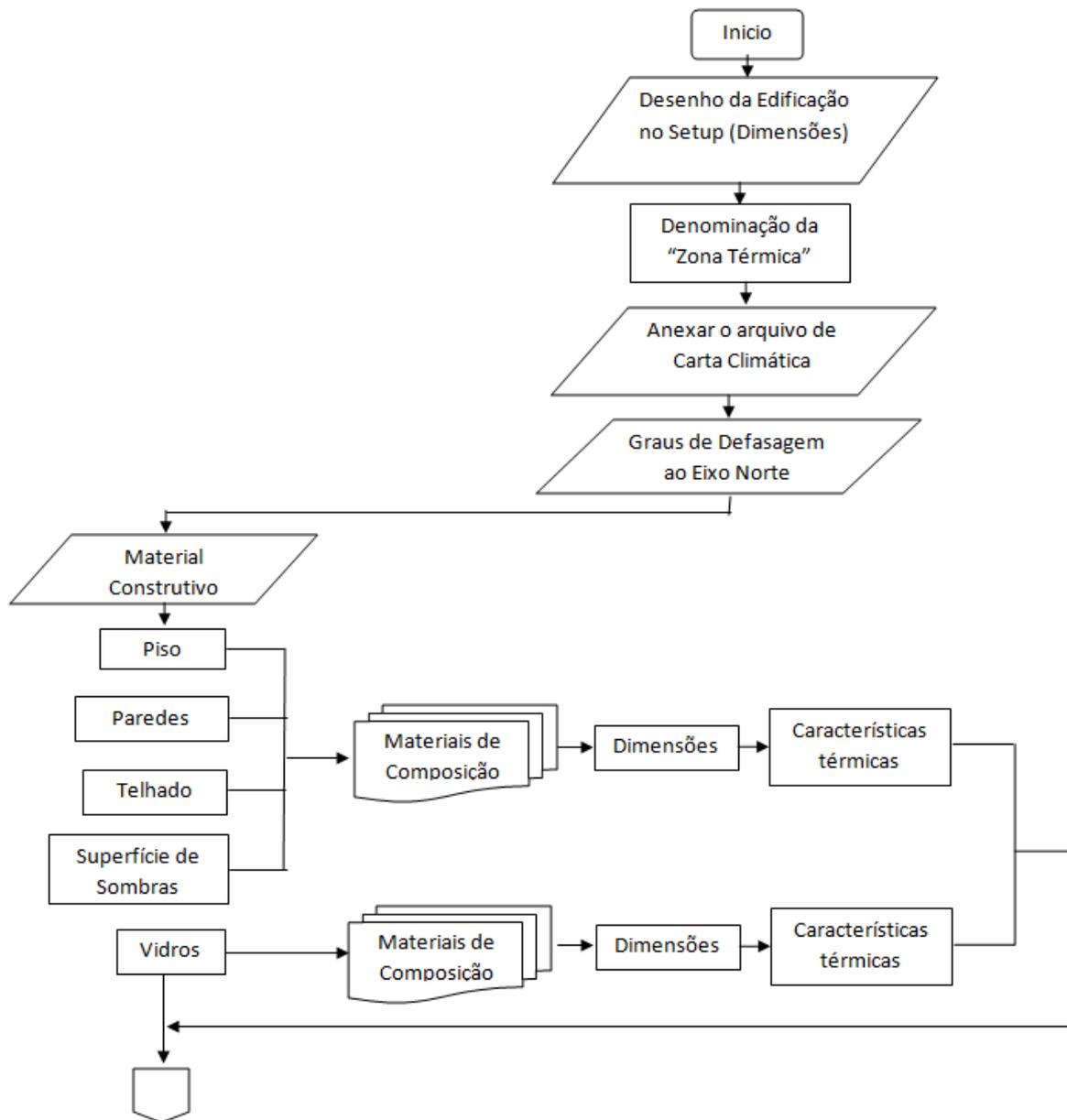


Figura 13 - Fluxograma de inserção de dados Parte: I. Fonte (AUTOR)

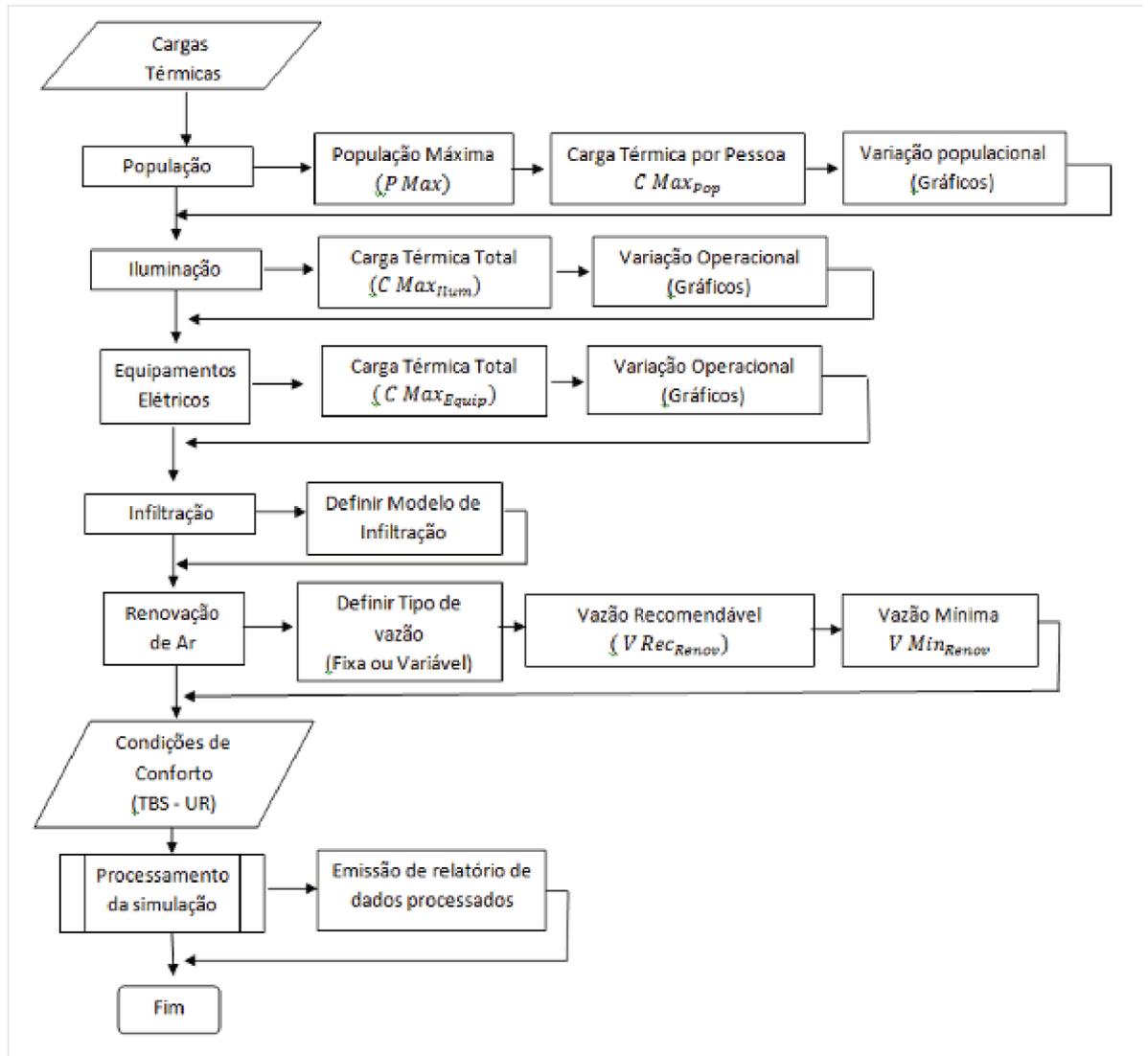


Figura 14 - Fluxograma de inserção de dados Parte II. Fonte (AUTOR)

### 5.3.3 Aquisição de dados para cargas térmicas.

Neste capítulo apresentam-se os dados de entrada para realização da simulação.

#### 5.3.3.1 Desenho da Edificação (Dimensões).

O laboratório de informática LAB A faz parte do prédio de informática, sendo assim, para o melhor entendimento da edificação, foi realizado o modelamento das áreas adjacentes ao LAB A. Conforme Figura 15.

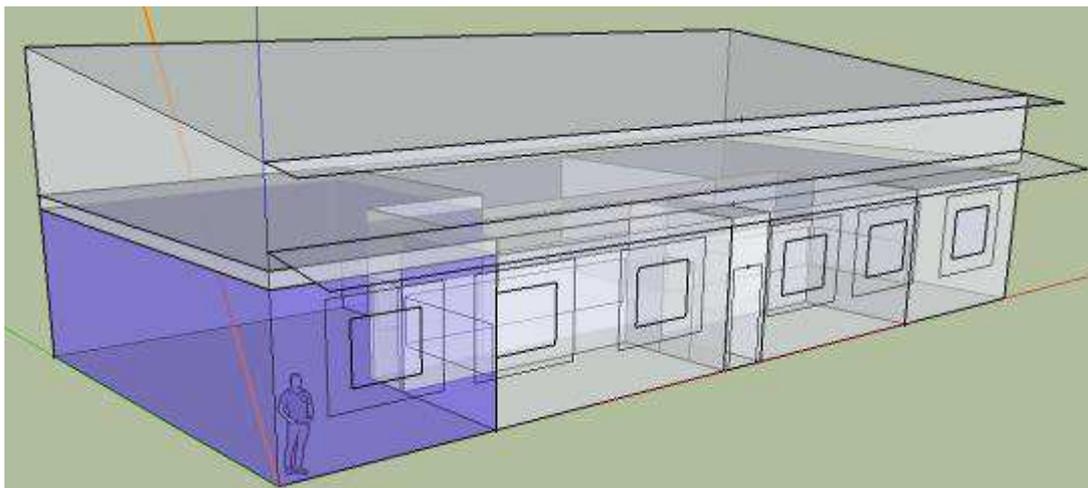


Figura 15 – Representação da edificação no *SketchUp* com destaque ao LAB A Fonte: (Autor)

O laboratório consiste em uma área total de  $64 \text{ m}^2$ , sendo o pé direito de 3,3 metros, pode-se verificar a planta baixa do LAB A pela Figura 16.

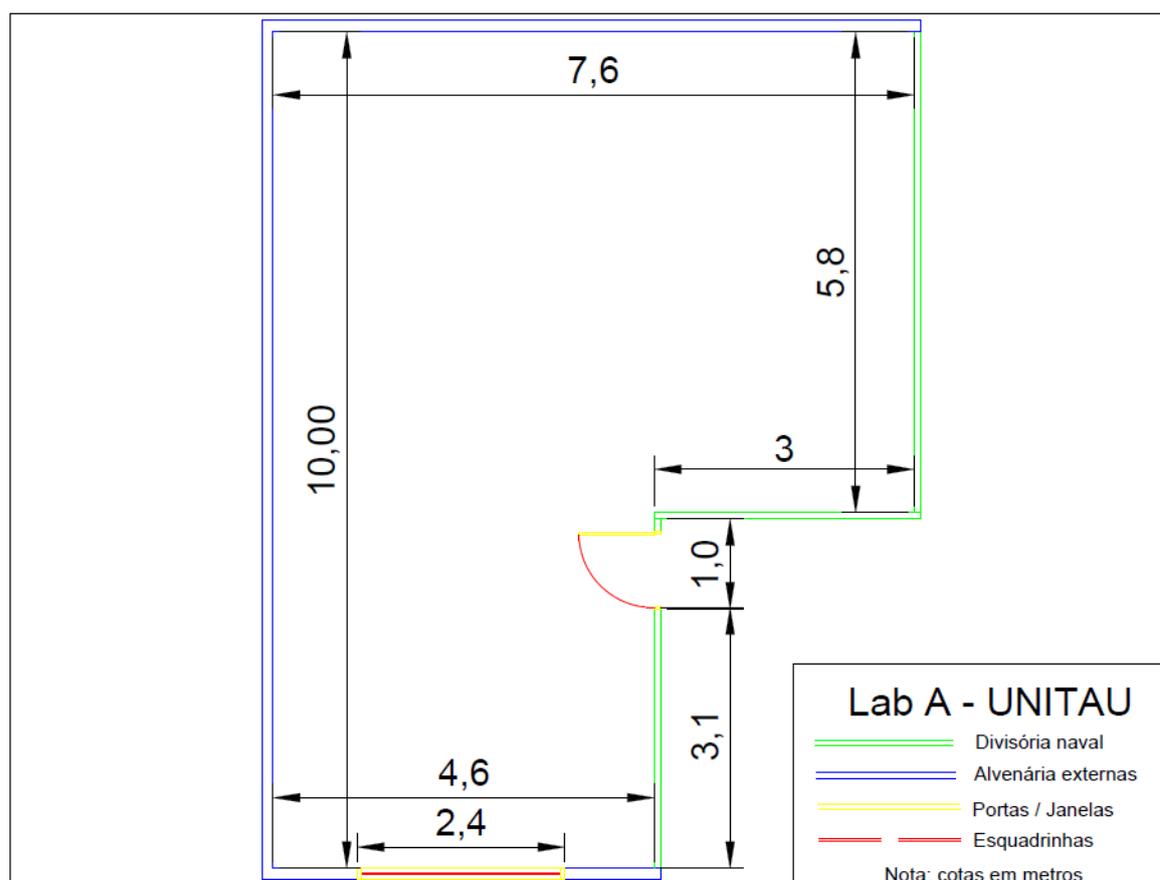


Figura 16 - Planta baixa com dimensões do LAB A. Fonte: (Autor).

### 5.3.3.2 Zona Térmica

Zona térmica tem referência ao(s) ambiente(s) climatizado(s), no caso deste projeto o volume compreendido as paredes, piso e forro do LAB A.

O local de coloração roxa da Figura 17 identifica a zona térmica, as salas adjacentes são climatizadas com o mesmo valor de temperatura de conforto, tornando a troca de calor com estas, pouco relevante.

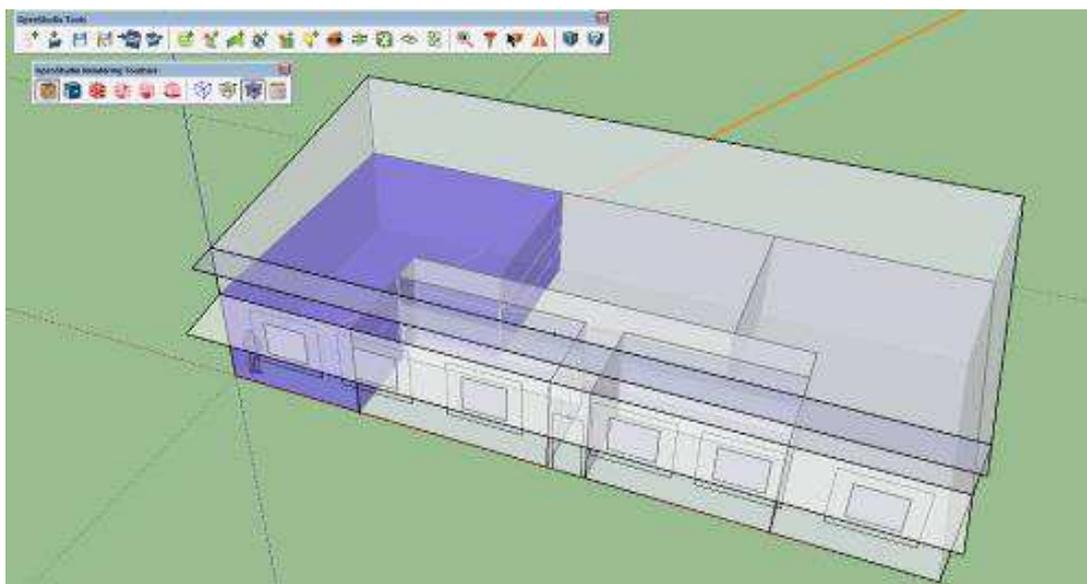


Figura 17 - Zona térmica da edificação em destaque. Fonte (Autor)

### 5.3.3.3 Carta Climática

Conforme Silva (2010), os dados climáticos são um dos parâmetros mais importantes na simulação térmica dos edifícios, principalmente quando o objetivo é o estudo do comportamento em condições de aquecimento e/ou arrefecimento e respectivo dimensionamento de sistemas de climatização.

Segundo Ferronato (2011) para que seja possível responder às necessidades do utilizador e às suas opções de simulação, o *site* distribuidor do *EnergyPlus* disponibiliza dois tipos de arquivos. Um onde consta valores climáticos registrados em tempo real, por estações meteorológicas estrategicamente posicionadas, e outro com base em dados estatísticos respectivos ao país e à zona em estudo. No presente trabalho usou-se o ficheiro climático elaborado estatisticamente, ou seja, a simulação será para um ano típico e não, especificamente, para o ano do presente estudo.

As informações básicas incluídas, no fichário climático em uso, são a localização, latitude, longitude, altitude, informações de horários, condições extremas, luminosidade,

períodos típicos e extremos e temperaturas do solo. Os intervalos de tempo incluem temperaturas secas, úmidas, ponto de orvalho, umidade relativa, pressão atmosférica, radiação solar (terrestre, infravermelha, direta e difusa), luminância, direção e velocidade do vento, nuvens e dados do estado do tempo.

Utilizam-se os dados da cidade de São Paulo, sob as coordenadas;

Latitude {N+/S-} -23.62; Longitude {E+/W-} -46.65; Elevação {m} 802.

Tabela 8 - Exemplo de dados climáticos

Mês	Dia	Hora	TBS {C}	TBU {C}	T, Pto Orvalho {C}	Pressao Atmosferica {kPa}	Umidade {kg/kg}	U, R, {%}
1	1	8	16,8	16	15,3	92,4	0,012143	93
1	1	9	17,8	16,7	15,9	92,4	0,012599	90
1	1	10	19,5	17,5	16,2	92,4	0,012917	83
1	1	11	22,2	18,8	17	92,4	0,013529	74
1	1	12	25	19,6	16,9	92,4	0,013477	62
1	1	13	25,9	20	17,1	92,3	0,01369	59
1	1	14	27,7	20,5	17,1	92,2	0,013685	53

### 5.3.4 Eixo Norte

A determinação da posição em relação ao eixo norte se faz necessária pelo fato deste dado determinar quais janelas e paredes estarão diretamente ou indiretamente expostas ao Sol nascente e poente.

Para determinar esta posição foi utilizado o *Google Maps*, assim verificou-se que a edificação está exatamente 24° defasada ao eixo norte, conforme Figura 18.



Figura 18 - Defasagem da edificação ao eixo norte.

### 5.3.5 Material Construtivo

O *OpenStudio* conta com uma ampla biblioteca de materiais construtivos e de acabamento, os quais estão previamente correspondidos com valores de propriedades térmicas baseados em normas *ASHRAE Handbook Fundamentals* (1995) e *ASHRAE 189.1* (1999), o que se prova de fácil utilização.

Tem-se o resumo da pesquisa sobre as propriedades termodinâmicas dos materiais construtivos na Tabela 9;

Tabela 9 - Materiais construtivos Fonte: *ASHRAE* (2009)

Seção	Sub Seção	Características
Piso	Radier Concreto	Armação (Metálica + Concreto)
	Piso	Cerâmico
Paredes Externas	Argamassa assentamento	Espessura 1,0 cm
	Argamassa emboço	Espessura 2,5 cm
	Bloco 13,0 x 28,0 x 18,5 cm	03 Furos (Concreto)
Janela Externa	Vidro	Plano Liso
Janela Interna	Vidro	Plano Liso
Porta	Madeira	Compensado
Forro	Forro	Tipo Vinílico
Telhado	Laje	Pré-Moldada
	Telhas	(Fibrocimento - Cavalete 49)
Proteção Janelas	Persianas	Tecido Folhas Verticais

### 5.3.6 População

Todo ser humano emite calor sensível e latente, que variam conforme esteja o indivíduo em repouso ou em atividade o que pode ser definido pelo local onde está. (CREDER, 2004)

### 5.3.6.1 Calor liberador por local típico

A Tabela 10 nos dá o valor médio de calor liberado por uma pessoa a dado ambiente;

Tabela 10 - Calor liberado por ambiente Fonte: NBR- 16421 (2008)

Local típico	Obs / atividade	$\Phi$ médio
Banco	-	146,5
Escola primária	-	102,3
Escola secundária	-	116,3
Escritório	-	131,4
Fábrica	Trabalho leve	219,8
Fábrica	Trabalho médio	293,1
Fábrica	Trabalho pesado	424,5
Farmácia	-	146,5
Ginásio	-	424,5
Hotel	-	131,4
Loja	-	131,4
Residência	-	131,4
Restaurante	Inclui refeições	161,7
Salão de festa	-	248,9
Teatro	-	102,3

Considerando as atividades condizentes ao de uma escola secundária, considerar-se-á  $C_{MaxPop} = 116,3 \text{ W/h}$ .

### 5.3.6.2 População Máxima

Na Tabela 11 obtêm-se informações de população obtidas no Laboratório A (LAB A).

Tabela 11 - População para o LAB A.

Local	Total
Lab. A	74
Ocupação Simultânea	80%

Somando-se aproximadamente  $P_{Max} \cong 60$  pessoas.

### 5.3.6.3 Variação Populacional

O *OpenStudio* permite o modelamento da variação populacional. Pode-se observar o gráfico da Figura 19 de modelagem populacional no período de 24 horas. Objetivou-se a representação de um dia normal de funcionamento onde nas primeiras horas do dia não há população, porem há um grande aumento populacional provocado pela chegada dos alunos, seguido de uma grande queda resultado do horário de almoço e na sequencia uma retomada

por volta das 13 horas, que representando a volta do intervalo, e por fim uma descendente provocada pelo fim do dia letivo.

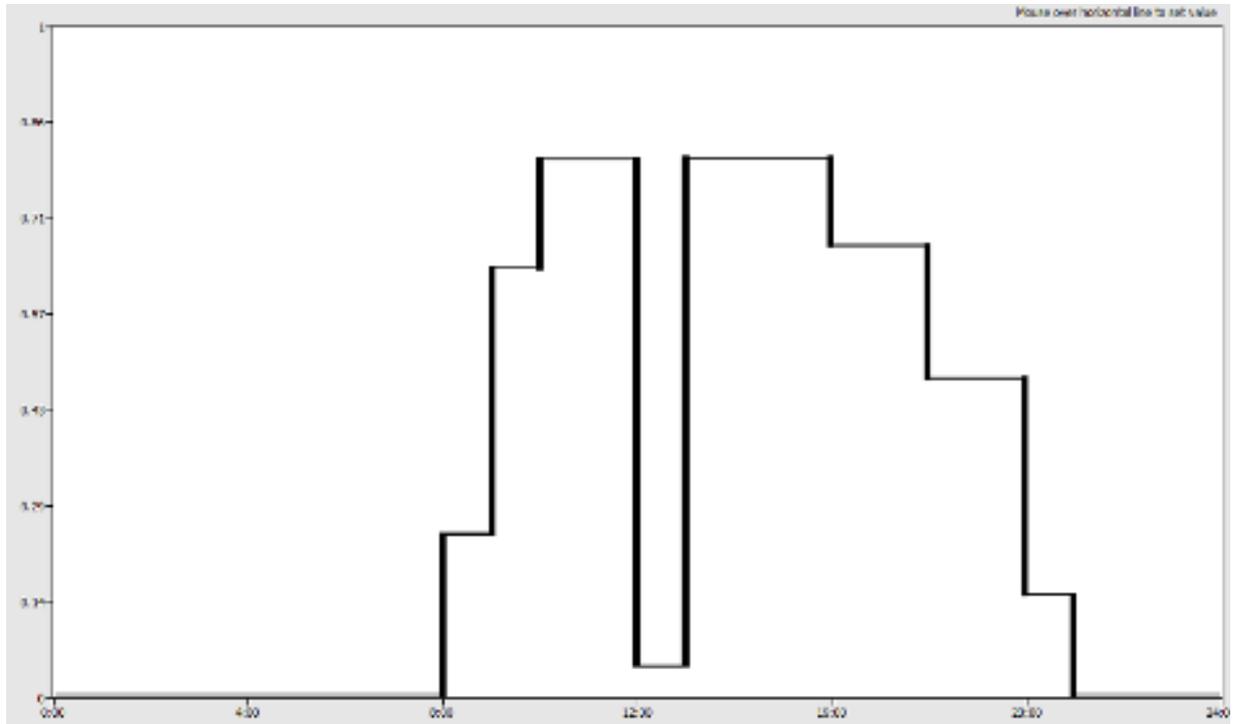


Figura 19 - Modelamento populacional. Fonte (Autor).

### 5.3.7 Equipamentos Elétricos

Equipamentos elétricos são muitos comuns dentro de um ambiente, e o calor gerador por esses é de fundamental interesse, suas cargas são predominantemente de caráter sensível.

Para a obtenção deste número deve-se obter sua potencia, normalmente fornecida em Watts (W).

#### 5.3.7.1 Iluminação

É importante observar que a iluminação do tipo fluorescente necessita de um equipamento adicional para prover à tensão necessária à partida e, após esta, a limitação de corrente. Este equipamento é o reator, que adiciona cerca de 20% de carga.

Através de medição identificam-se os valores na Tabela 12;

Tabela 12 - Especificação das lâmpadas da edificação.

Modelo	Lâmpada Fluorescente Tubular c/ 01 reator por Par	
Quantidade	14	Unidades
Potência	20	Watts
Fator Reator	20	%

Sendo a carga máxima de iluminação definida em  $C Max_{lum} = 336 W/h$ .

### 5.3.7.2 Outros equipamentos

Por se tratar de um laboratório de informática há grande número de computadores (gabinete + monitor), a Tabela 13 demonstra os valores individuais.

Tabela 13 - Quantidade de computadores.

Equipamento	Quantidades	
Gabinetes	65	Unidades
Monitores	65	Unidades

Segundo a Tabela 14 que tem por base a NBR- 16421 (2008) observam-se.

Tabela 14 - Cargas térmicas dos equipamentos elétricos Fonte: NBR- 16421 (2008).

Computadores	Uso Contínuo (W)	Modo Econômico (W)
Gabinete (CPU)		
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
Monitores		
Pequeno	55	ZERO
Médio	70	ZERO
Grande	80	ZERO

São 65 computadores e monitores pequenos operando de forma contínua adicionando-se o fator de segurança tem-se  $7.150 W/h$  para a  $C Max_{Equip}$ .

#### 5.3.7.1 Variação da operação

Assim como na representação populacional pode-se verificar na Figura 20 o gráfico de modelagem operacional no período de 24 horas. Observa-se que nas primeiras horas do dia há

pouca utilização dos equipamentos, porém há um grande aumento operacional seguido de uma grande queda provocada pelo horário de almoço e na sequência uma retomada por volta das 13 horas que seria a volta do intervalo e por fim uma descendente provocada pelo fim do dia letivo.

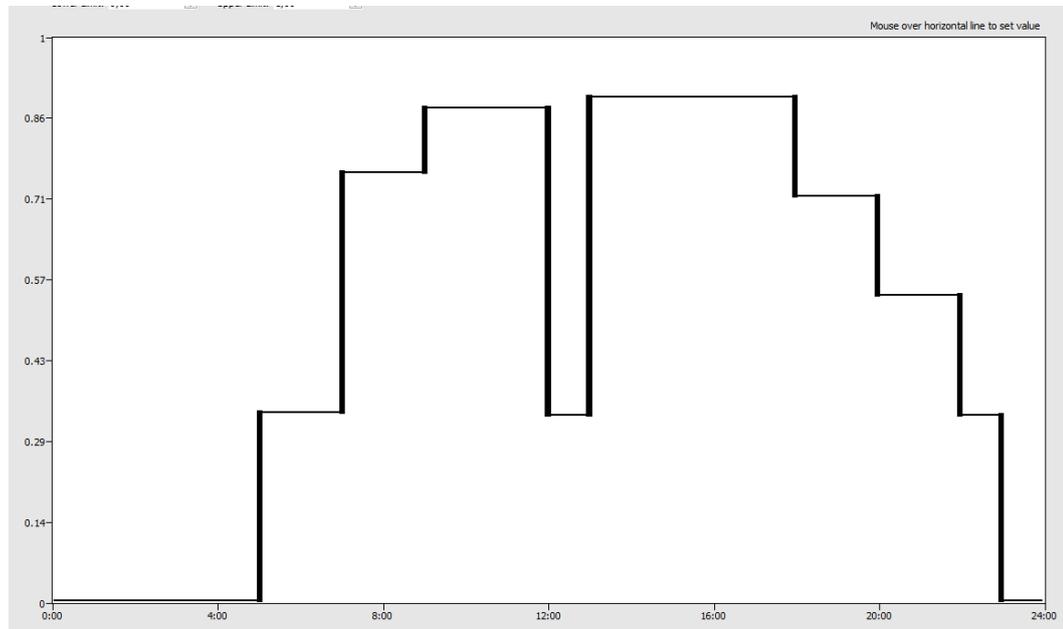


Figura 20 - Modelamento operacional dos equipamentos elétricos.

### 5.3.8 Infiltração

Qualquer ar exterior que entra por meio de infiltração é assumido como sendo imediatamente misturado com o ar condicionado. A determinação da quantidade de ar de infiltração é bastante complicada e está sujeita a incerteza significativa. No procedimento mais comum, a quantidade de infiltração é convertida de várias mudanças de ar por hora (ACH) e incluída no balanço de calor do ar da zona usando a temperatura externa no passo de tempo de simulação atual. USDOE (2013).

O *EnergyPlus* contém três modelos para infiltração.

1. Conhecido como "*Design Flow Rate*" é baseado em condições ambientais que modificam uma taxa de fluxo de projeto.
2. O segundo modelo "*Zona de fuga efetiva*" baseado em Sherman e Grimsrud (1980)
3. O último modelo "*Flow Coefficient*" baseado em Walker e Wilson (1998).

Para este estudo utilizou-se o modelo de "*Zona de fuga efetiva*", que é definido pelas variáveis, conforme Equação 12.

$$C_{inf} = F_{sh} \frac{A_l}{1000} \sqrt{C_i \Delta T + C_w WS^2} \quad (12)$$

Para o valor de  $F_{sh}$  definiu-se 100% no período de 08h00min as 22h00min, o coeficiente é de 7,5 L/s (valor padrão) e o WS varia em relação ao vento (externo).

### 5.3.9 Renovação de ar

Para a renovação de ar tem-se  $V_{Ren}$  de 40  $m^3$ /pessoa/h.

### 5.3.10 Datas de referência para condições externas

A fim de ter dados para análise, feita a simulação, deve-se definir datas, cada qual com suas respectivas cargas térmicas, para tal, utilizou-se dados fornecidos pela *ASHAE Handbook - Fundamentals*, os quais segundo *ASHARE* (2013) são valores de TBS e TBU que correspondem às variações anuais que excedem as médias mensais indicadas de número de horas no ano (8760). Os valores percentuais representados por 0,4%, 1,0%, 2,0% e 5,0% excedem a média em 35, 88, 175 e 438 horas por ano, respectivamente.

Para este estudo utilizou-se o valor percentual de 5,0%, pois, como visto, estes valores representam 438 horas de ocorrência anual de uma dada temperatura acima da média.

Segundo a *ASHAE Handbook* tem-se para os valores médios mensais, os dados da Tabela 15.

Tabela 15 - Médias mensais Fonte: ASHRAE (2013).

Mês	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
TBS	23,8	23,9	23,4	21,9	19	17,9	17,4	18,5	19,1	20,6	21,7	22,8

Valores de TBS e TBU com 5,0% de correspondência anual acima da média, são observados na Tabela 16;

Tabela 16 - TBS e TBU mensais com 5,0% de ocorrência Fonte: ASHRAE (2014).

Mês	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
TBS	29,8	29,8	29,2	27,9	25,5	24,9	25,1	27,0	28,1	28,9	29,0	29,0
TBU	21,5	21,7	21,1	20,1	18,1	16,9	16,1	16,5	17,6	19,5	20,3	21,0

## **5.4 Seleção de equipamentos de referência**

A aquisição dos valores carga térmica conduz a seleção dos equipamentos adequados às condições propostas, atualmente existem diversos fabricantes com diversas qualidades, realizou-se uma pesquisa no âmbito do mercado brasileiro.

### **5.4.1 Parâmetros de seleção**

Devido à complexidade e quantidade de dados para realizar a seleção resumiu-se o procedimento no fluxograma da Figura 21.

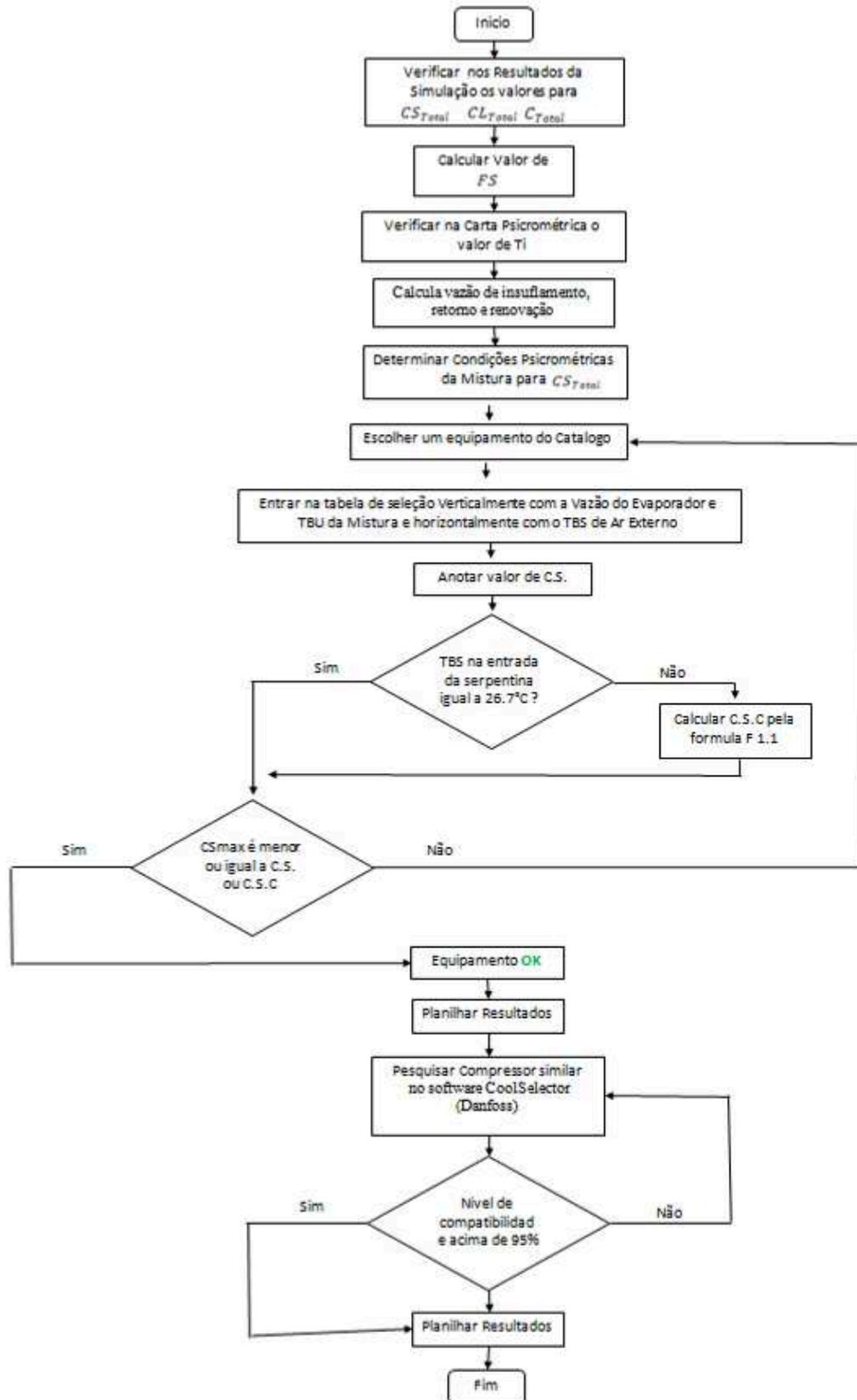


Figura 21 - Alimentação de parâmetros para sistema convencional. Fonte (Autor).

Para seleção do sistema misto I e II utilizou-se o fluxo de dados da Figura 22.

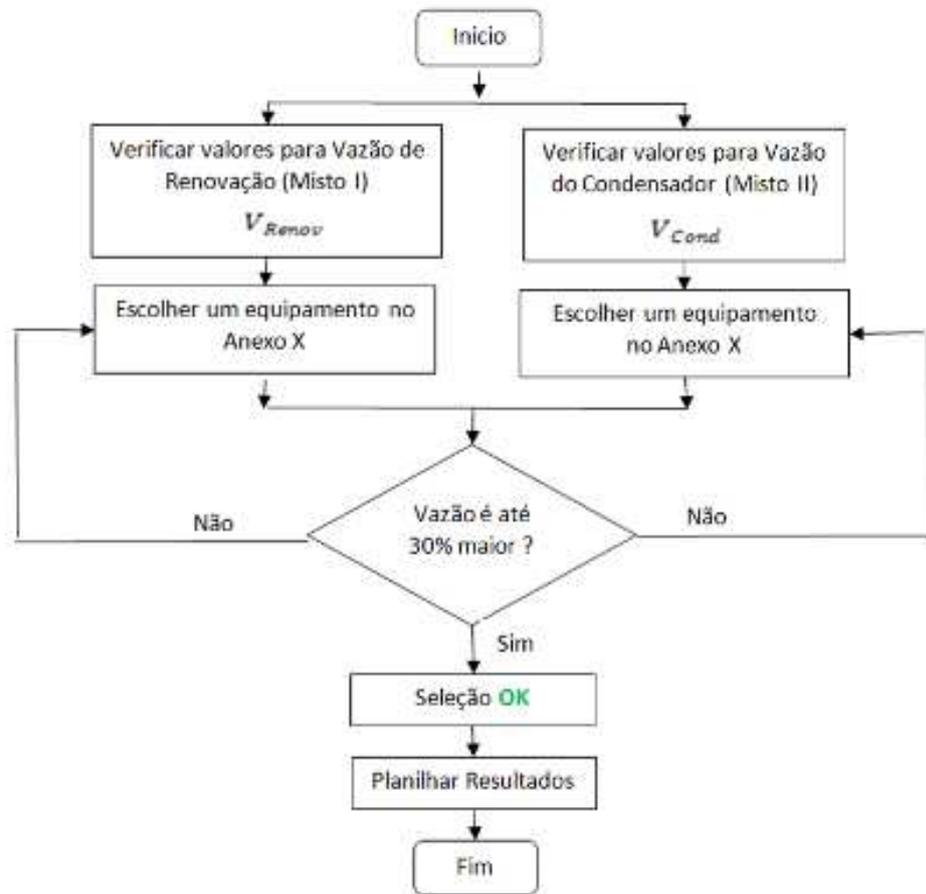


Figura 22 - Alimentação de parâmetros para sistemas misto I e II. Fonte: (Autor)

#### 5.4.2 Dados para seleção

Neste capítulo serão apresentados individualmente os passos observados nos fluxogramas das Figuras 21 e 22.

##### 5.4.2.1 Fator de calor sensível

Segundo Frota e Scheiffer (2003), o fator de calor sensível é a razão entre o calor sensível e o calor total, contidos em determinado ambiente, calculado através do estudo de carga térmica. Possui relação com o fator térmico do ambiente, uma vez que determina a proporção de carga sensível e carga latente do mesmo, este se expressa pela Equação 13;

$$FS = \frac{CS_{Total}}{C_{Total}} \quad (13)$$

#### 5.4.2.2 Temperatura de insuflamento

Quanto à temperatura de insuflamento,  $T_i$ , afirma Creder (2004), o ar ao atravessar a serpentina do evaporador, troca calor com a mesma e adquire alta umidade relativa, utilizando-se da carta psicrométrica podem-se determinar as condições (TBS, TBU e UR) do ar de insuflamento traçando uma reta, com inclinação correspondente ao  $FS$ , do ponto de condição de conforto à curva de 90%, admitindo este valor de UR para a saída. Processo representado pela Figura 23.

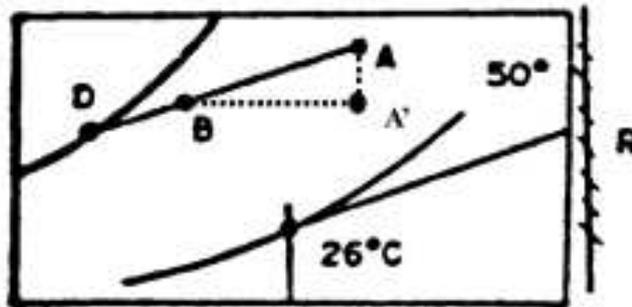


Figura 23 - Exemplo de fator de calor sensível FONTE: MARTINELLI (2001)

#### 5.4.2.3 Vazão de insuflamento

Conforme Creder (2004) qualquer ambiente de ar condicionado, para manter as condições desejadas, necessita de uma determinada vazão de ar, insuflado pelo ventilador, depois de passar pelo evaporador.

Essa vazão pode ser expressa pela Equação 14.

$$V_{Evap} = \frac{CS_{Total}}{1,21(t_2 - t_1)} \quad (14)$$

#### 5.4.2.4 Vazão de renovação;

Se expressa a vazão de renovação,  $V_{Ren}$ , como a resultante da multiplicação da vazão de renovação mínima,  $VR_{Min}$ , pela população máxima,  $P_{Max}$ . Conforme Equação 15.

$$V_{Ren} = VR_{Min} * P_{Max} \quad (15)$$

Onde se tem  $VR_{Min}$  igual a  $40 \text{ m}^3/\text{pessoa/h}$  e  $P_{Max}$  de 60 Pessoas.

#### 5.4.2.5 Vazão de retorno;

Pode-se expressar a vazão de retorno como a diferença entre a vazão de insuflamento e o ar de renovação, conforme Equação 16;

$$V_{\text{Ret}} = V_{\text{Evap}} - V_{\text{Ren}} \quad (16)$$

#### 5.4.2.6 Condições psicrométricas do ar de retorno

O ar de insuflamento deve garantir o conforto térmico do ambiente, porem para isto absorve calor na forma sensível e latente, retornando ao evaporador com temperatura e umidade absoluta maiores que o de conforto.

Sendo o ganho sensível expresso na Equação 17;

$$t_1 = \frac{CS_{\text{Plenum}}}{1,21 V_{\text{Ret}}} + t_2 \quad (17)$$

E o latente pela Equação 18;

$$w_1 = \frac{CL_{\text{Total}}}{2713 V_{\text{Evap}}} + w_2 \quad (18)$$

#### 5.4.2.7 Misturas de ar;

Conhecidas as condições psicrométricas e as vazões do ar externo e ar do retorno, pode-se definir qual a condição do ar de que entrará no evaporador;

Conforme elucidada Creder (2004) em instalações de ar condicionado é comum o ar de retorno do ambiente, misturar-se com ar externo. Se na carta psicrométrica, coloca-se o ponto A como relativo às condições externas e o ponto E relativo ao ar de retorno, em um ponto da reta AE, termos as condições dessa mistura. Processo ilustrado na Figura 24.

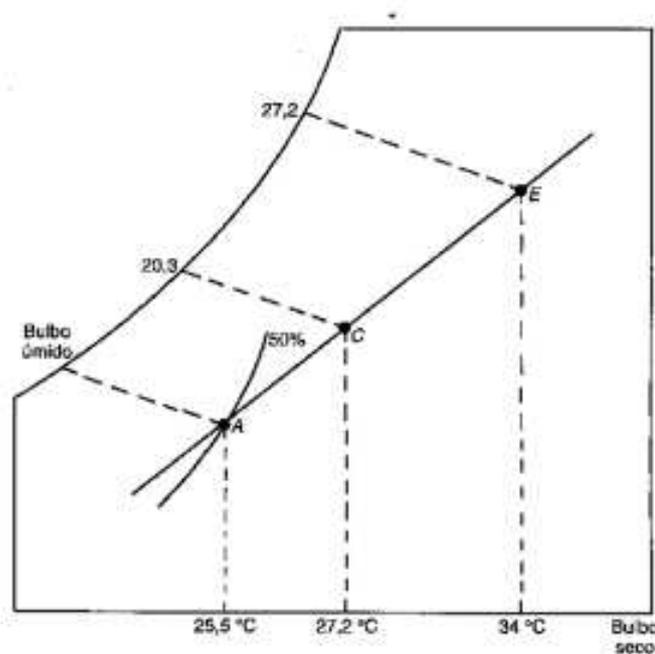


Figura 24 - Exemplo de mistura de ar na carta psicrométrica Fonte: CREDER (2004).

#### 5.4.2.8 Pesquisa do RED em catalogo técnico

Para encontrar o equipamento correto pesquisou-se no por portfólio de um dos maiores fabricantes da indústria, que pode ser melhor observado no apêndice 01, um equipamento (RED) com vazão igual ou até 30% superior a vazão de renovação, para o sistema misto I e para a vazão da condensadora para o sistema misto II.

#### 5.5 Operação dos sistemas nas datas de referência.

Segundo Camargo (2009), a integração do resfriamento evaporativo com sistemas de refrigeração por compressão de vapor está aumentando por diversas razões. Dentre uma destas está à utilização para pré-resfriar o ar dos condensadores para reduzir a temperatura de condensação e aumentar o COP.

Para obtenção de valores operacionais dos sistemas deve-se calcular para o sistema convencional as condições psicrométricas do ar de retorno com base nas Equações 18 e 19 e o ar de mistura pela aplicação das mistura de gás da carta psicrométrica, para os sistemas misto I, calcula-se o efeito do resfriamento evaporativo pela Equação 19 sobre o ar externo e considerar novos valores de carga térmica sensível e latente, Equações 20 e 21, e seguir com o calculo do ar de retorno e mistura, para o sistema misto II consideram-se os mesmos valores de retorno e mistura do sistema convencional, porém com os dados do resfriamento evaporativo para entrada de ar no condensador, têm-se ainda os as condições de insuflamento

que são determinadas pelo uso combinado da Equação 22 e a carta psicrométrica e o volume da água condensada no evaporador determinada pela Equação 23, considerando a água com densidade ( $\rho$ ) de 1.000,0 kg/m<sup>3</sup>.

### 5.5.1 Efeito evaporativo

A partir da Equação 19 onde se expressa a efetividade do resfriador evaporativo, verifica-se a TBS em sua saída, tendo por base que a temperatura de bulbo úmido na saída é igual a  $TBU_1$ ;

$$TBS_2 = TBS_1 - e_D(TBS_1 - TBU_1) \quad (19)$$

### 5.5.2 Cargas de renovação de ar (sensível e latente)

Devido à ação de resfriamento do RED na entrada do ar de renovação novos valores de carga térmica devem ser calculados para essa parcela;

Para tal pode-se utilizar a Equação 20, quanto à parcela sensível;

$$CRS_2 = 1,21 * V_{Renov} * (t_1 - TBS_2) \quad (20)$$

Para a parcela latente se utiliza a Equação 21;

$$CRL_2 = 2713 * V_{Renov} * (w_1 - w_2) \quad (21)$$

### 5.5.3 Condições de insuflamento e volume de condensado

A entalpia de insuflamento pode ser expressa pela Equação 22, onde pela carta psicrométrica, cruza-se com a umidade relativa, definida em 90%, assim encontram-se a TBS, TBU e umidade absoluta;

$$h_{ins} = h_{mist} - \left( \frac{C_{Total}}{1,2 V_{Evap}} \right) \quad (22)$$

O volume de condensado produzido é definido pela relação da vazão do evaporador e a diferença da umidade absoluta do ar de mistura e o ar de insuflamento, se expressa essa condição pela Equação 23;

$$V_{h2O} = V_{Evap}(w_{mist} - w_{ins}) \quad (23)$$

## 5.6 Desempenho operacional

A eficiência termodinâmica é definida como o resultado da quantidade de energia obtida num processo de conversão em relação ao montante que foi gasto para a conversão. (STOCKER, 2002).

Segundo Silva (2012) no caso de ciclos frigoríficos, o objetivo é produzir um efeito de refrigeração, ao passo que o trabalho líquido representa aquela quantidade que foi consumida. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema.

Assim, o COP é definido pela Equação 24.

$$COP = \frac{\text{Energia Útil}}{\text{Energia Gasta}} \quad (24)$$

Nos ciclos teóricos é válido relacionar o COP como função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação (TSC) e vaporização (TO).

### 5.6.1 Parâmetros de desempenho

Conforme visto, a determinação das características termodinâmicas do fluido refrigerante é fator fundamental para obter-se o COP, e por esse motivo se faz necessário à determinação das temperaturas de evaporação e condensação.

Observa-se na Tabela 17 para o equipamento selecionado (40BZ/06), tem em sua tabela operacional a temperatura de condensação (TSC) que é fator condicional de quatro outros dados, sendo eles, a temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador (TBUE), temperatura de bulbo seco na entrada do condensador (TBEC), carga sensível total ( $CS_{Total}$ ) e carga total ( $C_{Total}$ ).

Assim através do método de regressão linear, utilizando o software EES, é possível o esboçar uma equação que expresse a temperatura de condensação (TSC), dados as outras variáveis;

Tabela 17 - Valores operacionais fornecidos pela fabricante.

## Unidades com Refrigerante R-407C

40BZ 06 / 40BX 06		VAZAO DE AR NO EVAPORADOR (m³/h) - FATOR BY-PASS											
Temperatura de Entrada do Ar de Condensação [°C]		2720 - 0,12				3400 - 0,14				4250 - 0,16			
		Temperatura de Bulbo Umido no Evaporador [°C]											
		16	18	20	22	16	18	20	22	16	18	20	22
25	C,T	14487	15486	16585	17684	15086	16086	17185	18284	15986	16585	17684	18883
	C,S	13526	12113	10599	9044	14939	13324	11608	9761	16150	14939	12819	10700
	C,T,R	18152	19171	20194	21316	18763	19783	20905	21928	19681	20392	21415	22539
	T,S,C	41,0	41,6	42,4	43,1	41,4	42,0	42,8	43,5	41,9	42,4	43,2	44,0
30	C,T	14087	15450	16480	17613	15141	16068	17098	18231	15965	16583	17613	18746
	C,S	13324	11911	10397	8812	14636	13122	11305	9529	15646	14636	12618	10397
	C,T,R	18041	18959	19978	21001	18653	19570	20491	21613	19567	20080	21100	22123
	T,S,C	46,3	46,9	47,6	48,2	46,7	47,3	48,0	48,6	47,3	47,7	48,3	49,0
35	C,T	13588	14487	15486	16485	14187	14987	15986	16985	15086	15486	16485	17484
	C,S	13021	11608	10094	8590	14333	12920	11103	9286	15242	14333	12315	10195
	C,T,R	17828	18746	19666	20686	18440	19256	20275	21295	19357	19765	20785	21805
	T,S,C	51,6	52,2	52,8	53,6	52,1	52,5	53,2	54,0	52,7	52,9	53,6	54,3
40	C,T	13088	13987	14887	15886	13688	14387	15386	16385	14587	14887	15786	16785
	C,S	12718	11406	9892	8357	13829	12618	10902	9064	14737	14031	12113	9932
	C,T,R	17615	18533	19451	20470	18326	19040	19960	20980	19244	19550	20467	21487
	T,S,C	56,7	57,4	58,1	58,7	57,3	57,8	58,5	59,1	58,0	58,1	58,8	59,4
45	C,T	12489	13288	14287	15286	13188	13788	14687	15686	13987	14287	15086	16086
	C,S	12416	11103	9650	8126	13324	12315	10599	8833	14132	13728	11810	9690
	C,T,R	17399	18215	19235	20155	18113	18725	19742	20662	19028	19334	20149	21070
	T,S,C	62,0	62,6	63,3	63,9	62,5	62,9	63,6	64,4	63,0	63,3	63,9	64,6

Para temperatura de evaporação, utilizam-se os recursos do *software Coolselector*, que consiste em cruzar as temperaturas de condensação obtidas pela regressão linear com a carga térmica total, para assim determinar a temperatura de evaporação, conforme Figura 25.

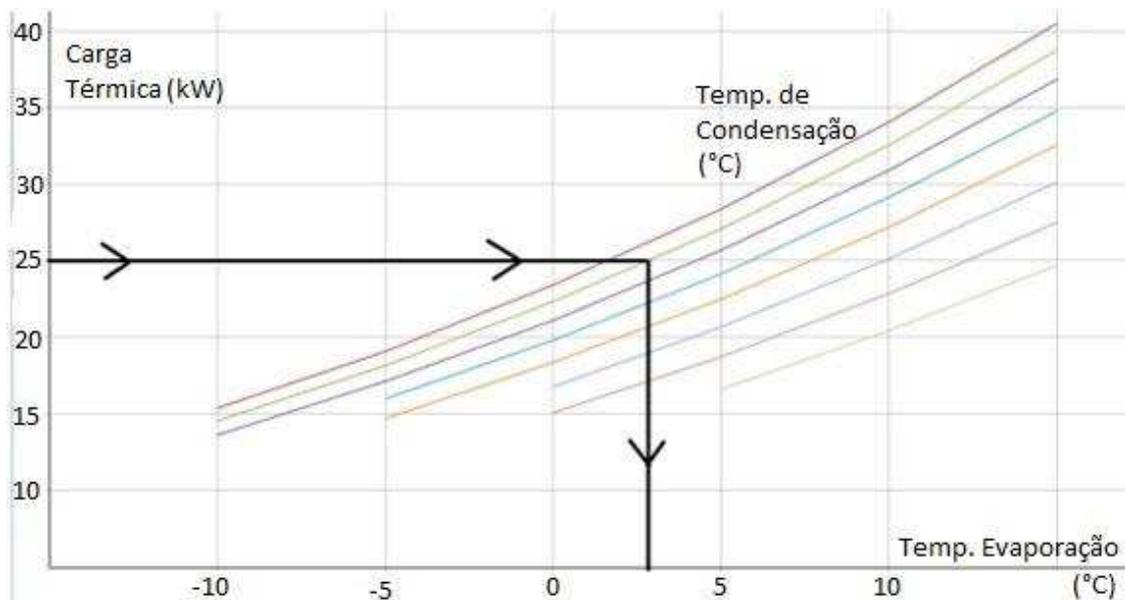


Figura 25 - Ábaco para determinação da temperatura de evaporação. Fonte (Autor)

Tendo os valores da temperatura de condensação e evaporação, conseguiu-se então determinar o COP, através de outro gráfico de desempenho aplicado ao compressor de referência, conforme Figura 26.

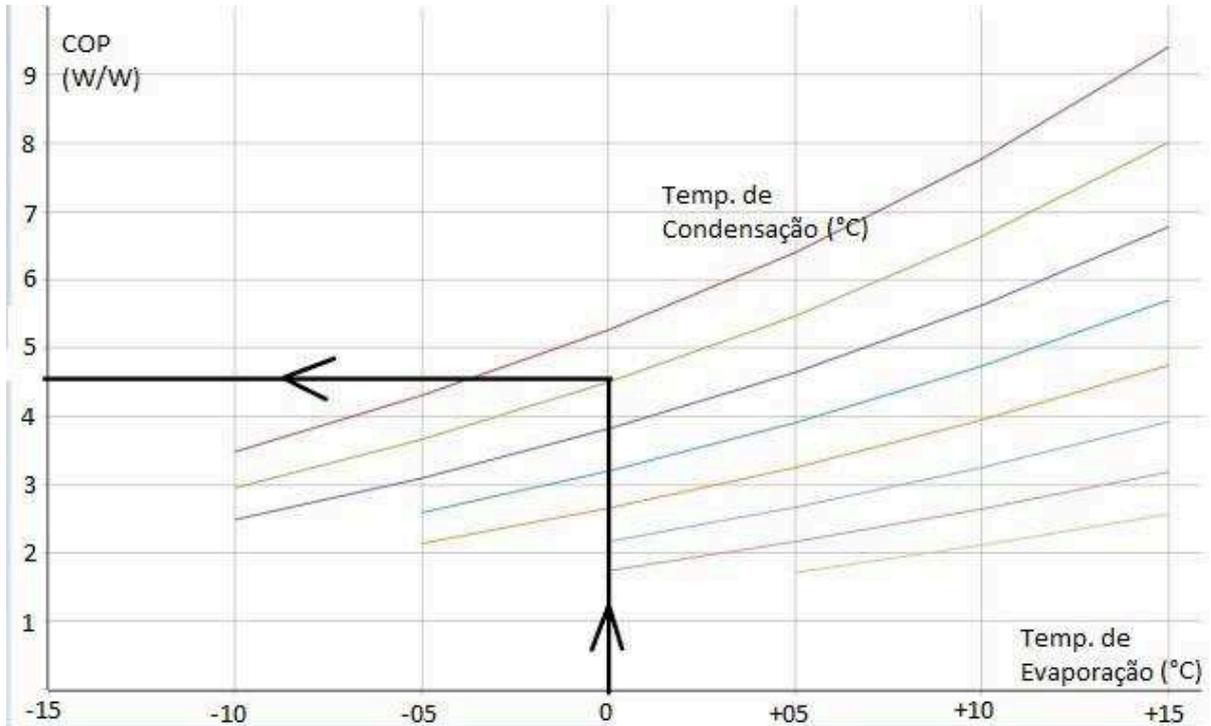


Figura 26 - Ábaco para determinação do COP Fonte: (Autor)

### 5.6.2 Aquisição de dados para o desempenho

Para o equipamento 40 BZ/06 (sistema convencional) tem-se para a vazão de 3.720 m<sup>3</sup>/h os valores da Tabela 18.

Tabela 18 - Valores operacionais para a vazão de 3.720 m<sup>3</sup>/h (Continua)

TBUE (°C)	TEC (°C)	CS (kJ/h)	CT (kJ/h)	TSC (°C)
16	25	64.408,5	64.534,02	41,5
18	25	58.291,49	68.086,23	42,1
20	25	50.471,59	72.684,45	42,9
22	25	42.316,98	77.441,66	43,7
16	30	62.826,94	64.646,98	46,9
18	30	57.283,14	68.036,02	47,4

20	30	45.869,19	72.345,54	48,1
22	30	41.233,32	77.086,02	48,7
16	35	61.400,2	60.772,6	52,3

(Conclusão)

TBUE (°C)	TEC (°C)	CS (kJ/h)	CT (kJ/h)	TSC (°C)
18	35	56.278,98	63.488,02	52,6
20	35	48.362,86	67.667,83	53,3
22	35	40.283,55	71.847,65	54,1
16	40	59.287,28	58.684,78	57,5
18	40	55.015,42	60.981,8	57,9
20	40	47.517,69	65.002,62	58,6
22	40	39.287,76	69.182,44	59,2
16	45	57.019,55	56.253,88	62,6
18	45	53.747,66	58.471,4	63,0
20	45	46.249,94	62.078,01	63,7
22	45	38.304,52	66.257,82	64,5

Para determinação da temperatura de condensação os dados de entrada estão disponíveis na Tabela 19.

Tabela 19 - Valores de entrada para temperatura da condensação. (Continua)

Sistema	Mês	Carga Total (kJ/h)	Carga Sensível (kJ/h)	TBUE (°C)	TBEC (°C)
Convencional	Janeiro	96.460,99	73.309,09	18,98	30,0
	Fevereiro	99.448,90	76.160,07	18,95	30,0
	Março	54.200,91	40.851,90	18,29	29,0
	Abril	83.375,68	69.302,19	18,08	28,0
	Maiο	50.076,38	40.153,63	17,14	25,4
	Junho	60.675,53	53.147,47	16,91	25,0
	Julho	60.959,06	58.007,45	16,66	25,0
	Agosto	42.382,44	44.969,94	16,93	27,0
	Setembro	68.284,53	61.826,69	17,34	28,0
	Outubro	58.623,75	44.610,93	17,86	29,0
	Novembro	90.415,62	75.454,26	18,17	29,0
	Dezembro	97.932,53	78.370,84	18,61	29,2

Misto I	Janeiro	90.566,99	64.459,77	19,0	30,0
	Fevereiro	93.622,75	67.383,00	19,0	30,0
	Março	49.718,04	32.721,70	18,3	29,0
	Abril	79.415,33	61.219,70	18,1	28,0

(Conclusão)

	Mês	Carga Total (kJ/h)	Carga Sensível (kJ/h)	TBUE (°C)	TBEC (°C)
Misto I	Maio	48.277,74	34.213,63	17,1	25,4
	Junho	59.306,54	46.235,99	16,9	25,0
	Julho	59.994,34	50.085,69	16,7	25,0
	Agosto	40.555,78	35.519,65	16,9	27,0
	Setembro	65.777,66	52.267,35	17,3	28,0
	Outubro	55.155,38	36.061,91	17,9	29,0
	Novembro	86.234,63	66.211,70	18,2	29,0
	Dezembro	92.847,63	69.751,18	18,6	29,2
Misto II	Janeiro	96.460,99	73.309,09	18,98	23,6
	Fevereiro	99.448,90	76.160,07	18,95	23,6
	Março	54.200,91	40.851,90	18,29	22,6
	Abril	83.375,68	69.302,19	18,08	21,6
	Maio	50.076,38	40.153,63	17,14	19,4
	Junho	60.675,53	53.147,47	16,91	18,6
	Julho	60.959,06	58.007,45	16,66	17,8
	Agosto	42.382,44	44.969,94	16,93	19
	Setembro	68.284,53	61.826,69	17,34	20
	Outubro	58.623,75	44.610,93	17,86	21,8
	Novembro	90.415,62	75.454,26	18,17	21,8
	Dezembro	97.932,53	78.370,84	18,61	22,6

## 5.7 Desempenho financeiro

O aquecimento e a refrigeração de edifícios são responsáveis por 30 a 50% do consumo global de energia, portanto o aumento da eficiência desses sistemas acarretaria em uma redução significativa no consumo de energético. (KHARSEH, 2011).

Aos fatos expostos acima, fica claro, que se deve ter atenção não apenas aos números referentes ao desempenho operacional, mas também sua relevância quanto ao fator financeiro.

### 5.7.1 Alimentação de parâmetros e aquisição de dados

A indústria elétrica difere da maioria dos setores produtivos pelo fato de ter de operar, continuamente, o equilíbrio instantâneo entre o fluxo de energia por ela gerado e a demanda

de eletricidade que a ele é dirigida. (IPEA, 1996). Fato este que promove as múltiplas modalidades de classificação dos usuários, consumo previsto, impostos e mais recentemente bandeira tarifária, sendo assim, buscando-se dados através da ANEEL, agência reguladora do fornecimento de energia elétrica brasileira.

Em pesquisa realizada, encontrou-se uma classificação validada pela ANEEL a partir do ano de 2017 (TARIFAS PARA O FORNECIMENTO DE ENERGIA ELÉTRICA RESOLUÇÃO HOMOLOGATÓRIA Nº 2.263). A qual se verifica na Tabela 20.

Tabela 20 - Tarifação elétrica por classificação de baixa tensão FONTE: ANEEL

Tarifas Aplicadas a clientes atendidos em Baixa Tensão (Grupo B)		
MODALIDADE TARIFÁRIA CONVENCIONAL		
SUBGRUPO / CLASSE / SUBCLASSE (R\$/kWh)	Tarifa do Uso do Sistema de Distribuição (TUSD) (R\$/kWh)	Tarifa de Energia TE (R\$/kWh)
B1 - RESIDENCIAL	0,18074	0,23887
B1 - RESIDENCIAL - BAIXA RENDA		
Consumo mensal até 30kWh	0,05427	0,08360
Consumo mensal entre 31 e 100kWh	0,09304	0,14332
Consumo mensal entre 101 e 220kWh	0,13956	0,21498
Consumo mensal superior a 220kWh	0,15506	0,23887
B2 - RURAL	0,12652	0,16721
B2 - COOPERATIVA DE ELETRIFICAÇÃO RURAL	0,12652	0,16721
B2 - SERVIÇO PÚBLICO DE IRRIGAÇÃO	0,10844	0,14332
B3 - DEMAIS CLASSES	0,18074	0,23887
B4 - ILUMINAÇÃO PÚBLICA		
Iluminação Pública (B4a)	0,09941	0,13138
Iluminação Pública (B4b)	0,10844	0,14332

Para a tarifação hídrica utilizou-se valores base da SABESP, empresa de saneamento básico do estado de São Paulo. Onde a estrutura tarifária constitui um conjunto de tarifas e regras aplicadas, onde os usuários são classificados em categorias de classes e consumos, que podem ser observadas na Tabela 21.

Tabela 21 - Tarifação hídrica por classificação de consumo FONTE: ARSESP (2014).

Tarifas da SABESP na Unidade de Negócio Médio Tietê (RM) - Agosto/2014					
ARSESP Del. 435/2013 E COMUNICADO 07/13 - SABESP					
<b>RESIDENCIAL</b>			<b>COMERCIAL / INDUSTRIAL / PÚBLICA</b>		
<b>Social</b>		<b>Tarifa</b>		<b>Comercial Normal / Industrial / Pública sem Contrato</b>	
<b>Faixas de consumo (m<sup>3</sup>)</b>		<b>Água</b>	<b>Esgoto</b>	<b>Faixas de consumo (m<sup>3</sup>)</b>	
0 a 10	R\$/mês	5,70	4,56	0 a 10	R\$/mês
11 a 20	R\$/m <sup>3</sup>	0,89	0,71	11 a 20	R\$/m <sup>3</sup>
21 a 30	R\$/m <sup>3</sup>	1,93	1,53	21 a 50	R\$/m <sup>3</sup>
31 a 50	R\$/m <sup>3</sup>	2,74	2,21	acima de 50	R\$/m <sup>3</sup>
acima de 50	R\$/m <sup>3</sup>	3,27	2,62		
<b>Normal</b>		<b>Tarifa</b>		<b>Comercial / Entidades de Assistência Social</b>	
<b>Faixas de consumo (m<sup>3</sup>)</b>		<b>Água</b>	<b>Esgoto</b>	<b>Faixas de consumo (m<sup>3</sup>)</b>	
0 a 10	R\$/mês	16,82	13,48	0 a 10	R\$/mês
11 a 20	R\$/m <sup>3</sup>	2,35	1,86	11 a 20	R\$/m <sup>3</sup>
21 a 50	R\$/m <sup>3</sup>	3,61	2,87	21 a 50	R\$/m <sup>3</sup>
acima de 50	R\$/m <sup>3</sup>	4,31	3,43	acima de 50	R\$/m <sup>3</sup>
				<b>Pública com contrato</b>	
				<b>Tarifa</b>	
				<b>Faixas de consumo (m<sup>3</sup>)</b>	
				0 a 10	R\$/mês
				11 a 20	R\$/m <sup>3</sup>
				21 a 50	R\$/m <sup>3</sup>
				acima de 50	R\$/m <sup>3</sup>

Para os dados apresentados classifica-se o campus Jutta, onde se localiza o LAB A, dentro das seguintes faixas tarifárias, conforme Tabela 22.

Tabela 22 - Classificação tarifária para campus Jutta (LAB A).

Tarifação Elétrica	
Grupo	Baixa Tensão
Sub Grupo	B3 – Demais Classes
Tarifa elétrica	R\$ 0,41961 / kWh
Tarifação Hídrica	
Grupo	Comercial/Industrial/Pública
Faixa	21 a 50 m <sup>3</sup>
Tarifa hídrica	R\$ 11,61 / m <sup>3</sup>

A potência em quilowatt-hora gasta pela operação do compressor é dada pelo ábaco da Figura 27, onde se convergem as temperaturas de evaporação e condensação.

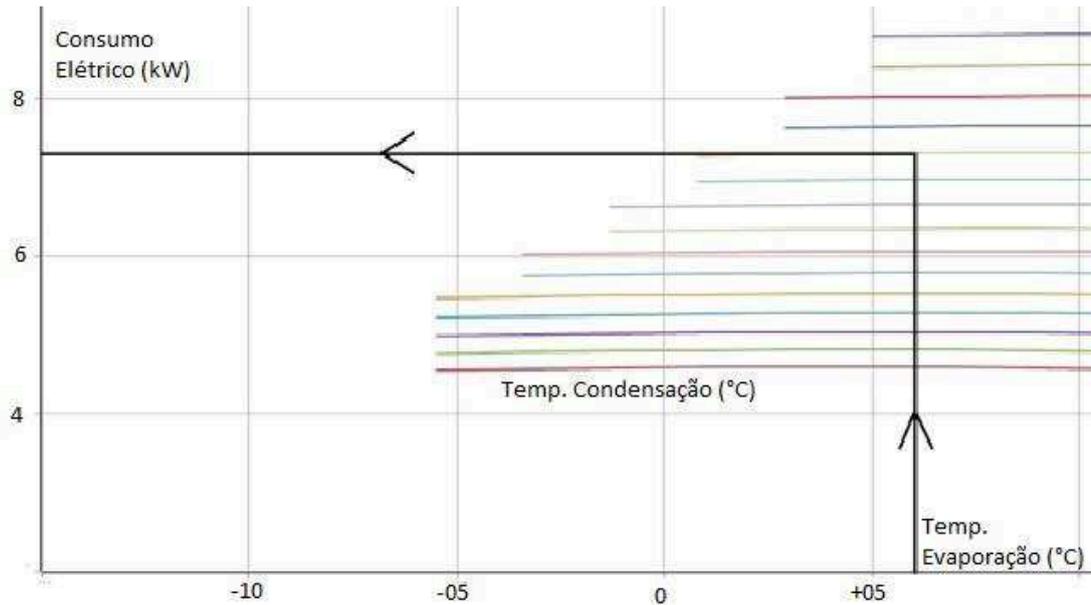


Figura 27 - Ábaco para determinação do consumo do compressor. Fonte (Autor)

A potência elétrica total gasta é resultado da somatória dos valores da potência do evaporador, condensador e compressor para o sistema convencional, para os sistemas misto I e II somam-se ainda o gasto com o RED, multiplicando ao final a tarifa elétrica se tem o custo elétrico total, Conforme Equação 25.

$$C_{Elet} = n(P_{evap} + P_{Cond} + P_{Comp} + P_{RED}) * T_{Elet} \quad (25)$$

O consumo hídrico pode ser definido como a diferença de TBS, antes e depois, do RED multiplicada pelo consumo característico, onde deve ser subtraído o condensado, multiplicando-se ao final a tarifação hídrica, conforme Equação 26;

$$C_{Hid} = \left\{ n \left[ \left[ (TBS_1 - TBS_2) * G_{RED} \right] - V_{H2O} \right] \right\} * T_{Hid} \quad (26)$$

## 5.8 Modelamento operacional.

A fim de iniciar os estudos sobre a operacionalidade da operação conjunta do sistema que apresentar melhor desempenho, formulou-se um modelamento de funcionamento mais amplo, visto que os dados apresentados (datas de referência) correspondem a apenas uma hora de operação. Criou-se dois cenários operacionais para os meses de janeiro, abril, julho e novembro onde se analisará produção de condensado *versus* consumo hídrico do RED, ao longo de um dia de funcionamento, 16 horas (07h00min as 22h00min) de operação, com os seguintes métodos de seleção de operação do RED;

- a) Cenário 01 - Seleção de funcionamento através do índice de aplicabilidade (IA).
- b) Cenário 02 - Seleção de funcionamento através de programação horário.

### **5.8.1 Cenário 01 - Índice de aplicabilidade (IA).**

Camargo (2009) nos informa sobre o índice de aplicabilidade (IA), sendo este um método de avaliação do potencial de resfriamento evaporativo, onde esse índice será tanto menor quanto for à diferença entre as temperaturas de bulbo seco e úmido, ou seja, quanto menor a umidade relativa do ar. Isso indica que, quanto menor o IA, mais efetivo é o resfriamento evaporativo. Conforme Equação 27.

$$IA = TBU - (TBS - TBU) \quad (27)$$

Watt (1963) recomenda que, de modo geral índices menores ou iguais a 10 indicam as melhores oportunidades de resfriamento.

Sendo assim, se operacionalizará uma condição aonde o IA é avaliado hora a hora, caso o índice seja menor ou igual a 10, o RED atua (Ligado) utilizando a reserva de condensado em sua alimentação, caso contrário (Desligado) esse recurso é apenas armazenado.

### **5.8.2 Cenário 02 - Programação horária (PH).**

Neste tipo de operação o funcionamento do RED está condicionado a um período de tempo, o qual se definiu como “Desligado” entre 07h00min e 12h59min, horário de TBS ameno e maior UR, onde a eficiência do RED é menor. Sendo que no período da tarde o condensado produzido é utilizado, visando-se minimizar o custo operacional.

## 6 RESULTADOS

Neste capítulo apresentam-se os resultados dos dados computados, a seleção de datas de referência e os equipamentos selecionados;

### 6.1 Simulação numérica das cargas térmicas

Realizada a simulação com os dados e parâmetros já vistos, obteve-se 8.760 linhas de dados, em formato de planilha eletrônica, com as informações mensuraram-se valores de para análise.

#### 6.1.1 Datas de referência

Devido ao arquivo de dados climáticos ser adicionado de forma “fechada” pela carta climática não é possível imputar dados climáticos ao *software*, por exemplo, solicitar uma simulação com uma temperatura qualquer durante um determinado horário, ou algo do gênero. Assim selecionaram-se datas com as características psicrométricas aproximadas aos dados da ASHRAE, conforme Tabela 23.

Tabela 23 - Datas de referência para temperaturas *ASHRAE*.

ASHRAE 5%	TBS	TBU	DATA REFERÊNCIA	ASHRAE 5%	TBS	TBU	DATA REFERÊNCIA
JAN(1)	29,8 30	21,5 21,6	27/01 11:00	JUL (7)	25,1 25	16,1 16,1	05/07 14:00
FEV (2)	29,8 30	21,7 21,6	13/02 14:00	AGO (8)	27 27	29,1 16,8	02/08 13:00
MAR (3)	29,2 29	21,1 21,3	06/03 13:00	SET (09)	28,1 28	17,6 18,2	24/09 11:00
ABR (4)	27,9 28	20,1 20,3	15/04 14:00	OUT (10)	28,9 29	19,5 19,9	26/10 19:00
MAI (5)	25,5 25,4	18,1 18,1	02/05 18:00	NOV (11)	29 29	20,3 19,6	18/11 15:00
JUN(6)	24,9 25	16,9 17,1	27/06 16:00	DEZ (12)	29 29,2	21 20,9	13/12 15:00

As cargas térmicas características para cada data de referência podem ser observadas em detalhes na Tabela 24.

### 6.1.2 Cargas térmicas para as datas de referência.

Tabela 24 - Cargas térmicas para as datas de referência.

Tipo	Origem	Jan. (kJ/h)	Fev. (kJ/h)	Mar. (kJ/h)	Abr. (kJ/h)	Mai. (kJ/h)	Jun. (kJ/h)	Jul. (kJ/h)	Ago. (kJ/h)	Set. (kJ/h)	Out. (kJ/h)	Nov. (kJ/h)	Dez (kJ/h)
Sensível	Pessoas	15.719,4	15.751,1	6.655,7	15.751,1	14.420,1	15.751,1	15.751,1	6.655,7	15.719,4	12.993,9	15.751,1	15.751,1
	Iluminação	1.242,0	1.242,0	613,0	1.242,0	1.242,0	1.242,0	613,0	1.242,0	1.242,0	1.242,0	1.242,0	1.242,0
	E. Elétrico	20.825,4	20.617,1	8.497,1	20.617,1	20.617,1	20.617,1	20.617,1	8.497,1	20.825,4	19.617,5	20.617,1	20.617,1
	Janelas Rad.	2.754,7	2.572,8	1.674,7	2.264,9	34,7	846,4	1.806,2	2.032,2	1.888,2	0,0	2.538,4	2.206,3
	Infiltração	715,5	718,6	616,9	620,9	251,8	209,7	210,8	415,3	515,0	613,3	615,3	633,4
	Retorno	11.383,2	10.476,0	5.652,0	7.822,8	655,2	2.512,8	5.050,8	7.765,2	6.177,6	1.011,6	9.212,4	11.509,2
	C. Paredes	8.262,0	12.765,4	8.454,6	12.610,4	1.399,7	9.635,4	9.903,4	11.894,5	7.795,2	2.442,6	15.256,0	15.200,7
	Renovação	12.407,0	12.017,0	8.688,0	8.373,0	1.533,0	2.333,0	3.426,0	7.097,0	7.664,0	6.690,0	10.222,0	11.211,0
Latente	Pessoas	9.147,7	9.166,2	3.873,2	9.166,2	8.391,6	9.166,2	9.166,1	3.873,2	9.147,7	7.561,7	9.166,2	9.166,2
	Infiltração	2.532,1	2.622,4	2.433,0	0,0	742,6	908,5	0,0	0,0	0,0	2.483,8	1.633,3	2.078,4
	Renovação	11.472,1	11.500,2	7.042,8	4.907,3	788,5	-2.546,6	-6.214,5	-6.460,7	-2.689,9	3.967,4	4.161,9	8.317,1
Total Sensível ( $CS_{Total}$ )		73.309,1	76.160,1	40.851,9	69.302,2	40.153,6	53.147,5	58.007,4	44.969,9	61.826,7	44.610,9	75.454,3	78.370,8
Total Latente ( $CL_{Total}$ )		23.151,9	23.288,8	13.349,0	14.073,5	9.922,8	7.528,1	2.951,6	-2.587,5	6.457,8	14.012,8	14.961,4	19.561,7
Total ( $C_{Total}$ )		96.461,0	99.448,9	54.200,9	83.375,7	50.076,4	60.675,5	60.959,1	42.382,4	68.284,5	58.623,8	90.415,6	97.932,5

### 6.1.3 Maior carga térmica

A maior carga térmica total observada ocorreu em 04/12 às 14h00min, na Tabela 25 encontram-se os valores psicrométricos externos deste período.

Tabela 25 - Dados psicrométricos do ar externo para maior carga térmica.

Temp. de Bulbo Seco	Temp. de Bulbo Úmido	Umidade Relativa	Umidade Absoluta	Entalpia
34°C	20,9°C	30,3 %	0,01008 (kg/kg ar)	60,0 kJ/kg

Sobre as cargas térmicas observadas, a Tabela 26 apresentam-se os valores;

Tabela 26 - Cargas térmicas individuais para maior carga térmica.

Tipo	Carga	Valor (kJ/h)
Sensível	Pessoas	15.751,09
	Iluminação	1.242,00
	Equip. Elétrico	20.617,10
	Janelas Radiação	2.998,94
	Infiltração	1.105,79
	Retorno ( $CS_{plenum}$ )	17.506,80
	Condução Paredes	19.757,70
	Ar Externo	20.048,00
Latente	Pessoas	9.166,15
	Infiltração	1.096,39
	Ar Externo	2.231,13
Total Sensível ( $CS_{Total}$ )		99.027,45
Total Latente ( $CL_{Total}$ )		12.493,68
Total ( $C_{Total}$ )		111.521,14

Na Figura 28 tem-se a distribuição percentual dos valores de carga térmica.

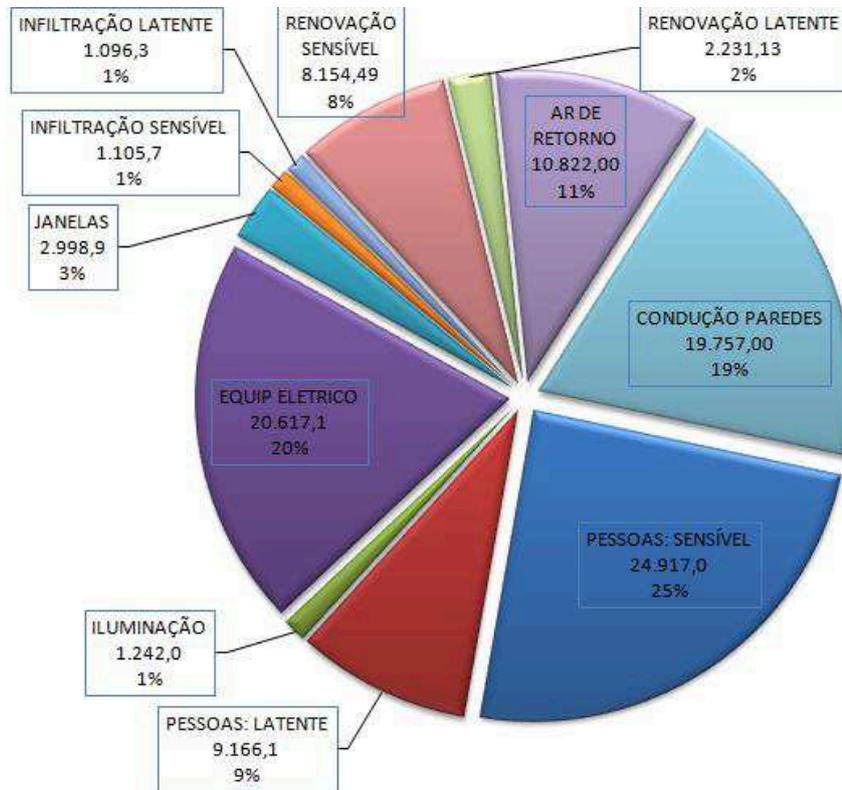


Figura 28 - Gráfico: cargas térmicas para a maior carga térmica.

## 6.2 Dimensionamentos

Neste capítulo dimensionam-se os equipamentos adequados às necessidades de carga e conforto citados nos capítulos anteriores.

### 6.2.1 Sistema convencional

Dados verificados quanto a maior carga sensível, apresentados na Tabela 27.

Tabela 27 - Cargas térmicas totais.

Total Sensível ( $CS_{Total}$ )	99.027,45 kJ/h
Total Latente ( $CL_{Total}$ )	12.493,68 kJ/h
Carga Total ( $C_{Total}$ )	111.521,14 kJ/h

Logo o valor para fator sensível será de 0,88 (88 %) que aplicado à carta psicrométrica revela a temperatura de insuflamento, conforme a Figura 29.

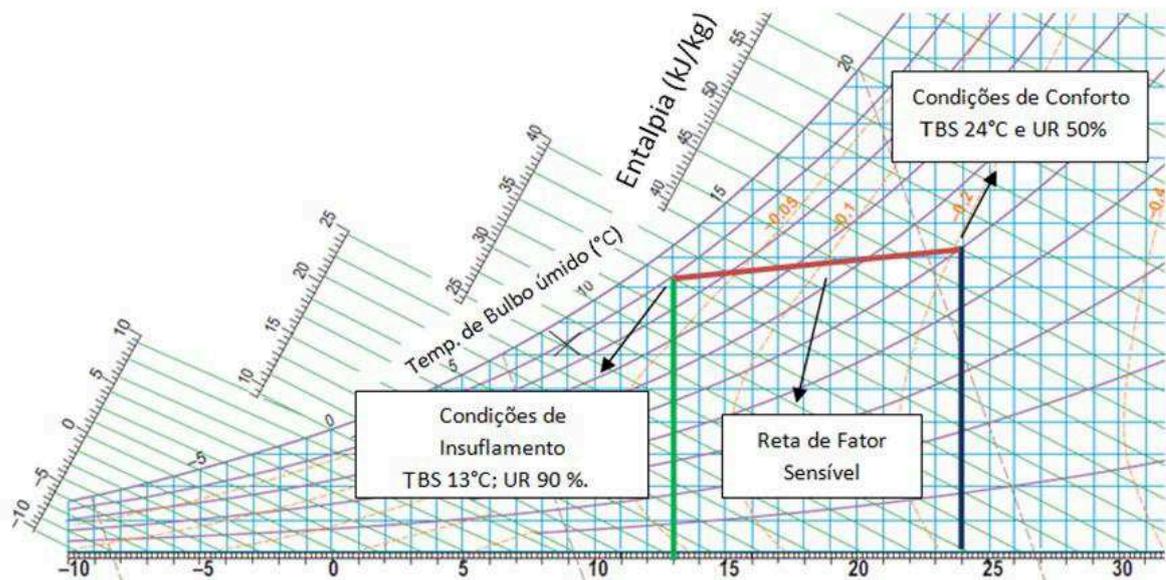


Figura 29 - Determinação da TBS de insuflamento Fonte (Autor).

Obtiveram-se a temperatura de insuflamento em 13°C, as vazões são apresentadas pela Tabela 28, os dados psicrométricos do ar de retorno pela Tabela 29 e os dados psicrométricos do ar de mistura pela Tabela 30.

Tabela 28 - Vazão de ar do sistema.

Vazão no Evaporador $V_{Evap}$	Vazão de Renovação $V_{Renov}$	Vazão de Retorno $V_{Ret}$
7.440 m <sup>3</sup> /h	2.400 m <sup>3</sup> /h	5.040 m <sup>3</sup> /h

Tabela 29 - Dados psicrométricos para o ar de retorno e externo.

TBS	Umidade Absoluta	TBU	Umidade Relativa
26,5 °C	0,0099375 kg/kg ar	17,4 °C	41,9 %
34,0 °C	0,01008 kg/kg ar	20,9°C	30,3 %

Tabela 30 - Dados psicrométricos para o ar de mistura.

TBS	TBU	Umidade Absoluta	Umidade Relativa
31,11 °C	19,61 °C	0,01065 kg/kg ar	35 %

A partir dos valores obtidos pelas Tabelas 28, 29 e 30 aplicados ao fluxo de dados da Figura 21, obtêm-se a seleção preliminar dos equipamentos da Tabela 31.

Tabela 31 - Resultados dos equipamentos avaliados.

Modelos	40 BZ/06	40 BZ/08	40 BZ/12
Unidades necessárias	02	01	01
Vazão Máxima por unidade ( $m^3/h$ )	4.250	6.375	8.500
Vazão Ok?	Sim	Não	Sim
Capacidade disponível (kJ/h)	130.577,08	Não aplicável	128.355,10
Capacidade Ok?	Sim	Não aplicável	Sim

Selecionou-se o equipamento 40 BZ/06 / (407-C), operando com 02 unidades paralelas, pois a capacidade operacional dos equipamentos somados é superior a de um equipamento 40 BZ/12, além de ser interessante terem-se equipamentos individualizados para casos de mau funcionamento, onde a climatização não é totalmente afetada além da possibilidade operacional de utilização individualizada para casos de baixa carga térmica.

#### 6.2.1.1 Característica do equipamento selecionado (sistema convencional).

Verificam-se na Tabela 32 e o resumo das características do equipamento selecionado;

Tabela 32 - Características técnicas do equipamento 40BZ/06. (Continua)

Dados Gerais	
Fabricante	Carrier
Modelo	40 BZ/06
Tipo	Self Container
Quantidade	02 Unidade (s)
Condensação	a Ar

(Conclusão)

Dados Elétricos	
Tensão	220 V
Frequência	60 Hz
Compressor	
Fabricante	Sanyo
Tipo	Scroll
Modelo	SBN353
Rotação	3500 RPM
Potência Refrigeração	16,5 kW
Super Aquecimento	5,0 K
Tensão / Frequência	220 V / 60 Hz
Refrigerante	407-C
Superaquecimento	9 K
Evaporador	
Motor Elétrico	01 unidade – 04 Polos
Potência Nominal	01 CV - 0,735 kW
Condensador	
Modelo	9BX
Vazão ( $V_{Cond}$ )	5.100 $m^3/h$
Corrente Nominal	3,9 A
Potencia Nominal	1,13 kW

Feita a seleção do compressor no *software CoolSelector*, observa-se o resultado na Tabela 33

Tabela 33 - Dados do compressor selecionado.

Compressor ( <i>Danfoss</i> )	
Tipo	<i>Scroll</i>
Modelo	HRP 060 T2
Refrigerante	407-C
Rotação	3500 RPM
Potência Refrigeração	16,5 kW
Semelhança calculada	99 %

### 6.2.2 Misto I

Sendo a vazão de renovação fixa em 2.400 m<sup>3</sup>/h. O equipamento selecionado é o RE/3000, cuja vazão está dentro do limite estabelecido de 30%.

#### 6.2.2.1 Característica do equipamento selecionado (sistema misto I).

Na Tabela 34 apresentam-se os resumos das características do equipamento selecionado.

Tabela 34 - Características técnicas do equipamento RE/3000.

Dados Gerais	
Fabricante	Tectérmica
Modelo	RE/3000
Tipo	RED
Quantidade	01 Unidade (s)
Efetividade	0,80 (80%)
Dados Elétricos	
Tensão	220 V
Frequência	60 Hz
Vazão	3.000 m <sup>3</sup> /h
Potência Nominal	0,400 kW
Consumo	1,5 L/h°C

### 6.2.3 Misto II

Sendo a vazão do condensador do sistema convencional fixa em 5.100 m<sup>3</sup>/h. Tem-se a opção, respeitando os 30% de excesso na vazão o equipamento da Tabela 35.

Tabela 35 - Opções de RED para sistema misto II.

Modelo	BEC 6.000
Unidades Necessárias	01
Vazão por unidade	6.000 m <sup>3</sup> /h
Vazão Total	6.000 m <sup>3</sup> /h
Seleção Ok?	Sim

### 6.2.3.1 Característica do equipamento selecionado (sistema misto II)

Na Tabela 36 o resumo das características do equipamento selecionado;

Tabela 36 - Características técnicas do equipamento RE/3000.

Dados Gerais	
Fabricante	Basenge
Modelo	BRP 6.000
Tipo	RED
Quantidade	01 Unidade
Efetividade	0,80 (80%)
Dados Elétricos	
Tensão	220 V
Frequência	60 Hz
Vazão	6.000 m <sup>3</sup> /h
Potência	0,29 kW
Consumo (unid.)	3,0 L/h°C

### 6.3 Operação dos sistemas

Para o sistema convencional, observam-se os resultados pela Tabela 37.

Tabela 37 - Valores operacionais do sistema convencional. (Continua)

Mês	TBS / TBU / UR Externo °C / °C / %	TBS / TBU / UR Retorno °C / °C / %	TBS / TBU / UR Mistura °C / °C / %	TBS Insuf. °C
Janeiro	30 / 21,6 / 49	25,8 / 17,2 / 44,1	27,2 / 18,9 / 46,9	19,0
Fevereiro	30 / 21,6 / 49	25,8 / 17,2 / 44,1	27,1 / 18,9 / 47,2	18,6
Março	29 / 21,3 / 51,8	24,9 / 16,6 / 45,5	26,2 / 18,0 / 46,6	21,7
Abril	28 / 20,3 / 50,8	25,2 / 16,9 / 45,1	26,1 / 18,0 / 46,6	18,4
Maio	25,4 / 18,1 / 50,6	24,1 / 16,5 / 48,4	24,4 / 17,1 / 49,5	19,9
Junho	25,0 / 17,1 / 46,7	24,4 / 16,6 / 47,7	24,6 / 16,9 / 47,1	18,7
Julho	25 / 16,1 / 41,0	24,8 / 16,7 / 46,4	24,8 / 16,6 / 44,3	18,4
Agosto	27 / 16,8 / 36,6	25,2 / 16,7 / 43,9	25,8 / 16,9 / 41,7	20,8
Setembro	28 / 18,2 / 39,8	25,0 / 16,8 / 45,8	25,9 / 17,3 / 43,3	19,1

(Conclusão)

Mês	TBS / TBU / UR Externo °C / °C / %	TBS / TBU / UR Retorno °C / °C / %	TBS / TBU / UR Mistura °C / °C / %	TBS Insuf. °C
Outubro	29 / 19,9 / 44,5	24,1 / 16,5 / 45,5	25,7 / 17,8 / 47,4	20,7
Novembro	29 / 19,9 / 44,4	25,5 / 17,0 / 44,9	26,6 / 18,1 / 45,0	18,2
Dezembro	29,2 / 20,9 / 48,8	25,8 / 17,1 / 44,0	26,8 / 18,6 / 46,3	18,1

Para uma análise do comportamento operacional do sistema convencional, observa-se a Figura 30, onde se visualizam as informações de forma gráfica.

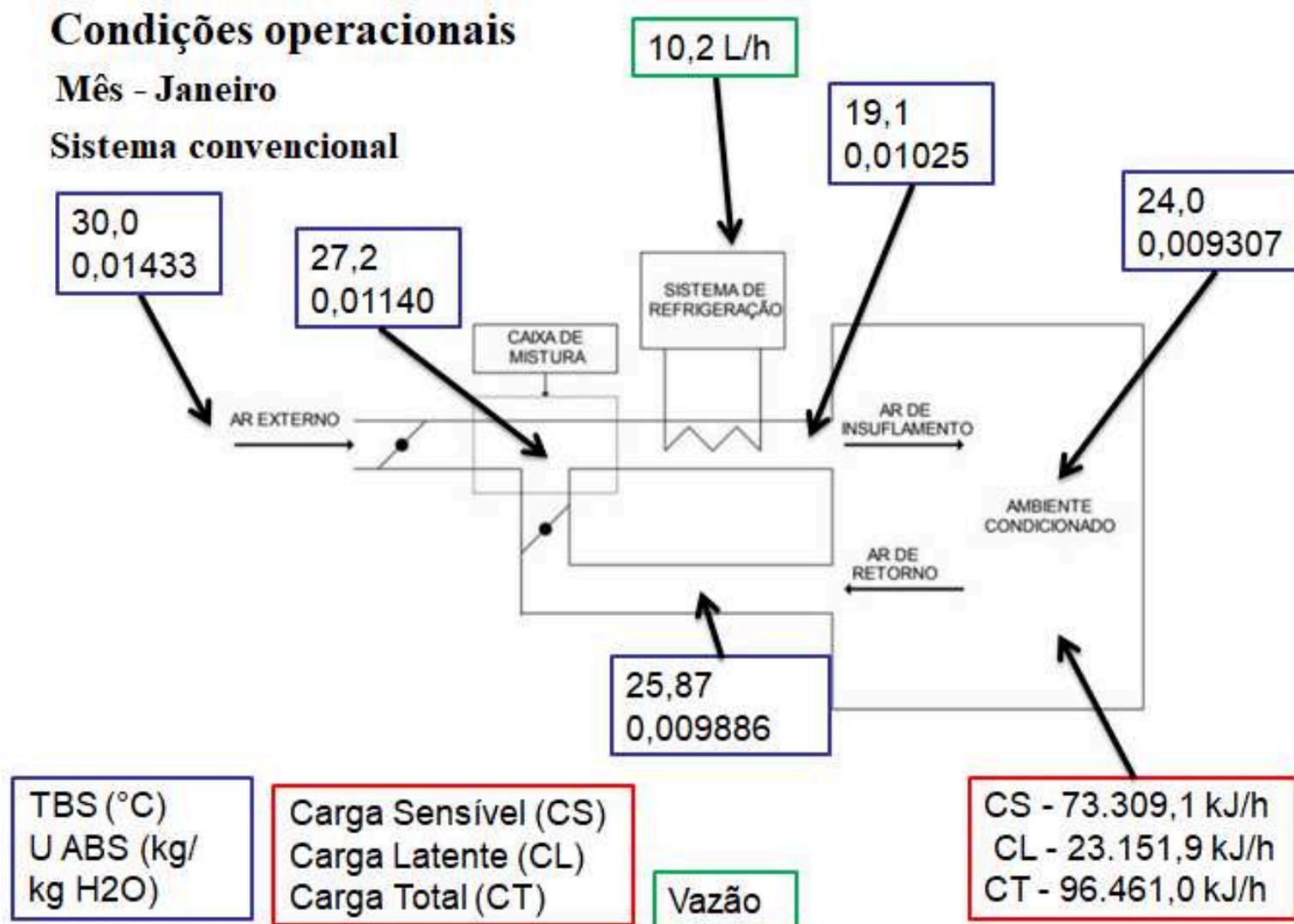


Figura 30 – Comportamento operacional do sistema convencional - Janeiro Fonte (Autor).

Para o sistema misto I, observam-se os resultados, pela Tabela 38.

Tabela 38 - Valores operacionais do sistema misto I

Datas de Ref.	TBS / TBU / UR Externo °C / °C / %	TBS / TBU / UR RED °C / °C / %	TBS / TBU / UR Retorno °C / °C / %	TBS / TBU / UR Mistura °C / °C / %	TBS Insuf. °C	Cond L/h
Janeiro	30 / 21,6 / 49	23,6 / 22 / 87,4	25,8 / 17,2 / 44,1	25,1 / 19 / 57	17,9	11,5
Fevereiro	30 / 21,6 / 49	23,6/21,6/ 87,4	25,8 / 17,2 / 44,1	25,0 / 19 / 57	17,5	11,6
Março	29 / 21,3 / 51,8	22,6/ 21,3 / 87,1	24,9 / 16,6 / 45,5	24,2 / 18,3 / 57,8	20,5	7,5
Abril	28 / 20,3 / 50,8	21,6 / 20 / 86,9	25,2 / 16,9 / 45,1	24,1/18,1/ 56,9	17,3	8,0
Maiο	25,4/18,1/ 50,6	19,4/18,1/87,8	24,1 / 16,5 / 48,4	22,6 / 17,1 / 59,2	18,8	6,2
Junho	25,0/17,1 / 46,7	18,6/17,1/83,8	24,4 / 16,6 / 47,7	22,5 / 16,9 / 57,9	17,4	5,8
Julho	25 / 16,1 / 41,0	17,8/ 16 / 83,8	24,8 / 16,7 / 46,4	22,6/16,7/ 56,1	17,0	4,4
Agosto	27 / 16,8 / 36,6	19,0/16,8/82,6	25,2 / 16,7 / 43,9	23,2/16,9 / 54,1	19,2	2,2
Setembro	28 / 18,2 / 39,8	20,0/18,2 / 83,1	25,0 / 16,8 / 45,8	23,4 / 17,3 / 56	17,5	6,0
Outubro	29 / 19,9 / 44,5	21,8/ 20 / 85,3	24,1 / 16,5 / 45,5	23,4/17,9/ 59,4	19,4	8,4
Novembro	29 / 19,9 / 44,4	21,8/ 19,9/ 85,3	25,5 / 17,0 / 44,9	24,3/18,2 / 56,3	16,9	8,9
Dezembro	29,2/20,9/ 48,8	22,6/20,9 / 87,1	25,8 / 17,1 / 44,0	24,8 / 18,6 / 56,4	17,0	10,2

As mudanças psicrométricas na entrada da renovação de ar geram alterações nos valores de cargas térmicas, como se pode verificar na Tabela 40.

Tabela 39 – Cargas térmicas do sistema misto I (Continua)

Mês	Renovação (Sensível)	Renovação (Latente)	Total Sensível ( $CS_{Total}$ )	Total Latente ( $CL_{Total}$ )	Total ( $C_{Total}$ )
Janeiro	3.557,7	14.427,4	64.459,8	26.107,2	90.567,0
Fevereiro	3.239,9	14.451,1	67.383,0	26.239,7	93.622,8
Março	557,8	10.690,2	32.721,7	16.996,3	49.718,0
Abril	290,5	9.029,5	61.219,7	18.195,6	79.415,3

(Conclusão)

Mês	Renovação (Sensível)	Renovação (Latente)	Total Sensível ( $CS_{Total}$ )	Total Latente ( $CL_{Total}$ )	Total ( $C_{Total}$ )
Maio	-4.407,0	4.929,9	34.213,6	14.064,1	48.277,7
Junho	-4.578,5	2.995,9	46.236,0	13.070,5	59.306,5
Julho	-4.495,8	742,5	50.085,7	9.908,7	59.994,3
Agosto	-2.353,3	1.163,0	35.519,6	5.036,1	40.555,8
Setembro	-1.895,3	4.362,6	52.267,3	13.510,3	65.777,7
Outubro	-1.859,0	9.048,0	36.061,9	19.093,5	55.155,4
Novembro	979,4	9.223,5	66.211,7	20.022,9	86.234,6
Dezembro	2.591,3	11.851,9	69.751,2	23.096,4	92.847,6

Para uma análise do comportamento operacional do sistema misto I, observa-se a Figura 31, onde se visualizam as informações de forma gráfica.

## Condições operacionais

Mês - Janeiro

Sistema misto I

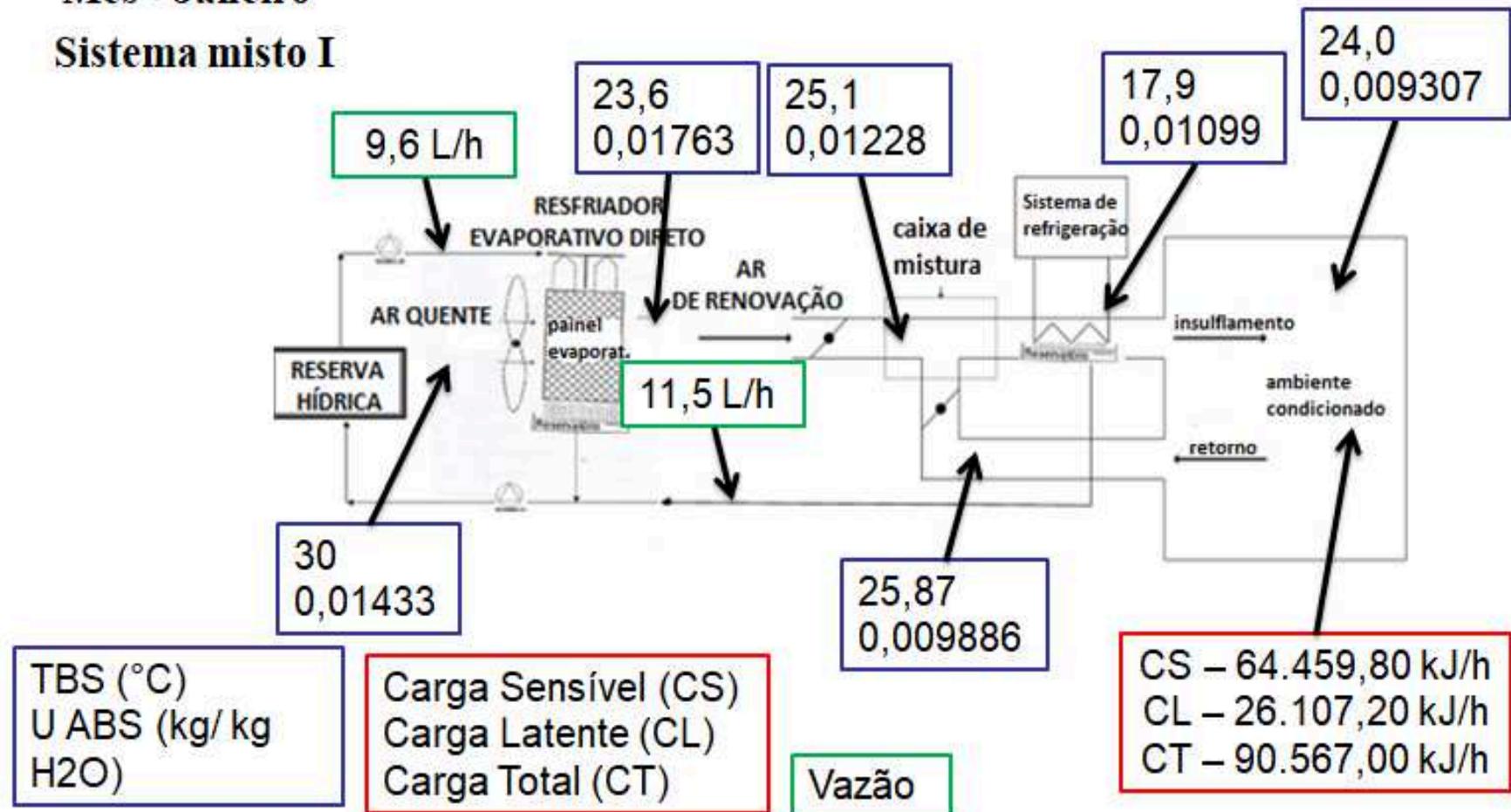


Figura 31 – Comportamento operacional do sistema misto I - Janeiro Fonte (Autor).

Para o sistema misto II, observam-se os resultados, pela Tabela 40.

Tabela 40 - Valores operacionais do sistema misto II

Mês	TBS / TBU / UR Externo °C / °C / %	TBS / TBU / UR RED °C / °C / %	TBS Insuf. °C	Condensado L/h
Janeiro	30 / 21,6 / 49	23,6 / 22 / 87,4	19,0	10,2
Fevereiro	30 / 21,6 / 49	23,6/21,6/ 87,4	18,6	10,3
Março	29 / 21,3 / 51,8	22,6/ 21,3 /87,1	21,7	5,9
Abril	28 / 20,3 / 50,8	21,6 / 20 / 86,9	18,4	6,2
Maio	25,4/18,1/ 50,6	19,4/18,1/87,8	19,9	4,4
Junho	25,0/17,1 /46,7	18,6/17,1/83,8	18,7	3,3
Julho	25 / 16,1 / 41,0	17,8/ 16 /83,8	18,4	1,3
Agosto	27 / 16,8 / 36,6	19 /16,8/82,6	20,8	ZERO
Setembro	28 / 18,2 / 39,8	20/ 18,2 /83,1	19,1	2,9
Outubro	29 / 19,9 / 44,5	21,8/ 20 / 85,3	20,7	6,2
Novembro	29 / 19,9 / 44,4	21,8/ 19,9/ 85,3	18,2	6,6
Dezembro	29,2/20,9/ 48,8	22,6/20,9 / 87,1	18,1	8,7

Para uma análise do comportamento operacional do sistema misto II, observa-se a Figura 32, onde se visualizam as informações de forma gráfica.

## Condições operacionais

Mês - Janeiro  
Sistema misto II

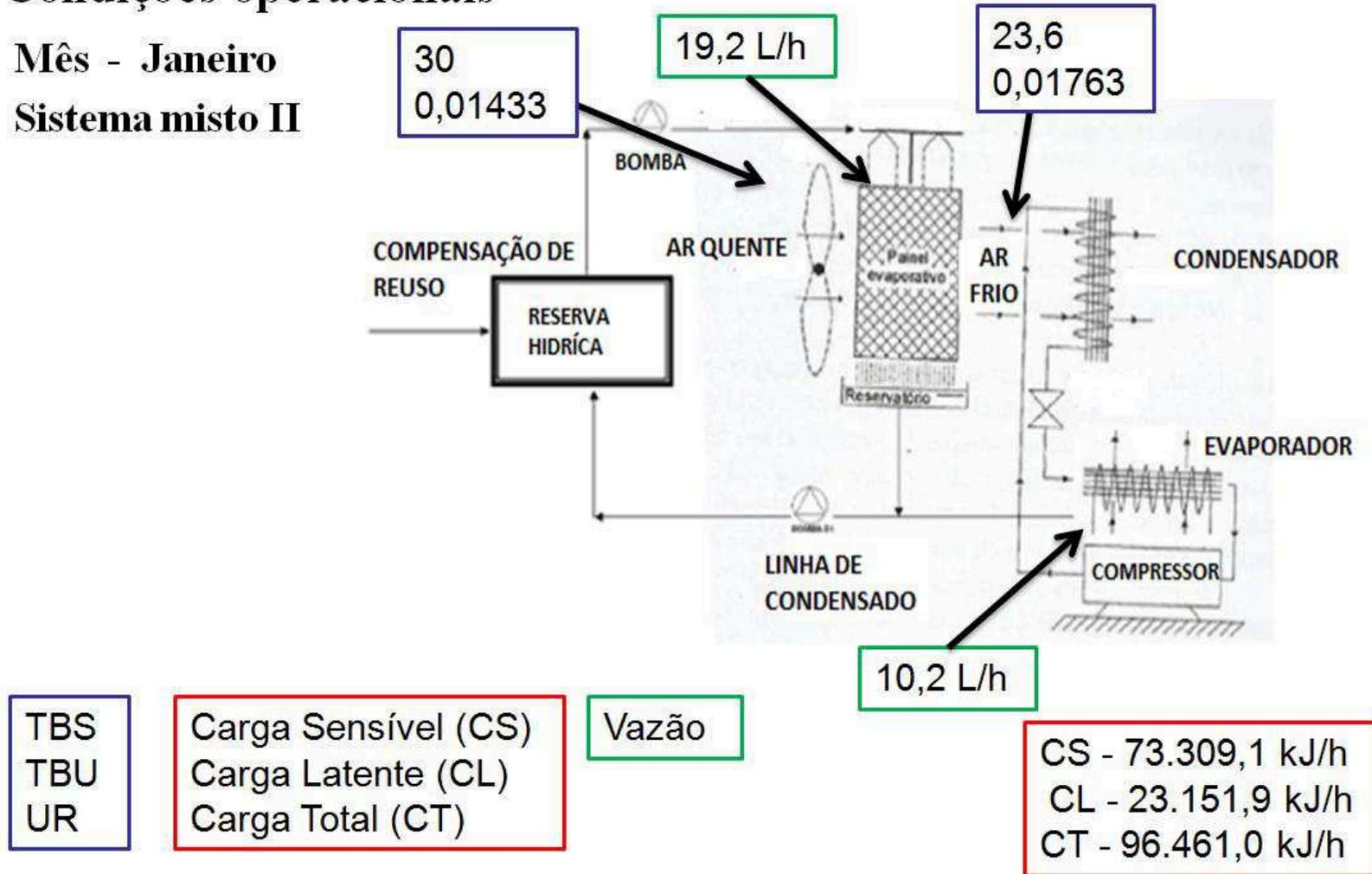


Figura 32 – Comportamento operacional do sistema misto I - Janeiro Fonte (Autor).

## 6.4 Desempenho operacional

Neste capítulo discorre-se sobre o desempenho obtido pelos sistemas para cada data de referência.

### 6.4.1 Temperatura de condensação

Computados os dados da Tabela 18 no *software EES* e aplicando-se a função regressão linear encontra-se a Equação 27, que quantifica a temperatura de condensação (TC) em determinada temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador (TBUEE), temperatura de bulbo seco na entrada do condensador (TEC), carga sensível total ( $CS_{Total}$ ) e carga térmica total ( $C_{Total}$ ):

$$T_c = +16,07043 - 0,039532 TBUEE + 1,04930 TEC - 4,9590210^{-5} CS_{Total} + 2,904610^{-5} C_{Total} \quad (28)$$

Sendo as suas características estatísticas apresentadas na Tabela 41.

Tabela 41 - Valores estatísticos da equação linear

Estatística de regressão	
R múltiplo	0,999636898
R-Quadrado	0,999273929
Erro padrão	0,230936476

Aplicada à Equação 27, aos valores da Tabela 19, tem-se as temperaturas de condensação da Tabela 42.

Tabela 42 - Temperaturas de condensação calculadas. (Continua)

Mês	Convencional (°C)	Misto I (°C)	Misto II (°C)
Janeiro	45,9	46,2	39,2
Fevereiro	45,9	46,2	39,2
Março	45,3	45,6	38,6
Abril	46,8	44,0	37,0
Maio	41,5	41,7	35,2
Junho	40,7	41,0	34,0
Julho	40,5	40,8	32,0
Agosto	42,7	43,1	34,4
Setembro	43,7	44,1	35,3

(Conclusão)

Mês	Convencional (°C)	Misto I (°C)	Misto II (°C)
Outubro	45,3	45,6	37,7
Novembro	44,6	45,0	37,1
Dezembro	44,9	45,2	38,0

#### 6.4.2 Temperatura de evaporação

Utilizando-se do ábaco ilustrado na Figura 25 se tem temperaturas de evaporação, observadas na Tabela 43;

Tabela 43 - Temperaturas de evaporação.

Mês	Convencional (°C)	Misto I (°C)	Misto II (°C)
Janeiro	0,0	-2,3	-3,4
Fevereiro	0,5	-1,9	-2,5
Março	-14,5	-16,2	-16,4
Abril	-4,0	-6,0	-7,5
Maio	-17,7	-18,4	-18,8
Junho	-13,3	-13,8	-5,3
Julho	-13,4	-13,6	-15,7
Agosto	-20,3	-20,5	-22,7
Setembro	-10,2	-10,8	-12,3
Outubro	-12,6	-14,5	-15,7
Novembro	-2,8	-4	-5,2
Dezembro	-1,2	-2,9	-2,4

#### 6.4.3 COP

Utilizando-se do ábaco ilustrado na Figura 26 obtiveram-se os valores de COP, na Tabela 44 e em forma de gráfico de colunas na Figura 33.

Tabela 44 - Valores de COP.

Mês	Convencional (W/W)	Misto I (W/W)	Misto II (W/W)
Janeiro	3,4	3,4	3,6
Fevereiro	2,7	3,0	3,8
Março	1,7	1,7	2,1
Abril	2,6	2,3	3,4
Maio	1,8	1,8	2,3
Junho	2,2	2,3	2,6
Julho	2,2	2,2	2,9
Agosto	1,4	1,5	1,9
Setembro	2,3	2,2	3,0
Outubro	1,9	1,9	2,4
Novembro	2,6	2,9	3,6
Dezembro	2,7	2,9	3,9

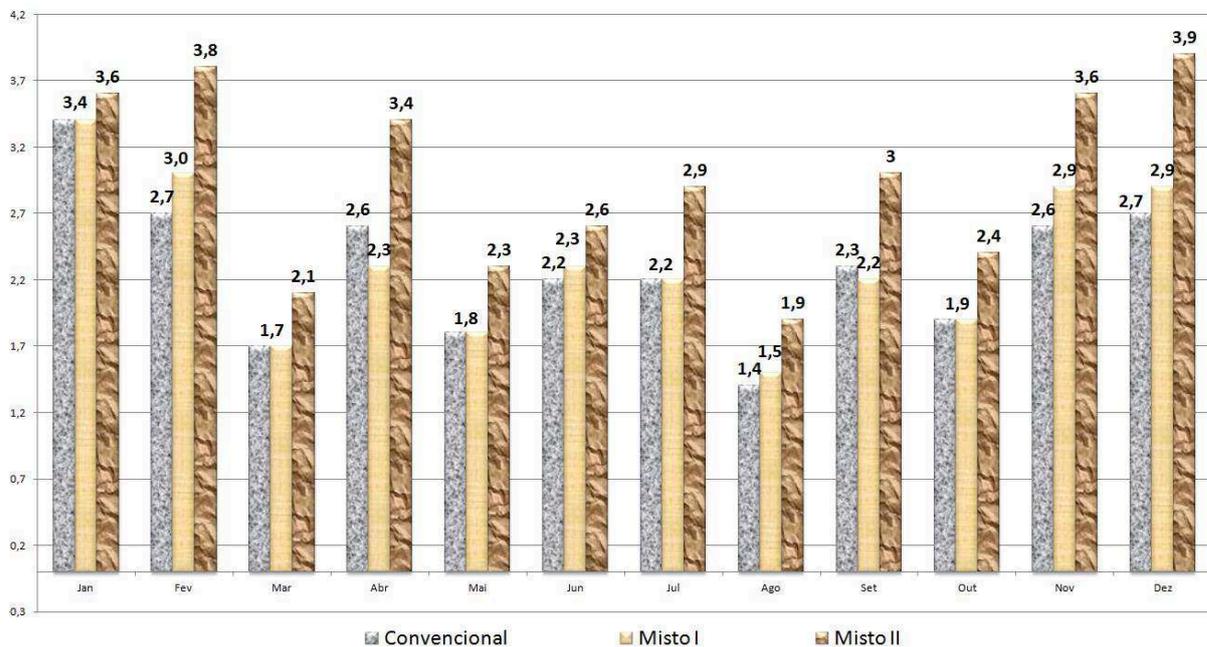


Figura 33 - Gráfico: Valores de COP para os sistemas.

## 6.1 Desempenho financeiro

A partir dos dados da Tabela 20 fixou-se o valor de tarifa elétrica, em R\$ 0,42 por kWh, onde se observa na Tabela 45 os valores de consumo e custo elétrico dos sistemas.

Tabela 45 - Custo elétrico dos sistemas.

Mês	Sistema	Consumo elétrico Fixo (kWh)	Consumo elétrico Compressor (kWh)	Custo Elétrico (R\$)
Jan.	Convencional	1,865	6,2	3,39
	Misto I	2,265	6,3	3,60
	Misto II	2,465	5,4	3,30
Fev.	Convencional	1,865	6,2	3,39
	Misto I	2,265	6,4	3,64
	Misto II	2,465	5,4	3,30
Mar.	Convencional	1,865	6,1	3,35
	Misto I	2,265	6,3	3,60
	Misto II	2,465	5,3	3,26
Abr.	Convencional	1,865	6,4	3,47
	Misto I	2,265	6,0	3,47
	Misto II	2,465	5,2	3,22
Mai.	Convencional	1,865	5,6	3,14
	Misto I	2,265	5,6	3,30
	Misto II	2,465	4,9	3,09
Jun.	Convencional	1,865	5,6	3,14
	Misto I	2,265	5,5	3,26
	Misto II	2,465	4,8	3,05
Jul.	Convencional	1,865	5,5	3,09
	Misto I	2,265	5,5	3,26
	Misto II	2,465	4,5	2,93
Ago.	Convencional	1,865	5,9	3,26
	Misto I	2,265	5,9	3,43
	Misto II	2,465	4,8	3,05
Set.	Convencional	1,865	5,9	3,26
	Misto I	2,265	5,9	3,43
	Misto II	2,465	4,9	3,09
Out.	Convencional	1,865	6,1	3,35
	Misto I	2,265	6,3	3,60
	Misto II	2,465	5,3	3,26
Nov.	Convencional	1,865	6,3	3,43
	Misto I	2,265	6,3	3,60
	Misto II	2,465	5,1	3,18
Dez.	Convencional	1,865	6,4	3,47
	Misto I	2,265	6,2	3,56
	Misto II	2,465	5,2	3,22

Fixada a tarifa hídrica pelos valores da Tabela 21, indica-se em R\$ 7,17 por m<sup>3</sup> ou R\$ 7,17x10<sup>-3</sup> por Litro, obtendo-se os custos hídricos observados a Tabela 46.

Tabela 46 - Custo hídrico dos sistemas. (Continua)

Mês	Sistema	Consumo RED (Litros)	Vazão Cond. (Litros)	Consumo Hídrico (Litros)	Custo Hídrico (R\$)
Jan.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,6	11,5	0,0	ZERO
	Misto II	19,2	10,2	9,0	0,06
Fev.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,6	11,6	0,0	ZERO
	Misto II	19,2	10,3	8,9	0,06
Mar.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,6	7,5	2,1	0,02
	Misto II	19,2	5,9	13,3	0,10
Abr.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,6	8,0	1,6	0,01
	Misto II	19,2	6,2	13,0	0,09
Mai.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,0	6,2	2,8	0,02
	Misto II	18,0	4,4	13,6	0,10
Jun.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,6	5,8	3,8	0,03
	Misto II	19,2	3,3	15,9	0,11
Jul.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	10,8	4,4	6,4	0,05
	Misto II	21,6	1,3	20,3	0,15
Ago.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	12,0	2,2	9,8	0,07
	Misto II	24,0	0,0	24,0	0,17
Set.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	12,0	6,0	6,0	0,04
	Misto II	24,0	2,9	21,1	0,15
Out.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	10,8	8,4	2,4	0,02
	Misto II	21,6	6,2	15,4	0,11
Nov.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	10,8	8,9	1,9	0,01
	Misto II	21,6	6,6	15,0	0,11
Dez.	Convencional	0,0	0,0	0,0	ZERO
	Misto I	9,9	10,2	0,0	ZERO
	Misto II	19,8	8,7	11,1	0,08

Sendo o custo total avaliado na Tabela 47.

Tabela 47 - Custo total dos sistemas.

Mês	Sistema	Custo Elétrico (R\$)	Custo Hídrico (R\$)	Custo Total (R\$)
Jan.	Convencional	3,39	ZERO	3,39
	Misto I	3,60	ZERO	3,60
	Misto II	3,30	0,06	3,37
Fev.	Convencional	3,39	ZERO	3,39
	Misto I	3,64	ZERO	3,64
	Misto II	3,30	0,06	3,37
Mar.	Convencional	3,35	ZERO	3,35
	Misto I	3,60	0,02	3,61
	Misto II	3,26	0,10	3,36
Abr.	Convencional	3,47	ZERO	3,47
	Misto I	3,47	0,01	3,48
	Misto II	3,22	0,09	3,31
Mai.	Convencional	3,14	ZERO	3,14
	Misto I	3,30	0,02	3,32
	Misto II	3,09	0,10	3,19
Jun.	Convencional	3,14	ZERO	3,14
	Misto I	3,26	0,03	3,29
	Misto II	3,05	0,11	3,17
Jul.	Convencional	3,09	ZERO	3,09
	Misto I	3,26	0,05	3,31
	Misto II	2,93	0,15	3,07
Ago.	Convencional	3,26	ZERO	3,26
	Misto I	3,43	0,07	3,50
	Misto II	3,05	0,17	3,22
Set.	Convencional	3,26	ZERO	3,26
	Misto I	3,43	0,04	3,47
	Misto II	3,09	0,15	3,24
Out.	Convencional	3,35	ZERO	3,35
	Misto I	3,60	0,02	3,61
	Misto II	3,26	0,11	3,37
Nov.	Convencional	3,43	ZERO	3,43
	Misto I	3,60	0,01	3,61
	Misto II	3,18	0,11	3,28
Dez.	Convencional	3,47	ZERO	3,47
	Misto I	3,56	ZERO	3,56
	Misto II	3,22	0,08	3,30

Observam-se nas Figuras 34 e 35 os dados de consumo em formato de gráfico de colunas.

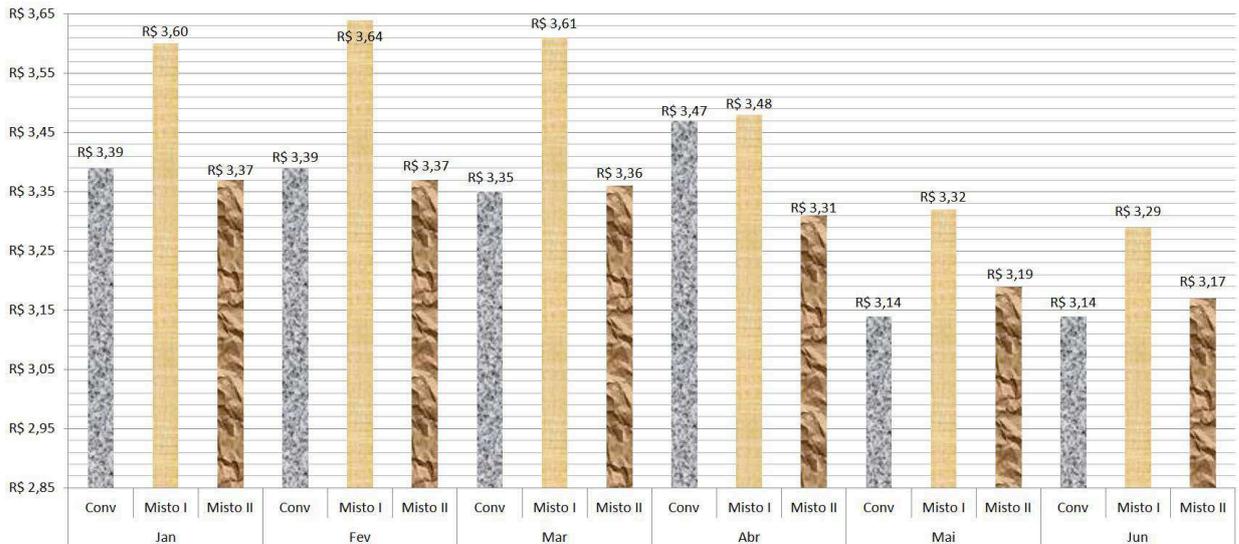


Figura 34 - Gráfico de custo total dos sistemas (Jan. Jun.).

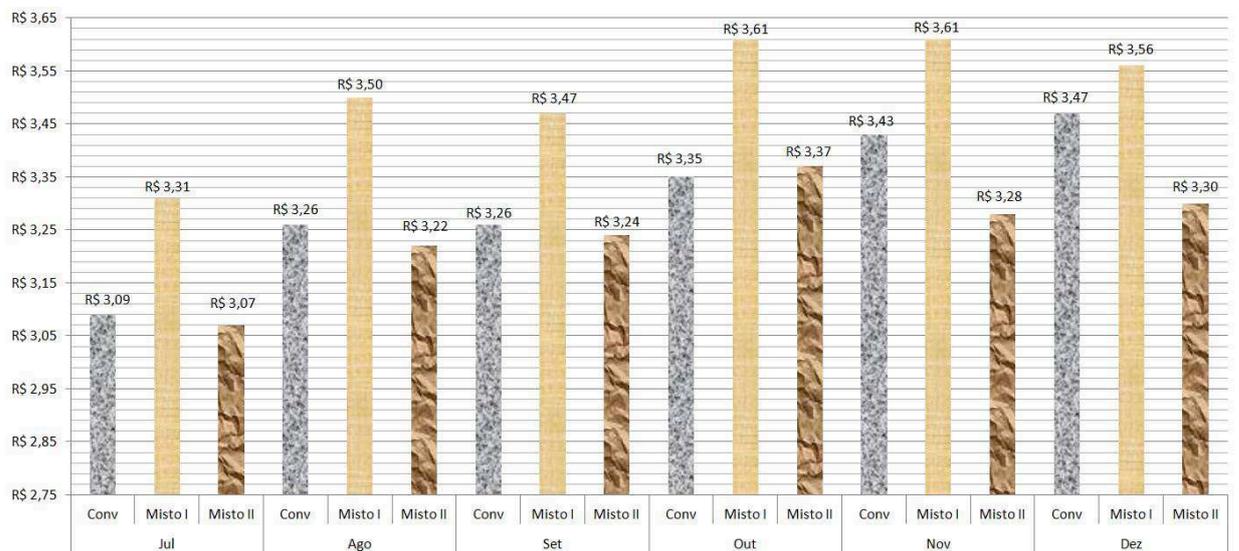


Figura 35 - Gráfico de custo total dos sistemas (Jul. Dez.).

## 6.2 Desempenho operacional

Neste capítulo apresentaremos os resultados modelamentos operacionais.

### 6.2.1 Cenário 01 - Índice de aplicabilidade (IA).

Apresentam-se nas Tabelas 48 a 51 os meses analisados para o cenário de índice de aplicabilidade;

## a) Janeiro

Tabela 48 - Índice de aplicabilidade (IA) - janeiro.

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	IA	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	23,8	20,5	8,0	7,4	17,1	Desligado	7,4	ZERO	ZERO
08 h	25,3	20,8	10,8	8,5	16,3	Desligado	15,9	ZERO	ZERO
09 h	26,8	21,2	13,5	8,4	15,6	Desligado	24,3	ZERO	ZERO
10 h	29,0	22,4	15,8	10,8	15,8	Desligado	35,1	ZERO	ZERO
<b>11 h</b>	<b>30,0</b>	<b>21,6</b>	<b>20,3</b>	<b>10,2</b>	<b>13,1</b>	<b>Desligado</b>	<b>45,3</b>	<b>ZERO</b>	<b>ZERO</b>
12 h	30,8	21,4	22,5	7,6	12,0	Desligado	52,9	ZERO	ZERO
13 h	31,0	21,8	22,1	6,8	12,5	Desligado	59,7	ZERO	ZERO
14 h	32,0	20,4	27,9	4,4	8,7	Ligado	36,2	ZERO	ZERO
15 h	33,1	17,9	36,4	0,3	2,7	Ligado	0,1	ZERO	ZERO
16 h	27,0	18,0	21,6	3,9	9,0	Ligado	ZERO	17,7	0,127
17 h	24,7	19,2	13,3	7,5	13,6	Desligado	7,5	ZERO	ZERO
18 h	22,4	20,4	4,8	11,5	18,4	Desligado	19,0	ZERO	ZERO
19 h	22,1	20,1	4,8	10,1	18,1	Desligado	29,1	ZERO	ZERO
20 h	21,7	19,7	4,8	9,5	17,7	Desligado	38,6	ZERO	ZERO
21 h	21,4	19,4	4,7	7,1	17,4	Desligado	45,7	ZERO	ZERO
22 h	21,2	19,2	4,7	6,5	17,3	Desligado	52,2	ZERO	ZERO

## b) Abril

Tabela 49 - Índice de aplicabilidade (IA) - abril.

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	IA	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	21,1	19,6	3,5	8,70	18,2	Desligado	8,7	ZERO	ZERO
08 h	22,0	19,9	5,1	8,20	17,7	Desligado	16,9	ZERO	ZERO
09 h	23,0	20,1	6,8	8,10	17,3	Desligado	25,0	ZERO	ZERO
10 h	24,0	20,2	9,1	8,00	16,4	Desligado	33,0	ZERO	ZERO
11 h	25,0	20,1	11,8	7,80	15,1	Desligado	40,8	ZERO	ZERO
12 h	26,6	20,2	15,4	6,70	13,7	Desligado	47,5	ZERO	ZERO
13 h	27,0	20,0	16,8	3,80	13,0	Desligado	51,3	ZERO	ZERO
<b>14 h</b>	<b>28,0</b>	<b>20,3</b>	<b>18,5</b>	<b>6,20</b>	<b>12,6</b>	<b>Desligado</b>	<b>57,5</b>	<b>ZERO</b>	<b>ZERO</b>
15 h	29,0	18,3	25,6	2,40	7,7	Ligado	34,3	ZERO	ZERO
16 h	28,0	19,2	21,2	4,50	10,3	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO
17 h	26,9	18,8	19,3	4,60	10,8	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO
18 h	25,8	19,1	16,0	5,30	12,5	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO
19 h	24,4	19,4	12,0	6,30	14,4	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO
20 h	23,0	19,6	8,2	8,80	16,2	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO
21 h	21,6	19,7	4,4	8,80	17,9	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO
22 h	21,0	19,5	3,5	8,60	18,1	Desligado	ZERO	ZERO	ZERO

c) Julho

Tabela 50 - Índice de aplicabilidade (IA) - julho.

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	IA	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	15,0	13,8	3,0	2,0	12,5	Desligado	2,0	ZERO	ZERO
08 h	16,0	13,5	6,0	0,2	11,0	Desligado	2,2	ZERO	ZERO
09 h	18,0	14,4	8,7	1,2	10,8	Desligado	3,4	ZERO	ZERO
10 h	20,0	15,4	11,1	2,1	10,7	Desligado	5,5	ZERO	ZERO
11 h	22,0	16,2	13,8	2,8	10,5	Desligado	8,3	ZERO	ZERO
12 h	23,5	16,4	17,0	2,3	9,3	Ligado	ZERO	6,4	0,046
13 h	25,0	16,6	20,1	0,0	8,2	Ligado	ZERO	20,1	0,144
<b>14 h</b>	<b>25,0</b>	<b>16,1</b>	<b>21,4</b>	<b>1,3</b>	<b>7,2</b>	<b>Ligado</b>	<b>ZERO</b>	<b>20,1</b>	<b>0,144</b>
15 h	26,0	16,5	22,8	0,8	7,0	Ligado	ZERO	22,0	0,158
16 h	25,0	16,1	21,4	1,3	7,2	Ligado	ZERO	20,1	0,144
17 h	24,0	16,3	18,4	1,6	8,7	Ligado	ZERO	16,8	0,120
18 h	23,0	16,5	15,6	2,3	10,0	Ligado	ZERO	13,3	0,096
19 h	22,0	16,2	13,8	2,3	10,5	Desligado	2,3	ZERO	ZERO
20 h	22,0	16,2	13,8	2,2	10,5	Desligado	4,5	ZERO	ZERO
21 h	22,0	16,7	12,7	3,3	11,4	Desligado	7,8	ZERO	ZERO
22 h	20,0	16,0	9,5	2,3	12,1	Desligado	10,1	ZERO	ZERO

d) Novembro

Tabela 51 - Índice de aplicabilidade (IA) - novembro.

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	IA	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	15,0	13,8	3,0	5,0	14,2	Desligado	5,3	ZERO	ZERO
08 h	16,0	13,5	6,0	5,0	14,2	Desligado	10,6	ZERO	ZERO
09 h	18,0	14,4	8,7	11,0	17,0	Desligado	21,3	ZERO	ZERO
10 h	20,0	15,4	11,1	10,0	16,4	Desligado	31,4	ZERO	ZERO
11 h	22,0	16,2	13,8	3,0	9,7	Ligado	14,1	ZERO	ZERO
12 h	23,5	16,4	17,0	2,3	6,7	Ligado	ZERO	10,1	0,11
13 h	25,0	16,6	20,1	0,0	3,7	Ligado	ZERO	31,6	0,22
14 h	25,0	16,1	21,4	2,0	5,5	Ligado	ZERO	27,6	0,2/3
<b>15 h</b>	<b>26,0</b>	<b>16,5</b>	<b>22,8</b>	<b>6,6</b>	<b>10,1</b>	<b>Desligado</b>	<b>6,6</b>	<b>ZERO</b>	<b>ZERO</b>
16 h	25,0	16,1	21,4	5,0	9,2	Ligado	ZERO	11,2	0,12
17 h	24,0	16,3	18,4	1,0	7,4	Ligado	ZERO	22,1	0,23
18 h	23,0	16,5	15,6	1,9	8,4	Ligado	ZERO	19,2	0,12
19 h	22,0	16,2	13,8	3,0	9,6	Ligado	ZERO	14,7	0,15
20 h	22,0	16,2	13,8	3,0	9,6	Ligado	ZERO	14,8	0,14
21 h	22,0	16,7	12,7	0,8	9,9	Ligado	ZERO	14,9	0,16
22 h	20,0	16,0	9,5	2,0	11,2	Desligado	2,3	ZERO	ZERO

### 6.2.2 Cenário 02 - Programação horária (PH).

Apresentam-se nas Tabelas 52 a 55 os meses analisados para o cenário de programação horária.

a) Janeiro

Tabela 52 - Programação horária – janeiro.

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	23,8	20,5	8,0	7,4	Desligado	7,4	ZERO	ZERO
08 h	25,3	20,8	10,8	8,5	Desligado	15,9	ZERO	ZERO
09 h	26,8	21,2	13,5	8,4	Desligado	24,3	ZERO	ZERO
10 h	29,0	22,4	15,8	10,8	Desligado	35,1	ZERO	ZERO
<b>11 h</b>	<b>30,0</b>	<b>21,6</b>	<b>20,3</b>	<b>10,2</b>	<b>Desligado</b>	<b>45,3</b>	<b>ZERO</b>	<b>ZERO</b>
12 h	30,8	21,4	22,5	7,6	Desligado	52,9	ZERO	ZERO
13 h	31,0	21,8	22,1	6,8	Ligado	37,6	ZERO	ZERO
14 h	32,0	20,4	27,9	4,4	Ligado	14,1	ZERO	ZERO
15 h	33,1	17,9	36,4	0,3	Ligado	ZERO	22,1	0,158
16 h	27,0	18,0	21,6	3,9	Ligado	ZERO	39,8	0,286
17 h	24,7	19,2	13,3	7,5	Ligado	ZERO	45,6	0,327
18 h	22,4	20,4	4,8	11,5	Ligado	ZERO	38,9	0,279
19 h	22,1	20,1	4,8	10,1	Ligado	ZERO	33,6	0,241
20 h	21,7	19,7	4,8	9,5	Ligado	ZERO	28,9	0,207
21 h	21,4	19,4	4,7	7,1	Ligado	ZERO	26,5	0,190
22 h	21,2	19,2	4,7	6,5	Ligado	ZERO	24,7	0,177

b) Abril

Tabela 53 - Programação horária – abril. (Continua)

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	21,1	19,6	3,5	8,70	Desligado	8,7	ZERO	ZERO
08 h	22,0	19,9	5,1	8,20	Desligado	16,9	ZERO	ZERO
09 h	23,0	20,1	6,8	8,10	Desligado	25,0	ZERO	ZERO
10 h	24,0	20,2	9,1	8,00	Desligado	33,0	ZERO	ZERO
11 h	25,0	20,1	11,8	7,80	Desligado	40,8	ZERO	ZERO
12 h	26,6	20,2	15,4	6,70	Desligado	32,1	ZERO	ZERO
13 h	27,0	20,0	16,8	3,80	Ligado	19,1	ZERO	ZERO
<b>14 h</b>	<b>28,0</b>	<b>20,3</b>	<b>18,5</b>	<b>6,20</b>	<b>Ligado</b>	<b>6,8</b>	<b>ZERO</b>	<b>ZERO</b>
15 h	29,0	18,3	25,6	2,40	Ligado	ZERO	16,40	0,118
16 h	28,0	19,2	21,2	4,50	Ligado	ZERO	33,10	0,237
17 h	26,9	18,8	19,3	4,60	Ligado	ZERO	47,84	0,343

(Conclusão).

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
18 h	25,8	19,1	16,0	5,30	Ligado	ZERO	58,50	0,419
19 h	24,4	19,4	12,0	6,30	Ligado	ZERO	64,23	0,461
20 h	23,0	19,6	8,2	8,80	Ligado	ZERO	63,61	0,456
21 h	21,6	19,7	4,4	8,80	Ligado	ZERO	59,26	0,425
22 h	21,0	19,5	3,5	8,60	Ligado	ZERO	54,13	0,388

c) Julho

Tabela 54 - Programação horária – julho.

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	15,0	13,8	3,0	2,0	Desligado	2,0	ZERO	ZERO
08 h	16,0	13,5	6,0	0,2	Desligado	2,2	ZERO	ZERO
09 h	18,0	14,4	8,7	1,2	Desligado	3,4	ZERO	ZERO
10 h	20,0	15,4	11,1	2,1	Desligado	5,5	ZERO	ZERO
11 h	22,0	16,2	13,8	2,8	Desligado	8,3	ZERO	ZERO
12 h	23,5	16,4	17,0	2,3	Desligado	10,6	ZERO	ZERO
13 h	25,0	16,6	20,1	0,0	Ligado	ZERO	9,5	0,068
<b>14 h</b>	<b>25,0</b>	<b>16,1</b>	<b>21,4</b>	<b>1,3</b>	<b>Ligado</b>	<b>ZERO</b>	<b>20,1</b>	<b>0,144</b>
15 h	26,0	16,5	22,8	0,8	Ligado	ZERO	22,0	0,158
16 h	25,0	16,1	21,4	1,3	Ligado	ZERO	20,1	0,144
17 h	24,0	16,3	18,4	1,6	Ligado	ZERO	16,8	0,120
18 h	23,0	16,5	15,6	2,3	Ligado	ZERO	13,3	0,096
19 h	22,0	16,2	13,8	2,3	Ligado	ZERO	11,5	0,082
20 h	22,0	16,2	13,8	2,2	Ligado	ZERO	11,6	0,083
21 h	22,0	16,7	12,7	3,3	Ligado	ZERO	9,4	0,068
22 h	20,0	16,0	9,5	2,3	Ligado	ZERO	7,2	0,051

d) Novembro

Tabela 55 - Programação horária – novembro. (Continua)

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	RED (Lig./Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
07 h	21,0	17,6	8,1	5,0	Desligado	5,0	ZERO	ZERO
08 h	21,0	17,6	8,1	5,0	Desligado	11,0	ZERO	ZERO
09 h	24,0	20,5	8,4	11,0	Desligado	21,0	ZERO	ZERO
10 h	25,0	20,7	10,4	10,0	Desligado	31,0	ZERO	ZERO
11 h	27,0	18,4	20,7	3,0	Desligado	35,0	ZERO	ZERO
12 h	28,8	17,8	26,5	2,3	Desligado	37,0	ZERO	ZERO

(Conclusão)

Hora	TBS (°C)	TBU (°C)	Consumo RED (L/H)	Volume de Condensado (L/H)	RED (Lig. /Desl.)	Volume Armazenado (L/H)	Volume Consumido (L/H)	Custo Hídrico (R\$)
13 h	30,0	16,8	31,6	0,0	Ligado	5,5	ZERO	ZERO
14 h	30,0	17,8	29,4	2,0	Ligado	ZERO	22	0,158
<b>15 h</b>	<b>29,0</b>	<b>19,6</b>	<b>22,6</b>	<b>6,6</b>	<b>Ligado</b>	<b>ZERO</b>	<b>16,0</b>	<b>0,115</b>
16 h	28,0	18,6	22,6	5,0	Ligado	ZERO	17,8	0,128
17 h	27,0	17,2	23,5	1,0,	Ligado	ZERO	22,1	0,158
18 h	26,0	17,2	21,1	1,9	Ligado	ZERO	19,2	0,138
19 h	24,0	16,8	17,3	3,0	Ligado	ZERO	14,7	0,105
20 h	24,0	16,8	17,3	3,0	Ligado	ZERO	14,8	0,106
21 h	23,0	16,5	15,7	0,8	Ligado	ZERO	14,9	0,107
22 h	23,0	17,1	14,2	02	Ligado	ZERO	11,9	0,085

### 6.2.3 Somatória de gastos hídricos.

Observando-se as tabelas operacionais, tem-se a somatória dos gastos hídricos na Tabela 56.

Tabela 56 - Custo hídrico por operacionalidade.

Custo hídrico operacional (R\$)				
Operacionalidade	Jan.	Abr.	Jul.	Nov.
Índice de Aplicabilidade	0,127	ZERO	ZERO	1,2
Função Horária	1,865	2,847	1,014	1,1

## 7 CONCLUSÃO

Diante dos estudos aqui expostos, pode-se concluir que as simulações computacionais são ferramentas poderosas para o desenvolvimento e pesquisa de novas tecnologias, visto que este projeto se utilizou apenas de recursos virtuais para ser realizado.

Sobre as simulações realizadas e os resultados obtidos observou-se;

- Para o sistema misto I
  - Não há melhora consistente da eficiência termodinâmica ao longo do período analisado.
    - Os melhores resultados são obtidos nos meses mais quentes de ano, onde as cargas sensíveis são predominantes, porem há baixa eficiência em meses tidos como frios e úmidos.
  - Observou-se queda das cargas sensíveis, mas em contra partida, um aumento significativo das cargas latentes.
  - Não há diminuição dos custos, pois observou um aumento de potência consumida do compressor, pela inserção de cargas latentes anteriormente ausentes.
- Para o sistema misto II;
  - Observou-se uma melhora significativa do desempenho termodinâmico nota-se aumento em todos os casos estudados, o que comprova a revisão bibliográfica realizada para este projeto.

Quanto a análise das simulações operacionais conclui-se que;

- O volume de condensado produzido é pequeno frente ao consumo do RED o que fica em ambos os modelos estudados, pois se vê o volume de condensado armazenado em 06 horas rapidamente consumido pela RED em duas ou três horas de utilização.
- O modelo operacional de índice de aplicabilidade mostra-se a melhor opção, pois se caracteriza pela eficiência e pelo baixo custo, apresentado pela Tabela 56. Este propõe a utilização do RED apenas em sua eficiência máxima somando-se ao fato do consumo da reserva de condensado o que em termos financeiros caracteriza o menor custo operacional possível somado a maior eficiência do equipamento.

## 7.1 Trabalhos futuros

No que tange as simulações é necessário um aprofundamento dos recursos disponíveis pelos *softwares*, visto que para realização deste trabalho os resultados obtidos foram reinseridos em outros simuladores, perdendo neste processo valores relevantes, devido às mudanças de unidades de medidas e casas decimais.

A utilização de ábacos também deve ser revista, visto a imprecisão das medições através destes. Quanto à viabilidade prática do projeto outros pontos ainda precisam ser estudados; a utilização de outras fontes renováveis como a possibilidade de alimentação por painéis solares e a captação de água pluvial merecem destaque.

Em relação aos aspectos financeiros outros fatores devem ser observados, como o custo de um tratamento químico adequado na água de condensado, para assim, evitar o efeito de incrustações no painel evaporativo e serpentina do condensador, caso que se ocorresse, teria o efeito inverso ao propósito do projeto, diminuindo a eficiência e a vida útil do equipamento.

## 8 REFERÊNCIAS

ABNT. Associação brasileira de normas técnicas. **Desempenho térmico de edificações Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações.** Projeto 02:135.07-001/2 (2003).

ANEEL; **Tarifas Aplicadas a clientes em Baixa tensão (Grupo B).** Disponível em: [www.aneel.com/tarifacao](http://www.aneel.com/tarifacao). Acesso em 12 de setembro 2017.

ANGELOTTI, H., SCHMIDT, A., Dietrich; **Energy Analysis of Renewable Energy-Based climatisation systems of buildings. Energy and Buildings.** Disponível em: [www.elsevier.com/locate/enbuild](http://www.elsevier.com/locate/enbuild). Acesso em 10 de maio 2017.

ARSESP, **Tarifas de água e esgoto Nota Técnica NT/F/007/2014**, Agência Reguladora de Saneamento e energia do Estado de São Paulo, São Paulo, 2014.

ASHRAE – **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.** ASHRAE Handbook Applications, SI Edition, chap. 47, 1995.

ASHRAE, Research Project 1275, **“Evaluation and Assessment of Fault Detection And Diagnostic Methods for Centrifugal Chillers- Phase II, - Systems and Applications”**, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, 1999.

ASHRAE. Handbook Applications. In: **ASHRAE Standard (55)**. Atlanta, GA, 2009.

ASHRAE – **American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.** (SAO PAULO (AEROPORTO), BRAZIL (WMO: 837800), 2013.

BASENGE TERMODINÂMICA. Artigos técnicos, **critério de utilização da climatização por resfriamento evaporativo.** [basenge.com.br](http://basenge.com.br), Acesso em 07/05/2017.

CAMARGO, J.R., **Análise de métodos para avaliar a viabilidade técnica de sistemas de resfriamento evaporativo aplicados ao condicionamento de ar para conforto**, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Taubaté, Dissertação de Mestrado, Taubaté, SP, 2000, 106 p.

CAMARGO, J.R., CARDOSO, S., EBINUMA, C.D., **A Mathematical Model for Direct e Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning System**, Proceedings of the 9<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences, Caxambu-MG Brazil, ENCIT, 2002.

CAMARGO, J.R., EBINUMA, C.D., JUNIOR, SLIVEIRA, J.L., **Experimental Performance of a Direct Evaporative Cooler Operating During Summer in a Brazilian City**, International Journal of Refrigeration 28, 2005.

CAMARGO, J.R., **Sistemas de Resfriamento Evaporativo e Evaporativo-Adsorptivo aplicados ao Condicionamento de Ar**, Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica, UNESP, Guaratinguetá, 2009.

CAROSI, G.A. B.; **Resfriamento Evaporativo: Estudo do Potencial de sua Aplicação no Brasil**, dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica de Uberlândia, Uberlândia, 2006, p. 34-42. DAIKIN. Air Conditioning and Refrigeration Equipment, [S.I., s.n.]: Bélgica, p. 39- 40.

CREDER, H, **Instalações de ar condicionado**, 6ª Edição, 2004, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A RJ. pp. 13–95, 2004

FARUQUI, A., Hung-po, C., Niemeyer, V., Platt, J., Stahlkopf, K., “**Analyzing California’s Power Crisis**”, Energy Journal, Vol. 22, pp. 29–52, 2001.

FERREIRA, F.S., DOMINGUES, F.S., MAFRA, H.T., **Análise do desempenho de um sistema resfriamento evaporativo e sua utilização integrada a sistemas de resfriamento convencional**, dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Brasília, FACBRA, 2006.

FERRONATO, J.L.H., **Estudo de alternativas para a fachada de um prédio visando conforto e economia de energia**, dissertação (Graduação em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, UFRGS, 2011.

FROTA, A.B, SCHIFFER, S.R., **Manual de conforto térmico**, 8ª Edição, 2003, São Paulo.

GOMES, **Validação da modelação de um edifício de habitação com programa energy por comparação com medições "In Situ"**. (Mestrado em Engenharia Civil), Faculdade de Engenharia do Porto, FEUP, Cidade do Porto, Porto, Lisboa 2010.

IEA,. International Energy Agency – IEA. **Monthly Electricity Statistics** [acesso 10 maio 2017]. Disponível em <http://www.iea.org/stats/surveys/mes.pdf>

MARTINELLI, Luiz Carlos Martinelli. **Refrigeração e Ar-Condicionado**. Departamento de Engenharia Mecânica. Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul. Parambí – RS. 2003

KHARSEH, M., **Global Warming’s Impact on the Performance of GSHP**”, Renewable Energy, Vol. 36, pp. 1485-1491, 2011.

MARTINELLI, C. Luiz., **Refrigeração e Ar-condicionado - Parte IV Psicrométrica**, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul (UniJul). 2001, Rio Grande do Sul.

MOUREH, M., DERENS, E, **Numerical modelling of the temperature increase in frozen food packaged in pallets in the distribution chain**, Vol. 24, pp. 354, 2000.

NBR-6410-1, **Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários**. Norma brasileira 2008.

OMER, A., M., **“Energy, Environment and Sustainable Development”**, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 12, pp. 2265–2300, 2008.

PIMENTA, J.M.D., CASTRO, W.P., **Analysis of different Applications of Evaporative Cooling Systems**, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM, 2003. São Paulo, Brazil, 2003.

REIS, E. **Estatística multivariada aplicada**. Lisboa, 1997.

SANTOS, ERIC F., **Sistema híbrido de resfriamento evaporativo e compressão a vapor para condicionamento do ar em veículos**, dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Taubaté – UNITAU, Taubaté, São Paulo, 2011.

SILVA, HEITOR. C., KINSEL, LUCIANE, S., **Região climática de Porto Alegre – revisão para um desenho inteligente e uma arquitetura adequada**. (Artigo Científico), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, UFRGS, Porto Alegre, 2006.

SILVA, **Aplicação do programa energyPlus como ferramenta do projecto de comportamento térmico de edifícios de habitação**. (Mestrado em Engenharia Civil), Faculdade de Engenharia do Porto, FEUP, Cidade do Porto, Porto, Lisboa 2010.

SILVA, **Estudo da eficiência energética de uma condicionador de ar por compressão de vapor integrado a um sistema de resfriamento evaporativo direto por aspersão**. (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade de Taubaté, UNITAU, Taubaté, São Paulo, 2012.

SILVA, A.C.S.B., **Simulação de Resfriamento Evaporativo por Microaspersão D'água**, dissertação (Doutorado em Engenharia Civil), Universidade Federal de Santa Catarina Engenharia Mecânica, UFSC, Florianópolis, Santa Catarina, 2004.

STOCKER, W.F., JABARDO, J.M. S., **Refrigeração Industrial**, 2ª Edição, 2002, São Paulo.

STYLIANOU M., NIKANPOUR D., 1996, **Performance Monitoring, Fault Detection and Diagnosis of Reciprocating Chillers**, ASHRAE Transactions, Vol.102, P.615- 627.

URENÃ, GERALDO A.B., **Condicionamento de Ar por Resfriamento Evaporativo**, dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) Instituto Tecnológico da Aeronáutica ITA, São José dos Campos, 2008.

USDOE, U.S. Department of Energy., **EnergyPlus** [acesso 06 junho 2017]. Disponível em <https://www.energy.gov/eere/buildings/downloads/energyplus-0>

WANG, Shan K; LAVAN; **Zalman –Air Conditional and Refrigeration** – Mechanical Engineering Handbook, 1st Edition, CRC Press LLC, 2000, p.9.16 – 9.33 – 9.43 – 9.44.

WANG, Shan K., **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**, MacGraw-Hill, 2<sup>nd</sup> Edition, New York, 2001, p.25.3-25.13, 27.1-27.12.

WATT, JOHN R., **Evaporative Air Conditioning Handbook**, The industrial Press, New York, 300p, 1963.

WATT, JOHN R., **Evaporative Air Conditioning Handbook**, 3rd Edition, The Fairmont Press, Phoenix, Arizona, 1997.

## Apêndice 01

Detalhes técnicos dos equipamentos selecionados.

### Fórmulas

- Capacidade sensível corrigida (C.S.C)

$$C.S.C = C.S + [0,29 \times V \times (1 - B.F) \times (T.B.S.E - 26,71)] \quad [\text{kcal/h}]$$

Onde *B.F* = Fator de By-Pass

- Temperatura de Bulbo Seco na Saída da Serpentina

$$T.B.S.S = T.B.S.E - [C.S / (0,29 \times V)]$$

Diferencial de Temperatura (D.T)

$$D.T = T.S.C - T.A.C$$

Onde *T.S.C* = Temperatura Saturada de Condensação

### Unidades com Refrigerante R-407C

40BZ 06 / 40BX 06		VAZÃO DE AR NO EVAPORADOR (m³/h) - FATOR BY-PASS											
Temperatura de Entrada do Ar de Condensação [°C]		2720 - 0,12				3400 - 0,14				4250 - 0,16			
		Temperatura de Bulbo Umido no Evaporador [°C]											
		16	18	20	22	16	18	20	22	16	18	20	22
25	C,T	14487	15486	16585	17684	15086	16086	17185	18284	15986	16585	17684	18883
	C,S	13526	12113	10599	9044	14939	13324	11608	9761	16150	14939	12819	10700
	C,T,R	18152	19171	20194	21316	18763	19783	20905	21928	19681	20392	21415	22539
	T,S,C	41,0	41,6	42,4	43,1	41,4	42,0	42,8	43,5	41,9	42,4	43,2	44,0
30	C,T	14087	15450	16480	17613	15141	16068	17098	18231	15965	16583	17613	18746
	C,S	13324	11911	10397	8812	14636	13122	11305	9529	15646	14636	12618	10397
	C,T,R	18041	18959	19978	21001	18653	19570	20491	21613	19567	20080	21100	22123
	T,S,C	46,3	46,9	47,6	48,2	46,7	47,3	48,0	48,6	47,3	47,7	48,3	49,0
35	C,T	13588	14487	15486	16485	14187	14987	15986	16985	15086	15486	16485	17484
	C,S	13021	11608	10094	8590	14333	12920	11103	9286	15242	14333	12315	10195
	C,T,R	17828	18746	19666	20686	18440	19256	20275	21295	19357	19765	20785	21805
	T,S,C	51,6	52,2	52,8	53,6	52,1	52,5	53,2	54,0	52,7	52,9	53,6	54,3
40	C,T	13088	13987	14887	15886	13688	14387	15386	16385	14587	14887	15786	16785
	C,S	12718	11406	9892	8357	13829	12618	10902	9064	14737	14031	12113	9932
	C,T,R	17615	18533	19451	20470	18326	19040	19960	20980	19244	19550	20467	21487
	T,S,C	56,7	57,4	58,1	58,7	57,3	57,8	58,5	59,1	58,0	58,1	58,8	59,4
45	C,T	12489	13288	14287	15286	13188	13788	14687	15686	13987	14287	15086	16086
	C,S	12416	11103	9650	8126	13324	12315	10599	8833	14132	13728	11810	9690
	C,T,R	17399	18215	19235	20155	18113	18725	19742	20662	19028	19334	20149	21070
	T,S,C	62,0	62,6	63,3	63,9	62,5	62,9	63,6	64,4	63,0	63,3	63,9	64,6

40BZ 08 / 40BX 08		VAZÃO DE AR NO EVAPORADOR (m³/h) - FATOR BY-PASS											
Temperatura de Entrada do Ar de Condensação [°C]		4080 - 0,12				5100 - 0,14				6375 - 0,16			
		Temperatura de Bulbo Úmido no Evaporador [°C]											
		16	18	20	22	16	18	20	22	16	18	20	22
25	C,T	20176	21609	23043	24586	21058	22491	24035	25578	22491	23373	25027	26681
	C,S	18488	16595	14591	12474	20382	18600	16150	13588	22721	20828	18155	15036
	C,T,R	24888	26350	27913	29388	25888	27450	28925	30500	27450	28350	30038	31625
	T,S,C	39,1	39,6	40,2	40,8	39,4	39,9	40,6	41,2	39,9	40,3	41,1	41,6
30	C,T	19515	20948	22381	23925	20507	21830	23263	24917	21940	22712	24145	25799
	C,S	18155	16373	14256	12251	20159	18377	15815	13365	22164	20605	17932	14813
	C,T,R	24613	26175	27538	29113	25725	27075	28537	30125	27288	28075	29538	31125
	T,S,C	44,3	44,8	45,4	46,0	44,7	45,3	45,8	46,3	45,4	45,6	46,1	46,7
35	C,T	18963	20397	21720	23153	19956	21168	22602	24035	21389	21940	23484	24917
	C,S	17820	16150	14033	11918	19825	18043	15593	13031	21607	20159	17709	14479
	C,T,R	24450	25913	27363	28725	25462	26800	28263	29725	27125	27688	29263	30725
	T,S,C	49,7	50,2	50,7	51,2	50,1	50,5	51,0	51,6	50,7	50,8	51,5	52,0
40	C,T	18302	19735	21058	22381	19404	20397	21830	23263	20838	21168	22602	24035
	C,S	17486	15927	13811	11695	19491	17709	15370	12809	21050	19937	17375	14256
	C,T,R	24175	25738	27087	28437	25400	26513	27875	29438	26963	27300	28863	30225
	T,S,C	54,7	55,5	56,1	56,5	55,3	55,8	56,3	56,9	56,0	56,1	56,6	57,1
45	C,T	17751	19074	20286	21609	18963	19625	20948	22381	20176	20397	21720	23153
	C,S	17264	15704	13477	11360	19157	17375	15036	12474	20382	19491	17041	14033
	C,T,R	24013	25463	26700	28150	25450	26125	27475	28937	26788	27013	28363	29825
	T,S,C	59,9	60,5	61,0	61,5	60,5	60,8	61,3	61,8	61,0	61,1	61,6	62,3

40BZ 12 / 40BX 12		VAZÃO DE AR NO EVAPORADOR (m³/h) - FATOR BY-PASS											
Temperatura de Entrada do Ar de Condensação [°C]		5440 - 0,12				6800 - 0,14				8500 - 0,16			
		Temperatura de Bulbo Úmido no Evaporador [°C]											
		16	18	20	22	16	18	20	22	16	18	20	22
25	C,T	29022	31156	33077	35211	30303	32223	34357	36705	31583	33504	35638	37772
	C,S	26519	23716	20741	17744	29106	26088	22638	19102	31909	28890	24794	20762
	C,T,R	35957	38135	40095	42273	37264	39422	41402	43798	38768	40531	42709	45085
	T,S,C	40,3	41,0	41,6	42,2	40,7	41,4	42,0	42,7	41,2	41,7	42,5	43,2
30	C,T	28169	30089	32223	34357	29449	31156	33290	35424	30943	32223	34357	36705
	C,S	26088	23285	20331	17356	28675	25656	22207	18714	31262	28459	24363	20353
	C,T,R	35680	37640	39620	41798	36986	38927	40907	43085	38709	40016	41996	44194
	T,S,C	45,7	46,3	46,9	47,6	46,1	46,6	47,3	48,0	46,6	46,9	47,7	48,3
35	C,T	27102	29236	31156	33077	28382	30303	32223	34357	30089	31156	33290	35424
	C,S	25441	22854	19878	16903	28028	25225	21776	18240	30400	27812	23932	19921
	C,T,R	35185	37165	39125	41283	36491	38452	40412	42392	38432	39323	41501	43679
	T,S,C	50,8	51,7	52,2	52,8	51,3	52,0	52,6	53,2	52,0	52,3	52,9	53,7
40	C,T	26035	27955	30089	32010	27315	29022	30943	33077	29022	29876	32010	33931
	C,S	24794	22422	19447	16429	27381	24794	21280	17787	29322	27381	23500	19426
	C,T,R	34690	36650	38828	40590	35996	37937	39897	41877	37937	38808	40788	42946
	T,S,C	56,0	56,8	57,5	58,1	56,5	57,3	57,9	58,5	57,3	57,5	58,2	58,8
45	C,T	25181	26888	28809	30730	26462	27742	29663	31797	27955	28596	30516	32650
	C,S	24363	21776	18951	15998	26734	24147	20784	17291	28244	26734	23069	18930
	C,T,R	34412	36155	38115	40273	35917	37224	39184	41362	37640	38293	40253	42233
	T,S,C	61,2	62,0	62,6	63,4	61,7	62,4	63,0	63,7	62,4	62,6	63,3	64,1

C.T - Capacidade Total (kcal/h)

C.S - Capacidade Sensível (kcal/h)

C.T.R - Calor Total Rejeitado (kcal/h)

Self New Generation		BX		BZ		BR		BX		BZ		BR			
Modelo		06						08							
Padrão de Especificação		S	P	S	P	S	P	S	P	S	P	S	P		
Capacidade na Vazão de Ar Nominal (kCal/h) (*)		16171		18060		18142		22624		23798		24298			
Tensão de Força		220 ou 380 ou 440 V / 3F / 60 Hz													
Tensão de Comando		24 V / 1F / 60 Hz													
Nº de Estágios de Capacidade		1													
Nº de Circuitos Refrigerígenos		1													
Gás Refrigerante		R-22 / R-407C													
Carga de Gás Refrigerante (kg) / Circuito		3,1	-	2,7	7,5	3,7	-	2,6	8,5	-	-	-	-		
Carga de Gás Refrigerante para Transporte (kg)		-	0,3	-	-	-	0,3	-	-	-	-	-	-		
Peso em operação (kg)		260	208	220	255	300	233	245	280	-	-	-	-		
Peso do Plenum (kg)		18						20							
Dreno - Qtd. / Ø (mm) / Tipo		2 / 19,05 (3/4 in) / BSP													
COMPRESSOR	Tipo / Quantidade	Scroll / 1													
	Modelo (R-22 / R-407C)	C-SB353 / C-SBN353						C-SB453 / SBN453							
	Rotação (rpm)	3500													
	Carga de Óleo por Circuito (l)	1,7													
Óleo Recomendado (R-22 / R-407C)		Óleo Mineral (LDR/C/B56) ou equivalente / Óleo PVE (FV68S) ou equivalente													
EVAPORADOR	ALETADO	Área de Face (m²)	0,46						0,64						
		Nº de Filas	3												
		Ø Tubos (mm) - RPI	9,5 (3/8 in) - 14												
		Tipo	Aletas de Alumínio corrugadas - Tubos de Cobre ranhurados internamente												
	VENTILADOR	Nº de Circuitos	1												
		Tipo	Centrífugo Simples												
		Faixa de Rotação (rpm) VS / VH	770 - 1065 / 1040 - 1360						770 - 1060 / 970 - 1276						
		Faixa de Vazão (m³/h)	2720 - 4250						4080 - 6375						
	ACONCHAMENTO MOTOR	Vazão de Ar nominal (m³/h)	3400						5100						
		P.E.D na Vazão nominal (mmca) sem Plenum VS / VH	2 - 20 / 20 - 40						8 - 28 / 23 - 44						
		Qtd. - Nº de Pólos	1 - 4 Pólos												
		cv - carcaça VS / VH	1,0 - 80 / 1,5 - 80						1,5 - 80 / 2,0 - 90S						
		Correia "V" - Nº / Tipo VS / VH	1 - A30 / 1 - A24						1 - A29 / 1 - A24						
		Correia "V" - Nº / Tipo (insufiam. horiz.)	ND	1 - A30						ND	1 - A29				
FILTRO	Ø Polia do ventilador (mm) VS / VH	146 / 158,5						146 / 171,2							
	Ø Polia do motor (mm) VS / VH	65 a 90 / 101,6 a 127,0						65 a 90 / 101,6 a 127,0							
	Nº de voltas para regulagem VS / VH	5 / 4													
	Tipo - classe	Tela Lavável em PVC de alta Densidade - G1													
A ÁGUA	Quantidade - dimensões (mm)	5 - 522 x 196						6 - 522 x 196							
	Qtd. - Tipo	-	-	1 - BP	1 - ST	-	-	1 - BP	1 - ST	-	-	-	-		
	Vazão nominal de água (m³/h)	-	-	2,3	4,0	-	-	3,6	5,3	-	-	-	-		
	Volume de água (l)	-	-	2,3	21,0	-	-	2,3	21,0	-	-	-	-		
	Perda de carga nominal (mca)	-	-	0,7	5,0	-	-	1,6	8,7	-	-	-	-		
	Conexões: Ø mm (in) - BSP	-	-	38,1 (1.1/2)	31,7 (1.1/4)	-	-	38,1 (1.1/2)	31,7 (1.1/4)	-	-	-	-		
CONDENSADOR	A AR REMOTO	Nº de entrada - saída (**)	-	1 - 1	-	-	-	1 - 1	-	-	-	-	-		
		Linha de descarga / líquido: Ø (mm) (**)	-	ver Anexo IV	-	-	-	ver Anexo IV	-	-	-	-	-		
		Linha de descarga / líquido: Tipo	-	ER   F	-	-	-	ER   F	-	-	-	-	-		
	A AR INCORPORADO	ALETADO	Área de Face (m²)	0,42						0,59					
			Nº de Filas	4											
			RPI	14											
			Tipo	Aletas de Alumínio corrugadas com pre-coated (Gold Fin) e tubos de Cobre ranhurados internamente											
		VENTILADOR	Nº de Circuitos	1											
			Tipo Centrífugo	Simples						Simples					
			Rotação (rpm)	1050						1100					
Vazão de Ar Nominal (m³/h)	5100						7650								
P.E.D na Vazão nominal (mmca)	10						10								

### Características Técnicas Gerais das Condensadoras

		MODELO								
		9BX				9AB		9CK (R22)		
CARACTERÍSTICAS		06	08	12	14	16	06	08	06	08
Peso em funcionamento (kg)		104	121	162	200	214	98	143	70	85
VENTILADOR	Tipo	Centrífugo				Axial		Axial		
	Vazão Nominal de Ar (m³/h)	5100	7650	10200	11500	12750	7480	11220	5780	
	P.E.D (m.m.c.a)	10				-		-		
	Polia do Ventilador - Ø (mm)	94		144,8	193,1		-		-	
	Polia Motora - Ø (mm)	65 a 90		71 a 89	106 a 140		-		-	
	Faixa de Velocidade (rpm)	1196 a 1660		840 a 1065	945 a 1255		-		-	
Correia "V" Tipo / Nº	A30/1	A32/1	B38/1	B44/1		-		-		
ALETADO	Área de Face (m²)	0,42	0,59	0,81	0,94	1,07	0,84	1,25	1,62	
	Nº de Linhas	4		5		3		3	1	2
	Aletas / Polegadas (FPI)	14				12,4		17		13
MOTOR	Nº de Circuitos	1		2		1		1		
	Nº / Potência Nominal (hp)	1 x 1,5	1 x 3,0		1 x 4,0		1 x 1/3	2 x 1/3	1 x 4	
	Tipo	Elétrico 4 Pólos				Elétrico 6 Pólos		Elétrico 8 Pólos		
CONEXÕES	Carcaça ABNT	80	90L		100L		-		-	
	Entrada Descarga - Ø mm (in)	12,7 (1/2)				28,6 (1 1/8)		19,0 (3/4)		
	Nº / Tipo	1 / Solda		2 / Solda		1 / Solda		1 / Solda		
	Saída Líquido - Ø mm (in)	12,7 (1/2)				12,7 (1/2)		9,5 (3/8)	12,7 (1/2)	
	Nº / Tipo	1 / Solda		2 / Solda		1 / Solda		1 / Solda		
ELÉTRICOS	Potência Nominal (W)	1130	2140	2250	2470	3140	440	880	280	
	Potência Máxima (W)	1518	2782		3649		440	880	280	
	Corrente Nominal (A) 220/380/440V	3,9/2,2/1,9	7,0/4,0/3,5	7,3/4,2/3,6	7,8/4,5/3,9	10,3/5,9/5,1	2	4	1,3	
	Corrente Máxima (A) 220/380/440V	4,8/2,8/2,4	8,6/5,0/4,3	8,6/5,0/4,3	8,6/5,0/4,3	11,4/6,6/5,7	2	4	1,4	
	Alimentação Principal	220 - 380 - 440V / 3F / 60Hz					220V / 1F / 60Hz		220V / 1F / 60Hz	
	Alimentação Comando	24V / 1F / 60Hz					24V / 1F / 60Hz		24V / 1F / 60Hz	

## RESFRIADORES DE AR

Gostou? compartilhe!



### BRP 4.000



VAZÃO MÁXIMA	4.500 m³/h
VAZÃO NOMINAL	4.000 m³/h
EFICIÊNCIA DE RESFRIAMENTO	70%
POTÊNCIA INSTALADA	0,28 KW
CONSUMO DE ÁGUA	2,0 l/h °C
VENTILADOR	Axial
ENERGIA ELÉTRICA	220V - mono
PESO	20 Kg
PURGA AUTOMÁTICA	Sim
SECAGEM AUTOMÁTICA	Opcional
DRENAGEM AUTOMÁTICA	Opcional
PAINEL ELÉTRICO	Opcional
PRÉ-FILTRO	Sim
ABERTURA NA PAREDE	470 x 470 mm
DIMENSÕES (L x C x H)	460 x 480 x 1070 mm
ÁREA CLIMATIZADA *	Até 50 m²

**BEC 6.000**

<b>VAZÃO MÁXIMA</b>	<b>6.000 m³/h</b>
VAZÃO NOMINAL	6.000 m³/h
EFICIÊNCIA DE RESFRIAMENTO	80%
POTÊNCIA INSTALADA	0,29 KW
CONSUMO DE ÁGUA	3,0 l/h °C
VENTILADOR	Axial
ENERGIA ELÉTRICA	220V - mono
PESO	40 Kg
PURGA AUTOMÁTICA	Sim
SECAGEM AUTOMÁTICA	Sim
DRENAGEM AUTOMÁTICA	Sim
PAINEL ELÉTRICO	Sim
PRÉ-FILTRO	Sim
ABERTURA NA PAREDE	570 x 570 mm
DIMENSÕES (L x C x H)	935 x 720 x 900 mm
ÁREA CLIMATIZADA *	Até 70 m²

**BEC 10.000**

<b>VAZÃO MÁXIMA</b>	<b>10.000 m³/h</b>
EFICIÊNCIA DE RESFRIAMENTO	80%
POTÊNCIA INSTALADA	0,405 KW
CONSUMO DE ÁGUA	4,0 l/h °C
VENTILADOR	Axial
ENERGIA ELÉTRICA	220V - mono
PESO	60 Kg
PURGA AUTOMÁTICA	Sim
SECAGEM AUTOMÁTICA	Sim
DRENAGEM AUTOMÁTICA	Sim
PAINEL ELÉTRICO	Sim
PRÉ-FILTRO	Opcional
ABERTURA NA PAREDE	700 x 700 mm
DIMENSÕES (L x C x H)	925 x 820 x 1215 mm
ÁREA CLIMATIZADA *	Até 110 m²

**Processo**

O Resfriador evaporativo é um aparelho autônomo, ou seja, agrega em seu chassi os componentes necessários ao processo.

O equipamento é posicionado "indoor" ou "outdoor" em relação ao ambiente a ser tratado, porém sempre junto à parede de divisa externa (tomada de ar). A partir deste ponto o ar captado no meio externo, circula pelo aparelho e é despejado diretamente no ambiente, devidamente tratado e a uma temperatura mais baixa com umidade mais alta.

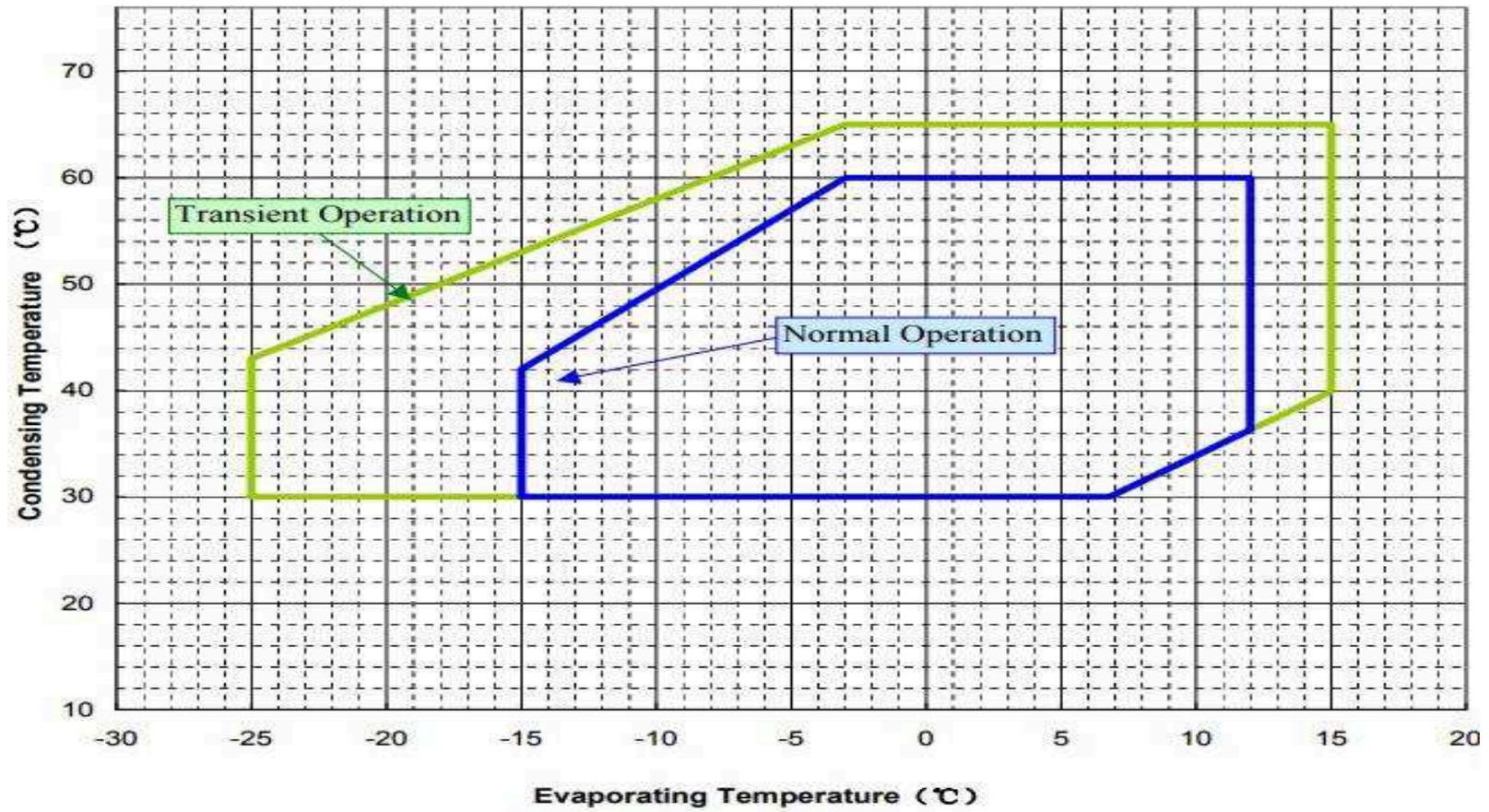
**Características técnicas**

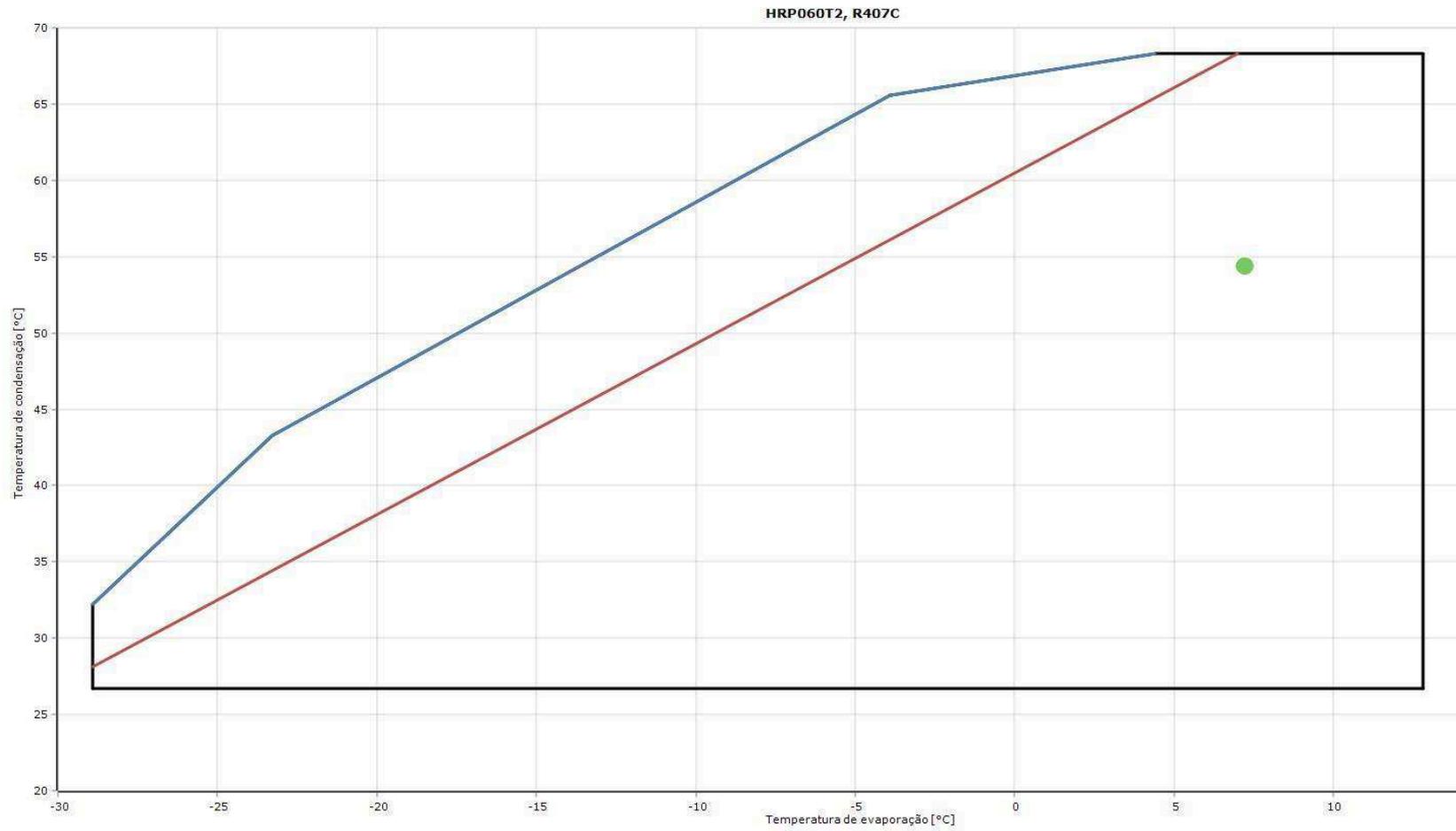
Modelo	Vazão m³/hr	Ventilador kw	Bomba kw	Água l/hr	Peso kg
RE/3000	3.000	0,18	0,22	1,5	38
RE/4000	4.000	0,25	0,22	2,2	56
RE/7000	7.000	0,37	0,22	3,5	64
RE/9400	9.400	0,50	0,31	4,3	78
RE/11500	11.500	0,75	0,31	5,7	96
RE/16000	16.000	1,50	0,31	7,9	107

**Vantagens do Resfriador evaporativo frente o Ar condicionado**

- Baixo investimento inicial.
- Baixo custo de manutenção.
- Dispensa dutagem.
- Aparelho autônomo.
- Resfria, filtra e lava o ar insuflado.
- Aceita Pannel de controle remoto.
- Consome de 5 a 9 vezes menos energia elétrica.
- Ecológico, não utiliza qualquer tipo de gás.
- Gabinete em PRFV (plástico reforçado com fibra de vidro), imune à corrosão.

Suction Gas Superheat :9K  
Refrigerant : R407C





Apêndice 02

Ábacos utilizados para encontrar; temperatura de evaporação, COP e consumo elétrico do compressor.

