Universidade Federal do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

ANÁLISE COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO PARA O LABORATÓRIO DE METEOROLOGIA

Filipe Leite Brandão

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador:Nísio de Carvalho Lobo Brum.

RIO DE JANEIRO
MARÇO DE 2013

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ

ANÁLISE COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO PARA O LABORATÓRIO DE METEOROLOGIA

Filipe Leite Brandão

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Nísio de Carvalho Lobo Brum, D.Sc.

Prof. Helcio Rangel Barreto Orlande, PhD.

Prof. Albino José Kalab Leiroz, PhD.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL
MARÇO DE 2013

Brandão, Filipe Leite

Análise comparativa energética entre sistemas de refrigeração para o laboratório de meteorologia/Filipe Leite Brandão. – Rio de Janeiro: UFRJ/ ESCOLA POLITÉCNICA, 2013.

XIII,57p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/ Departamento de Engenharia Mecânica, 2013.

Referências Bibliográficas: p. 49-50.

1. Sistema adsortivo. 2. Roda dessecante. 3. EnergyPlus™. I. Brum, Nísio de Carvalho Lobo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título

“A mente que se abre a uma nova idéia jamais voltará ao seu tamanho original.”

Albert Einstein

AGRADECIMENTOS

À Deus, por sempre me iluminar e guiar, pois sem Ele, nada seria possível;

À minha família, meus pais, Ricardo Moreira Brandão e Márcia Leite Brandão por todo amor e incentivo

À todos os professores do departamento de Engenharia Mecânica pela contribuição em minha formação. Em especial, ao professor e orientador Nísio de Carvalho Lobo Brum, pela colaboração, orientação e enorme paciência;

Aos meus amigos da turma de 2007/2 que compartilharam todas as dificuldades e alegrias ao longo da graduação e permitiram que eu vivenciasse momentos que levarei por toda a minha vida e sempre me recordarei com extrema saudade. Em especial, ao amigos Allan, Adriano, César, Felipe, Hugo, Kelvin, Luís (Salsicha), Ricardoe ao Cícero que me auxiliou na utilização do software utilizado.

Aos meus amigos de infância, Leandro, Matheus, Ilidio e Eduardo que me acompanharam em todas as fases da minha vida e certamente contribuíram para quem eu sou hoje.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

ANÁLISE COMPARATIVA ENERGÉTICA ENTRE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO PARA O LABORATÓRIO DE METEOROLOGIA

Filipe Leite Brandão

Março/2013

Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Curso: Engenharia Mecânica

Este projeto visa avaliar a viabilidade de se implantar o sistema híbrido de refrigeração consistindo na utilização de um sistema adsortivo acoplado ao tradicional sistema de compressão de vapor no Laboratório de Meteorologia do CCMN localizado na Cidade Universitária, na cidade do Rio de Janeiro.

A utilização do sistema adsortivo tem como função a redução da umidade do ar, reduzindo assim sua carga latente permitindo uma menor utilização de água gelada para se resfriar o ar.

Para esta comparação foi utilizado a ferramenta de simulação EnergyPlus™ onde primeiramente foram calculadas as cargas térmicas ao longo do ano e com isso determinar as condições de conforto em que os sistemas de refrigeração irão operar para, por seguinte, determinar o consumo necessário ao Chiller para manter estas condições visando os parâmetros de conforto térmico impostas pela ASHRAE.

O interesse do presente projeto é verificar se o sistema híbrido é economicamente mais vantajoso em algum mês do ano.

Abstract of Undergraduate Project presented to DEM/UFRJ as a part of fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

ENERGETICS COMPARATIVE ANALISYS AMONG REFRIGERATION SYSTEMS FOR THE USE IN THE METEOROLOGY LABORATORY

Filipe Leite Brandão

March/2013

Advisor: Nísio de Carvalho Lobo Brum

Course: Mechanical Engineering

This project aims to assess the feasibility of implementing a hybrid system of cooling consisting in using an adsorptive system coupled to traditional vapor compression system in the laboratory of meteorology of CCMN located in University City, in the city of Rio de Janeiro.

The use of adsorptive system has the function of reducing the moisture in the air, thereby reducing its latent load allowing less use of ice water to cool the air.

For this comparison we used the simulation tool EnergyPlus™ which were first calculated thermal loads throughout the year and thus determine the conditions of comfort that the cooling systems will operate for then, determine consumption necessary for the Chiller to keep these conditions aiming thermal comfort parameters imposed by ASHRAE.

The interest of this project is to verify if the hybrid system is economically more advantageous in any month of the year.

Sumário

ÍNDICE DE FIGURAS ix

ÍNDICE DE TABELAS x

LISTA DE ABREVIATURA E SÍMBOLOS xi

1. INTRODUÇÃO 1

2. OBJETIVOS 2

3. SISTEMA ADSORTIVO 3

3.1. Introdução 3

3.2. O ciclo do material dessecante 5

3.3. Principais tipos de dessecantes 7

3.4. Performance de um ciclo dessecante 12

4. RODA SENSÍVEL 16

5. ESTUDO DE CASO 18

5.1. Introdução 18

5.2. Dados de projeto 18

5.3. Condições de insuflamento 20

5.4. Modelagem do sistema de ar condicionado 26

5.4.1. Sistema convencional 26

5.4.2. Sistema híbrido 34

6. RESULTADOS 40

7. CONCLUSÃO 47

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 49

ANEXO A – Rotina de cálculo do consumo elétrico do chiller 51

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 – Desumidificador do tipo cilindro rotativo 5
Figura 3.2 – Ciclo do material dessecante 6
Figura 3.3 – Pressão de vapor do dessecante em função da umidade 7
Figura 3.4 – Estrutura da sílica-gel 9
Figura 3.5 – Estrutura molecular das zeolitas 10
Figura 3.6 – Capacidade de adsorção de diferentes tipos de adsorventes 11
Figura 3.7 – Exemplo da configuração das correntes de ar do ciclo dessecante 12
Figura 3.8 – Ciclos estudados por Heidarinejadi e Pasdarshahri 14
Figura 4.1 – Roda sensível 16
Figura 5.1 – Planta baixa do laboratório 19
Figura 5.2 – Dados operacionais dos computadores servidores 22
Figura 5.3 – Etapas do método de cálculo do EnergyPlus™ 26
Figura 5.4 – Exemplo de inputs para o chiller 28
Figura 5.5 – Exemplo de inputs para a serpentina 29
Figura 5.6 – Diagrama do sistema de ar condicionado 30
Figura 5.7 – Tarifas de energia elétrica para o ano de 2013 32
Figura 5.8 – Exemplo de inputs para a roda dessecante 36
Figura 5.9 – Diagrama do sistema híbrido 37
Figura 6.1 – Consumo elétrico do chiller nos dois sistemas ao longo do ano 40
Figura 6.2 – Redução percentual no consumo de energia 41
Figura 6.3 – Consumo elétrico total do chiller no ano 41
Figura 6.4 – Número de horas desconfortáveis em ambos os sistemas 43
Figura 6.5 – Número de horas não atendidas pelos sistemas 44
Figura 6.6 – Consumo de energia elétrica do chiller ao longo do ano 44
Figura 6.7 – Redução percentual no consumo de energia elétrica ao longo do ano ... 45
Figura 6.8 – Gastos dos dois sistemas com energia elétrica 45

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 5.1 – Dimensões dos ambientes 20
Tabela 5.2 – Indicadores de satisfação com a temperatura nos laboratórios 21
Tabela 5.3 – Indicadores de satisfação com a temperatura no auditório 21
Tabela 5.4 – Carga térmica total, sensível e horário de máximo 22
Tabela 5.5 – Vazão mássica de ar externo nos ambientes 23
Tabela 5.6 – Valores típicos de fator de by-pass 24
Tabela 5.7 – Condições de insuflamento 25
Tabela 5.8 – Vazões volumétricas de insuflamento 25
Tabela 5.9 – Consumo elétrico do chiller durante o ano 31
Tabela 5.10 – Gastos de energia elétrica do chiller 33
Tabela 5.11 – Número de horas ocupadas desconfortáveis 33
Tabela 5.12 – Número de horas não atendidas 34
Tabela 5.13 – Modelos de roda dessecante usados 35
Tabela 5.14 – Modelos de rodas sensíveis usados 36
Tabela 5.15 – Consumo elétrico do chiller durante o ano no sistema híbrido 38
Tabela 5.16 – Gastos de energia elétrica do chiller no sistema híbrido 38
Tabela 5.17 – Número de horas ocupadas desconfortáveis no sistema híbrido 39
Tabela 5.18 – Número de horas não atendidas no sistema híbrido 39

LISTA DE ABREVIATURA E SÍMBOLOS

Al_2O_3 Aluminaativada

BF by-pass

CC Capacidade do Chiller

ClLi Cloreto de Lítio

COP Coeficiente de performance

c_{pe} Calor específico do ar de processo a pressão constante

c_{ps} Calor específico do ar de regeneração a pressão constante

CT Carga térmica

CWS Temperatura de saída de água gelada

$DCOP$ Coeficiente de performance de desumidificação

ECT Temperatura de entrada de água de condensação

EIR Razão de potência elétrica

$ESHF$ Fator de calor sensível efetivo

h_1 Entalpia do ar de processo na entrada

h_4 Entalpia do ar de processo na saída

$\dot{m}$ Vazão mássica

$\dot{m}_{OA}$ Vazão mássica do ar externo

$\dot{m}_{RA}$ Vazão mássica do ar de retorno

$\dot{m}_{SA}$ Vazão mássica do ar de insuflamento

MRC Capacidade de remoção de umidade

PLR Razão de carga parcial

PMV Voto médio estimado

PPD Porcentagem de pessoas insatisfeitas

Q_{SA} Vazão volumétrica do ar de insuflamento

RH_{RA} Umidade relativa do ar de retorno

RSH Carga térmica sensível

SER Taxa de energia sensível

SiO_2 Dióxido de Silício

t_1 Temperatura de bulbo seco do ar de processo na entrada

t_2 Temperatura de bulbo seco do ar de processo na saída

t_3 Temperatura de bulbo seco do ar de regeneração na entrada

t_4 Temperatura de bulbo seco do ar de regeneração na saída

T_{ADP} Temperatura de ponto de orvalho

T_{EA} Temperatura de bulbo seco do ar que entra na serpentina

$T_{OA_{bs}}$ Temperatura de bulbo seco do ar externo

$T_{OA_{bu}}$ Temperatura de bulbo úmido do ar externo

T_{RA} Temperatura de bulbo seco do ar de retorno

T_{SA} Temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento

ω_1 Razão de umidade do ar de processo na entrada

ω_2 Razão de umidade do ar de processo na saída

w_{RA} Razão de umidade do ar de retorno

w_{SA} Razão de umidade do ar de insuflamento

v_{OA} Volume específico do ar externo

v_{SA} Volume específico do ar de insuflamento

$\dot{V}_{proc}$ Vazão volumétrica do ar de processo

$\dot{V}_{reg}$ Vazão volumétrica do ar de regeneração

ε Eficiência da roda sensível

Δh_{vs} Calor latente de vaporização da água

η_{deh} Eficiência de desumidificação

ρ_1 Massa específica do ar de processo na entrada

1. INTRODUÇÃO

O condicionamento do ar é responsável tanto pelo aumento da eficiência do homem no trabalho quanto pelo seu conforto, principalmente nos períodos mais quentes do ano. Devido a isso o uso da refrigeração e do ar condicionado representou um dos mais importantes avanços da civilização.

Atualmente o sistema de refrigeração mais amplamente utilizado é o sistema de compressão de vapor. Apesar de ser bem desenvolvido tecnologicamente e de poder ser utilizado em proporções tanto domésticas quanto industriais, este sistema causa danos ao ambiente devido ao uso de fluido refrigerantes que na atmosfera, contribuem para a destruição da camada de ozônio. Além disto, ele é caracterizado por um elevado consumo de energia.

Porém com o aumento da conscientização ecológica, mais tecnologias estão sendo desenvolvidas para que haja menos emissões de poluentes e menos gastos desnecessários com energia sem que haja perda de eficiência e perda de qualidade do produto final.Um dos produtos disto é o sistema adsortivo que através da redução da carga latente do ar possibilita uma redução da potência necessária ao resfriamento do ambiente.

2. OBJETIVOS

O presente trabalho visa avaliar a viabilidade de se utilizar um sistema adsortivo acoplado ao tradicional sistema de compressão de vapor objetivando-se uma redução no consumo de energia.

O ambiente a ser utilizado como referência é o laboratório de meteorologia localizado na Cidade Universitária na cidade do Rio de Janeiro que está em fase de construção. Logo essa viabilidade analisada será para o clima típico da cidade ao longo de todo o ano.

Através desta análise poderemos ver se, financeiramente, este sistema adsortivo teria boa aplicabilidade em uma região com o clima típico ao do Rio de Janeiro. Ou ainda, se mesmo com redução no consumo valeria apena a sua utilização devido aos gastos com instalação e equipamentos.

3. SISTEMA ADSORTIVO

3.1. Introdução

Neste capítulo apresentaremos uma breve explicação sobre o sistema de adsorção e o seu funcionamento através de um equipamento denominado rotor dessecante.

Segundo Camargo (2009), adsorção é o termo usado para descrever o fenômeno no qual moléculas de um fluído concentram-se espontaneamente sobre uma superfície sólida. Esse fenômeno ocorre como resultado de forças não balanceadas agindo entre a superfície sólida e o fluído que atraem e retêm as moléculas do fluído.

Esse é um processo reversível que está relacionado com a diferença entre a pressão de vapor de água na superfície do material adsorvente (sólido sobre o qual ocorre a adsorção) e a do ar que o circunda.

Quando o material adsorvente está seco, ele possui uma menor pressão de vapor em relação ao ar ambiente o que faz com a umidade do ar seja depositada no material saturando-o até atingir um equilíbrio com o ar. A reversibilidade do processo se dá devido ao fato de que ao passar um ar aquecido pelo material a sua pressão de vapor se elevará, liberando a umidade para este ar. Este processo é chamado de reativação ou regeneração.

Depois que o material dessecante está seco ele ainda está incapaz de atrair umidade devido a sua elevada pressão de vapor. Ao passar por ele o ar ambiente novamente, ele é resfriado reduzindo sua pressão de vapor na superfície permitindo que ele adsorva novamente a umidade fechando assim o ciclo dessecante.

A adição desse sistema de desumidificação dessecante ao condicionamento de ar propicia um controle da umidade em separado ao controle de temperatura. Isso é particularmente benéfico em regiões onde a carga latente é alta, ou seja, onde há muita umidade. Por isso ele é tipicamente utilizado em supermercados, shopping centers, teatros, hospitais, centros cirúrgicos e hotéis.

Esse sistema leva a uma grande economia de energia, principalmente onde existem fontes de energia térmicas facilmente disponíveis, onde o preço da

eletricidade é alto, onde a carga de calor latente é alta ou onde a temperatura de ponto de orvalho requerida é baixa (CAMARGO; EBINUMA, 2002).

3.2. O ciclodo material dessecante

O tipo de desumidificador dessecante mais comumente usado é o tipo cilindro rotativo. Nessa configuração utiliza-se um cilindro rotativo recheado com material dessecante. O fluxo de ar externo passa através de uma porção do cilindro, sendo desumidificado. O fluxo de ar de reativação, portanto já previamente aquecido passa em contracorrente removendo a umidade.

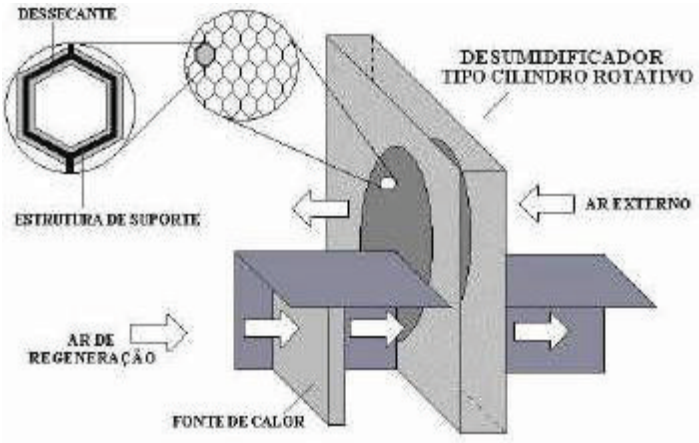

Figura 3.1 – Desumidificador do tipo cilindro rotativo (CAMARGO, 2009)

Os adsorventes mais utilizados são o dióxido de silício (SiO_2 – sílica-gel), alumina ativada (Al_2O_3) e o cloreto de lítio (ClLi). A energia necessária para aquecer o ar de reativação e consequentemente regenerar o adsorvente pode ser oriunda de diversas fontes tais como, eletricidade, água quente, vapor d'água e gás.

O ciclo dessecante é descrito na Figura 3.2 abaixo:

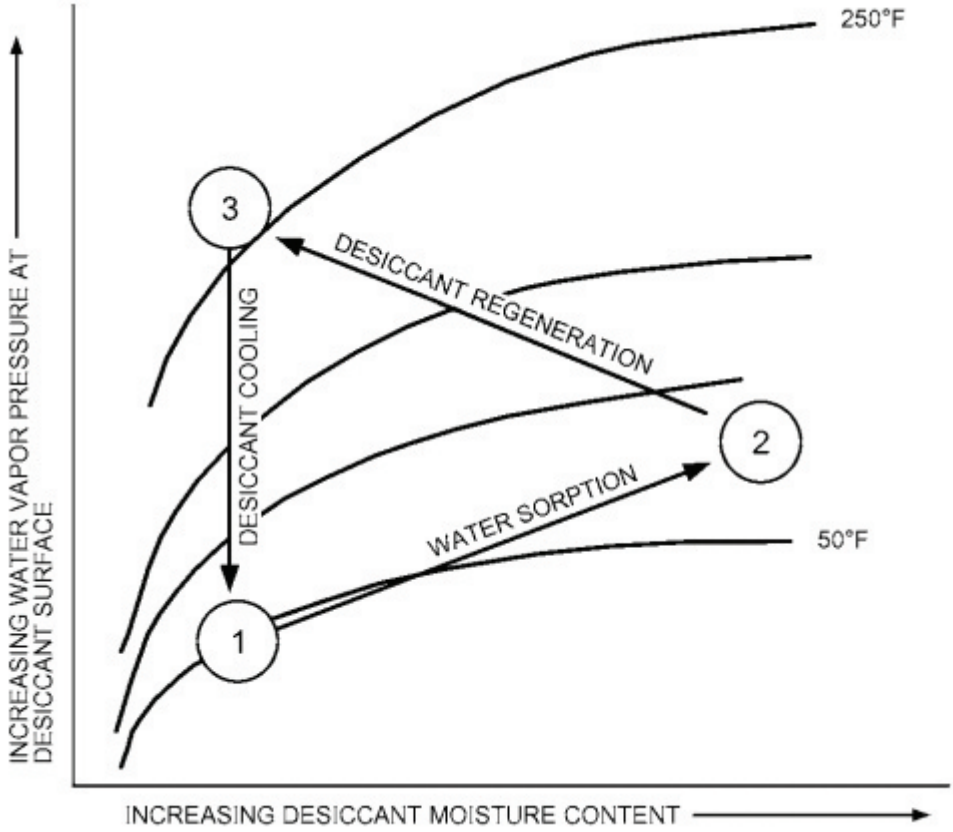

Figura 3.2 – Ciclo do material dessecante (ASHRAE, 2009)

No ponto1 o adsorvente está seco e resfriado, portanto sua pressão de vapor na superfície é baixa permitindo que colete a umidade do ar quando em contato passando para o ponto 2. Ao atingir este ponto 2 o material se encontra saturado e com a pressão de vapor igual a pressão do ar.

Quando o ar aquecido passa pelo adsorvente ocorre a elevação da pressão de vapor na sua superfície liberando a umidade para o ar ao redor, de modo a equilibrar essa diferença de pressão. No ponto 3, o dessecante está seco e a uma altíssima temperatura e,portanto, sua pressão de vapor ainda é muito alta para coletar a umidade do ar. Ao ter contato novamente com o ar ambiente, sua temperatura diminui e conseqüentemente sua pressão de vapor, voltando ao ponto 1 e permitindo que colete umidade novamente fechando, assim, o ciclo do material dessecante.

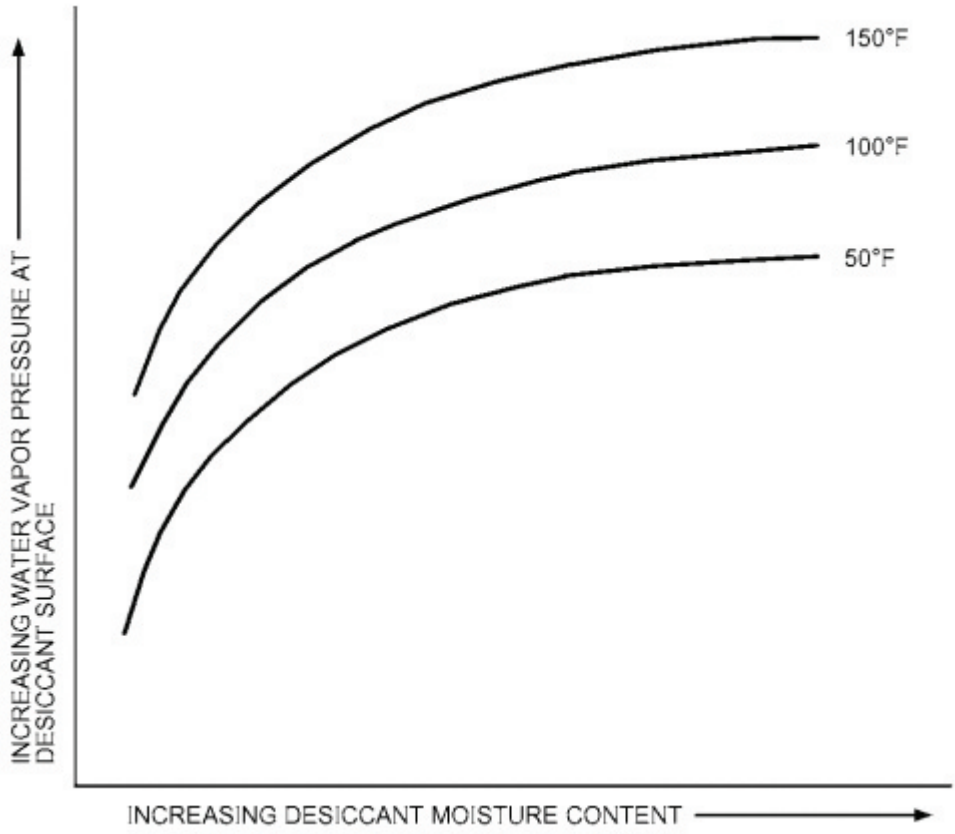

Figura 3.3 – Pressão de vapor do dessecante em função daumidade (ASHRAE, 2009)

3.3. Principais tipos de dessecantes

Como visto anteriormente a maioria dos materiais adsorventes são sólidos que possuem uma grande área de superfície interna por unidade de massa. Estruturalmente parecem esponjas rígidas onde o volume de água que é adsorvida é contida por condensação dentro dos capilares formados na estrutura cristalina do material. A sua capacidade de atrair umidade depende da diferença entre a quantidade de água dentro dele e no ar ambiente.

A capacidade de adsorção dos adsorventes sólidos é em geralmente menor do que a capacidade dos líquidos. Por exemplo, um adsorvente sólido típico pode reter 17% da sua massa seca em água quando o ar está a 21°C e com umidade relativa de 20%, já os líquidos, como o cloreto de lítio chegam a reter até 130% da sua massa na mesma temperatura e umidade relativa.

O poder de adsorção dos adsorventes sólidos depende de três fatores:

- Da sua área de superfície total;
- Do volume total dos seus capilares;
- Da faixa de diâmetros dos capilares;

Uma grande área de superfície permite ao material adsorvente uma capacidade maior em baixas umidades relativas. Capilares grandes provem uma alta capacidade para água condensada, que dá ao adsorvente uma maior capacidade em altas umidades relativas. Materiais com capilares grandes têm necessariamente uma área de superfície menor por unidade de volume que aqueles com os capilares menores (Camargo, 2009).

Alguns adsorventes sólidos podem ter diâmetros de poros feitos sob medida para adsorver uma determinada molécula. A água, por exemplo, possui um diâmetro molecular efetivo de 3.2nm e é adsorvida por um adsorvente típico do tipo peneira molecular que possui diâmetro específico médio de 4nm. Porém este adsorvente não possui capacidade para adsorver moléculas maiores. Devido a essa adsorção seletiva, vários dessecantes de diferentes diâmetros específicos podem ser usados em série para remover primeiro a água e depois algum outro tipo de contaminante indesejado.

Os mais comuns adsorventes sólidos incluem: sílica-gel, aluminas ativadas, carvão ativado, zeolitas, zeolitas sintéticas e polímeros sintéticos.

A sílica-gel é formada quando um silicato solúvel é neutralizado por ácido sulfúrico. Retirando-se a água, obtém-se um sólido poroso. Sua principal aplicação industrial como adsorvente é a retirada de umidade das correntes de ar. As principais vantagens no seu uso são um custo relativamente baixo e uma relativa simplicidade estrutural.

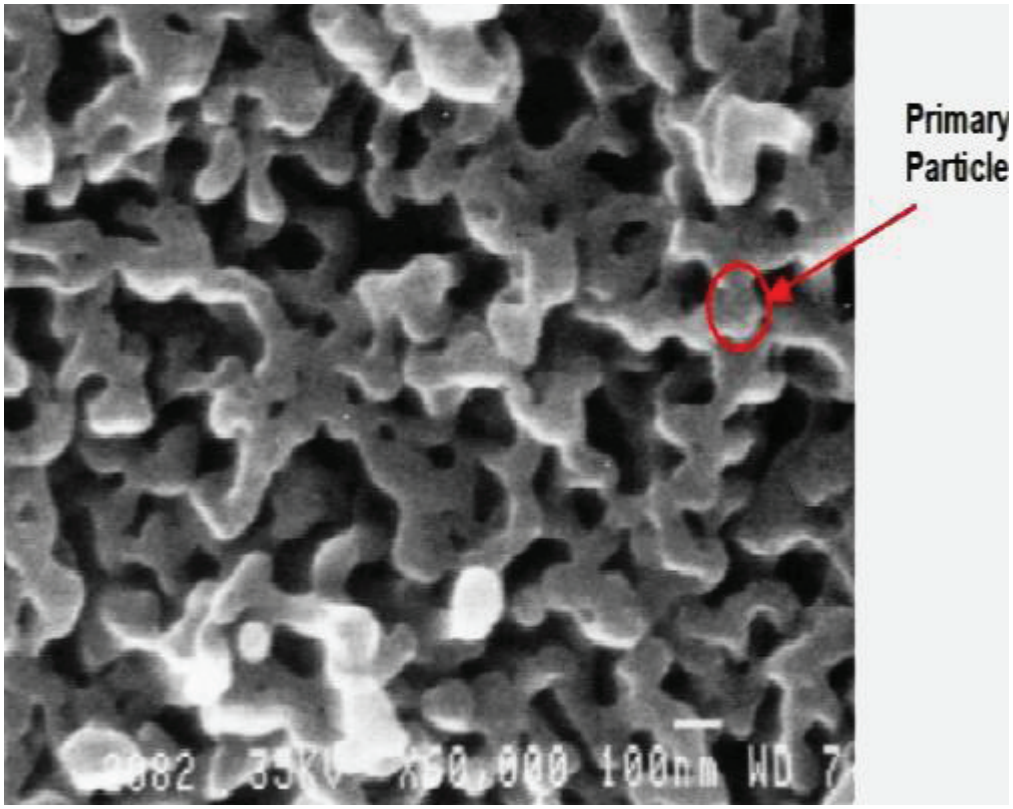

Figura 3.4 – Estrutura da sílica-gel (GRACE, 2012)

As zeolitas são estruturas formadas por tetraedros de AlO_4 e SiO_4 que formas poliedros característicos. Esses poliedros se arranjam tridimensionalmente dando origem a poros de dimensões na faixa de 2 a 4 angstroms. As diferentes configurações moleculares possibilitam diversos diâmetros de poros característicos possibilitando assim a adsorção de moléculas de diversos tamanhos.

As zeolitas sintéticas são formadas pela cristalização do hidróxido de alumínio, hidróxido de sódio e silicato de sódio. Sob condições cuidadosamente controladas, o processo de cristalização produz a estrutura adequada de silicato de alumínio com um tamanho de poro ajustado (Grace, 2012). Devido a isto possui um custo de fabricação bem mais elevado.

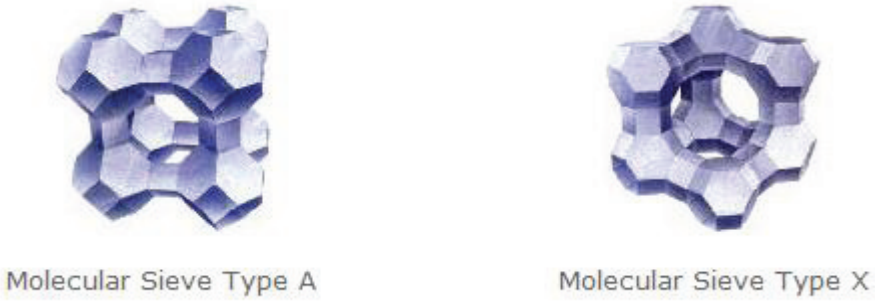

Figura 3.5 – Estrutura molecular das zeolitas (GRACE, 2012)

As aluminas ativadas são óxidos e hidretos de alumínio obtidos da bauxita através de processos térmicos, tendo suas características estruturais caracterizadas pela temperatura e duração desse processo térmico.

O carvão ativado foi um dos primeiros a serem utilizados como adsorvente e hoje é mais utilizado para descontaminação de água para consumo humano. É produzido pela queima controlada com baixo teor de oxigênio de matérias ricas em carbono seguido pela ativação com vapor ou dióxido de carbono em temperaturas elevadas, tomando cuidado de evitar que ocorra a queima total do material de forma a manter sua porosidade.

Os polímeros sintéticos por serem moléculas de cadeias longas podem reter água condensada, tendo assim uma capacidade de adsorção maior do que os outros adsorventes sólidos.

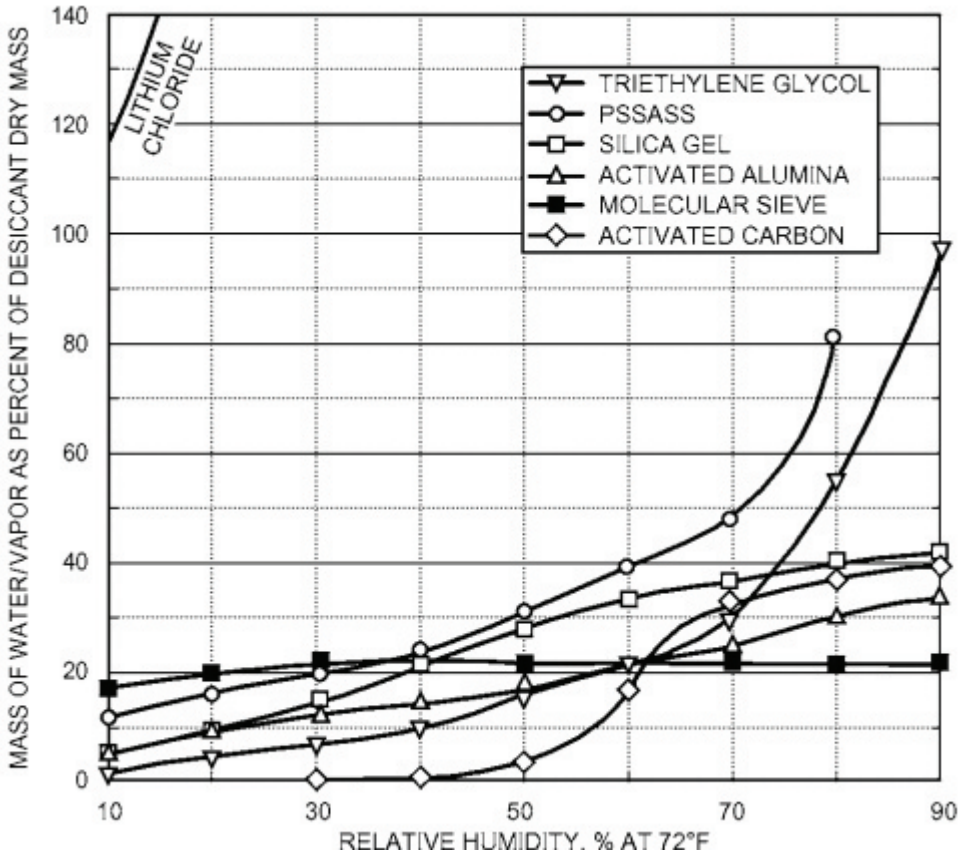

Figura 3.6 – Capacidade de adsorção de diferentes tipos de adsorventes (ASHRAE, 2009)

A vida útil dos materiais dessecantes depende da quantidade e do tipo de contaminação presente na corrente de ar que está em contato. Em equipamentos comercias os dessecantes duram de 10000 a 100000 horas antes de precisarem serem trocados (Ashrae, 2009).

Os dessecantes tem perda de capacidade devido a alguns fatores, os mais comuns sendo reações químicas com contaminantes causando mudanças nas características de sorção e perda da área de superfície efetiva devido a degradação higrotérmica. Essa degradação higrotérmica é causada devido a expansão e contração térmica do material devido as rápidas variações no seu conteúdo de umidade.

Para ambientes em que a qualidade do ar interno é extremamente importante são utilizados materiais dessecantes que podem reter poluentes junto do vapor d'água do ar ambiente.

3.4. Performance de um ciclo dessecante

O sistema dessecante se utiliza de duas correntes de ar: o ar de processo e o ar de regeneração. O ar de processo é aquele que será insuflado no ambiente podendo ser misturado antes ao ar de retorno. O ar de regeneração tem a finalidade de regenerar a roda dessecante retirando sua umidade.

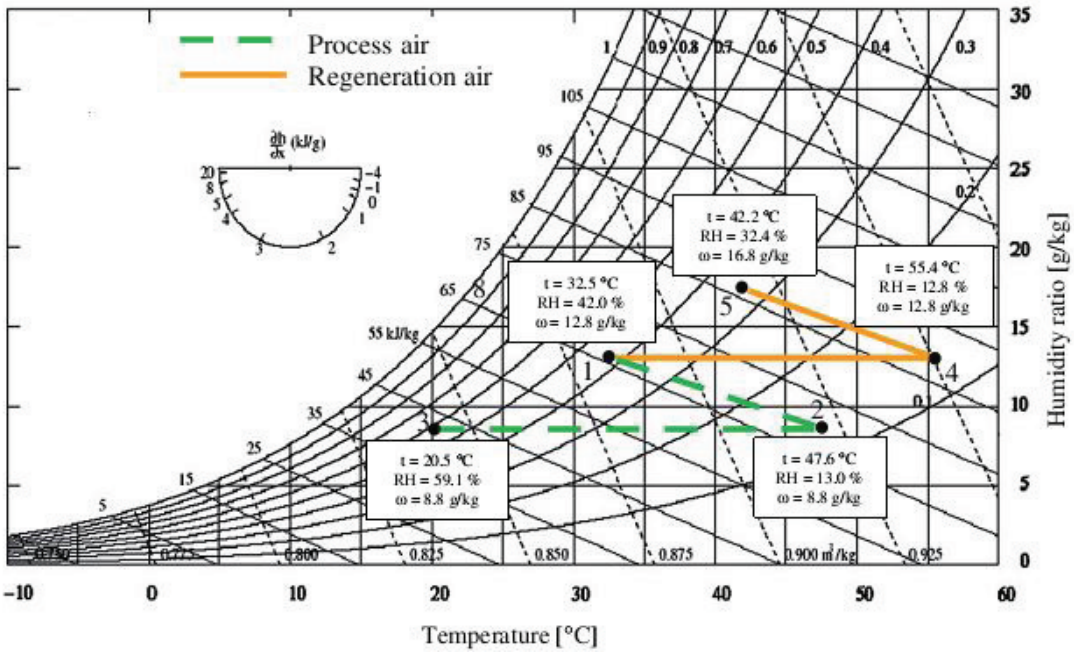

Figura 3.7 – Exemplo da configuração das correntes de ar do ciclo dessecante (ANGRISANI *et al,* 2011)

Na figura 3.7 observamos um exemplo de configuração para as correntes de ar que passam na roda dessecante.

Tanto o ar de processo quanto o de regeneração se encontram no ponto 1 no primeiro momento. Ao passar pela roda dessecante, o ar de processo perde umidade e é aquecido indo para o ponto 2. Depois disso passa por um trocador de calor onde perde calor para outra corrente de ar, indo para o ponto 3.

O ar de regeneração ao passar pelo aquecimento vai para o ponto 4 e é nesse ponto em que ele reativa a roda, retirando sua umidade e aquecendo-a, passando assim para o ponto 5.

Vários estudos foram realizados para verificar qual seria a variável que mais influenciaria a performance de uma roda dessecante.

Angrisani *et al* (2011) estudou, na região sul da Itália, a influência de variáveis como temperatura e umidade do ar de processo, temperatura de regeneração e razão entre as vazões volumétricas do ar de processo e de regeneração nos parâmetros de performance como eficiência de desumidificação, capacidade de remoção de umidade, coeficiente de performance de desumidificação e taxa de energia sensível. Tomando como referência a Figura 3.7, os parâmetros são definidos a seguir:

- Eficiência de desumidificação: representa a razão entre a capacidade de desumidificação real e a ideal da roda dessecante.

$$\eta_{deh} = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1}$$

- Capacidade de remoção de umidade: representa a vazão mássica de umidade removida pela roda.

$$MRC = \rho_1 * \dot{V}_{proc} * (\omega_1 - \omega_2)$$

- Taxa de energia sensível: representa a razão entre a potência térmica relacionada ao aquecimento do ar de processo durante sua passagem pela roda e a fornecida pelo ar de regeneração.

$$SER = \frac{\rho_1 * \dot{V}_{proc} * c_p * (t_2 - t_1)}{\rho_1 * \dot{V}_{reg} * c_p * (t_2 - t_1)}$$

- Coeficiente de performance de desumidificação: representa a razão entre a potência térmica relacionada a desumidificação do ar e a fornecida pelo processo de regeneração.

$$DCOP = \frac{\rho_1 * \dot{V}_{proc} * \Delta h_{vs} * (\omega_1 - \omega_2)}{\rho_1 * \dot{V}_{reg} * (h_4 - h_1)}$$

onde o calor latente de vaporização da água, Δh_{vs}, foi formulada segundo a seguinte função empírica:

$$\Delta h_{vs} = -0.614342*10^{-4}*t_1^{\,3}+0.158927*10^{-2}*t_1^{\,2}-0.236418*10*t_1+0.250079*10^4$$

Ao comparar os dados experimentais com os fornecidos pelos fabricantes, Angrisani*etal*(2011) concluiu que os fatores que mais influenciavam a performance das rodas são a umidade do ar de processo e a temperatura do ar de regeneração.

Ele observou também que ao manter a temperatura de regeneração constante e variar apenas a razão entre a vazão volumétrica do ar de regeneração e o ar de processo haveria um aumento na eficiência de desumidificação e na capacidade de remoção de mistura enquanto elas decaiam se mantivesse a potência da fonte térmica constante, concluindo que a performance da roda dessecante é mais influenciada pela temperatura de regeneração do que pela vazão volumétrica do ar de regeneração.

Heidarinejadi e Pasdarshahri (2010) estudaram o efeito da temperatura de regeneração e da velocidade rotacional da roda dessecante no coeficiente de performance e na temperatura de insuflamento de um ciclo composto pela roda dessecante, um trocador de calor e resfriadores evaporativos buscando um ponto ótimo em que houvesse um menor consumo de energia com uma menor temperatura de insuflamento.

Foram utilizados quatro ciclos diferentes: um em que apenas o ar de retorno é usado na regeneração e o ar ambiente é usado com ar de processo, outro em que apenas o ar de retorno é usado como ar de processo enquanto o ar ambiente é usado para regenerar. Um terceiro ciclo em que o ar ambiente é usado tanto como ar de processo quanto de regeneração e, por último, um ciclo onde tanto o ar de processo quanto o de regeneração são uma mistura do ar ambiente com o de retorno.

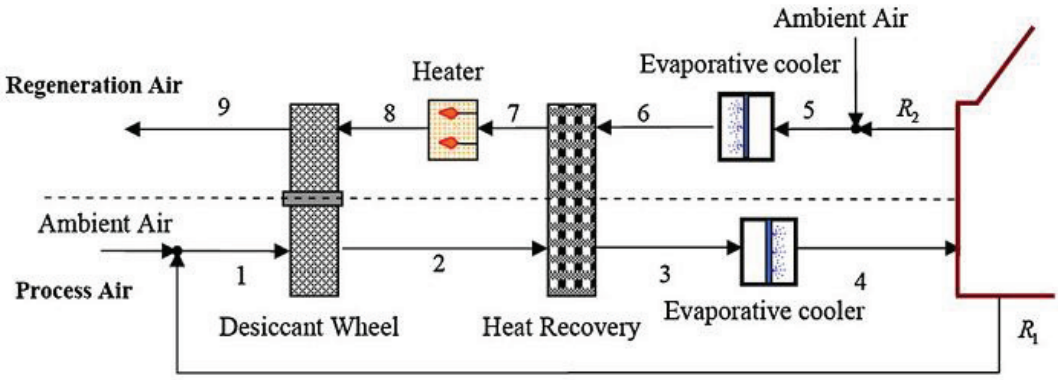

Figura 3.8 – Ciclos estudados por Heidarinejadi e Pasdarshahri (HEIDARINEJADI e PASDARSHAHRI, 2010)

Eles observaram que aumentando a temperatura de regeneração acarretava em uma diminuição do coeficiente de performance, COP, do ciclo já que uma maior potência é requerida à fonte de calor. Também observaram que o ciclo que utiliza

apenas o ar de retorno como regenerador é o que possui maior COP resultando numa economia de energia.

Outro fator apontado por eles foi o que acontecia ao ar de insuflamento quando se aumentava a temperatura de regeneração. Quanto mais quente for o ar de regeneração mais seco e quente será o ar de processo no ponto 2. A temperatura de bulbo úmido depende da umidade e da temperatura de bulbo seco, portanto, concluíram que existe um valor ótimo da temperatura de regeneração em que o aumento da temperatura de bulbo seco com a redução da umidade levaria a menor temperatura de bulbo úmido.

Aumentando-se a rotação da roda, eles observaram um aumento do COP. Esse fato é explicado pelo fato de aumentando a rotação, a temperatura do ar de processo na saída da roda é maior, e ao passar pelo trocador de calor, aumenta a temperatura do ar no ponto 7, ocasionando uma diminuição da energia necessária a fonte térmica para aquecer o ar de regeneração. Isso também leva ao aumento da temperatura de bulbo seco de insuflamento com uma diminuição da sua umidade. A partir disto podemos perceber que há também um ponto ótimo em que o aumento da temperatura de bulbo seco com a redução da umidade levaria a menor temperatura de bulbo úmido.

Ruivo *et al* (2011) estudou correlações numéricas para desenvolver uma fórmula da eficiência da roda dessecante que relacionasse todos os seus parâmetros como as condições de entrada do ar de processo e de regeneração e a velocidade rotacional da roda.

4. RODA SENSÍVEL

Como explicado anteriormente, o ar de processo ao passar pela roda dessecante esta quente e bastante desumidificado. Por isto é necessário resfria-lo sem alterar a sua razão de umidade antes que ele seja insuflado no ambiente. A maneira de se fazer isto é direcionando-o para um equipamento chamado roda sensível.

A roda sensível nada mais é do que um trocador de calor rotativo, no esquema da roda dessecante, em que em uma metade dele há a passagem do ar de processo e na outra a passagem do ar de regeneração. No presente projeto, a fonte de ar de regeneração será uma porção do ar de retorno que seria jogado para o ambiente externo antes da sua mistura com o ar exterior. Ou seja, a sua regeneração ocorre corre através de resfriamento pelo ar de retorno. Nesta roda o ar de processo é resfriado após ter sido aquecido e desumidificado pela roda dessecante.

Na figura abaixo podemos observar o funcionamento da roda sensível, na parte superior há a passagem do ar de processo e na parte inferior do ar de regeneração.

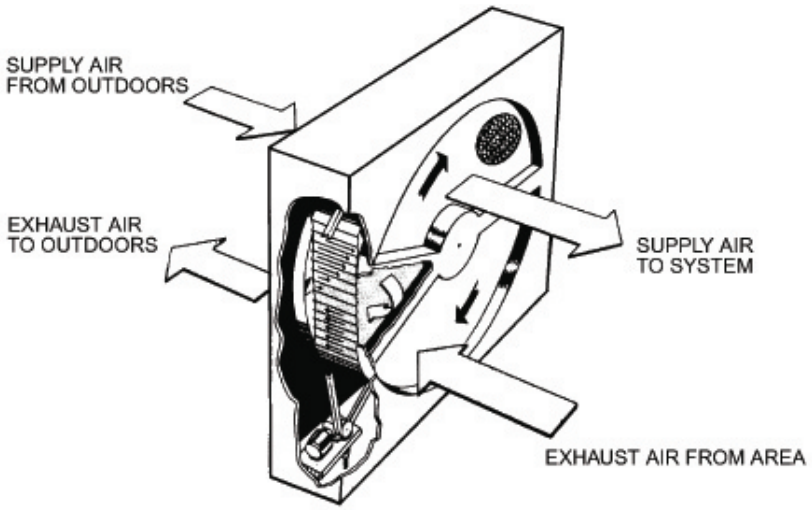

Figura 4.1 – Roda sensível (ASHRAE, 2008)

A eficiência da roda sensível é definida como a razão entre a troca de calor sensível obtida e a máxima troca de calor sensível possível entre os fluxos de ar. Este equipamento possui eficiências entre 50% e 85%. Devido a configuração de fluxos

contra-correntes e por terem normalmente diâmetros de passagens menores, são mais compactos e podem atingir maiores eficiências.

$$\varepsilon = \frac{\dot{m} * c_{ps}(t_2 - t_1)}{C_{min}(t_3 - t_1)} = \frac{\dot{m} * c_{pe}(t_3 - t_4)}{C_{min}(t_3 - t_1)}$$

onde:

ε: eficiência da roda sensível

t_1: temperatura de bulbo seco do ar de processo na entrada, °C

t_2: temperatura de bulbo seco do ar de processo na saída, °C

t_3: temperatura de bulbo seco do ar de regeneração na entrada, °C

t_4: temperatura de bulbo seco do ar de regeneração na saída, °C

$\dot{m}$: vazão mássica, kg/s

c_{pe}: calor específico do ar de processo a pressão constante, kJ/kg K

c_{ps}: calor específico do ar de regeneração a pressão constante, kJ/kg K

C_{min}: menor valor entre $(\dot{m} * c_{pe})$ e $(\dot{m} * c_{ps})$, kJ/K s

5. ESTUDO DE CASO

5.1. Introdução

Como definido previamente o presente projeto fornece um estudo particular para a cidade do Rio de Janeiro. Trata-se do laboratório de meteorologia localizado no Centro de Ciências Matemáticas e da Natureza (CCMN) no campus da ilha do Fundão da UFRJ na Cidade Universitária.

A partir disto utilizaremos os arquivos climáticos da ASHRAE e junto das condições de conforto e das dimensões do laboratório, obtermos a carga térmica e as condições de insuflamento para o ambiente. Com isso poderemos modelar os sistemas de ar-condicionado utilizando o software EnergyPlus™ e comparar a diferença de energia gasta em ambos.

5.2. Dados de projeto

O laboratório é composto por uma sala de servidor, um auditório e oito salas onde ficam os pesquisadores conforme mostra a Figura 5.1:

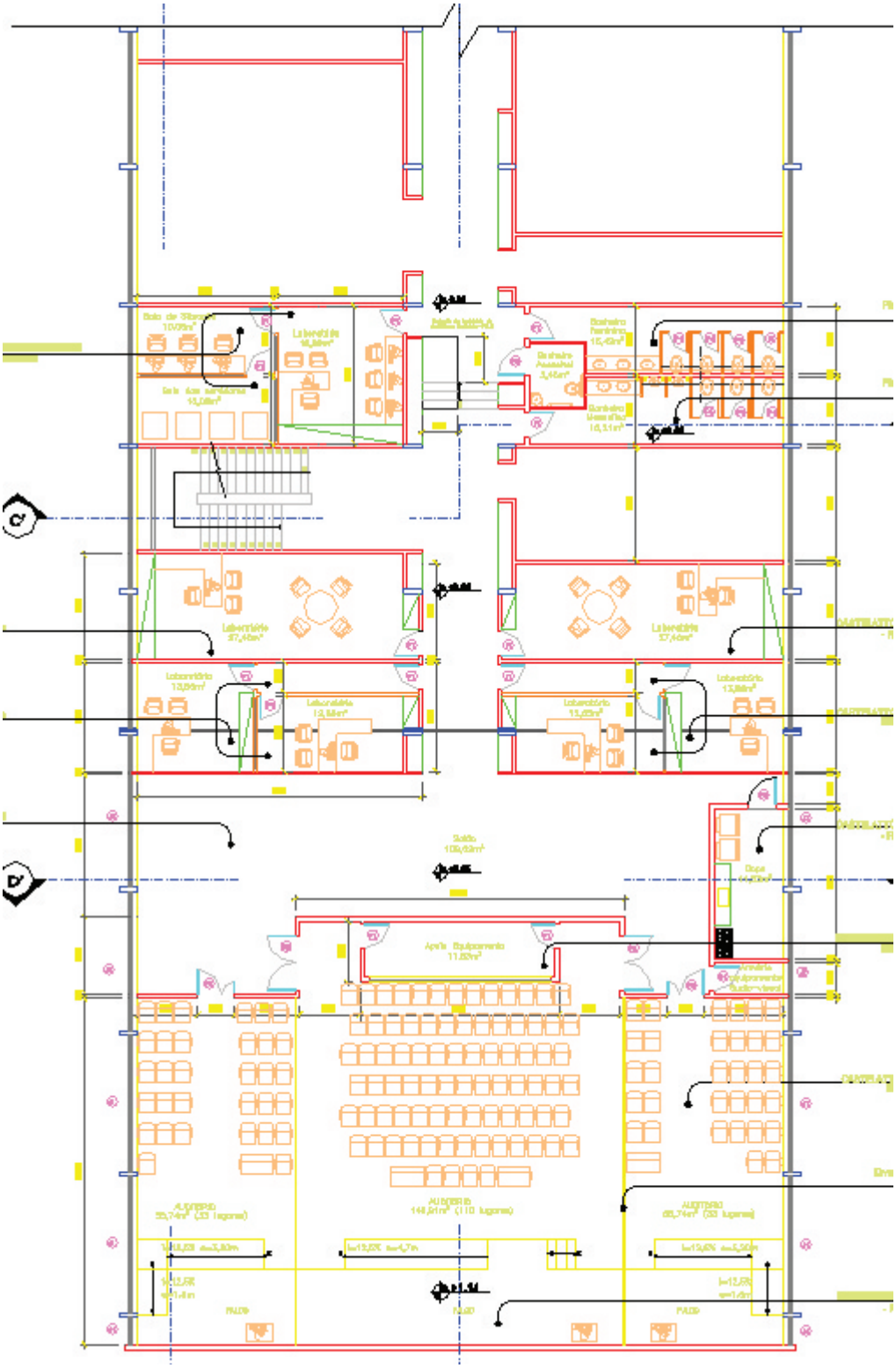

Figura 5.1 – Planta baixa do laboratório

As áreas a serem refrigeradas possuem as seguintes dimensões:

Tabela 5.1– Dimensões dos ambientes

Identificação dos ambientes	Área
Lab 12.65 m^2 – lado direito	12.65 m^2
Lab 13.86 m^2 – lado direito	13.86 m^2
Lab 27.40 m^2 – lado direito	27.40 m^2
Lab 12.65 m^2 – lado esquerdo	12.65 m^2
Lab 13.86 m^2 – lado esquerdo	13.86 m^2
Lab 27.40 m^2 – lado esquerdo	27.40 m^2
Lab 18.89 m^2	18.89 m^2
Sala de Situação	10.06 m^2
Sala dos Servidores	10.06 m^2
Auditório	261.39 m^2
Área de passagem	504.55 m^2

5.3. Condições de insuflamento

Para definirmos as condições de conforto, precisamos primeiro a taxa metabólica realizada pelas pessoas do local e saber as suas vestimentas. Esses valores e as condições de conforto são fornecidos através do programa COMFORT:

Selecionando as peças de roupa mais comumente usadas no verão e no inverno do Rio de Janeiro obtemos um valor de 0.45clo para o verão e de 0.55 clo para o inverno. Tem-se que 1clo = 0.155 m^2 °C/W.

Selecionando também a atividade física realizada, o programa nos fornece sua taxa metabólica equivalente. Para áreas de laboratórios ou escritórios onde se realizam atividades no computador,é obtido um valor de 1.2 met. Tem-se que 1 met = 58 W/m^2.

Com isso obtemos as seguintes condições de conforto.

Para os laboratórios:

$$T_{RA} = 23.5\ °C$$

$$RH_{RA} = 50\ \%$$

Para o auditório:

$$T_{RA} = 23.5\ °C$$

$$RH_{RA} = 60\ \%$$

Este programa também nos fornece porcentagem de pessoas insatisfeitas (PPD) e para o voto médio estimado (PMV). A partir destes valores é possível verificar a porcentagem de um grupo de pessoas que estão satisfeitas ou não com o ambiente usando a escala sétima da ASHRAE.

Para os laboratórios obtemos:

Tabela 5.2 – Indicadores de satisfação com a temperatura nos laboratórios

	PPD	PMV
Verão	10 %	-0.47
Inverno	6 %	-0.26

e para o auditório:

Tabela 5.3 –Indicadores de satisfação com a temperatura no auditório

	PPD	PMV
Verão	8 %	-0.40
Inverno	6 %	-0.19

Na sala dos servidores não haverá uma ocupação fixa, pois lá é um local apenas paras os computadores servidores. Porém estas máquinas precisam operar em condições ambientes específicas para o seu perfeito funcionamento, que segundo o fabricante são:

EQUIPMENT DESCRIPTION	QTY.	ELECTRICAL REQUIREMENTS									AIR CONDITIONING REQUIREMENTS			MAX PER UNIT WEIGHT LB. (KG)	SIZE IN. (mm)		
		VOLTAGE	PHASE	Hz	WIRES	(PER UNIT) KVA	(PER UNIT) KW	POWER FACTOR	CIRCUIT SIZE	RECEP. TYPE	(PER UNIT) KBTU/HR	(PER UNIT) KW	(PER UNIT) TONS		HEIGHT	WIDTH	DEPTH
SGI DESTINATION RACK #1	1			47 to 63		14.29	14.00	.98			47.77	14.00	3.98	1800 (816)	78.75 (2000)	24.00 (610)	45.50 (1156)
SGI DESTINATION RACK #2	1			47 to 63		9.31	9.12	.98			31.12	9.12	2.59	1800 (816)	78.75 (2000)	24.00 (610)	45.50 (1156)
					SYSTEM TOTAL	23.60	23.12			SYSTEM TOTAL	78.89	23.12	6.57				

(a)

B. MAXIMUM ENVIRONMENTAL REQUIREMENTS:

TEMPERATURE:	41–95°F (5–35°C) < 5000 ft (1524 m) MEAN SEA LEVEL 41–86°F (5–30°C) 5000–10000 ft (1524–3048 m)	TEMPERATURE RATE OF CHANGE MUST NOT EXCEED 18°F/HOUR (10°C/HOUR)
HUMIDITY:	10% TO 55% NON–CONDENSING	HUMIDITY RATE OF CHANGE MUST NOT EXCEED 10% RELATIVE HUMIDITY/HOUR

OPTIMAL SYSTEM ENVIRONMENTAL REQUIREMENTS:

	RECOMMENDED OPERATING	RECOMMENDED RANGE
TEMPERATURE:	72°F (22°C)	64°F TO 81°F (18°C TO 27°C)
HUMIDITY:	45% NON–CONDENSING	40% TO 55% NON–CONDENSING

(b)

Figura 5.2 – Dados operacionais dos computadores servidores

$$T_{RA} = 22\ °C$$

$$RH_{RA} = 45\ \%$$

Definidas todas estas condições, utiliza-se o programa EnergyPlus™ para o cálculo da carga térmica total e sensível. O programa calcula a carga térmica em todas as 8760 horas do ano e nos fornece o dia e hora exato em que é obtido o valor máximo.

Tabela 5.4 – Carga térmica total, sensível e horário de máximo

	CT [W]	RSH [W]	Horário de máximo
Auditório	35902.1	31245.9	10/01 - 17:30
Sala dos servidores	14313	14249.5	02/02 - 15:20
Lab12.65 Direito	2396.6	2207.3	11/01- 19:00
Lab13.86 Direito	2775	2583.5	10/01- 18:30
Lab 27.40 Direito	3514	3107.5	11/01- 19:00
Lab 12.65 Esquerdo	2937.2	2747.6	11/01 - 18:40
Lab 13.86 Esquerdo	2116.5	1929.5	10/01- 14:20
Lab 27.40 Esquerdo	3667	3261.5	10/01- 16:50
Lab 18.89	4366.9	4008.2	01/02- 19:00
Sala de Situação	2902.3	2713.3	10/01 - 19:00
Área dos laboratórios	118040.4	117179.6	10/01 – 17:20

onde CT representa a carga térmica total, e RSH a carga térmica sensível. O ambiente definido como “área dos laboratórios” corresponde a toda área menos o auditório.

Nos cálculos de psicometria usados para determinação das condições de insuflamento foram usados os dados climáticos fornecidos pela ASHRAE e para a condição de extremo temos:

$$T_{OA_{bs}} = 39.2\ °C$$

$$T_{OA_{bu}} = 29\ °C$$

Com isto encontramos:

$$v_{OA} = 0.915\ m^3/kg$$

Também será considerada a quantidade de ar externo segundo a PORTARIA da ANVISA Nº 3.523, de 28 de Agosto de 1998, que informa que se deve garantir a adequada renovação do ar do interior dos ambientes climatizados, ou seja, no mínimo de 27 m^3/h/ pessoa.

A partir disto e utilizando a fórmula determinamos a vazão de ar exterior:

$$\dot{m}_{OA} = \frac{27 * nº\ de\ pessoas}{3600 * v_{OA}}$$

Tabela 5.5 – Vazão mássica de ar externo nos ambientes

Ambiente	$\dot{m}_{OA}$ **[kg/s]**
Auditório	1.47
Sala dos Servidores	0.01
Lab12.65 Direito	0.03
Lab13.86 Direito	0.03
Lab 27.40 Direito	0.07
Lab 12.65 Esquerdo	0.03
Lab 13.86 Esquerdo	0.03
Lab 27.40 Esquerdo	0.07
Lab 18.89	0.07
Sala de Situação	0.03

Outro dado que é necessário é o fator de by-pass que é obtido através da tabela fornecida pela CARRIER:

Tabela 5.6 – Valores típicos de fator de by-pass

Fator de ByPass	Tipo de aplicação	Exemplo
0.3 até 0.5	Uma pequena carga total ou uma carga que é um pouco maior com um baixo fator de calor sensível (alta carga latente)	Residências
0.2 até 0.3	Aplicações típicas de conforto com uma carga total relativamente pequena ou um fator de calor sensível com uma carga um pouco maior	Fábricas
		Residências
		Lojas de pequeno porte
0.1 até 0.2	Aplicações típicas de conforto	Lojas
		Fábricas
		Bancos
0.05 até 0.1	Aplicações com altas cargas sensíveis ou que exijam uma grande quantidade de ar externo para ventilação	Fábricas
		Restaurantes
		Lojas
0 até 0.1	Todas as aplicações de ar exterior	Hospitais
		Sala de operações (fábrica)

Portanto utilizaremos um fator de desvio da serpentina (fator de by-pass) de $BF = 0.1$. Esse valor é o utilizado para aplicações típicas de conforto como escritórios.

Com isto podemos fazer os cálculos psicométricos. Para isso foi utilizado um solver do Microsoft Excel. Este solver resolve o problema não linear envolvido no cálculo da temperatura de ponto de orvalho da serpentina, T_{ADP}, e com isso podemos calcular as condições de insuflamento em cada ambiente.

$$ESHF = \frac{RSH + \left(\dot{m}_{OA} * c_P * BF * (T_{OA} - T_{RA})\right)}{\left(CT + \left(\dot{m}_{OA} * BF * \left(c_P * (T_{OA} - T_{RA}) + 2501.2 * (w_{OA} - w_{RA})\right)\right)\right)}$$

$$\dot{m}_{SA} = \frac{RSH + \left(\dot{m}_{OA} * c_P * BF * (T_{OA} - T_{RA})\right)}{(1 - BF) * c_P * (T_{RA} - T_{ADP})}$$

$$T_{SA} = T_{RA} - \left(\frac{RSH}{\dot{m}_{SA} * c_P}\right)$$

$$T_{EA} = \frac{(\dot{m}_{OA} * T_{OA}) + (\dot{m}_{RA} * T_{RA})}{\dot{m}_{SA}}$$

$$v_{SA} = \frac{287.042 * (T_{SA} + 273.15)}{1.01325 * 10^5 - \left(\frac{w_{SA} * 1.01325 * 10^5}{w_{SA} + 0.622}\right)}$$

$$w_{SA} = w_{RA} - \left(\frac{CT - RSH}{2501.2 * \dot{m}_{SA}}\right)$$

A partir disto montamos a seguinte tabela:

Tabela 5.7 – Condições de insuflamento

Ambiente	$\dot{m}_{SA}$ [kg/s]	T_{SA} [°C]	T_{EA} [°C]	T_{ADP} [°C]
Auditório	3.9	15.5	29.5	13.9
Sala dos Servidores	1.3	10.8	22.1	9.5
Lab12.65 Direito	0.2	12.9	26	11.5
Lab13.86 Direito	0.2	13	25.6	11.6
Lab 27.40 Direito	0.3	12.5	27.6	10.8
Lab 12.65 Esquerdo	0.3	13.1	25.5	11.7
Lab 13.86 Esquerdo	0.2	12.8	26.4	11.3
Lab 27.40 Esquerdo	0.3	12.5	27.4	10.9
Lab 18.89	0.4	12.9	26.2	11.4
Sala de Situação	0.3	13.1	25.5	11.7

Se quisermos em termos de vazão volumétrica basta calcularmos:

$$Q_{SA} = \dot{m}_{SA} * v_{SA}$$

Tabela 5.8 – Vazões volumétricas de insuflamento

Ambiente	v_{SA} [m^3/kg]	Q_{SA} [m^3/s]
Auditório	0.831	3.24
Sala dos Servidores	0.814	1.0582
Lab 12.65 Direito	0.822	0.1644
Lab 13.86 Direito	0.822	0.1644
Lab 27.40 Direito	0.820	0.246
Lab 12.65 Esquerdo	0.822	0.2466
Lab 13.86 Esquerdo	0.821	0.1642
Lab 27.40 Esquerdo	0.820	0.246
Lab 18.89	0.822	0.3288
Sala de Situação	0.822	0.2466

5.4. Modelagem do sistema de ar condicionado

5.4.1. Sistema convencional

A partir deste item iremos modelar os sistemas de ar condicionado propostos neste trabalho. A modelagem é feita usando o programa EnergyPlus™.

Neste programa é necessário modelar todos os componentes pertencentes ao um sistema de refrigeração como chillers, bombas, torres de resfriamento, fancoils, ventiladores e muitos outros. Pode-se também modelar o sistema de refrigeração como sendo central com a utilização de fancoils ou se será usado ar condicionado de parede ou o Split, a distribuição de ar como sendo do tipo volume de ar variável ou volume constante, se haverá algum tipo de controle de temperatura via termostato regulando assim a potência do ventilador e a quantidade de água gelada a passar na serpentina e muitas outras configurações.Alémdisso, é preciso também dizer as conexões e o caminho que tanto o ar quanto a água fazem no sistema.

O EnergyPlus™ usa uma metodologia de simulação integrada que utiliza uma rotina de balanço de calor e massa para cálculo das cargas térmicas e uma simulação dos sistemas no mesmo intervalo de tempo. Esse método de simulação integrada permite as condições das zonas, dos sistemas e das instalações a fornecerem informações e feedback entre elas a cada intervalo de tempo da simulação. Esse método fornece melhor predição da temperatura do local e das condições de conforto (Waddell; Kaserekar, 2010).

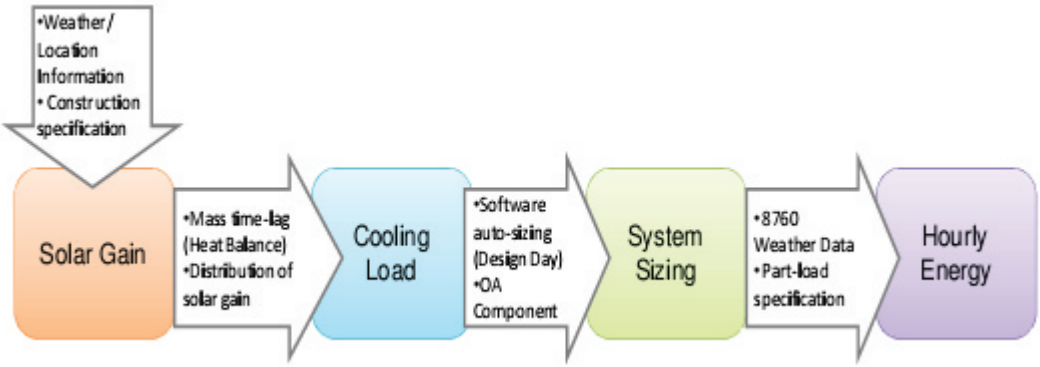

Figura 5.3 – Etapas do método de cálculo do EnergyPlus™(Waddell;Kaserekar, 2010)

Para modelarmos o chiller precisamos escolher o tipo que será usado e definirmos alguns outros dados. Usaremos um do tipo parafuso, “screw”. Segundo a

ASHRAE (2001), para chillers resfriados a água com capacidade menor que 528 kW deverão ter um coeficiente de performance de no mínimo 4.45. Em termos de simulação utilizaremos este valor de COP para trabalharmos na pior condição. Outros dados que devemos fornecer são as temperaturas de saída de água gelada, que deverá ficar entre 4.4°C e 6.7°C, e a de entrada de água de condensação, que deverá ser entre 23.9°C e 29.4°C.

Outro dado relevante para os chillers são as suas curvas de cálculo de variação de capacidade e de potência elétrica em função da temperatura (função de ordem biquadrática) e do valor da razão de carga parcial (função de ordem quadrática). Elas são necessárias para determinar a sua performance. No EnergyPlus™ já existem default dessas curvas que possuem a seguinte forma:

$$curva1 = CC = a + b * CWS + c * CWS^2 + d * ECT + e * ECT^2 + f * CWS * ECT$$

$$curva2 = EIR = \frac{1}{COP} = g + h * CWS + i * CWS^2 + j * ECT + k * ECT^2 + l * CWS * ECT$$

$$curva3 = EIR = \frac{1}{COP} = m + n * PLR + o * PLR^2$$

onde:

CC – capacidade do chiller

EIR – razão de potência elétrica

CWS – temperatura de saída de água gelada, °C

ECT – temperatura de entrada de água de condensação, °C

PLR – razão de carga parcial

Os coeficientes das equações são valores constantes de acordo com o chiller utilizado. O programa já possui uma vasta biblioteca com 160 diferentes tipos de chillers.

O resultado da curva 1 é multiplicado pela capacidade de referência, que é calculada pelo programa através das temperaturas da água previamente informadas, para nos fornecer a capacidade referente as temperaturas das condições de operação. O mesmo raciocínio é usado paras as curvas 2 e 3. Na curva 2 o resultado é multiplicado pelo EIR de referência para fornecer o seu valor nas condições operacionais e pela curva 3 se obtém a razão de carga parcial no ponto de operação.

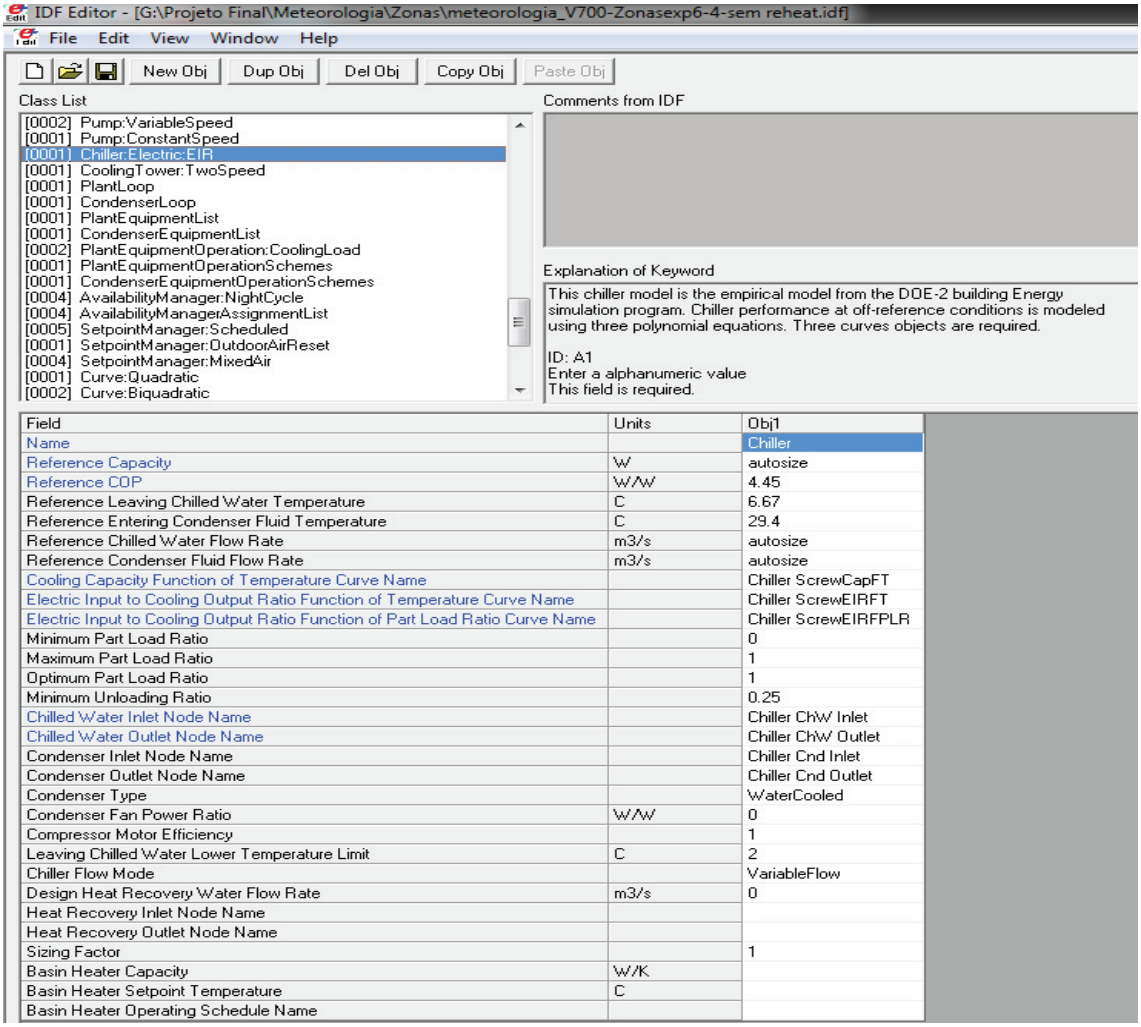

Figura 5.4 – Exemplo de inputs para o chiller

Neste projeto foram considerados a utilização de 4 unidades fancoils. Uma para atender somente ao auditório (nomeado de Fancoil2), outra somente para a sala dos servidores (Fancoil3), uma terceira para os 5 laboratórios do lado esquerdo (Fancoil 1) e uma ultima para os 3 laboratórios do lado direito (Fancoil 4).

Portanto outro item importante a se especificar são as serpentinas destes fancoils. No programa existem umas opções de input como a vazão volumétrica de ar e de água, temperatura de entrada do ar e da água, temperatura de saída do ar, razão de umidade do ar na entrada e na saída. Além disso, é preciso especificar os pontos de entrada e saída tanto do ar quando da água, algo que o programa chama de “node” (nó).

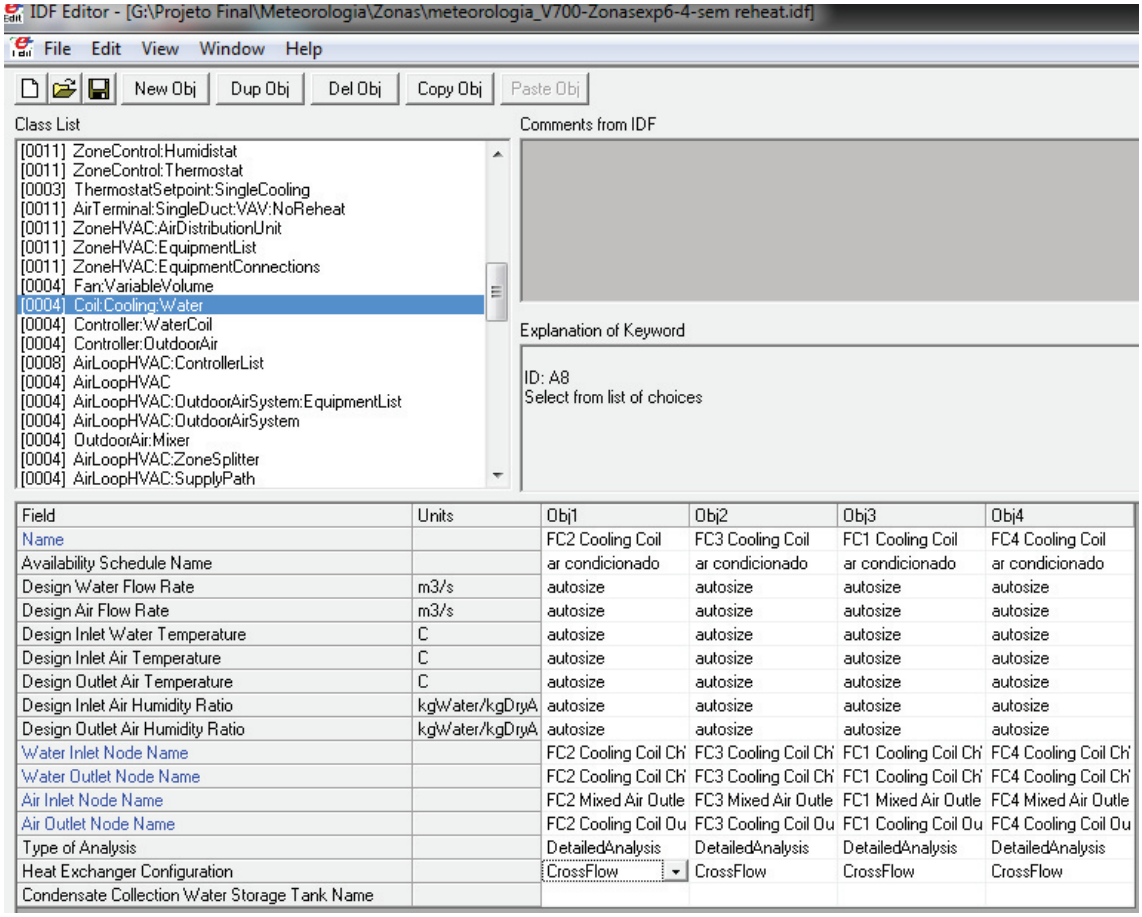

Figura 5.5 –Exemplode inputs para a serpentina

Aqui se faz necessário uma observação. O programa conta com uma biblioteca climática de diversas cidades ao redor do mundo contendo as condições de temperatura e umidade do ambiente em todas às 8760 horas de um determinado ano. Um dos seus inputs são os valores das temperaturas de insuflamento. A partir daí e contando com as condições externas ele também faz todos os cálculos psicométricos para obtenção das respectivas vazões. Ao colocar a opção “autosize” como visto acima o programa se utiliza desse banco de dados climáticos para determinar as condições de vazão de ar e água, temperatura do ar na entrada da serpentina (T_{EA}) e temperatura da água necessária para obter a temperatura de insuflamento pré-determinada.

Depois de especificado os elementos, é necessário fazer a criação e ligações dos nós, formando assim um fluxograma para o caminho ar a ser percorrido no sistema:

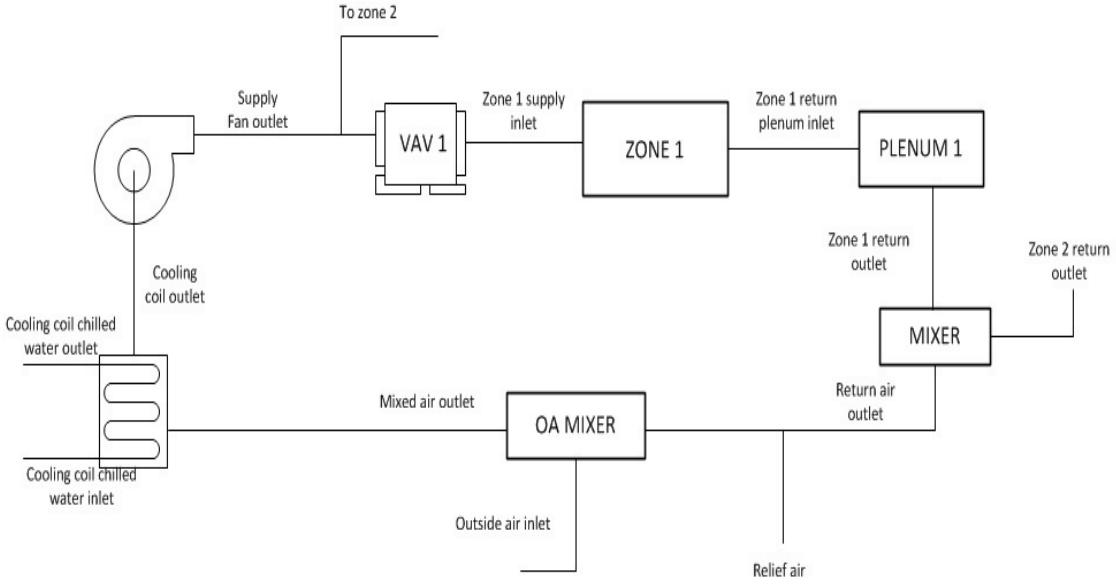

Figura 5.6 – Diagrama do sistema de ar condicionado

É necessário fazer uma breve explicação neste ponto. No EnergyPlus™ existe um input chamado ZoneMixer e outro chamado ZoneSplitter. O “splitter” é aonde ocorre a divisão da corrente de ar que sai do fancoil para as diversas zonas correspondentes. O “mixer” é aonde o ar de retorno dessas zonas se misturam formando um ar de retorno só que será misturado ao ar externo fechando o sistema.

Em posse disso, podemos pedir para o programa nos fornecer o consumo elétrico do chiller para cada mês do ano:

Tabela 5.9 – Consumo elétrico do chiller durante o ano

Mês do ano	Consumo elétrico do chiller [kWh]
Janeiro	28902
Fevereiro	25270
Março	28151
Abril	24863
Maio	24494
Junho	22382
Julho	22885
Agosto	23367
Setembro	22975
Outubro	24585
Novembro	25168
Dezembro	25702
Total	**298743**

Trazendo a valor presente podemos descobrir quanto que este chiller gastaria de energia elétrica. Para isso utilizamos as tarifas impostas pela Light 2006, para o ano de 2013:

TARIFAS DE ALTA TENSÃO ESTRUTURA HORO-SAZONAL VERDE(*)						
Nível de tensão	Demanda	Demanda de ultrapassagem	Consumo R$/MWh			
			Ponta		Fora de Ponta	
	R$/kW		Seca	Úmida	Seca	Úmida
A3a (30 a 44 kV)	15,82	31,64	1.305,49	1.276,81	186,95	170,31
A4 (2,3 a 25 kV)	16,70	33,40	1.369,41	1.340,73	186,95	170,31
AS (subterrâneo)	24,92	49,84	1.425,66	1.696,98	186,95	170,31

(*) Tarifas sem incidência de ICMS, PIS e COFINS
(**) Para a classe rural desconto de 10%

TARIFAS DE ALTA TENSÃO ESTRUTURA HORO-SAZONAL AZUL (*)								
Nível de tensão	Demanda R$/kW		Demanda de ultrapassagem R$/kW		Consumo R$/MWh			
					Ponta		Fora de Ponta	
	Ponta	Fora de Ponta	Ponta	Fora de Ponta	Seca	Úmida	Seca	Úmida
A2 (88 a 138 kV)	21,42	6,92	42,84	13,84	299,91	271,23	186,95	170,31
A3a (30 a 44kV)	43,31	15,82	86,62	31,64	299,91	271,23	186,95	170,31
A4 (2,3 a 25 kV)	46,06	16,70	92,12	33,40	299,91	271,23	186,95	170,31
AS (subterrâneo)	50,95	24,92	101,90	49,84	299,91	271,23	186,95	170,31

(*) Tarifas sem incidência de ICMS
(**) Para classe rural desconto de 10%

Figura 5.7 – Tarifas de energia elétrica para o ano de 2013 (©Light 2006)

A partir destes valores das tarifas e definindo os períodos de ponta e fora de ponta e períodos secos e úmidos o programa também nos fornece o gasto monetário com o chiller:

Tabela 5.10 – Gastos do chiller com energia elétrica

Mês do ano	Gastos comenergia elétrica [R$]
Janeiro	9535.34
Fevereiro	8436.37
Março	9030.71
Abril	7774.16
Maio	8226.43
Junho	7211.09
Julho	7197.63
Agosto	7569.75
Setembro	7673.07
Outubro	8338.44
Novembro	8460.9
Dezembro	8298.98
Total	**97752.87**

Outro dado importante a se obter do programa é o número de horas desconfortáveis em que há ocupação no ambiente baseado no Standard da Ashrae 55 – 2004:

Tabela 5.11 – Número de horas ocupadas desconfortáveis

Ambiente	Horas de desconforto [hr]
Auditório	0
Lab 12.65 Direito	18.50
Lab 13.86 Direito	78.50
Lab 27.40 Direito	50
Lab 12.65 Esquerdo	237.25
Lab 13.86 Esquerdo	247.75
Lab 27.40 Esquerdo	99
Lab 18.89	0
Sala de Situação	0

Com isso observa-se que o sistema atende as demanda da Ashrae de se ter no máximo 4% das 8760 horas do ano (350.4 horas) de desconforto no ambiente. A única

exceção é a sala dos servidores em que todas as horas há desconforto. Porém nessa sala só ficam as máquinas servidores e o foco nesse ambiente não é no conforto e sim na manutenção da temperatura de operação recomendada pelo fabricante como mostrada na Figura 5.2 (b).

Outro método de avaliarmos a eficiência desse sistema de refrigeração é vendo o número de horas em que as condições de conforto impostas (T_{RA} e RH_{RA}) não foram atendidas. Com isso poderemos ver se o sistema foi capaz de regular a temperatura interna de acordo com a do ambiente exterior e avaliar se os equipamentos possuem a capacidade para isso.

Tabela 5.12 – Número de horas não atendidas

Ambiente	Número de horas não atendidas [hr]
Auditório	0
Sala dos Servidores	197.50
Lab 12.65 Direito	0
Lab 13.86 Direito	0
Lab 27.40 Direito	0
Lab 12.65 Esquerdo	0
Lab 13.86 Esquerdo	0
Lab 27.40 Esquerdo	0
Lab 18.89	0
Sala de Situação	0

Observamos que o sistema funciona perfeitamente para os ambientes dos laboratórios, mas não foi capaz de manter a temperatura de 22°C em 196 horas do ano para a sala dos servidores.

5.4.2. Sistema híbrido

Neste item modelaremos os equipamentos necessários ao sistema híbrido. O chiller e as unidades fancoils serão as mesmas utilizadas no sistema convencional.

Estes equipamentos serão principalmente a roda dessecante, a roda sensível e o regenerador que irá regenerar a roda dessecante.

Para modelarmos a roda dessecante precisamos informar ao programa a razão umidade que queremos que a corrente de ar tenha na saída da roda para que ele calcule quanto que terá que retirar de umidade para consequentemente, calcular a potência necessária ao regenerador. Para isso precisaremos consultar uma fabricante de rodas dessecantes e escolher um modelo real para termos uma noção da razão de umidade na saída. O fabricante escolhido foi a NovelAire Technologies.

O programa possui um arquivo climático com temperaturas e umidades ambientes nas 8760 horas de um determinado ano. Primeiramente pegamos a maior temperatura do ar externo registrada nele nesse ano que é de 38.2°C e as suas respectivas razão de umidade e umidade relativa que são 0.0148 kg/kg de ar e 35% respectivamente. Com esses valores determinamos na carta psicométrica o valor do volume específico como sendo 0.903 m^3/kg.

Em posse disto só precisamos agora da vazão volumétrica de ar externo que calcularemos como

$$CMH = 3600 * \dot{m} * v$$

A temperatura de regeneração é de 121°C, pois é o valor que o EnergyPlus™ usa como padrão. Serão usadas 4 rodas, uma para cada fancoil utilizado. Com isso, utilizando o software da própria fabricante teremos:

Tabela 5.13 – Modelos de roda dessecante usados

Modelo	Áreas atendidas	Vazão volumétrica [m^3/h]	Razão de umidade na saída [kg/kg]
WSG 770x200	Auditório	5234	0.00995
WSG 250X200	Sala dos servidores	32.5	0.00986
WSG 440X200	Área esquerda	1170.3	0.00940
WSG 250X200	Área direita	448.6	0.00972

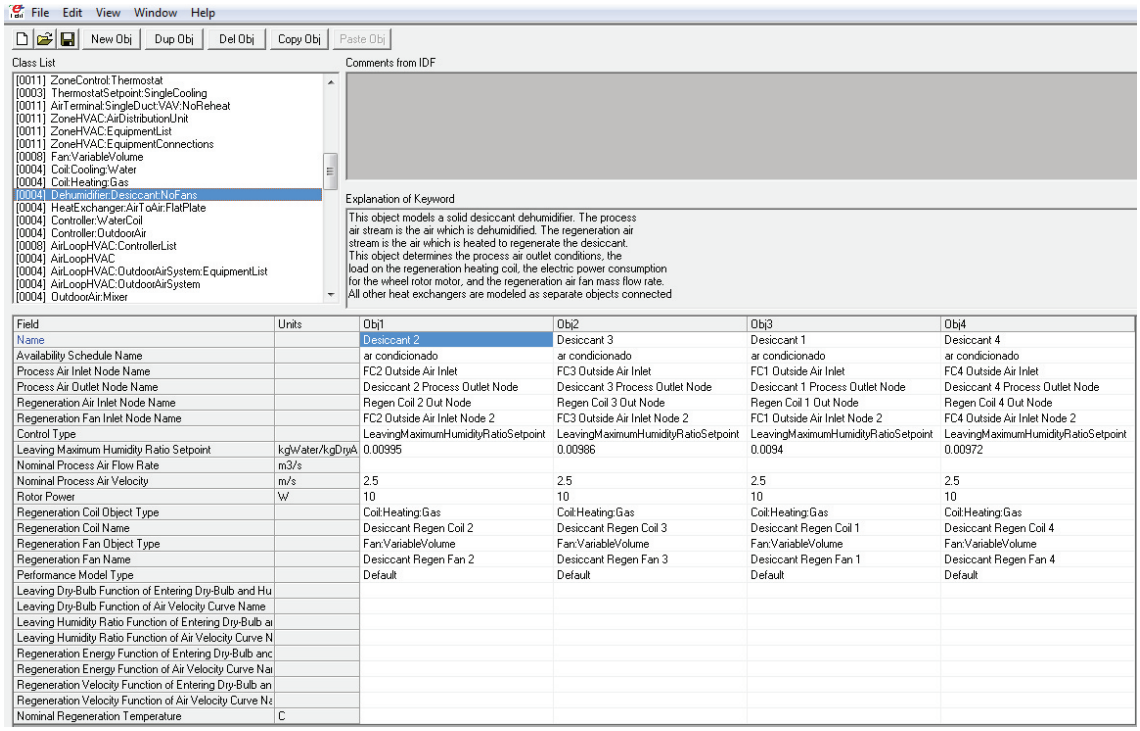

Figura 5.8 – Exemplo de inputs para a roda dessecante

Precisamos também definir o tipo de aquecimento que será usado. O programa possui a gás, vapor, água quente ou aquecimento elétrico. O utilizado será aquecimento a gás.

Ao definirmos as rodas sensíveis também precisaremos consultar o fabricante. Utilizaremos o mesmo fabricante NovelAire Technologies.

Tabela 5.14 – Modelos de rodas sensíveis usados

Modelo	Áreas atendidas
ECW 364	Auditório
ECW 202	Sala dos servidores
ECW 202	Área esquerda
ECW 202	Área direita

Com isso especificamos no programa os nós de entrada e saída de cada componente e informamos que os fluxos das correntes de ar são opostas e não há mistura entre elas formando assim o seguinte diagrama:

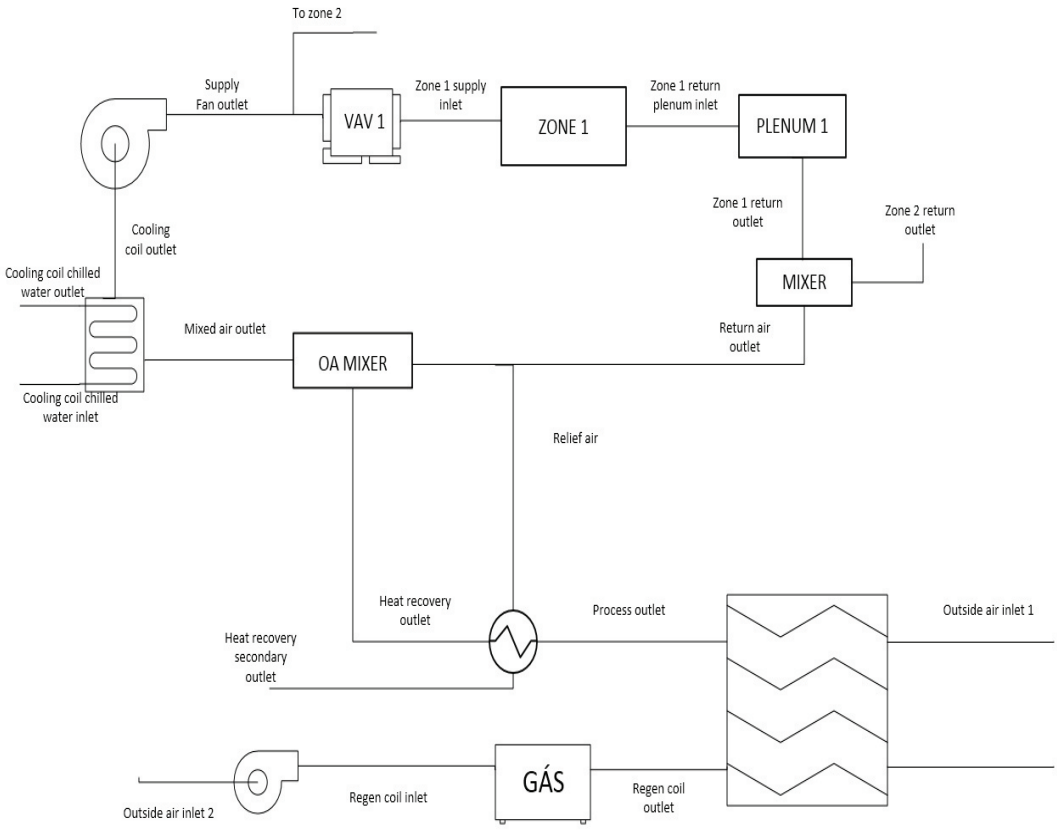

Figura 5.9 – Diagrama do sistema híbrido

Com esses dados podemos obter a partir do programa, o consumo elétrico do chiller nesse sistema híbrido e o seu gasto com energia elétrica:

Tabela 5.15 – Consumo elétrico do chiller durante o ano no sistema híbrido

Mês do ano	Consumo elétrico do chiller [kWh]
Janeiro	27023
Fevereiro	23972
Março	26534
Abril	24017
Maio	23951
Junho	22155
Julho	22601
Agosto	23001
Setembro	22400
Outubro	23734
Novembro	23993
Dezembro	24711
Total	**288092**

Tabela 5.16 – Gastos do chiller com energia elétrica no sistema híbrido

Mês do ano	Gastos com energia elétrica [R$]
Janeiro	8652.49
Fevereiro	7777.97
Março	8279.78
Abril	7318.68
Maio	7685.39
Junho	6973.28
Julho	6949.01
Agosto	7239.07
Setembro	7219.67
Outubro	7726.92
Novembro	7844.83
Dezembro	7718.57
Total	**91385.66**

Outros dados a serem obtidos para avaliarmos a eficiência do sistema híbrido são as horas de desconforto e as horas onde a temperatura de conforto não foi atendida

Tabela 5.17 - Número de horas ocupadas desconfortáveis no sistema híbrido

Ambiente	Horas de desconforto [hr]
Auditório	0.75
Lab 12.65 Direito	20.75
Lab 13.86 Direito	84
Lab 27.40 Direito	55
Lab 12.65 Esquerdo	249.25
Lab 13.86 Esquerdo	265.75
Lab 27.40 Esquerdo	104
Lab 18.89	0
Sala de Situação	0

Percebemos que as condições impostas pela ASHRAE também foram conseguidas com exceção da sala dos servidores devido ao que já foi anteriormente explicado.

Tabela 5.18 - Número de horas não atendidas no sistema híbrido

Ambiente	Número de horas não atendidas [hr]
Auditório	0
Sala dos Servidores	226.25
Lab 12.65 Direito	0
Lab 13.86 Direito	0
Lab 27.40 Direito	0
Lab 12.65 Esquerdo	0
Lab 13.86 Esquerdo	0
Lab 27.40 Esquerdo	0
Lab 18.89	0
Sala de Situação	0

6. RESULTADOS

Neste capítulo iremos comparar os resultados para ambos os sistemas utilizados e fazer uma análise se o sistema híbrido seria, afinal, vantajoso em algum aspecto.

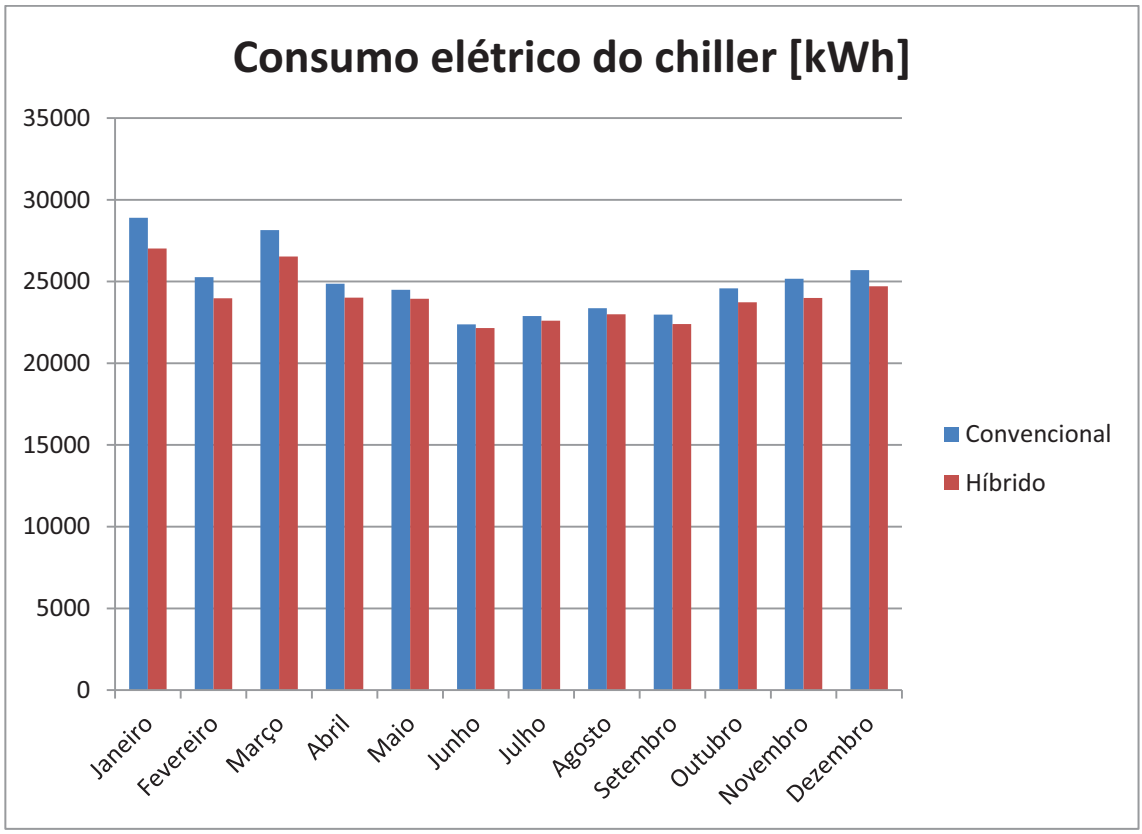

Figura 6.1 – Consumo elétrico do chiller nos dois sistemas ao longo do ano

Pela Figura 6.1 podemos observar que em ambos os sistemas o chiller consome mais energia exatamente nos meses mais quentes como era de se esperar. Observa-se também que nesses meses mais quentes a diferença entre o sistema convencional e o híbrido se torna mais clara, porém nos meses frios, quando o clima é mais seco, o sistema híbrido consome o mesmo que o convencional tornando o seu uso desnecessário. Isso pode ser explicado, pois como o ar externo está mais frio, ele regenera menos a roda dessecante. Com isso ela perde a capacidade de dessecar o ar de processo, que já se encontra mais seco no clima frio. Devido a isso esse ar de processo ao sair da roda sensível se encontra praticamente com as mesmas características do ar externo.

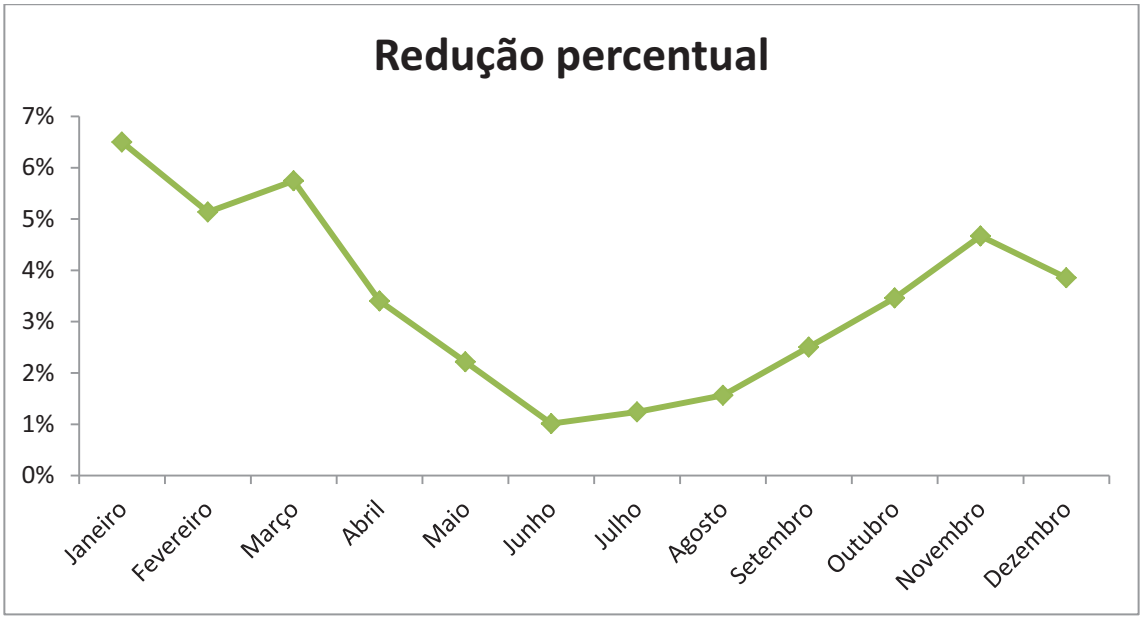

Figura 6.2 – Redução percentual no consumo de energia

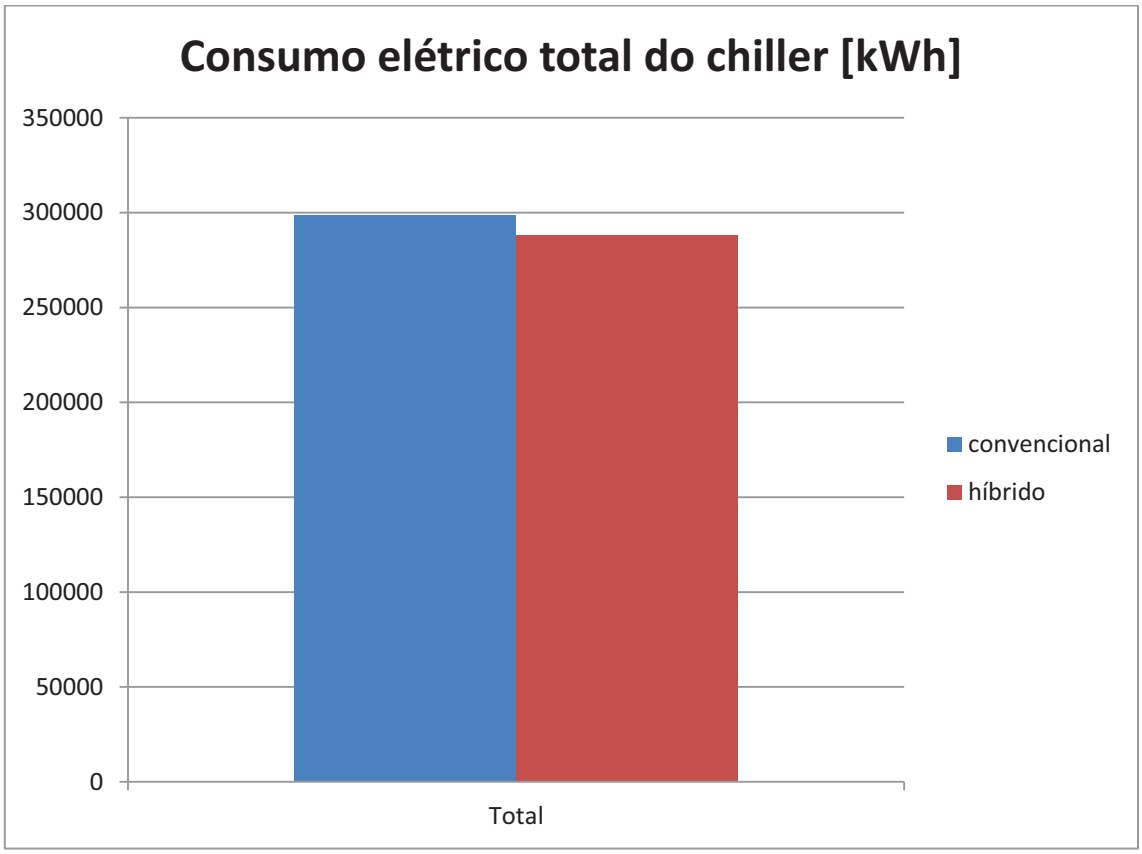

Figura 6.3 – Consumo elétrico total do chiller no ano

Pela Figura 6.3 vemos que no sistema híbrido a economia de energia total do chiller no ano só seria de 3.57%.

A função da roda dessecante é diminui a carga latente do ar, porém ela aumenta a carga sensível. Utilizando a roda sensível temos a redução dessa carga sensível do ar de processo. Dependendo de qual modelo usar, essa redução poderá ser maior. Podemos ver pela Figura 6.2 que em meses mais frios e secos haverá uma pequena redução da carga latente e isso não compensará o ganho em carga sensível do ar de processo. Já em meses mais quentes e úmidos de maior carga latente, a sua redução compensa o aumento da carga sensível.

Endo (2010) simulou a utilização do sistema híbrido em 5 cidades brasileiras diferentes (Rio de Janeiro, São Paulo, Brasília, Recife e Santa Maria - RS) utilizando a ferramenta EnergyPlus™ e verificou que na cidade do Rio de Janeiro conseguia-se até quase 10% de redução de consumo no mês de novembro. Já para Recife que é uma cidade mais úmida atingia-se até 14% de redução para o mês de julho. Em compensação para cidades como São Paulo e Santa Maria - RS que possuem invernos bastantes secos a redução no consumo era praticamente nula. Isso confirma a teoria de que só se justifica o uso da roda dessecante para climas bastante úmidos durante todo o ano.

Em relação ao conforto térmico observamos que o sistema híbrido não consegue manter a situação de conforto pelo mesmo número de horas que o sistema convencional. Isso pode ser explicado pelo fato de o ar insuflado ser mais seco aumentando os índices de PPD e PMV.

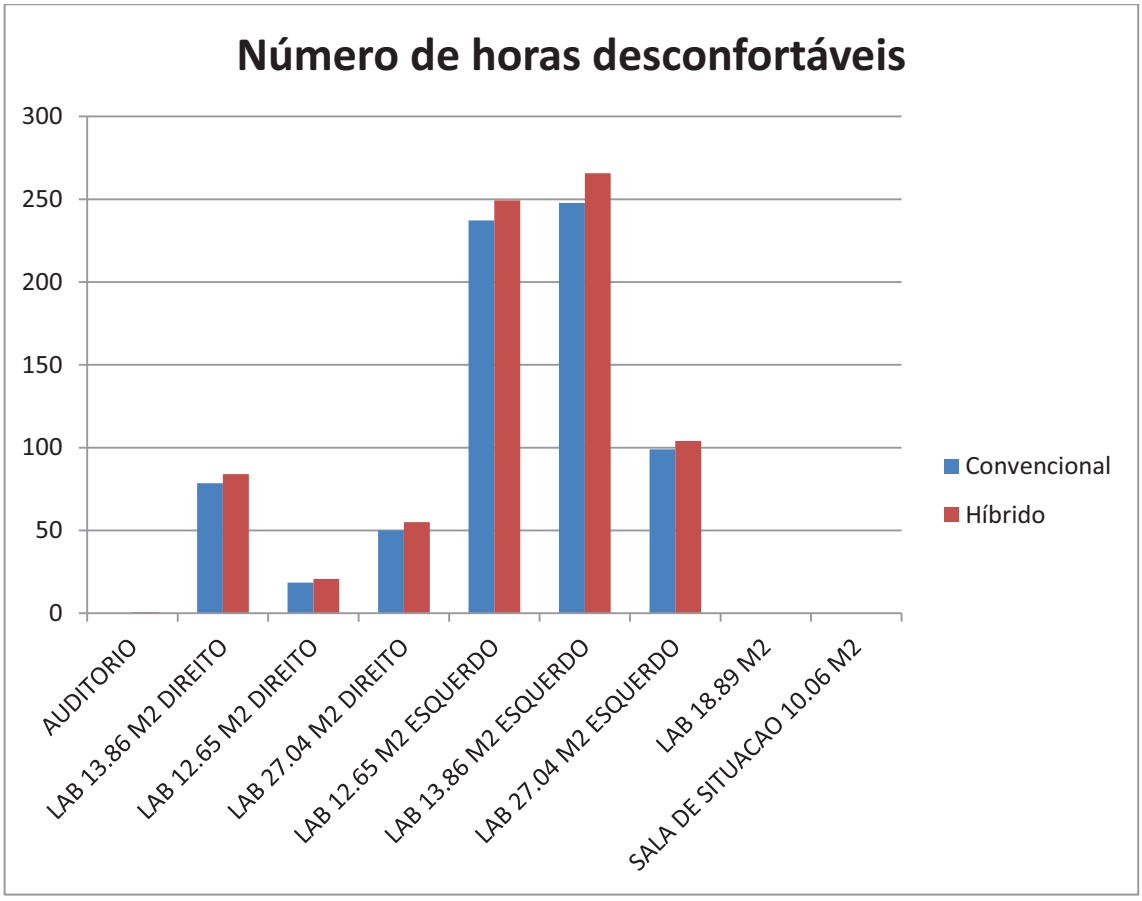

Figura 6.4 – Número de horas desconfortáveis em ambos os sistemas

E com relação ao número de horas não atendidas observamos também um aumento quando usado o sistema híbrido.

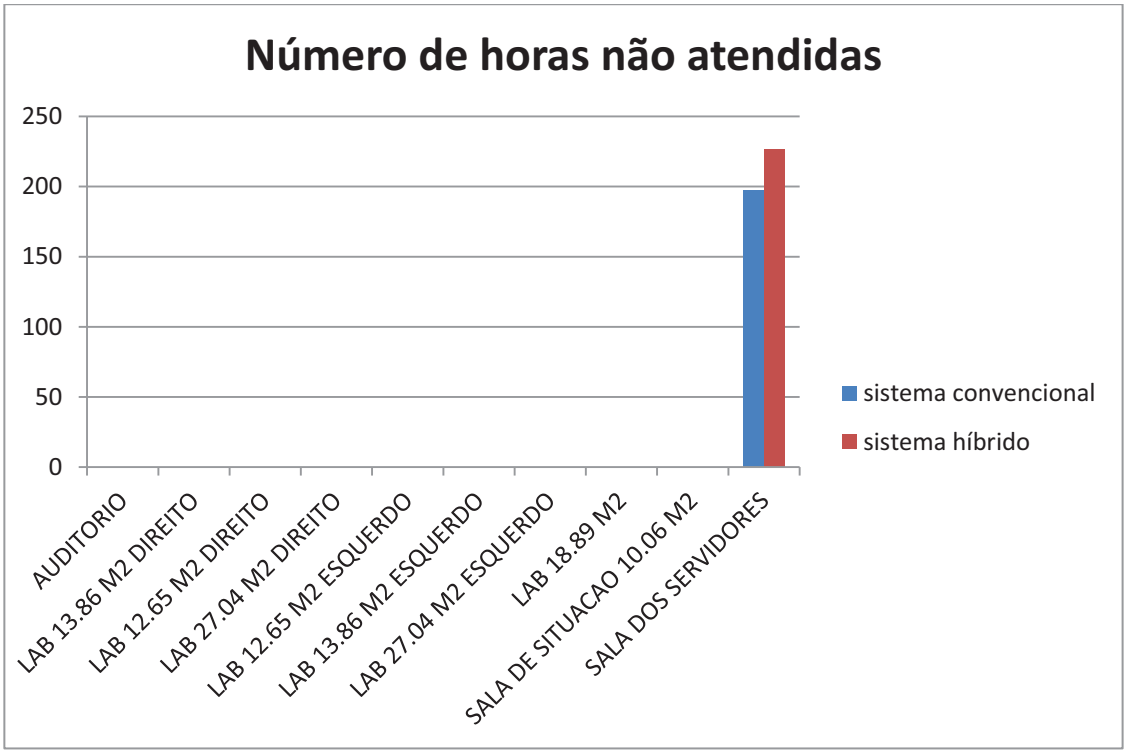

Figura 6.5 – Número de horas não atendidas pelos sistemas

Com relação aos gastos com energia elétrica temos a mesma tendência de maior redução nos meses de verão e uma quase nula nos meses mais frios e secos.

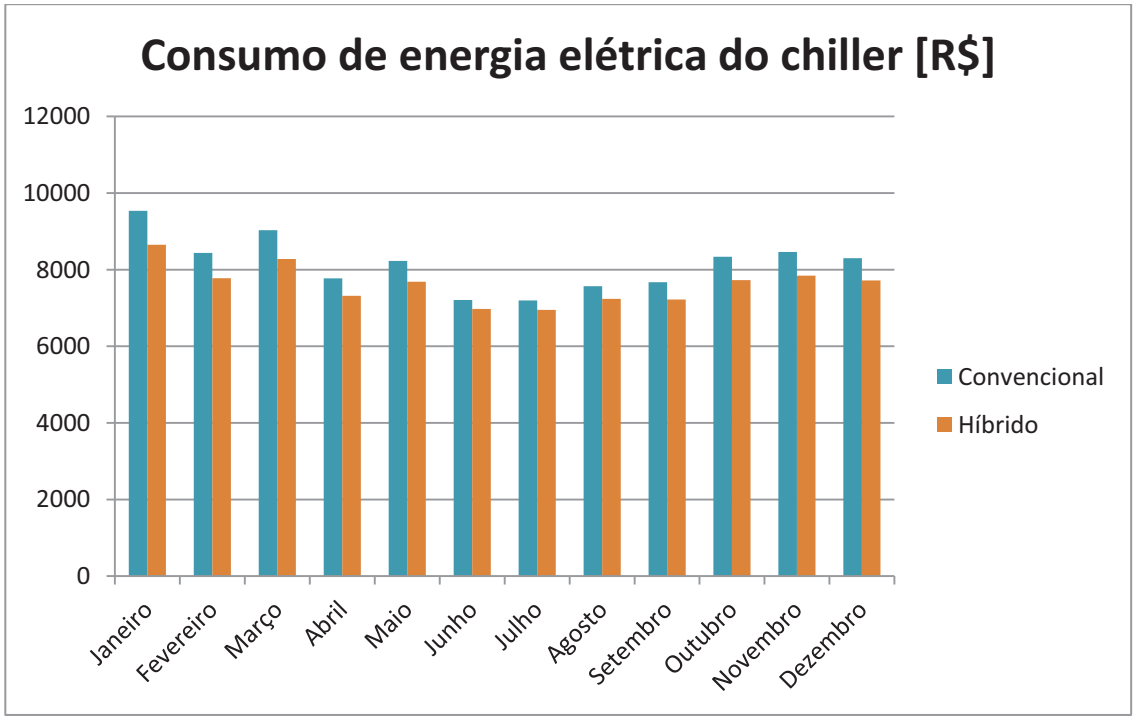

Figura 6.6 – Consumo de energia elétrica do chiller ao longo do ano

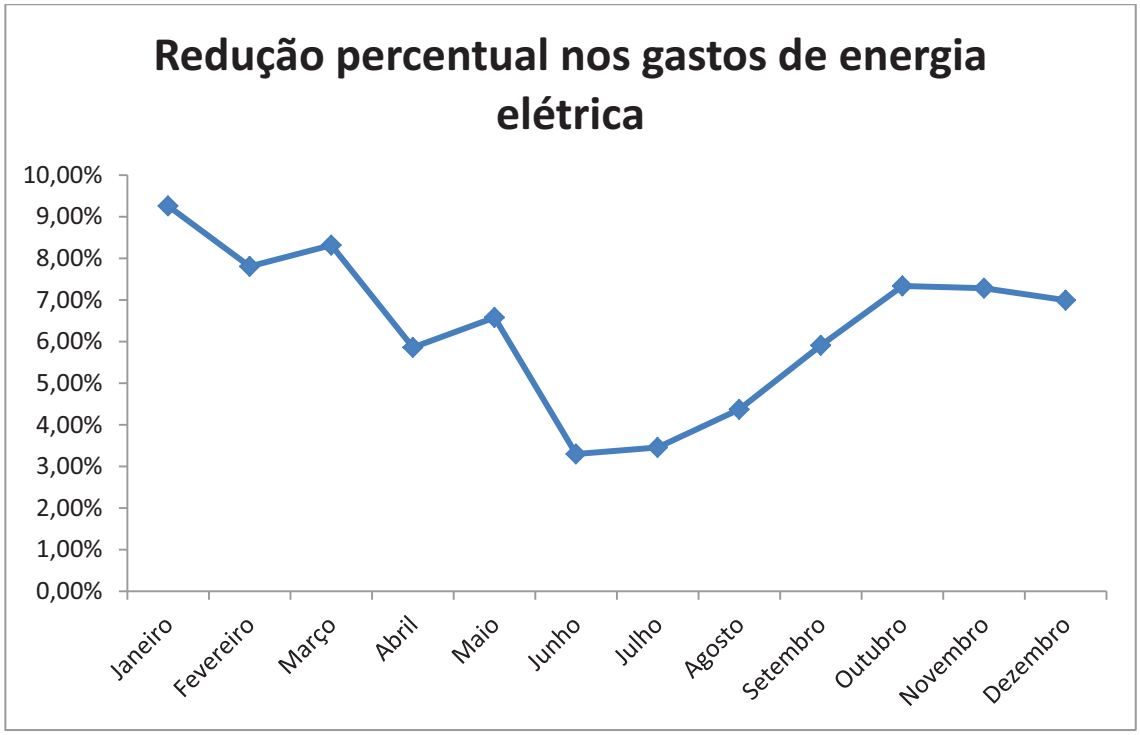

Figura 6.7 – Redução percentual no consumo de energia elétrica ao longo do ano

Com isso temos uma economia de 6.5% nos gastos totais de energia elétrica do ano utilizando o sistema híbrido.

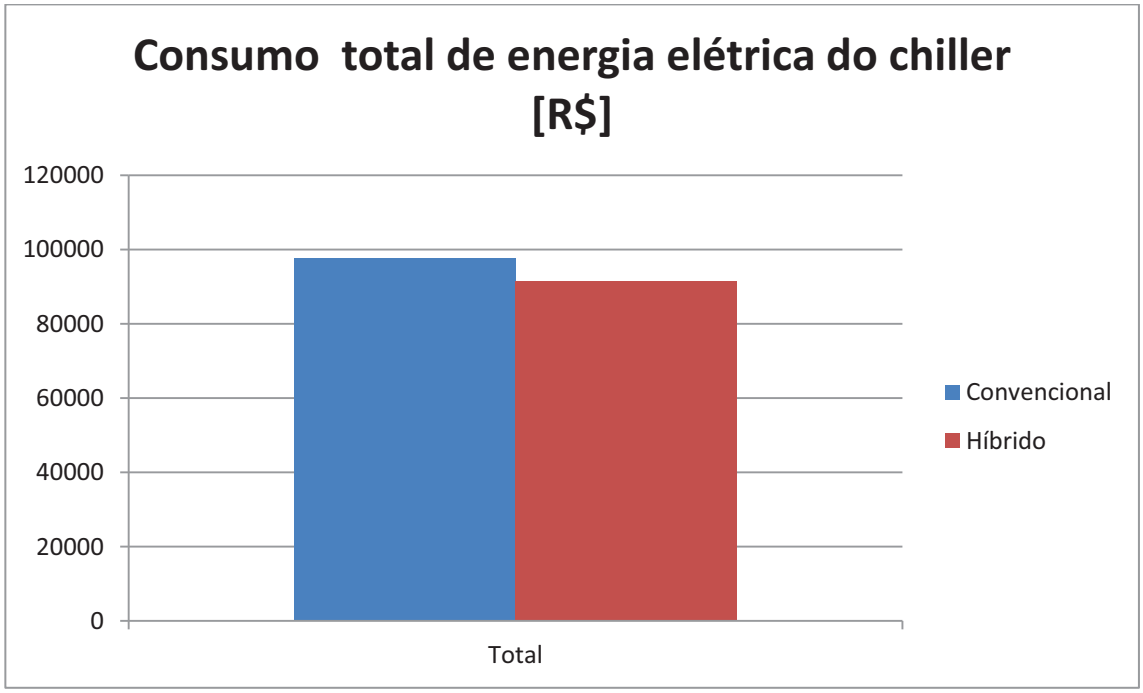

Figura 6.8 – Gastos dos dois sistemas com energia elétrica

Ao buscarmos preços de rodas dessecantes e sensíveis para fazermos um simples cálculo de tempo de retorno de investimento, temos que esses equipamentos estão na faixa de R$5000,00 a R$10000,00. Como são no total, 8 rodas (4 dessecantes e 4 sensíveis) teremos um investimento inicial entre R$40000,00 a R$80000,00.

De acordo com as Tabelas 5.10 e 5.16, temos durante o ano uma economia de R$ 6367,21. Isso nos fornece um tempo de retorno entre 6 anos e 12 anos e meio.

7. CONCLUSÃO

O presente estudo apresentou inicialmente conceitos referentes ao sistema adsortivo e sobre o processo de adsorção; fundamentos, características e tipos de materiais usados.

Falamos também sobre a roda dessecante, seu princípio de funcionamento e seus parâmetros de performance. Vimos que sua eficiência está fortemente ligada a variáveis comoumidade do ar de processo e a temperatura do ar de regeneração e que aumentando a rotação da roda teríamos um ponto em que o aumento da temperatura de bulbo seco com a redução da umidade geraria um ponto ótimo de menor temperatura de bulbo úmido.

Depois mostramos a roda sensível, outro equipamento utilizado na simulação para reduzir a temperatura do ar de processo após sua passagem pela roda dessecante e mostramos suas características e fórmula de eficiência.

Em seguida fizemos os cálculos psicométricos e com a utilização do comando "solver" do Excel achamos a temperatura e a vazão mássica de insuflamento necessárias para manter a condição de conforto. Com esses dados modelamos os dois sistemas que seriam comparados, o convencional e o híbrido. Os dados utilizados para as rodas dessecantes e sensíveis foram obtidos através dos equipamentos de um fabricante.

A partir disto simulamos ambos os sistemas na ferramenta computacional EnergyPlus™ de onde obtemos os valores das cargas térmicas e designamos cada elemento envolvido nos sistemas. Além disso, modelamos o caminho do fluxo de ar e da água gelada conectando cada elemento envolvido através de nós e ramificações de forma a termos a estrutura de um sistema de refrigeração.

Os resultados mostrados nos gráficos foram satisfatórios e confirmaram que a utilização desse sistema híbrido economiza em até 6.5% o consumo de energia do chiller nos meses mais quentes e úmidos. Porém em meses mais frios e secos o seu uso se torna totalmente desnecessário fazendo com que a redução de energia acumulada do ano seja de apenas 3.57%. Fazendo também um simples cálculo de tempo de retorno vimos que esse tipo de investimento seria muito grande e não traria benefícios à curto prazo por terem um tempo de retorno grande.

Com isso concluímos que não valeria a pena ter gastos com esse tipo de equipamento do sistema híbrido para um local com o clima típico do rio de Janeiro. Podemos também concluir que em locais mais úmidos o ano inteiro como, por exemplo, cidades das regiões norte e nordeste do Brasil, obteríamos resultados mais satisfatórios.

Através deste trabalho verificamos que podemos fazer modificações no sistema híbrido, de forma a obter os melhores resultados possíveis. Vimos também que a fonte de calor de regeneração pode ter diversas origens permitindo um menor consumo de energia. Isso possibilita que esse sistema híbrido seja utilizado em diversas aplicações e setores industriais. Algumas destas modificações e sugestões para trabalhos futuros são:

- Utilização do calor gerado por painéis solares fotovoltaicos para regenerar a roda dessecante;
- Utilização do calor rejeitado em termelétricas ou em qualquer outra planta industrial para regeneração evitando-se assim, a utilização de um aquecedor como foi feito neste trabalho;
- Estudo em outras cidades brasileiras de modo a descobrir a que seja mais economicamente viável;
- Modificação da estrutura do sistema híbrido, como por exemplo, a utilização do ar de retorno como ar de regeneração para analisar qual geraria menos consumo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Angrisani, Giovanni, Francesco Minichiello, Carlo Roselli, and Maurizio Sasso, 2011, "Experimental analysis on the dehumidification and thermal performance." *Applied Energy*: pp. 563-572.

ASHRAE, 2008, “AIR-TO-AIR ENERGY RECOVERY.” In: *ASHRAE HANDBOOK - HVAC SYSTEMS AND EQUIPMENT*, Chap 25. Georgia, Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE, 2008, “DESICCANT DEHUMIDIFICATION AND PRESSURE-DRYING EQUIPMENT.” In: *ASHRAE HANDBOOK - HVAC SYSTEMS AND EQUIPMENT*, Chap 23. Georgia, Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE, 2009, *ASHRAE HANDBOOK - FUNDAMENTALS.* Inch-Pound Edition. Gerogia, Atlanta: ASHRAE.

Bellia, L., P. Mazzei, F. Minichiello, e D. Palma, 2000, “AIR CONDITIONING SYSTEMS WITH DESICCANT WHEEL FOR ITALIAN CLIMATES.” *International Journal on Architectural Scienc,* pp.193-213.

Brager, Gail S., Gwelen Paliaga, e Richard de Dear, 2004, “Operable Windows, Personal Control, and Occupant Comfort.” *ASHRAE Transactions*, pp. 17-35.

Brevilieri, Paula Maria de Souza, 2011. “ANÁLISE DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR EVAPORATIVO-ADSORTIVO NA CIDADE DO RIO DE JANEIRO.” Projeto de Graduação, Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

Camargo, José Rui, 2009, *Resfriamento Evaporativo - Climatização Ecológica.* 1ª. Rio de Janeiro: Ciência Moderna.

Daou, K., R. Z. Wang, e Z. Z. Xia, 2004, “Desiccant cooling air conditioning: a review.” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 55 - 77.

ENERGYPLUS™, 2012. "The Encyclopedic Reference to EnergyPlus Input and Output." *Input Output Reference.* US Department of Energy, October.

ENERGYPLUS™, 2012. "The Reference to EnergyPlus Calculations." *EnergyPlus Engineering Reference.* US Department of Energy, October.

Heidarinejad, Ghassem, and Hadi Pasdarshahri, 2010, "The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles." *Energy and Buildings*, pp. 2416-2423.

Light - Clientes - Tarifas e Tributos - Valor da tarifa. s.d. Disponível em: <http://www.light.com.br/web/institucional/atendimento/informacoes/tarifas/tetarifas.asp?mid=86879429722772277228722 6>. Acesso em 05/03/2013, 12:00:00.

Ruivo, Celestino R., António Carrillo-Andrés, José J. Costa, and Fernando Domínguez-Muñoz, 2011, "Exponential correlations to predict the dependence of effectiveness parameters of a desiccant wheel on the airflow rates and on the rotation speed." *Applied Thermal Engineering*, pp. 442-450.

Stewart, Morgan Eugene, 2001, “Validation of a Simplified Building Cooling Load Model Using a Complex Computer Simulation Model.” M.Sc. Thesis, Faculty of Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, USA.

W. R. Grace & Co. Enriching Lives, Everywhere.® - Silica Gel Structure. s.d. Disponível em: <http://www.grace.com/EngineeredMaterials/MaterialSciences/SilicaGel/SilicaGelStructure.aspx>. Acesso em 03/03/2013, 12:00:00.

W. R. Grace & Co. Enriching Lives, Everywhere.® - Zeolite Structure. s.d. Disponível em: <http://www.grace.com/EngineeredMaterials/MaterialSciences/Zeolites/ZeoliteStructure.aspx>. Acesso em 03/03/2013, 12:00:00.

Waddell, Cassie, and Shruti Kaserekar, 2010, "SOLAR GAIN AND COOLING LOAD COMPARISON USING ENERGY MODELING." *Fourth National Conference of IBPSA-US,* pp. 150-159, New York City, August.

ANEXO A – Rotina de cálculo do consumo elétrico do chiller

The Power Ratio Curve is a quadratic equation that determines the Ratio of Full Load to Power. The defining equation is:

$$PowerRatio = B_1 + B_2 PLR + B_3 PLR^2$$

where the part load ratio, PLR is defined as:

$$PLR = \frac{chiller\ cooling\ load}{nominal\ chiller\ capacity}$$

The Load Ratio Curve is a quadratic equation that determines the Ratio of Actual Cooling Load to Full Cooling Load. The defining equation is:

$$LoadRatio = C_1 + C_2 CapRatio + C_3 CapRatio^2$$

The evaporator heat transfer rate and the power required by the chiller are then calculated as:

$$Qevap = AvailableChillerCap * PLR$$

$$Power = PowerRatio * LoadRatio * \frac{AvailableChillerCap}{RatedCOP}$$

Electric Chiller Model Based on Condenser Entering Temperature

Overview

This model (object name Chiller:Electric:EIR) simulates the performance of an electric liquid chiller. The model is based on the compression chiller model (COMREF) in the DOE-2.1 building energy simulation program. The EnergyPlus model contains all of the features of the DOE-2.1 chiller model, plus additional abilities for modeling evaporatively-cooled condensers and heat recovery for water heating.

This model simulates the thermal performance of the chiller and the power consumption of the compressor(s). It also models the power consumption of condenser fans if modeling an air-cooled or evaporatively-cooled condenser. This model does not simulate the thermal performance or the power consumption of associated pumps or cooling towers. This auxiliary equipment must be modeled using other EnergyPlus models (e.g. CoolingTower:SingleSpeed).

Model Description

The chiller model uses user-supplied performance information at reference conditions along with three performance curves (curve objects) for cooling capacity and efficiency to determine chiller operation at off-reference conditions. The three performance curves are:

1) Cooling Capacity Function of Temperature Curve
2) Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Temperature Curve
3) Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Part Load Ratio Curve

- The cooling capacity function of temperature curve is a biquadratic performance curve with two independent variables: the leaving chilled water temperature and the entering condenser fluid temperature. The output of this curve is multiplied by the reference capacity to give the full-load cooling capacity at specific temperature operating conditions (i.e., at temperatures different from the reference temperatures).

The curve should have a value of 1.0 at the reference temperatures and flow rates specified in the input data file by the user. The biquadratic curve should be valid for the range of water temperatures anticipated for the simulation.

$$ChillerCapFTemp = a + b\left(T_{cw,l}\right) + c\left(T_{cw,l}\right)^2 + d\left(T_{cond,e}\right) + e\left(T_{cond,e}\right)^2 + f\left(T_{cw,l}\right)\left(T_{cond,e}\right)$$

where

$ChillerCapFTemp$ = cooling capacity factor, equal to 1 at reference conditions

$T_{cw,l}$ = leaving chilled water temperature, °C

$T_{cond,e}$ = entering condenser fluid temperature, °C. For a water-cooled condenser this will be the water temperature returning from the condenser loop (e.g., leaving the cooling tower). For air- or evap-cooled condensers this will be the entering outdoor air dry-bulb or wet-bulb temperature, respectively.

- The energy input to cooling output ratio function of temperature curve is a biquadratic performance curve that parameterizes the variation of the energy input to cooling output ratio (EIR) as a function of the leaving chilled water temperature and the entering condenser fluid temperature. The EIR is the inverse of the COP. The output of this curve is multiplied by the reference EIR (inverse of the reference COP) to give the full-load EIR at specific temperature operating conditions (i.e., at temperatures different from the reference temperatures). The curve should have a value of 1.0 at the reference temperatures and flow rates specified in the input data file by the user. The biquadratic curve should be valid for the range of water temperatures anticipated for the simulation.

$$ChillerEIRFTemp = a + b\left(T_{cw,l}\right) + c\left(T_{cw,l}\right)^2 + d\left(T_{cond,e}\right) + e\left(T_{cond,e}\right)^2 + f\left(T_{cw,l}\right)\left(T_{cond,e}\right)$$

where

$ChillerEIRFTemp$ = energy input to cooling output factor, equal to 1 at reference conditions

$T_{cw,l}$ = leaving chilled water temperature, °C

$T_{cond,e}$ = entering condenser fluid temperature, °C. For a water-cooled condenser this will be the water temperature returning from the condenser loop (e.g., leaving the cooling tower). For air- or evap-cooled condensers this will be the entering outdoor air dry-bulb or wet-bulb temperature, respectively.

- The energy input to cooling output ratio function of part-load ratio curve is a quadratic performance curve that parameterizes the variation of the chiller input power ratio as a function of the part-load ratio. The part-load ratio is the actual cooling load divided by the chiller's available cooling capacity. The output of this curve is multiplied by the reference EIR (inverse of the reference COP) and the Energy Input to Cooling Output Ratio Function of Temperature Curve to give the EIR at the specific temperatures and part-load ratio at which the chiller is operating. This curve should have a value of 1.0 when the part-load ratio equals 1.0. The quadratic curve should be valid for the range of part-load ratios anticipated for the simulation.

$$ChillerEIRFPLR = a + b\left(PLR\right) + c\left(PLR\right)^2 = {P_{chiller}}/{P_{ref}}\left(ChillerCapFTemp\right)\left(ChillerEIRFTemp\right)$$

where

$ChillerEIRFPLR$ = energy input to cooling output factor, equal to 1 at reference conditions

PLR = part-load ratio = (cooling load) / (chiller's available cooling capacity)

$P_{chiller} = chiller\ power\ at\ specific\ PLR$

$P_{ref} = \dot{Q}_{ref} / COP_{ref}$

All three of the performance curves are accessed through EnergyPlus' built-in performance curve equation manager (curve:quadratic and curve:biquadratic). It is not imperative that the user utilize all coefficients in the performance curve equations if their performance equation has fewer terms (e.g., if the user's ChillerEIRFPLR performance curve is linear instead of quadratic, simply enter the values for a and b, and set coefficient c equal to zero). Performance curves for more than 160 chillers, including the default DOE-2.1E reciprocating and centrifugal chillers, are provided in the EnergyPlus Reference DataSets (Chillers.idf and AllDataSets.idf).

Note: Chiller:Electric:EIR objects and their associated performance curve objects are developed using performance information for a specific chiller and should normally be used together for an EnergyPlus simulation. Changing the object input values, or swapping performance curves between chillers, should be done with caution.

For any simulation time step, the chiller's available cooling capacity is calculated as follows:

$$\dot{Q}_{avail} = \dot{Q}_{ref} \left(ChillerCapFTemp \right)$$

where

$\dot{Q}_{ref}$ = chiller capacity at reference conditions (reference temperatures and flow rates defined by the user), W

$\dot{Q}_{avail}$ = available chiller capacity adjusted for current fluid temperatures, W

The model then calculates the evaporator heat transfer rate required to bring the entering chilled water temperature down to the leaving chilled water setpoint temperature (established using a SetpointManager object and referenced in the PlantLoop object). If this calculated heat transfer rate is greater than the heat transfer rate being requested by the plant equipment operation scheme, then the evaporator heat transfer rate is reset to the requested cooling rate.

The evaporator heat transfer rate is then compared to the available capacity. If the available chiller capacity is sufficient to meet the evaporator heat transfer rate, the leaving chilled water temperature is set equal to the chilled water setpoint temperature. If the requested evaporator heat transfer rate is larger than the available capacity the chilled water leaving the evaporator is allowed to float upward. For this case, the exiting chilled water temperature is calculated based on the water temperature entering the evaporator, the available cooling capacity, and the evaporator mass flow rate as follows:

$$T_{cw,l} = T_{cw,e} - \left(\dot{Q}_{avail} \Big/ \dot{m}_{evap}\, C_{p,evap} \right)$$

where

$T_{cw,l}$ = water temperature leaving the evaporator, °C

$T_{cw,e}$ = water temperature entering the evaporator, °C

$\dot{m}_{evap}$ = evaporator mass flow rate, kg/s

$C_{p,evap}$ = specific heat of water entering evaporator at $T_{cw,e}$, J/kg-°C

The part-load ratio is then calculated as the ratio of the evaporator heat transfer rate to the available chiller capacity. The part-load ratio is not allowed to be greater than the maximum part-load ratio specified by the user or less than zero as follows:

$$PLR = MAX\left(0.0, MIN\left(\dot{Q}_{evap} / \dot{Q}_{avail}, PLR_{max}\right)\right)$$

where

PLR = part-load ratio

$\dot{Q}_{evap}$ = load to be met by the chiller, W

PLR_{max} = maximum part-load ratio (specified by the user in the input data file)

The model assumes that the cooling load is met through chiller unloading down to the minimum unloading ratio. False loading (e.g. hot-gas bypass) is assumed to occur between the minimum unloading ratio and the minimum part load ratio yielding constant electrical power consumption under these conditions. Below the minimum part load ratio, the chiller cycles on and off to meet very small loads and the power consumption during the on cycle is the same as when the chiller is operating at the minimum part load ratio. When the chiller part load ratio is less than the minimum part load ratio, the on-off cycling ratio of the chiller is calculated as follows and is available as an output variable.

$$ChillerCyclingRatio = MIN\left(PLR / PLR_{min}, 1.0\right)$$

To properly account for chiller electric power consumption when PLR is less than the minimum unloading ratio, the PLR is reset to the greater of the PLR calculated above and the PLR at the minimum unloading ratio. The result is available as the output variable Chiller Part Load Ratio.

$$PLR = MAX(PLR, PLR_{MinUnloadRatio})$$

This revised PLR accounts for the "false loading" (e.g., hot gas bypass) that is assumed to occur whenever the PLR (based on cooling load divided by available capacity) is less than the minimum unloading ratio specified. The amount of false loading on the chiller is calculated using this revised PLR and is reported as an output variable as follows:

$$\dot{Q}_{falseloading} = \left(\dot{Q}_{avail}\right)(PLR)(ChillerCyclingRatio) - \dot{Q}_{evap}$$

The electrical power consumption for the chiller compressor(s) for any simulation time step is then calculated using the following equation:

$$P_{chiller} = \left(\dot{Q}_{avail}\right)\left(\frac{1}{COP_{ref}}\right)\left(ChillerEIRFTemp\right)\left(ChillerEIRFPLR\right)\left(ChillerCyclingRatio\right)$$

where

$P_{chiller}$ = chiller compressor power, W

COP_{ref} = reference coefficient of performance, W/W

Heat rejected by the chiller condenser includes the heat transferred in the evaporator plus a portion or all of the compressor electrical energy consumption. For electric chillers with hermetic compressors, all compressor energy consumption is rejected by the condenser (compressor motor efficiency = eff_{motor} = 1.0). For chillers with semi-hermetic or open compressors, only a portion of the compressor energy use is rejected by the condenser. The heat transfer rate for the chiller condenser is calculated as follows:

$$\dot{Q}_{cond} = \left(P_{chiller} * eff_{motor}\right) + \dot{Q}_{evap} + \dot{Q}_{falseloading}$$

where

$\dot{Q}_{cond}$ = condenser heat transfer rate, W

eff_{motor} = compressor motor efficiency = fraction of compressor electrical energy consumption rejected as condenser heat

For water-cooled chillers, the water temperature leaving the condenser is then calculated as shown below.

$$T_{cond,l} = T_{cond,e} + \dot{Q}_{cond} \Big/ \left(\dot{m}_{cond} * C_{p,cond}\right)$$

where:

$T_{cond,l}$ = water temperature leaving the condenser, °C

$T_{cond,e}$ = water temperature entering the condenser, °C

$\dot{m}_{cond}$ = mass flow rate through the condenser, kg/s

$C_{p,cond}$ = specific heat of water entering the condenser at $T_{cond,e}$, J/kg-°C

For air- and evaporatively-cooled condensers, the exiting air temperature is not calculated and is set equal to the entering air or wet-bulb temperature, respectively.

The model then calculates the condenser fan energy for air- and evaporatively-cooled condensers. The amount of condenser fan energy is assumed to be proportional to the chiller cycling ratio and is calculated as follows:

$$P_{cond} = \dot{Q}_{ref}\left(P_{condfanratio}\right)\left(ChillerCyclingRatio\right)$$

where

P_{cond} = chiller condenser fan electric power, W

$P_{condfanratio}$ = condenser fan power ratio, W/W

The final calculations determine the total heat transfer energy for the condenser and evaporator, as well as the total electric energy consumed by the chiller compressor motor(s) and condenser fan(s). The results are available as output variables.

$$Q_{cond} = \dot{Q}_{cond} * TimeStepSys * 3600$$

$$Q_{evap} = \dot{Q}_{evap} * TimeStepSys * 3600$$

$$E_{chiller} = P_{chiller} * TimeStepSys * 3600$$

$$E_{cond} = P_{cond} * TimeStepSys * 3600$$

where

Q_{cond} = chiller condenser heat transfer, J

Q_{evap} = chiller evaporator heat transfer, J

$E_{chiller}$ = chiller (compressor) electric consumption, J

E_{cond} = chiller condenser fan electric consumption, J

$TimeStepSys$ = HVAC system simulation time step, hr

3600 = conversion factor, sec/hr

Electric EIR Chiller with Heat Recovery Option

Heat from the electric EIR chiller condenser may be recovered when a water-cooled condenser is selected for simulation. The heat recovery water flow rate is specified by the user along with the input and output nodes connected to the heat recovery loop. The algorithms are identical to those used for Chiller:Electric. Refer to the section entitled Chillers with Plant Heat Recovery for details.

Standard Rating (Integrated Part Load Value)

For the Chiller:Electric:EIR and Chiller:Electric:ReformulatedEIR objects in EnergyPlus, the industry standard rating of Integrated Part Load Value (IPLV) is calculated according to ANSI/AHRI Standard 550/590 (2011). This standard rating is not direct input to the model and is calculated using user-entered information for these objects. These standard rating values are provided in the eplusout.eio output file (Ref. Output Details document) and also in the predefined tabular output reports (Output:Table:SummaryReports object, Equipment Summary).

Note: The standard ratings described in this section require that the EIR/Reformulated EIR chiller models be evaluated at specific operating conditions (e.g., specific evaporator outlet temperature (6.67 C) and dry-bulb temperatures for air entering the air-cooled [outdoor] condenser). If the chiller performance curves can not be evaluated at the required operating conditions, then no standard rating value will be output. For example, if the curve object (Curve:Biquadratic) for Cooling Capacity Function of Temperature Curve has a minimum value of 21C for dry-bulb temperature entering the air-cooled condenser coil, the IPLV calculation requires that EER$_D$ be calculated at 13 C – so, this would result no IPLV reported in the output.

The IPLV is a single number part-load performance figure of merit for Water-Chilling Packages. The IPLV equations and procedures described below are taken from Appendix D