



PROJETO DE GRADUAÇÃO

Controle dinâmico de capacidade de refrigeração de gabinetes climatizados em Data Centers

Por,
Júlio Andrade dos Santos

Brasília, 30 de Novembro de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Controle dinâmico de capacidade de refrigeração de gabinetes climatizados em Data Centers

POR,

Júlio Andrade dos Santos

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

Banca Examinadora

Prof. João M. D. Pimenta, UnB/ ENM

Prof. Manuel Barcelos, UnB/ ENM

Prof. Eugênio Fortaleza, UnB/ ENM

Brasília, 30 de Novembro de 2011

Dedico o presente trabalho aos amigos, familiares e namorada, que me apoiaram de forma direta ou indireta nos momentos mais oportunos da vida.

Julio Andrade dos Santos

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, que me propicia, a cada dia, o prazer de crescer como homem e cristão.

A meu orientado Prof. Dr. João Manuel Dias Pimenta pelo incentivo à pesquisa e pela confiança em meu trabalho.

À minha namorada Natália de Melo Manzi, pela dedicação e esforço que me auxiliaram na conclusão do presente projeto.

Aos amigos Gustavo Brito, Estarle Roberto, Thiago Valente e Raphael Gonzalez que me ajudaram de maneira direta ou indireta na conclusão do trabalho.

Ao Eng. José de Araújo Fonseca Junior pelo auxílio na resolução de questões referentes ao projeto de componentes, bem como no desenvolvimento intelectual.

Ao Eng. Ricardo Oliveira, gerente de vendas e manutenção da Aceco TI, pela confiança no desenvolvimento do projeto de tamanha relevância comercial.

Júlio Andrade dos Santos

RESUMO

O presente trabalho trata da elaboração de um projeto adequado para garantir resposta rápida do sistema de refrigeração para gabinetes de Data Center frente a uma elevação de carga térmica súbita. Devido ao aumento no tráfego de informações, sendo na internet ou intranet, cresce a potência dissipada por servidores em Data Centers. Esse aumento de temperatura se justifica pela demora do sistema de climatização em caracterizar uma elevação da carga térmica dentro do gabinete. Como a demanda dos servidores é variável, ocorre elevação súbita do consumo destes equipamentos em horários de início e término do expediente dos funcionários. Frente a esse obstáculo, foi projetado um sistema de climatização aperfeiçoado, utilizando a variação de consumo energético dos servidores como parâmetro de entrada. Dessa maneira, o projeto apresenta a seleção dos diversos componentes responsáveis por essa variação de capacidade térmica, bem como todos os acessórios necessários à construção de uma bancada de teste para avaliação da solução proposta. Por final, são elaboradas, detalhadamente, as rotinas de ensaios e uma planilha do MS Excel para computar a resposta do sistema de refrigeração frente às variações exigidas.

ABSTRACT

The present work deals with developing a suitable design to ensure fast response system for cooling the data center refrigerated module against a sudden increase of heat load. Due to the increase in traffic information, on the Internet or intranet, there is an increase off the power dissipated by servers in data centers. This temperature rise is justified by the delay of the HVAC system to characterize an elevation thermal load inside the refrigerated module. As the demand for servers is variable, there is a sudden rise in the consumption of such devices during the time of arrival and departure of a workday. Faced with this obstacle, was designed an improved cooling system, using the variation of energy consumption of servers as input parameter. Thus, the project presents the selection of the components responsible for this variation of thermal capacity, as well as all accessories needed to build a test platform to evaluate the proposed solution. Lastly, are elaborated test routines and an spreadsheet MS Excel to compute the response of the refrigeration system required in the changes.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	3
1.1. ASPECTOS GERAIS	3
1.2. ESTRUTURA DO TRABALHO	3
1.3. RELEVÂNCIA DO TEMA	4
1.4. ESTADO DA ARTE	5
1.5. OBJETIVO.....	9
1.6. LÓGICA DE RESOLUÇÃO	9
2. REVISÃO DE CONCEITOS	11
2.1. CICLO DE REFRIGERAÇÃO	11
2.2. TEMPERATURAS DE CONDENSAÇÃO E EVAPORAÇÃO	12
2.3. GRAUS DE SUBRESFRIAMENTO E SUPERAQUECIMENTO	12
2.4. CAPACIDADE DE RESFRIAMENTO	13
2.5. VAZÃO DE REFRIGERANTE	14
2.6. COEFICIENTE DE <i>PERFORMANCE</i> – COP	15
2.7. RAZÃO DE EFICIÊNCIA DE ENERGIA - EER.....	16
2.8. CONSUMO DE ENERGIA POR EFEITO DE REFRIGERAÇÃO KW/TR.....	16
2.9. EFICIÊNCIA DE COMPRESSÃO	16
2.10. EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DE COMPRESSÃO	17
2.11. ANÁLISE DE INCERTEZAS	17
2.12. ELETRÔNICA E AUTOMAÇÃO	18
2.12.1. Principais elementos de comandos elétricos	18
2.12.2. Introdução aos controladores lógicos programáveis.....	24
3. METODOLOGIA APLICADA	33
3.1. ABORDAGEM DO PROBLEMA	33
3.2. SELEÇÃO DE COMPONENTES.....	34
3.3. COMPONENTES OBTIDOS	46
3.4. COMPONENTES PROJETADOS	49
3.5. COMPONENTES ESPERADOS	50
4. PLANEJAMENTO DE ENSAIOS	52
4.1. ASPECTOS GERAIS	52
4.2. ROTINA DE PRÉ-ENSAIO	54
4.3. ENSAIOS EM REGIME PERMANENTE	55
4.4. ENSAIOS DINÂMICOS	56
4.5. PLANILHA DE VERIFICAÇÃO E ANÁLISE DOS DADOS	58
5. OBSERVAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES.....	61
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	62
ANEXOS.....	64

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Layout de Climatização de Sala Controlada (MOSSÉ et al, 2009).....	6
Figura 1.2 - <i>Hot Spots</i> em Data Center - Climatização por Sala Controlada (SHARMA, 2003).....	6
Figura 1.3 - Módulo de climatização - Componentes principais (ACECO TI, 2010).....	7
Figura 2.1 - Componentes típicos do ciclo de refrigeração. (PIMENTA, 2010).....	11
Figura 2.2 - Ciclo real de refrigeração, (PIMENTA, 2010).	11
Figura 2.3 - Balanço de energia para o compressor.	14
Figura 2.4 - Partes integrantes dos motores de passo (LEITE et al, 2009, com adaptações).	19
Figura 2.5 - Motor bipolar de passo inteiro. (LEITE et al, 2009).	20
Figura 2.6 - Motor bipolar de meio passo. (LEITE et al, 2009).....	20
Figura 2.7 - Controle de corrente na carga. (GHIRARDELLO, 2008).	21
Figura 2.8 - Controle de capacidade por interruptor de alimentação. (GHIRARDELLO, 2008).	21
Figura 2.9 - Ciclo ativo (GHIRARDELLO, 2008).....	22
Figura 2.10 - Controle da potência média pelo ciclo ativo. (GHIRARDELLO, 2008).....	22
Figura 2.11 - Sinais de um transmissor. a) Sinais analógicos. b) sinais digitais. (SILVA, 2007).....	25
Figura 2.12 - Sistema de malha aberta - sem realimentação, (SOUZA, 2004).	25
Figura 2.13 - Sistema de malha fechada - com realimentação, (SOUZA, 2004).	25
Figura 2.14 - Contatos elétricos. a) normalmente aberto. b) normalmente fechado (SILVA, 2007). ...	27
Figura 2.15 - Sinal de controle ON-OFF (SOUZA, 2004).....	28
Figura 2.16 - Representação da função do controle proporcional (SOUZA, 2004).....	28
Figura 2.17 - Sinal de controlador proporcional - banda proporcional (SOUZA, 2004).	29
Figura 2.18 - Variação de <i>overboost</i> com valores de K pequenos (SOUZA, 2004, com adaptações)..	32
Figura 2.19 - Variação de <i>overboost</i> para valores de K grandes. (SOUZA, 2004, com adaptações)....	32
Figura 3.1 - Fluxograma do projeto.....	36
Figura 3.2 - Bancada experimental - Vista isométrica.	36
Figura 3.3 - Bancada experimental - Vista isométrica posterior.	36
Figura 3.4 - Bancada experimental - Corte do gabinete refrigerado.	37
Figura 3.5 - Bancada experimental - Corte do quadro elétrico.	37
Figura 3.6 - Unidade Condensadora RAS, TOSHIBA.	38
Figura 3.7 - Espuma elastomérica (TECNIT, 2011).	39
Figura 3.8 - Sensor de temperatura utilizado na unidade condensadora TOSHIBA.	40
Figura 3.9 - Válvula Schrader com tubo de cobre acoplado (SCHRADER, 2011).....	40
Figura 3.10 - Unidade evaporadora.....	41
Figura 3.11 - Resistor curvo de imersão (REGITRONIC, 2011).....	41
Figura 3.12 - Termopar tipo T (EXACTA, 2011).	43
Figura 3.13 - Transdutor de corrente (SOCOMEK, 2011).	43
Figura 3.14 - Módulo de Aquisição de dados selecionado (DATA TAKER, 2011).....	45
Figura 3.15 - Quadro elétrico típico (MONTPAINEIS, 2011).....	46
Figura 3.16 - Unidade Condensadora adquirido, marca TOSHIBA.....	47
Figura 3.17 – Ventilador da Unidade Condensadora.	47
Figura 3.18 – Conexões da rede frigorígena da condensadora.	47
Figura 3.19 - Rodízio utilizado na bancada (VONDER, 2011).....	48
Figura 3.20 - Estrutura da bancada.....	49
Figura 3.21 - Solda da chapa para distribuição de peso.	50
Figura 3.22 - Apoio para rodízios da bancada.....	50
Figura 4.1 - Curva de variação de capacidade de refrigeração em relação a frequência de rotação	53
Figura 4.2 - Curva característica do Ventilador (EBMPAPST, 2006).	54
Figura 4.3 - Modelo de relatório emitido pelo Data Taker DT 800.	59
Figura 4.4 - Exemplo de Gráfico emitido pela planilha MS Excel.	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 - Propriedades e classificações do gás R410a.....	38
Tabela 3.2- Descrição dos pontos de medições.....	44
Tabela 3.3 – Tabela resumo dos componentes da bancada.	51

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
C_p	Calor específico a pressão constante	$[kJ/kg.K]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
\dot{m}	vazão mássica	$[kg/s]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
U	Coefficiente global de transferência de calor	$[W/m^2.K]$
Btu/h	Unidade Térmica Britânica por hora	
Volts	Unidade de tensão elétrica do Sistema Internacional de Unidades	
A	Ampère - Unidade de intensidade elétrica do Sistema Internacional de Unidades	
kJ	Quilo joule – Unidade de Trabalho do Sistema Internacional de Unidades	
kWh	Quilowatt-hora – Unidade de Potência do Sistema Internacional de Unidades	
$T_{SAT} ()$	Temperatura de saturação	$[^{\circ}C]$
$P_{ex,cp}$	Pressão de descarga do compressor	$[Pa]$
ΔT_{subC}	Grau de subresfriamento	$[K]$
$T_{ex,cd}$	Temperatura do refrigerante na saída do condensador	$[^{\circ}C]$
T_{CD}	Temperatura de condensação	$[^{\circ}C]$
ΔT_{supH}	Grau de superaquecimento	$[K]$
$T_{su,cp}$	Temperatura do refrigerante na sucção do compressor	$[^{\circ}C]$
\dot{Q}_{EV}	Capacidade de resfriamento	$[kW]$
\dot{m}_{ref}	Vazão mássica de refrigerante	$[kg/s]$
Δh_{EV}	Variação de entalpia do refrigerante	$[kJ/kg]$
$h_{su,cp} h_{ex,cp}$	Entalpias do refrigerante na sucção e descarga do compressor	$[kJ/kg]$
\dot{W}_{cp}	Potência consumida pelo compressor	$[kW]$
$\dot{Q}_{AMB,cp}$	Perda de calor ao ambiente a partir da carcaça do comp.	$[kW]$
ΔT^*	Diferença de temperatura equivalente	$[K]$
UA_{CP}	Coef. de transferência de calor da superfície do compressor	$[W/K]$
T	Torque do motor	$[N.m]$
k	Constante de torque, dada pelo fabricante	
i_a	Corrente na armadura do motor	$[A]$
V_{med}	Tensão média no motor	$[V]$
$V_{máx}$	Tensão máxima aplicada ao motor, se traduz pela corrente da fonte	$[v]$
D	Tempo em que o motor está ligado	$[s]$
t	Período do pulso aplicado ao motor	
$\frac{D}{t}$	Ciclo ativo	
P_{diss}	Potência dissipada	$[W]$
i_d	Corrente de dreno	$[A]$
r_{dson}	Resistência dreno-fonte	$[ohm]$
V	Saída do controlador	
K_p	Ganho proporcional	
e	Sinal de erro	
V_0	Parâmetro de ajuste do <i>set-point</i>	
K_i	Ganho integral	
K_d	Ganho derivativo	

$\frac{de}{dt}$ Derivada do erro em relação ao tempo

Símbolos Gregos

α	Difusividade térmica	[m ² /s]
Δ	Varição entre duas grandezas similares	
nf	Número de fases do moto.	
np	Número de passo por revolução	
nd	Número de dentes do rotor	

Grupos Adimensionais

Nu	Número de Nusselt
Re	Número de Reynolds

Subscritos

amb	ambiente
ext	externo
in	entrada
ex	saída

Sobrescritos

•	Varição temporal
-	Valor médio

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
COP	Coefficiente de <i>Performance</i>
EER	Razão de Eficiência de Energia

1. INTRODUÇÃO

1.1. ASPECTOS GERAIS

O presente trabalho trata da elaboração de uma metodologia adequada para garantir a temperatura ideal em um módulo de servidores frente a uma dissipação térmica súbita.

Também é abordado o detalhamento dos equipamentos necessários à construção de uma bancada para testes da solução adotada, especificando aqueles adquiridos até o momento. Também é descrito o método elaborado para conter o aumento de temperatura gerado pelo maior consumo dos servidores, aumento esse advindo da maior utilização e acesso pelos usuários.

Frente a essa problemática, foi proposta uma solução de aceleração de resposta do equipamento de refrigeração. A variável avaliada como base de mudança ou manutenção da capacidade de refrigeração será o consumo energético instantâneo dos servidores alocados no rack.

1.2. ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 2 trata das revisões de conceitos necessários às análises empregadas no projeto. São apresentadas definições de alguns componentes e tecnologias utilizadas nos componentes selecionados.

O capítulo 3 versa sobre o desenvolvimento do projeto, englobando desde a seleção preliminar de componentes, estabelecida no projeto de graduação 1, até os componentes já obtidos. Este capítulo ainda descreve todos os componentes projetados para a realização dos experimentos, como foram idealizadas as seleções dos componentes e os métodos utilizados para o projeto destes. Por fim, o capítulo 3 trata dos componentes necessários à conclusão da bancada experimental.

O capítulo 4 trata dos planejamentos dos ensaios e de como se deu a abordagem de desenvolvimento dos parâmetros de monitoração e avaliação de eficiência do equipamento de refrigeração. O capítulo ainda trata da rotina de operação para as medições a serem adotadas, uma vez que a bancada experimental não foi finalizada devido a diversos fatores.

Os anexos trazem todos os manuais dos componentes adquiridos e os desenhos técnicos dos elementos projetados, assim como fotos descritivas dos processos de montagem dos mesmos.

1.3. RELEVÂNCIA DO TEMA

O crescente salto da evolução tecnológica envolvida no desenvolvimento de transmissão de informações e segurança de transações alavanca o interesse de empresas de médio e grande porte em busca de soluções eficazes para o melhor funcionamento do seu centro de processamento, transmissão e armazenamento de dados, o Data Center.

A transmissão segura de informações sigilosas ajuda empresas a garantir a continuidade no negócio, minimizar os riscos e maximizar o retorno de investimento (CUNHA, 2009). Focados na preocupação de manter o fluxo de informação sempre disponível, empresas começam a procurar soluções para manter uma disponibilidade alta. Assim, essas empresas concentram esforços em mitigar os possíveis entraves que os sistemas de Data Center atuais apresentam.

Disponibilidade é o termo utilizado para definir o acesso contínuo e confiável à informação (IBM, 2009). é o percentual de horas de capacidade de operar e executar os serviços em um período de um ano, ou seja, quanto tempo o *Data Center* pode operar sem uma parada não programada.

Para manter o funcionamento adequado do Data Center, é necessário que se adequem os parâmetros de infraestrutura, segurança física, manutenção de TI (tecnologia da informação) e conformidade com normas reguladoras (Aceco TI, 2010).

Uma variável dependente que concede ao *Data Center* maior disponibilidade é a temperatura de trabalho dos módulos servidores que compõe o rack. Esses módulos são responsáveis pelo direcionamento e transmissão da informação contida no *storage* para o usuário final, que pode ser um usuário da empresa ou um cliente. A temperatura de trabalho desse equipamento é crucial para manter a funcionalidade do Data Center e, portanto, o desenvolvimento das atividades da empresa. Um dado revelado pela Aceco TI (2011) mostra que cerca de quinze minutos sem um sistema de climatização atuando em uma central Data Center são suficientes para ocasionar uma interrupção dos serviços, ou seja, uma parada, como dito em termos técnicos.

Essa interrupção dos serviços gera um impacto que vai além do estrago dos equipamentos do servidor. O custo de uma parada não programada de um Data Center envolve outros aspectos não monetários.

Um impacto negativo não monetário significativo devido a uma interrupção dos serviços de um Data Center é a deterioração da imagem corporativa da empresa, que define seu status perante o mercado e aos usuários. Uma importante vertente no condicionamento de ar em módulos de Data Center é a resposta do sistema de climatização. Essa característica ainda é pouco desenvolvida e carece de precisão adequada para os equipamentos existentes.

A norma ANSI/TIA-942 (2005), desenvolvida nos EUA, estabelece uma faixa de temperatura de funcionamento em salas de Data Center entre 20°C e 25°C, uma umidade relativa de 40% a 55% e uma variação máxima de 5°C. A dificuldade em manter essa pequena variação de temperatura no interior de um rack de servidores é a motivação real do presente trabalho.

Dessa maneira fica caracterizada a importância do tema em estudo, tendo seu desenvolvimento focado no estabelecimento de uma solução de climatização de precisão.

1.4. ESTADO DA ARTE

Atualmente os servidores necessitam, incondicionalmente, de um sistema de climatização, pois atingem temperaturas elevadas quando submetidos ao uso contínuo, o que ocasiona um aquecimento excessivo dos seus componentes internos e a consequente desativação, por um sistema de proteção (MOSSÉ et al, 2009). Mesmo os exaustores existentes nos próprios servidores não são capazes de deter o aumento de temperatura devido ao uso contínuo do aparelho.

Para solucionar esse problema foram desenvolvidos sistemas de climatização específicos para essa aplicação. Atualmente existem dois tipos de climatização, a de sala controlada, que tem por objetivo climatizar todo o ambiente que se encontra a sala dos servidores, e a de climatização de precisão, onde cada servidor é resfriado individualmente.

A primeira solução, a de sala controlada, surgiu no final da década de 80, com o desenvolvimento da área de ar condicionado e com a descoberta de novos fluidos refrigerantes. Com maior entendimento do ciclo de refrigeração, o conceito de climatização de Data Center por sala controlada foi se alterando. A solução passou a adotar equipamentos que tem características próximas dos utilizados na climatização de ambientes para conforto, sobretudo de equipamentos de médio porte, como os sistemas de expansão direta, que utilizam equipamentos tipo *Split* e *Self Contained*.

A solução de sala controlada apresenta algumas características principais, as quais são listadas:

- Menor custo de equipamentos;
- Menor custo de instalação;
- Maior flexibilidade de projeto;
- Imprecisão de controle sobre as características internas – temperatura e umidade.

O princípio básico de climatização por sala controlada aplicado às salas de Data Center é a utilização de corredores quentes e frios, que são criados pelo fluxo de ar de alta e de baixa

temperatura. A a seguir, ilustra como são criados os corredores quentes e frios das salas de Data Center.

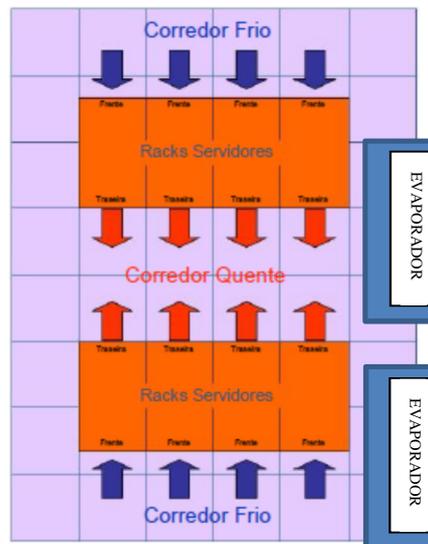


Figura 1.1 - Layout de Climatização de Sala Controlada (MOSSÉ et al, 2009).

O corredor frio é criado pelo insuflamento do ar refrigerado, pelo piso ou pelo teto, que vem da unidade evaporadora. Já o corredor quente é criado pelo ar que atravessa os servidores e se esquentam. Esse ar aquecido é succionado pela unidade evaporadora, que faz novamente o seu tratamento.

Esse tipo de solução, mesmo quando utilizada em sobrecapacidade, não consegue suprir as altas temperaturas localizadas quando os equipamentos são submetidos a uma alta demanda. Muitas vezes os fluxos irregulares de ar frio acabam resfriando menos uma área que outra, gerando *hot spots* nas salas de Data Center, como pode ser visto na termografia seguinte.

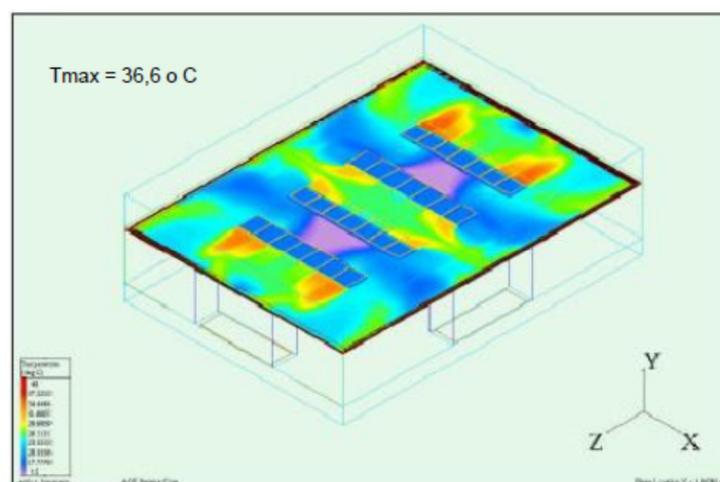


Figura 1.2 - Hot Spots em Data Center - Climatização por Sala Controlada (SHARMA, 2003).

Outro fator que vai de encontro à tendência mundial é a utilização de grandes equipamentos para climatizar toda a sala de Data Center, sendo que somente o rack aloca os servidores. Nesse

sentido, a utilização de equipamentos que refrigeram todo o ambiente se mostra uma solução de sobrecapacidade, o que representa uma geração de energia que não é aproveitada.

A partir dessas características pouco atrativas da climatização por sala controlada se concebeu a solução de climatização de precisão. Esse modelo surge com uma alternativa de direcionar todo o gasto energético em resfriar o ar para atender exclusivamente os equipamentos dos racks do Data Center.

O modelo de construção de um módulo de climatização de precisão é simples. Basicamente, é posto um rack do tipo 42U ou 47U sem as placas laterais e superiores dentro de um gabinete isolado que gera seu próprio ar frio. Porém, essa simplicidade aparente esconde um *know how* que ainda é pouco estudado e difundido no Brasil. A , a seguir, ilustra os principais componentes desse módulo.

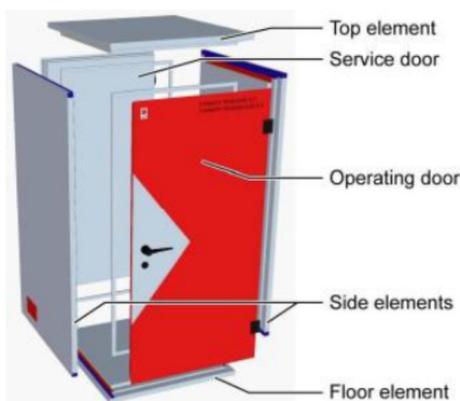


Figura 1.3 - Módulo de climatização - Componentes principais (ACECO TI, 2010).

Pela figura, notamos quatro tipos de componentes principais do módulo de climatização. O primeiro deles são as placas superior e inferior. O segundo tipo são as placas laterais. Os outros dois tipos são as portas frontal e traseira (ou de serviço). Todos os componentes são compostos por material isolante com proteção a fogo e com fechamento quase hermético, o que mantém a pressão controlada dentro do módulo climatizado. Como característica particular, as portas de abertura – frontal e posterior – são projetadas para não permitir a passagem de poeira e ar externo (ACECO TI, 2011).

Outra virtude encontrada no sistema de climatização de precisão é a não dependência do ar utilizado para refrigeração com o ar exterior, uma vez que não ocorrem trocas entre os dois. Isso porque os equipamentos eletrônicos não emitem CO₂, portanto, pode-se utilizar somente o ar que fica dentro do compartimento.

A figura (1.4), abaixo, revela uma montagem típica de um equipamento de climatização de precisão, onde se pode notar a presença da unidade evaporadora dentro do gabinete. Esse esquema de montagem não é único, como aponta o capítulo seguinte.



Figura 1.4 - Climatização de precisão - exemplo de instalação, (ACECO TI, 2010).

A distribuição de módulos servidores, como *switches* e *hubs*, se dá de cima para baixo. Essa distribuição muitas vezes é alterada na prática, o que ocasiona uma perda de eficiência do módulo climatizado.

Como relatado, a utilização de módulos climatizados gera vantagens frente à solução de sala controlada, as quais destaca Campelo (2010) “Uma climatização por módulos separados em conformidade com a consolidação pode não apenas reduzir o número de servidores físicos, como também os custos operacionais, através da redução do consumo de energia necessária para mantê-los funcionando, impactando diretamente na quantidade de arrefecimento necessária para manter estes servidores funcionando a uma temperatura ideal”. Contudo, até mesmo essa solução de climatização não tem tecnologia desenvolvida suficientemente ao ponto de propiciar o controle da variação de temperatura em escalas mínimas e não possui boa eficiência de resposta frente a uma elevação repentina da carga térmica.

Os fatos que justificam o atraso da resposta do sistema de refrigeração é a demora causada pela inercia térmica do ar, o que gerar um atraso (*delay*) nessa resposta.

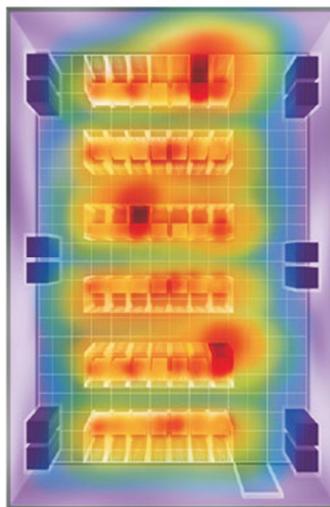


Figura 1.5 - Módulo Climatizado - áreas de hot spot, (ACECO TI, 2010).

Na figura (1.5), as zonas de coloração avermelhada são zonas de alta temperatura, em escala decrescente até as zonas em tom lilás, que corresponde a zonas de menor escala térmica.

Como é possível observar, atualmente a solução por climatização de precisão ainda não supre todas as demandas térmicas dos servidores, sendo necessária uma nova alternativa que propicie ação rápida do sistema de climatização frente a uma elevação súbita da carga térmica.

1.5. OBJETIVO

Projetar método aprimorado que solucione o atraso de resposta à criação de frio em gabinetes climatizados de Data Center.

A esse objetivo central se associam os seguintes objetivos complementares:

- Gerar economia de gastos energéticos do sistema de climatização. Será possível a adoção de uma unidade que forneça somente a quantidade de frio necessário para resfriar, até o set point definido, todo o ar interior do gabinete climatizado.
- Diminuir o impacto ambiental devido à diminuição do consumo energético do equipamento de climatização.
- Apresentar proposta de montagem de bancada e equipamentos adequados a simular as condições existentes nos atuais gabinetes climatizados existentes no mercado.
- Especificar uma metodologia de ensaios para a bancada proposta, assim como um método de avaliação das propriedades verificadas na análise.

1.6. LÓGICA DE RESOLUÇÃO

Para se atingir o objetivo principal e os complementares é necessário que se estabeleça uma metodologia completa para identificar exaurir os erros presentes na estrutura atual de funcionamento dos gabinetes climatizados.

Nesse sentido, foram determinados os gargalos do sistema atual frente uma variação rápida da carga térmica dos equipamentos de climatização utilizados nos racks. Estes gargalos foram evidenciados com a ajuda do Eng. Ricardo Oliveira, responsável pela venda e manutenção desse tipo de solução da empresa Aceco TI.

A etapa seguinte foi selecionar uma unidade condensadora que tenha acoplado um variador de frequência em seu compressor, pois com este componente é possível obter um maior amplitude de capacidade de refrigeração mantendo a eficiência do sistema.

Após essa etapa, foram determinados quais seriam os elementos que simulariam o efeito de carga térmica, ou seja, dissipação de energia dentro do gabinete climatizado.

Após essa seleção foi feito o levantamento e a eleição dos componentes complementares que comporiam o novo sistema de detecção de aquecimento da temperatura do gabinete climatizado. Foram determinados os sensores, atuadores e demais componentes da bancada.

Durante o período do segundo semestre de 2011, houve o início da construção da base da bancada, esse modelo foi revisado e comparado ao desenho esquemático inicial da bancada. Este desenho foi de fundamental importância para prever os caminhos que percorrerão as linhas frigoríferas, os cabos de alimentação e delimitar as dimensões necessárias à alocação da mesma. A bancada não foi finalizada, pois foi necessária a compra de componentes importados, que ultrapassaram a data de entrega prevista.

2. REVISÃO DE CONCEITOS

2.1. CICLO DE REFRIGERAÇÃO

A partir da ilustração seguinte podemos denotar os quatro elementos para um sistema de refrigeração típico.

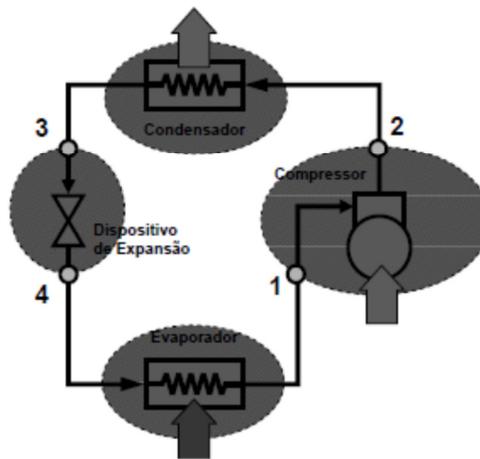


Figura 2.1 - Componentes típicos do ciclo de refrigeração. (PIMENTA, 2010).

O compressor tem a função de comprimir e elevar a temperatura do gás refrigerante. O condensador resfria o gás até o seu ponto de saturação, ou até próximo disso. O dispositivo de expansão faz o líquido saturado perder energia e se resfriar. O Evaporador troca calor do ambiente com o fluido refrigerante, causando a diminuição da temperatura do ar. Esse é o ciclo simplificado de refrigeração.

O ciclo real proporciona as seguintes curvas no gráfico de pressão (P) por entalpia específica (h):

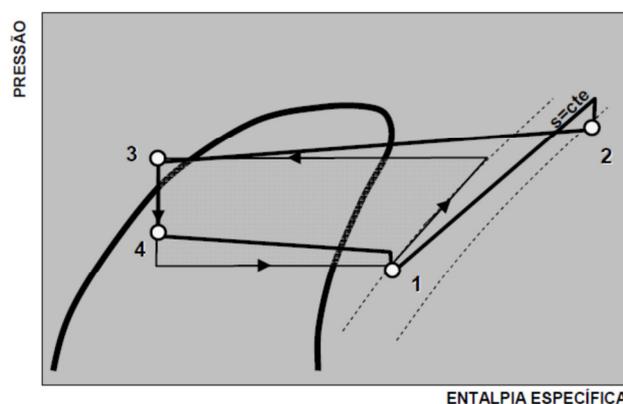


Figura 2.2 - Ciclo real de refrigeração, (PIMENTA, 2010).

onde os pontos 1, 2, 3, 4 representam o estado do gás na entrada compressor, na entrada do condensador, na entrada do dispositivo de expansão e na entrada do evaporador, respectivamente.

Dito isso os tópicos a seguintes relacionam as principais grandezas e relações necessárias ao cálculo de eficiência do sistema de climatização proposto.

2.2. TEMPERATURAS DE CONDENSAÇÃO E EVAPORAÇÃO

A temperatura de condensação, T_{CD} , corresponde à temperatura na qual ocorre a mudança de fase (vapor → líquido) no condensador. Para o presente estudo, se assumirá que a mesma corresponde à temperatura de saturação na pressão de descarga do compressor, i.e.,

$$T_{CD} = T_{SAT}(P_{ex,cp}) \quad (2.1)$$

onde,

$T_{SAT} ()$	temperatura de saturação	[°C]
$P_{ex,cp}$	pressão de descarga do compressor	[Pa]

A temperatura de evaporação, T_{EV} , por sua vez, corresponde a temperatura na qual ocorre a mudança de fase (líquido → vapor) no evaporador. Para o presente estudo, se assumirá que a mesma corresponde à temperatura de saturação na pressão de sucção do compressor, i.e.,

$$T_{EV} = T_{SAT}(P_{su,cp}) \quad (2.2)$$

onde,

$T_{SAT} ()$	temperatura de saturação	[°C]
$P_{su,cp}$	pressão de descarga do compressor	[Pa]

A aplicação das Equações. (2.1) e (2.2) assumem perda de carga desprezível nas linhas de descarga e sucção do compressor, o que é uma simplificação aceitável.

As temperaturas de condensação e evaporação de um fluido refrigerante podem ser conhecidas por uma equação de estado relacionando temperatura e pressão em condições de saturação, essa relação será conseguida através da utilização do programa Refprop (NIST, 2007).

2.3. GRAUS DE SUBRESFRIAMENTO E SUPERAQUECIMENTO

O grau de subresfriamento de um ciclo de compressão a vapor representa a diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do refrigerante na saída do condensador, i.e.,

$$\Delta T_{subC} = T_{CD} - T_{ex,cd} \quad (2.3)$$

onde,

ΔT_{subC}	grau de subresfriamento	[K]
$T_{ex,cd}$	temperatura do refrigerante na saída do condensador	[°C]
T_{CD}	temperatura de condensação	[°C]

Por sua vez, o grau de superaquecimento de um ciclo de compressão a vapor representa a diferença entre a temperatura do refrigerante na sucção do compressor e a temperatura de evaporação, i.e.,

$$\Delta T_{supH} = T_{su,cp} - T_{EV} \quad (2.4)$$

onde,

ΔT_{supH}	grau de superaquecimento	[K]
$T_{su,cp}$	temperatura do refrigerante na sucção do compressor	[°C]
T_{EV}	temperatura de condensação	[°C]

2.4. CAPACIDADE DE RESFRIAMENTO

A capacidade de resfriamento de um ciclo de refrigeração é definida pela taxa de transferência de calor útil realizada em seu evaporador.

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_{ref} \Delta h_{EV} \quad (2.5)$$

onde,

\dot{Q}_{EV}	capacidade de resfriamento	[kW]
\dot{m}_{ref}	vazão mássica de refrigerante	[kg/s]
Δh_{EV}	variação de entalpia do refrigerante	[kJ/kg]

Tal equação assume operação em regime permanente e quando de trocas desprezíveis de calor com o ambiente. Em relação a isso, a admissão de operação em regime permanente implica em uma taxa de variação nula para a energia interna do volume de controle enquanto a hipótese de troca de calor nula com o ambiente é, de fato, bastante adequada, já que o evaporador dispõe de isolamento térmico em toda a sua superfície.

2.5. VAZÃO DE REFRIGERANTE

A vazão de refrigerante em cada ciclo pode ser conhecida por um balanço de energia, para volumes de controle adequadamente escolhidos. No presente estudo, optamos pela adoção de balanços de energia em regime permanente para o compressor.

O balanço de energia para o compressor é mostrado na Fig. 2.3 e consiste na aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica para esse volume de controle.

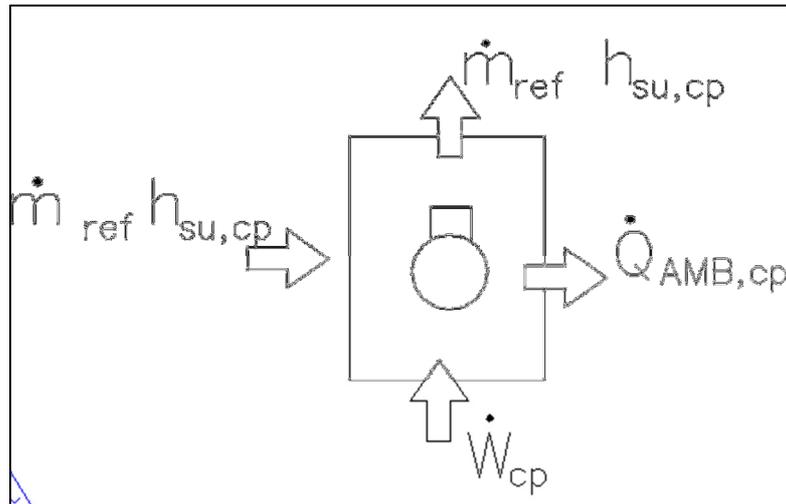


Figura 2.3 - Balanço de energia para o compressor.

Assumindo conservação de massa e regime permanente tem-se as seguintes equações:

$$\dot{m}_{ref} \cdot h_{su,cp} + \dot{W}_{cp} = \dot{m}_{ref} \cdot h_{ex,cp} + \dot{Q}_{AMB,cp} \quad (2.6)$$

$$\dot{m}_{ref} (h_{ex,cp} - h_{su,cp}) = \dot{W}_{cp} - \dot{Q}_{AMB,cp} \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{W}_{cp} - \dot{Q}_{AMB,cp}}{(h_{ex,cp} - h_{su,cp})} \quad (2.8)$$

onde a Eq. (2.6) é aplicável ao ciclo e permite o cálculo da vazão de refrigerante. Nestas equações tem-se:

\dot{m}_{ref}	vazão mássica de refrigerante	[kg/s]
$h_{su,cp}$ $h_{ex,cp}$	entalpias do refrigerante na sucção e descarga do compressor	[kJ/kg]
\dot{W}_{cp}	potência consumida pelo compressor	[kW]
$\dot{Q}_{AMB,cp}$	perda de calor ao ambiente a partir da carcaça do comp.	[kW]

A perda de calor ao ambiente pela carcaça do compressor pode ser definida por:

$$\dot{Q}_{AMB,cp} = UA_{CP}\Delta T^* \quad (2.9)$$

onde,

ΔT^*	diferença de temperatura equivalente	[K]
UA_{CP}	coef de transferência de calor da superfície do compressor	[W/K]

A diferença de temperatura equivalente ΔT^* pode ser representada como:

$$\Delta T^* = T_{sur,cp} - T_{amb} \quad (2.10)$$

onde,

$T_{sur,cp}$	temperatura da superfície do compressor	[°C]
T_{amb}	temperatura ambiente	[°C]

A superfície do compressor apresenta uma distribuição de temperaturas bastante variável entre o valor da temperatura de sucção e o valor da temperatura de descarga. Uma simplificação consiste em assumir uma temperatura média de superfície entre a temperatura de sucção, $T_{su,cp}$ e a temperatura de descarga, $T_{ex,cp}$, como,

$$T_{sur,cp} = \frac{T_{su,cp} + T_{ex,cp}}{2} \quad (2.11)$$

Em relação ao coeficiente global de transferência de calor da superfície do compressor, podemos considerar um coeficiente equivalente que leva em conta a troca de calor por convecção natural e por radiação. Neste caso, assumiremos um valor de 10 W/K, que é bem adequado a uma representação simplificada desse processo.

Evidentemente, o valor calculado para as perdas de calor do compressor por esse procedimento representa uma aproximação sujeita a considerável incerteza. Contudo, tais perdas de calor representam uma parcela bastante pequena em comparação com os demais fluxos no balanço de energia. Dessa forma, o procedimento proposto, embora aproximado, permanece válido.

2.6. COEFICIENTE DE PERFORMANCE – COP

O coeficiente de *performance* (COP) de um ciclo de compressão a vapor representa a razão entre o efeito útil de resfriamento e a potência consumida pelo compressor durante o processo. A partir desse conceito básico, o COP para o sistema será definido por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EV}}{\dot{W}_{cp}} \quad (2.12)$$

2.7. RAZÃO DE EFICIÊNCIA DE ENERGIA - EER

Algumas vezes é encontrada a representação do índice de desempenho EER (Energy Efficiency Ratio), que representa a razão entre a capacidade de refrigeração em BTU/h e a potência de compressão em Watts. Logo, trata-se de uma informação completamente análoga a definição de COP, diferindo apenas pela unidade usada para a capacidade de refrigeração. Uma conversão direta é então possível, o que se realiza por,

$$EER = \frac{COP}{0,293} \quad (2.13)$$

2.8. CONSUMO DE ENERGIA POR EFEITO DE REFRIGERAÇÃO kW/TR

Em alguns casos, a razão entre a potência consumida (em kW) e a capacidade de refrigeração (em TR) é um índice preferível para a caracterização do desempenho de um compressor. Deve-se observar que tal índice nada mais é que o inverso do COP, com a capacidade de refrigeração expressa em TR (toneladas de refrigeração) de tal forma que a seguinte conversão se aplica,

$$kW/TR = COP^{-1} \cdot 3,5 \quad (2.14)$$

onde, a constante 3,5 corresponde ao fator de conversão entre TR e kW (1 TR = 3,5 kW).

Dessa forma, a partir do conhecimento do COP, é possível diretamente representar o valor de kW/TR.

2.9. EFICIÊNCIA DE COMPRESSÃO

A eficiência de compressão estabelece a razão entre o trabalho de compressão isentrópica e o trabalho de compressão real. Assim, temos:

$$\eta_{cps} = \frac{\dot{W}_{cp,is}}{\dot{W}_{cp}} \quad (2.15)$$

onde \dot{W}_{cp} é a potência de compressão real, medida diretamente e $\dot{W}_{cp,is}$ é a potência de compressão ideal (isentrópica) dadas como,

$$\dot{W}_{cp,is} = \dot{m}_{ref} (h_{su,cp} - h_{ex,cp,is}) \quad (2.16)$$

Para o cálculo das entalpias correspondentes a uma compressão ideal isentrópica $h_{ex,cp,1,is}$ e $h_{ex,cp,2,is}$ faz-se uso do programa Refprop (Nist, 2007).

2.10. EFICIÊNCIA VOLUMÉTRICA DE COMPRESSÃO

A eficiência volumétrica de compressão, η_{vol} , estabelece a razão entre a vazão de refrigerante real, \dot{V}_{ref} , e a vazão de refrigerante teórica, $\dot{V}_{ref,th}$, temos:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{ref}}{\dot{V}_{ref,th}} \quad (2.17)$$

Nestas equações, a vazão volumétrica teórica é um parâmetro característico do compressor e pode ser conhecida diretamente a partir das especificações técnicas do fabricante. Já a vazão volumétrica real do compressor é obtida por,

$$\dot{V}_{ref,1} = \dot{m}_{ref,1} \cdot v_{ref,su,cp,1} \quad (2.18)$$

2.11. ANÁLISE DE INCERTEZAS

Em muitas situações de projetos de engenharia, uma quantidade importante não é diretamente medida, mas sim calculada como função de medições diretas. Por exemplo, no presente trabalho, a incerteza na determinação da capacidade de refrigeração depende das incertezas individuais nas pressões e temperaturas medidas diretamente que por sua vez impactam a incerteza na determinação das variáveis \dot{m} , cp , ΔT . Dessa forma, é necessário avaliar a propagação de incertezas em cada caso, de forma a quantificar a variabilidade randômica sobre uma quantidade de interesse Y , permitindo definir a mesma como:

$$Y = Y \pm \delta Y \quad (2.19)$$

onde δY é a incerteza global que se aplica sobre a variável de interesse.

No presente trabalho, os valores de interesse que são calculadas pelas diferentes abordagens apresentadas estão dessa forma sujeitos a incertezas globais provenientes das incertezas individuais implícitas às medições e variáveis adotadas. Para a determinação dessas incertezas, foi empregado o programa EES (FlowChart, 2001) o qual se baseia em metodologia descrita em *NIST Technical Note*

1297 (Taylor B.N. and Kuyatt, C.E., Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results, National Institute of Standards and Technology Technical Note 1297, 1994). Assumindo que as medições individuais são randômicas e não correlacionadas, a incerteza na variável de interesse é determinada por,

$$U_Y = \sqrt{\sum_i \left(\frac{\partial Y}{\partial X_i} \right)^2 U_{X_i}^2} \quad (2.20)$$

onde, U_Y representa a incerteza da variável de interesse.

Com o auxílio do programa EES, o cálculo das incertezas é desenvolvido facilmente. Contudo, será necessário estabelecer as incertezas individuais afetando as medições.

Essas são todas as propriedades e grandezas necessárias ao cálculo da eficiência dos componentes do sistema de climatização proposto e serão avaliadas no projeto de graduação 2, a ser desenvolvido.

2.12. ELETRÔNICA E AUTOMAÇÃO

2.12.1. Principais elementos de comandos elétricos

Disjuntores

São elementos que se destinam à proteção do circuito contra correntes de curto-circuito. Em alguns casos, quando há o elemento térmico os disjuntores também podem se destinar a proteção contra correntes de sobrecarga.

A corrente de sobrecarga pode ser causada por uma súbita elevação na carga mecânica. A vantagem dos disjuntores é que o seu uso permitem a religação do sistema após a ocorrência da elevação da corrente, enquanto os fusíveis devem ser substituídos antes de uma nova operação. Para a proteção contra a sobrecarga existe um elemento térmico (bimetálico) que, ao ser percorrido por uma corrente baixa desativa a ligação do sistema, fazendo-o desligar os componentes. Para a proteção contra curto-circuito existe um elemento magnético que, ao ser percorrido por uma corrente muito alta, desativa o contato do sistema.

O disjuntor precisa ser caracterizado, além dos valores nominais de tensão, corrente e frequência, ainda pela sua capacidade de interrupção, e pelas demais indicações de temperatura e altitude segundo a respectiva norma.

Motor de Passo

O motor de passo é um transdutor que converte energia elétrica em movimento controlado através de pulsos, o que possibilita o deslocamento por passo, onde passo é o menor deslocamento angular (LEITE et al, 2009).

Apresenta como vantagem o tamanho e custo reduzidos e também a total adaptação por controle digital. Outra vantagem do motor de passos em relação aos outros motores é a estabilidade. Para obter a rotação específica de um certo grau pode-se calcular o número de rotação por pulsos o que possibilita uma boa precisão no movimento.

Como partes constituintes dos motores de passo pode-se citar:

- Rotor - É denominado rotor o conjunto eixo-imã que rodam solidariamente na parte móvel do motor;
- Estator - Define-se como estator a trave fixa onde as bobinas são enroladas.

Abaixo segue uma figura onde se pode ver as partes mencionadas: o rotor à esquerda (a) e o estator à direita (b).

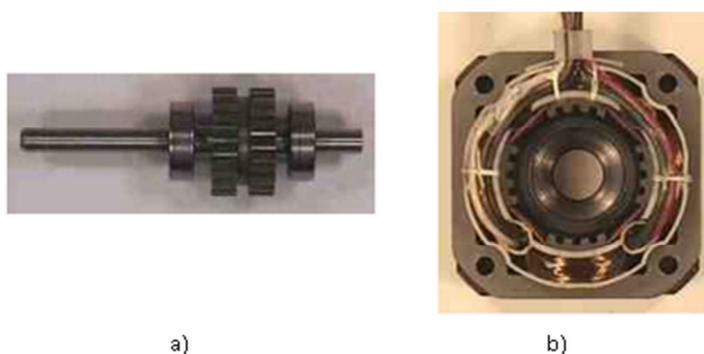


Figura 2.4 - Partes integrantes dos motores de passo (LEITE et al, 2009, com adaptações).

Para que um motor de passo funcione, é necessário que sua alimentação seja feita de forma sequencial e repetida. Não basta apenas ligar os fios do motor de passo a uma fonte de energia e sim ligá-los a um circuito que execute a sequência requerida pelo motor.

Existem três tipos básicos de movimentos: o de passo inteiro, o de meio passo e o micropasso, tanto para o motor bipolar como para o unipolar. O de micropasso tem sua tecnologia não muito

divulgada, e baseia-se no controle da corrente que flui por cada bobina, multiplicado pelo numero de passos por revolução.

Como pode ser constatado na figura 2.5, a seguir, ao ser ligada uma bobina de cada vez ocorre o deslocamento do rotor, a fim de alinhar-se ao campo magnético imposto pela bobina. Com a combinação de ordem de ligação de cada bobina pode-se esperar o movimento do rotor em cada passo por vez.

Polarizando de forma adequada as bobinas, pode-se movimentar o rotor somente entre as bobinas (passo inteiro), entre as bobinas ou alinhadas com as mesmas (meio passo). As Figs. 2.5 e 2.6 representam esse movimento.

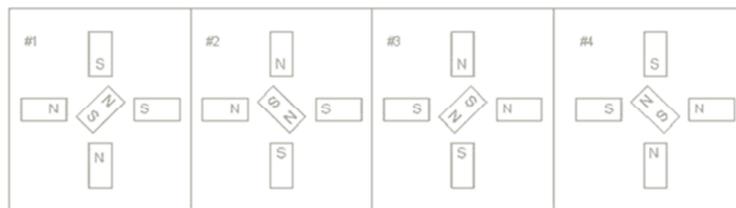


Figura 2.5 - Motor bipolar de passo inteiro. (LEITE et al, 2009).

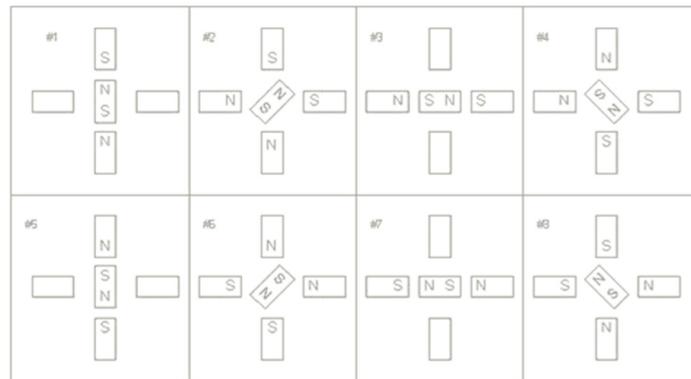


Figura 2.6 - Motor bipolar de meio passo. (LEITE et al, 2009).

Para que se obtenha uma rotação constante é necessário que a energização das bobinas seja periódica. Esta periodicidade é proporcionada por circuitos eletrônicos que controlam a velocidade e o sentido de rotação do motor. O pequeno ângulo deslocado pelo rotor depende do número de dentes do mesmo assim como o número de fases do motor. Como fórmula prática, temos a relação:

$$np = nd * nf \tag{2.21}$$

onde,

np – número de passo por revolução;

nd – número de dentes do rotor;

nf – número de fases do motor.

Para manter um torque elevado na saída o motor de passo necessita de uma frequência pequena, pois quanto maior a frequência menor o tempo de o rotor percorrer um ângulo definido, com isso o torque será pequeno. Outra preocupação a ser tomada sobre o motor de passo é a elevação da corrente para seu correto funcionamento. Nesses sistemas é necessário um componente amplificador de sinal para que ocorra o deslocamento correto do rotor.

Esse tipo de motor é aplicado às válvulas de expansão eletrônicas. Onde, por meio de controladores, é possível abrir o orifício de perda de pressão ou fechá-lo. Com a maior precisão que o motor de passos permite trabalhar é possível controlar a exata variação de pressão na linha frigorígena.

Tecnologia PWM

A palavra PWM remete a modulação da largura de pulso, ou ainda *Pulse Width Modulation*, em suma, é o conjunto de equipamentos que modelam a potência aplicada a uma carga (GHIRARDELLO, 2008).

Para modular a carga sobre o componente é necessário variar o tempo que o interruptor está ligado (Fig. 2.7). Integrando no tempo, temos uma frequência modulada da capacidade de carga aplicada ao componente. Essa capacidade é tão próxima de 100% quanto maior for o número de pulsos de elevação do sinal até 100% (Fig. 2.8).

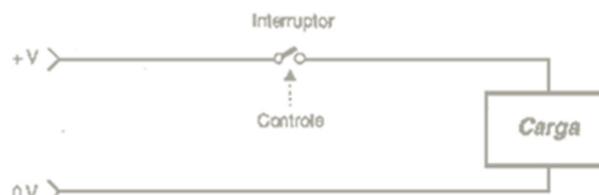


Figura 2.7 - Controle de corrente na carga. (GHIRARDELLO, 2008).

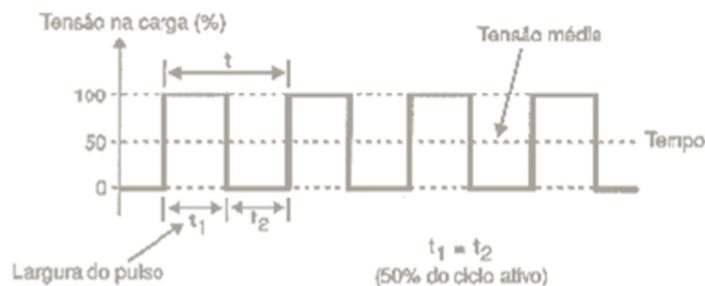


Figura 2.8 - Controle de capacidade por interruptor de alimentação. (GHIRARDELLO, 2008).

A potência média e a tensão média são, no caso ilustrado na figura anterior, 50% da tensão de entrada. Desse entendimento, podemos concluir que o tempo que o interruptor está fechado adicionado ao tempo que o interruptor fica aberto forma a frequência de controle do dispositivo.

A relação em que temos o pulso e a duração de um ciclo completo de operação do interruptor define o ciclo ativo, conforme a Fig. 2.9.

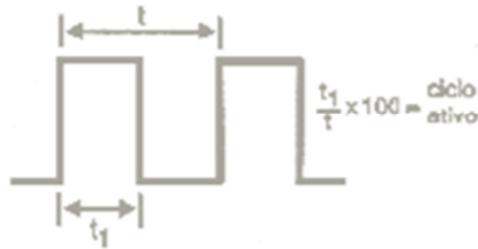


Figura 2.9 - Ciclo ativo (GHIRARDELLO, 2008).

Variando-se a largura do pulso, de modo a termos ciclos ativos diferentes, é possível o controle da potência média aplicada à carga. Assim, quando a largura do pulso varia de zero até o máximo valor, a potência também varia na mesma proporção, como pode ser observado na Fig. 2.9.

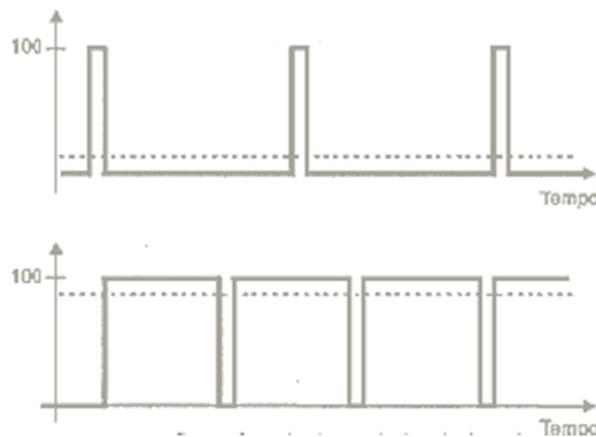


Figura 2.10 - Controle da potência média pelo ciclo ativo. (GHIRARDELLO, 2008).

Esse princípio é aplicado ao PWM para variar a potência média aplicada à carga. Com base nesse sistema é montado um dispositivo que possa abrir e fechar o circuito rapidamente. Em motores elétricos, que é o caso de estudo, temos a seguinte equação que descreve o torque de saída:

$$T = k * i_a \quad (2.22)$$

onde,

T – torque do motor; [N.m]

k – constante de torque, dada pelo fabricante;

i_a – corrente na armadura do motor. [A]

Considerando um motor com velocidade constante, a equação que relaciona a velocidade com o torque é dada por:

$$w = \frac{T}{f} \quad (2.23)$$

onde,

w – velocidade angular do motor; [rad/s]

f – coeficiente de atrito.

Ainda levando em consideração que a corrente na armadura do motor é a sua tensão dividida pela resistência, temos:

$$i_a = \frac{V_a}{R_a} \quad (2.24)$$

Substituindo as equações (2.22) e (2.24) em (2.23), temos:

$$w = \frac{k \cdot V_a}{f \cdot R_a} \quad (2.25)$$

Portanto, pode-se perceber a dependência explícita da velocidade angular do motor com a voltagem aplicada à armadura do mesmo.

Para o cálculo da voltagem média no motor temos a seguinte equação:

$$V_{med} = V_{max} * \frac{D}{T} \quad (2.26)$$

onde,

V_{med} – tensão média no motor; [V]

$V_{máx}$ – tensão máxima aplicada ao motor, se traduz pela corrente da fonte. [v]

D – tempo em que o motor está ligado; [s]

t – período do pulso aplicado ao motor;

$\frac{D}{t}$ – ciclo ativo.

A variação da largura de pulso é propiciada por um dispositivo de chaveamento, que pode ser um transistor bipolar (BJT) ou um MOSFET. A vantagem de utilizar este último está na redução da dissipação térmica do transistor. Como o dispositivo MOSFET possui uma resistência entre dreno-fonte (r_{dson}) muito baixa, a potência dissipada também é baixa. Essa característica pode ser mais bem explicada pela equação (2.27), a seguir:

$$P_{diss} = i_d^2 * r_{dson} \quad (2.27)$$

onde,

P_{diss} – potência dissipada; [W]

i_d – corrente de dreno; [A]

O controle do tipo MOSFET será utilizado para controlar a velocidade angular do compressor da unidade condensadora.

2.12.2. Introdução aos controladores lógicos programáveis

Os CLPs podem ser definidos como um equipamento eletrônico-digital compatível com aplicações industriais (ABNT, 2000). O termo em inglês é PLC, que significa *Programmable Logic Controller*. O primeiro CLP data de 1968 na divisão de hidramáticos da General Motors (SILVA, 2007). Surgiu como evolução aos antigos painéis elétricos, cuja lógica fixa tornava impraticável qualquer mudança extra do processo.

A tecnologia dos CLPs só foi possível com o advento dos chamados circuitos integrados e da evolução da lógica digital. Entre as principais vantagens dos sistemas de controle programável destacam-se:

- Baixo custo por função - o custo de microprocessadores, memórias e periféricos está constantemente em declínio, diminuindo o custo de hardware do sistema. Também é possível implementar um maior número de estratégias de controle, mais sofisticadas e eficientes;
- Flexibilidade - modificações nas sequências de controle podem ser facilmente implementadas através de alterações no software utilizado;
- Precisão - uma maior precisão é conseguida através de algoritmos de controle mais efetivos.
- Confiabilidade - controladores digitais permitem a incorporação de sub-rotinas para autodiagnóstico, de modo a aumentar a segurança e a confiabilidade do sistema.

Para controlar um processo o CLP usa de informações vindas de sensores. Através das instruções gravadas em sua memória interna ela comanda os atuadores, que exercem o trabalho sobre o sistema.

Conceitualmente designam-se os sensores de entradas e os atuadores de saídas, sendo que ambos podem ser representados matematicamente por variáveis. Em automação, estas podem ser divididas em analógicas e digitais (SILVA, 2007).

As variáveis analógicas são aquelas que variam continuamente com o tempo, conforme mostra a Figura 2.11(a). Elas são comumente encontradas em processos químicos advindas de sensores de pressão, temperatura e outras variáveis físicas. As variáveis discretas, ou digitais, são aquelas que variam discretamente com o tempo, como pode ser visto na Figura 2.11(b).

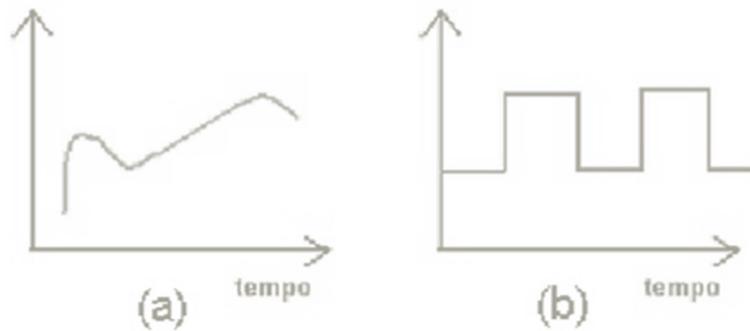


Figura 2.11 - Sinais de um transmissor. a) Sinais analógicos. b) sinais digitais. (SILVA, 2007).

Dessa forma podemos definir o Controle Analógico como aquele que se destina ao monitoramento das variáveis analógicas e ao controle discreto como sendo o monitoramento das variáveis discretas.

Ainda sob o controle analógico podemos separar entradas convencionais, tais como comandos do operador, ou variáveis discretas gerais, das entradas analógicas advindas de sensores ligados diretamente às saídas do processo.

Estas últimas serão comparadas a uma referência que consiste no valor estável desejado para o controle, o *set-point*. Neste tipo de controle, onde as saídas são medidas para cálculo da estratégia de controle é dito que há uma realimentação. Esse sistema é conhecido como sistema em malha fechada. Se não há a medição das saídas dizemos que o sistema tem malha aberta. A figura seguinte ilustra esse dois tipos de malhas.

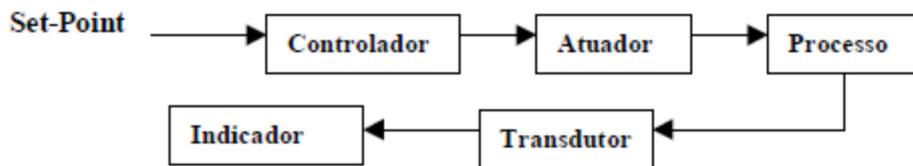


Figura 2.12 - Sistema de malha aberta - sem realimentação, (SOUZA, 2004).

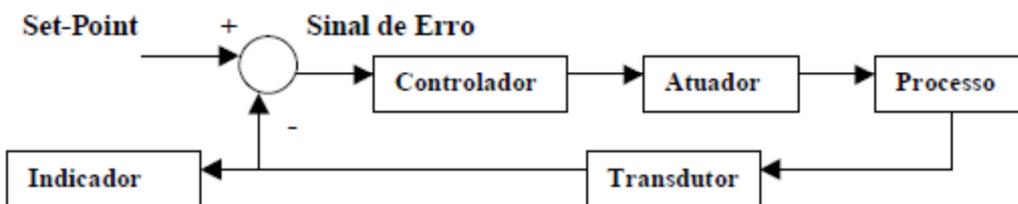


Figura 2.13 - Sistema de malha fechada - com realimentação, (SOUZA, 2004).

Tipos de entrada e saídas

O comportamento do controlador é definido através de um programa do usuário e do comportamento das entradas e em alguns casos também das saídas. Assim, neste tópico cita-se o exemplo de algumas entradas e saídas, que podem influenciar no comportamento do controlador.

- Entradas Discretas: são aquelas que fornecem apenas um pulso ao controlador, ou seja, elas têm apenas um estado ligado ou desligado, nível alto ou nível baixo, remontando a álgebra booleana que trabalha com um e zero. Alguns exemplos são: as botoeiras, válvulas eletropneumáticas, os pressostatos e os termostatos;
- Entradas *Multi-bits*: são intermediárias às entradas discretas e às analógicas. Estas se destinam ao controle mais preciso, como no caso do motor de passo ou servomotores. A diferença das entradas *multi-bits* para as analógicas é que estas não exigem um conversor analógico digital na entrada do controlador. Um exemplo é o dos *encoders*, utilizados para medição de velocidade e posicionamento;
- Entradas analógicas: medem as grandezas de forma analógica. Para trabalhar com este tipo de entrada os controladores devem possuir conversores analógico-digitais. As principais medidas feitas de forma analógica são a temperatura e pressão. Como exemplo temos os sensores de pressão e os termopares;
- Saídas discretas: são aquelas que exigem do controlador apenas um pulso para determinar o seu acionamento ou desativação. Como exemplos, têm-se os contadores que acionam os Motores de Indução e as válvulas eletropneumáticas;
- Saídas *multi-bits*: têm o conceito de operação semelhante às entradas da mesma categoria. Como principais exemplos têm-se os drivers dos Motores de Passo e os servomotores;
- Saídas analógicas: como dito anteriormente, de forma similar ao controlador, necessita-se de um conversor digital - analógico (D/A), para trabalhar com este tipo de saída. Os exemplos mais comuns são: válvula proporcional, acionamento de motores DC, displays gráficos, entre outros.

Em comandos elétricos trabalhar-se-á com contatos, a partir dos mesmos é que se forma toda lógica de um circuito e também é ele quem dá ou não a condução de corrente. Basicamente existem dois tipos de contatos, listados a seguir:

- Contato Normalmente Aberto (NA): não há passagem de corrente elétrica na posição de repouso, como pode ser observado na figura 2.14(a). Desta forma a carga não estará acionada;
- Contato Normalmente Fechado (NF): há passagem de corrente elétrica na posição de repouso, como pode ser observado na Figura 2.14(b). Desta forma a carga estará acionada

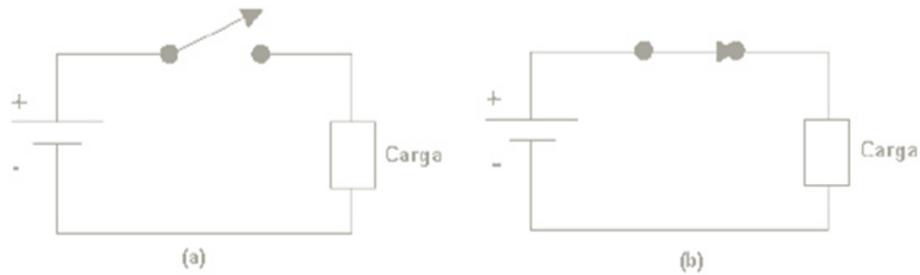


Figura 2.14 - Contatos elétricos. a) normalmente aberto. b) normalmente fechado (SILVA, 2007).

Há principalmente cinco tipos básicos de controladores usados largamente na indústria. São eles:

- Controle ON-OFF;
- Controle Proporcional ou P;
- Controle Proporcional e Integral ou PI;
- Controle Proporcional e Derivativo ou PD;
- Controle Proporcional, Integral e Derivativo ou PID.

Controle ON-OFF, LIGA-DESLIGA ou de histerese

Consistem em um circuito comparador que compara o sinal de entrada com dois sinais de referência, chamados de limite inferior e superior. Quando o sinal de entrada fica menor que o limite inferior, a saída do controlador é ativada e o atuador é acionado. Quando o sinal de entrada fica maior que o limite superior, a saída é desligada e o atuador desligado.

A diferença entre o limite superior e o inferior é chamada de histerese. Normalmente, a histerese é ajustável de forma tal que o set-point fique entre o limite inferior e o superior. Desta forma o sistema controlador fica oscilando de um valor máximo à um mínimo e não atinge nenhum valor específico.

A vantagem deste sistema é o fato de que é um sistema barato e como o atuador somente liga e desliga nos momentos em que os limites são atingidos, o controlador e o atuador sofrem pouco desgaste.

A desvantagem é que a grandeza controlada (temperatura, pressão, etc..) não estabiliza em nenhum ponto e sim oscila entre o ponto desejado, indo do limite inferior ao superior. Abaixo temos um sinal de controle do tipo ON-OFF. A histerese se dá do limite superior até o limite inferior.

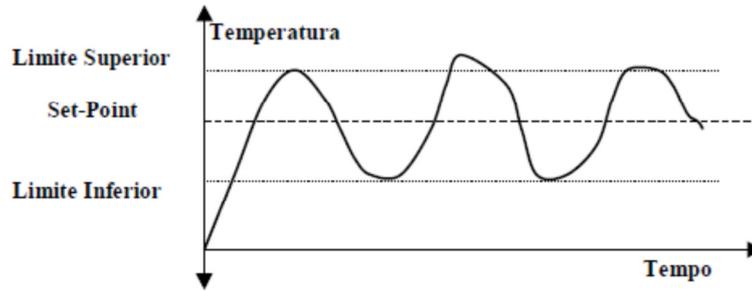


Figura 2.15 - Sinal de controle ON-OFF (SOUZA, 2004).

Controle de Passo (step control)

Estes controladores consistem em múltiplos dispositivos de duas posições que são acionados sucessivamente de acordo com a necessidade que o sensor transmite, na tentativa de se obter um efeito mais próximo a um controle proporcional.

Controle Proporcional ou P

O controle proporcional é mais sofisticado que o controlador ON-OFF, dado que a resposta do controle é proporcional ao sinal na sua entrada. Se o sinal na sua entrada é pequeno, a resposta será um valor pequeno também. Se a entrada for grande a saída será grande também. A fórmula ilustra a função de um controlador:

$$V = K_p * e + V_0 \quad (2.28)$$

onde,

V – saída do controlador

K_p – ganho proporcional;

e – sinal de erro;

V_0 – parâmetro de ajuste do *set-point*.

Em suma, um controlador proporcional é na verdade um amplificador e pode ser representado como a figura abaixo propõe.

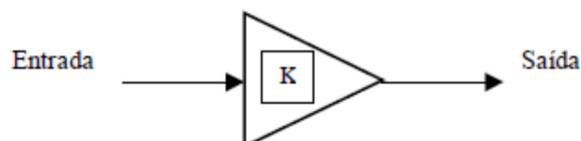


Figura 2.16 - Representação da função do controle proporcional (SOUZA, 2004).

Para o controlador a saída é um sinal K vezes maior que a entrada. Entretanto o sinal de saída não pode crescer indefinidamente, porque há um limite tanto inferior quanto superior. Quando estes

limites são atingidos dizemos que o sistema saturou. Portanto, há uma região onde o sinal responde proporcionalmente ao sinal de entrada, e outra região onde o sistema satura e não ocorre o aumento da saída do sinal.

Na figura abaixo, percebemos que acima do limite superior o atuador está com 100% de sua capacidade e abaixo do limite inferior, o atuador está com 0% de sua capacidade, ou seja, totalmente desligado. A região entre o limite inferior e superior do atuador compreende um sinal proporcional ao sinal de entrada, a esta região dá-se o nome de banda proporcional do sistema.

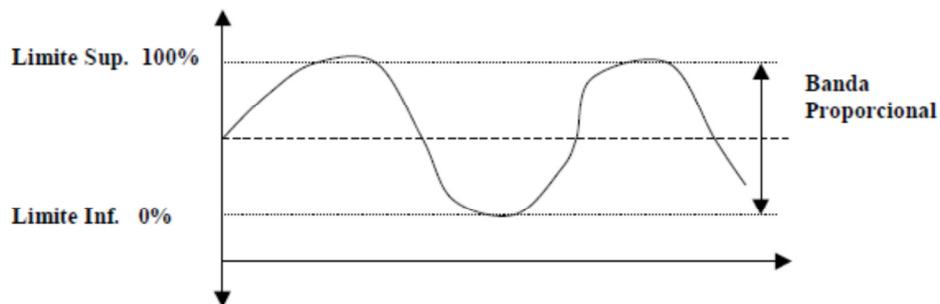


Figura 2.17 - Sinal de controlador proporcional - banda proporcional (SOUZA, 2004).

A desvantagem da utilização do controlador Proporcional ou P é que ele permite erros em regime. Isto porque em sistemas realimentados, a entrada do controlador P é o sinal de erro. Como o sinal de erro se torna pequeno à medida que se aproxima do valor de set-point, o sinal de saída do controlador que é proporcional a entrada fica pequeno também.

Sempre haverá um ponto em que o erro, por menor que seja, será tão pequeno que não produzirá uma saída capaz de ativar o atuador. Assim, o sinal de saída é descontinuado e o sistema cessa mesmo sem ter atingido o patamar de set-point, permanecendo um erro sempre constante.

Quando se aumenta o ganho K do controlador o erro é reduzido, mas sempre haverá um erro por menor que o seja. Isso ocorre porque há limites para aumentar o valor do ganho K (limite superior e inferior), que se ultrapassados, levam o sistema à instabilidade.

Controle Proporcional - Integral ou PI:

O controlador PI é uma combinação da ação proporcional com uma ação de integração. O controle integrador, dentre suas propriedades, permite com que o erro em regime do caso anterior seja minimizado. Isto ocorre porque, embora o erro possa ser pequeno, o integrador irá somando o sinal de entrada ao longo do tempo e a sua saída vai aumentando até que seja capaz de acionar o atuador.

Assim sendo, quando o erro do sinal de entrada é grande o controle proporcional fornece uma grande variação de saída e predomina sobre o controle integrador. Mas à medida que o erro do sinal de

sinal de saída vai chegando perto do set-point, o erro vai diminuindo e assim a resposta do proporcional vai ficando cada vez mais fraca. A partir deste ponto o domínio de atuação passa a ser do controle integrador, que soma pequenas parcelas até atingir o set-point definido. Dessa forma o controle integrador é usado frequentemente quando é necessária uma convergência precisa do valor, com erro muito pequeno.

Da mesma forma que existe um ganho K para o proporcional existe também um ganho K_i para o integrador. Quanto maior o valor de K_i , maior a velocidade de resposta de um elemento integrador. Entretanto, o ajuste do ganho de K_i não deve ser indiscriminado, pois ele pode levar o sistema a se tornar muito lento às transições ou até mesmo levar o sistema à instabilidade. Nesse ponto o melhor ajuste é uma combinação do ganho K e do ganho K_i . É possível, mediante simulações e outras técnicas, encontrar o ajuste ideal. A equação (2.29) representa a obtenção do sinal de saída.

$$V = K_p * e + K_i \int e * dt + V_0 \quad (2.29)$$

onde,

K_i – ganho integral;

t – tempo.

Controle Proporcional - Derivativo ou PD:

O controle PD é uma combinação do controle Proporcional e o controle Derivativo. O controle derivativo é um bloco cuja saída é proporcional a variação do erro. Ou seja, se o erro estiver variando muito rápido ele atua fortemente visando a minimizar ou eliminar esta variação. Portanto é um bloco adequado para sistemas que precisem de um ataque rápido às variações de erro de sinal de entrada.

Entretanto, se houver um erro do sinal de entrada de grande valor, mas variando lentamente, o sinal na saída do derivativo será baixo. Por essa razão, o controle derivativo nunca é usado sozinho, pois ele só atua nos momentos em que o erro varia rapidamente. Além disso, o controle derivativo é sensível a ruídos, uma vez que a oscilação de sinal provocado por um ruído pode ser interpretado pelo controle derivativo, fazendo-o acreditar que há uma transição brusca no sinal de entrada. Por isso o ganho do controle derivativo é minimizado.

Ademais, o bloco derivativo não tem nenhuma influência sobre o erro em regime. De modo geral, ele deixa o sistema mais rápido e reduz a máxima sobre-elevação. Como o controle integrador, que tinha um ganho K_i o derivativo também tem um ganho chamado K_d . A expressão desse sistema é mostrado na equação (2.30):

$$V = K_p * e + K_d \frac{de}{dt} + V_0 \quad (2.30)$$

onde,

K_d – ganho derivativo;

$\frac{de}{dt}$ – derivada do erro em relação ao tempo.

Controle Proporcional - Integral - Derivativo ou PID:

Pelas características exploradas até o momento de cada controlador é possível deduzir que uma combinação dos três elementos, explorando as melhores propriedades de cada um, pareça ser a opção mais adequada. Quando um controlador reúne os blocos de controle integrativo e derivativo chamamos de Controlador Proporcional Integral Derivativo ou PID.

Na verdade, com um controlador PID, podemos obter os outros (P , PI ou PD), zerando-se aquele que não interessa. Por exemplo: se quisermos um controlador PI, basta zerar o ganho do Derivativo, se quisermos um controlador P, basta zerar o ganho do Derivativo e do Integrador e assim por diante.

O controlador PID, parece ser a opção ideal para se trabalhar, entretanto, esta é opção mais cara e a mais difícil de ser ajustada, pois nele têm-se três ganhos para ajustáveis (K , K_i e K_d). A combinação dos ajustes pode determinar se o sistema será oscilatório ou não, se o sistema será rápido ou lento.

A determinação adequada do ajuste é feita por meio de modelagem e simulação, onde se leva em conta os parâmetros de desempenho do sistema (máxima sobre-elevação, tempo de acomodação, erro em regime, etc..). A expressão da forma de controle PID é mostrada em (2.31):

$$V = K_p * e + K_i \int e * dt + K_d + V_0 \quad (2.31)$$

Variação do valor de proporção K e o efeito oscilatório

Para valores de K pequenos temos um menor crescimento do sinal de saída por tempo, ou seja, a taxa de crescimento ou multiplicação de sinal é comprometida. Porém, ao se adotar valores pequenos de K , atingimos pouco *overboost*, que é a oscilação do sinal acima do valor de *set-point*. A figura a seguir demonstra esse efeito.

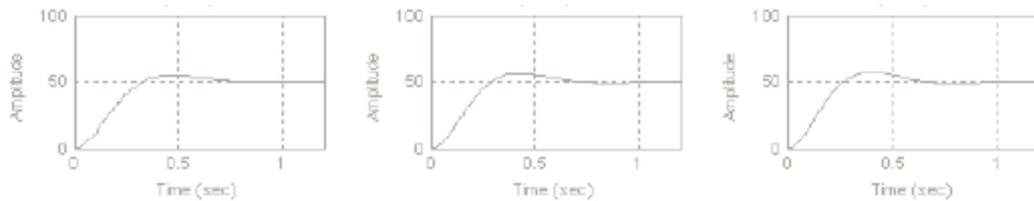


Figura 2.18 - Variação de *overboost* com valores de K pequenos (SOUZA, 2004, com adaptações).

Para valores grandes de K o comportamento oscilatório é acentuado, como pode ser visto nas representações a seguir:

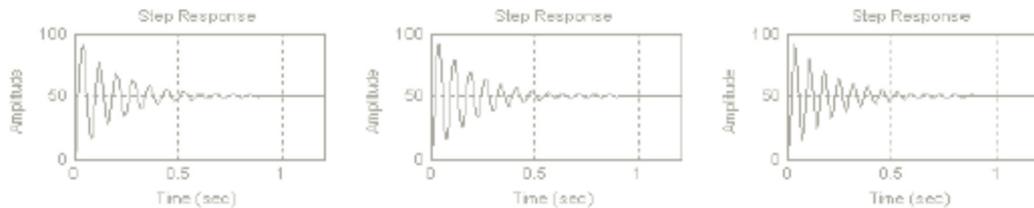


Figura 2.19 - Variação de *overboost* para valores de K grandes. (SOUZA, 2004, com adaptações).

Como pode ser observado na Figura (2.18), há presença de pouco *overboost*, devido à taxa de aumento de sinal ser baixa. Caso contrário é notado na Figura (2.19), onde a taxa de incremento do sinal é alto e propicia um *overboost* elevado.

Para os dois gráficos o controle derivativo ajuda a suavizar essas mudanças drásticas. Esse tipo de controle será necessário ao controle da variação da carga térmica interna ao gabinete. Nos ensaios dinâmicos, descrito no capítulo 4 a frente, serão de grande valia a utilização dos controladores com funções P, D e PID.

Após a abordagem de todos os conceitos essenciais para a avaliação dos parâmetros adquiridos com a montagem do experimento, o capítulo seguinte trata de organizar os componentes selecionados para a montagem da bancada.

3. METODOLOGIA APLICADA

3.1. ABORDAGEM DO PROBLEMA

Para o sistema de ar condicionado, modificações ou distúrbios na carga térmica correspondem a modificações na variável de controle que causam alterações no processo de condicionamento. A magnitude, a frequência e duração dos distúrbios alteram o equilíbrio entre a entrada e resposta do sistema de controle do ar climatizado. Estes distúrbios podem ser interpretados como perturbações que influem no desempenho do aparelho de climatização.

Em sistemas de climatização observa-se que existe um atraso intrínseco entre a ocorrência da perturbação e o momento em que o sistema começa a responder a esta perturbação (HONEYWELL, 1995). Uma razão para este atraso no controle de sistemas de ar condicionado e refrigeração é que uma modificação na carga térmica não gera uma alteração instantânea das variáveis dos sensores. Ao se introduzir uma nova fonte de calor ou alterar a dissipação térmica das fontes existentes, esta começa a transmitir calor para o ar ao seu redor, em seguida este calor é transmitido ao restante do ambiente, até atingir o sensor.

Somando-se a esse atraso tem-se o tempo de resposta do sistema de climatização, que é o tempo necessário para que o sistema esgote o calor introduzido.

Através da integração do sistema de climatização a um sistema de prevenção e detecção as variações do ambiente podem ser tratadas com tempo efetivamente menor, diminuindo o atraso de resposta e aumentando a vida útil dos componentes que estão sujeitos ao ar tratado.

Para caracterizar os atributos gerais desse tipo de sistema de refrigeração de gabinetes foi imprescindível a participação no projeto do Eng. Ricardo Oliveira, que é gerente responsável pela venda e manutenção desse tipo de solução da empresa Aceco TI.

Sobre esta empresa, uma observação relevante é seu amplo campo de atuação na América do Sul, onde é líder de mercado em sistemas de soluções para alta disponibilidade de Data Center., estando presente desde a construção até o monitoramento do sistema. A empresa é uma das maiores em seu setor, tem quase 40 anos de experiência no mercado e tem em sua cartilha de clientes grandes empresas, mundialmente renomadas, como a Embraer, Fiat, Petrobrás e outras.

O Eng. Ricardo forneceu dados relevantes à caracterização das condições de contorno envolvidas nesse tipo de solução, como: temperatura interna média do gabinete climatizado, vazão de ar dos ventiladores do evaporador, temperatura máxima de trabalho dos módulos servidores

(estimativa), tipo de material que é composto as paredes do gabinete (no caso, o Modular Safe), carga térmica média e de pico dentro do gabinete. Segue a lista dos valores obtidos:

- Temperatura interna média: $17^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura máxima de trabalho dos módulos: 25°C ;
- Vazão de ar total dos ventiladores: 1195 m³/h ou 332 L/s;
- Carga Térmica média no gabinete: 3 kW;
- Carga Térmica máxima no gabinete: 7 kW;
- Material do gabinete: Composto emassado de fibrocimento (amianto) e compósito.

É importante frisar que o sistema de controle de capacidade alterará suas propriedades antes da temperatura instantânea no rack ultrapassar o limite superior ou inferior de temperatura (20°C e 14°C , respectivamente).

Com os dados levantados foi possível dimensionar e selecionar os componentes necessários a atingir os objetivos determinados anteriormente.

3.2. SELEÇÃO DE COMPONENTES

Para a seleção dos componentes, foi montada uma lista com os principais componentes do sistema. A partir dos elementos principais foram determinados os componentes para cada finalidade. Os principais componentes para a climatização de um gabinete de *Data Center* são:

- Unidade Condensadora;
- Unidade Evaporadora;
- Servidores ou módulos que dissipam energia;
- Gabinete com paredes refratárias.

O sistema projetado requer todos esses componentes e mais aqueles necessários à captação dos dados a serem avaliados. Como componentes de apoio podemos citar os sensores, transdutores de corrente e potência, sensores de rotação, componente de aquisição de dados.

O fluxograma seguinte ilustra os principais componentes da bancada, nele é possível observar dois circuitos independentes. A linha em cor lilás representa os sensores a outra linha, em azul, representa a linha frigorígena que transporta o fluido refrigerante.

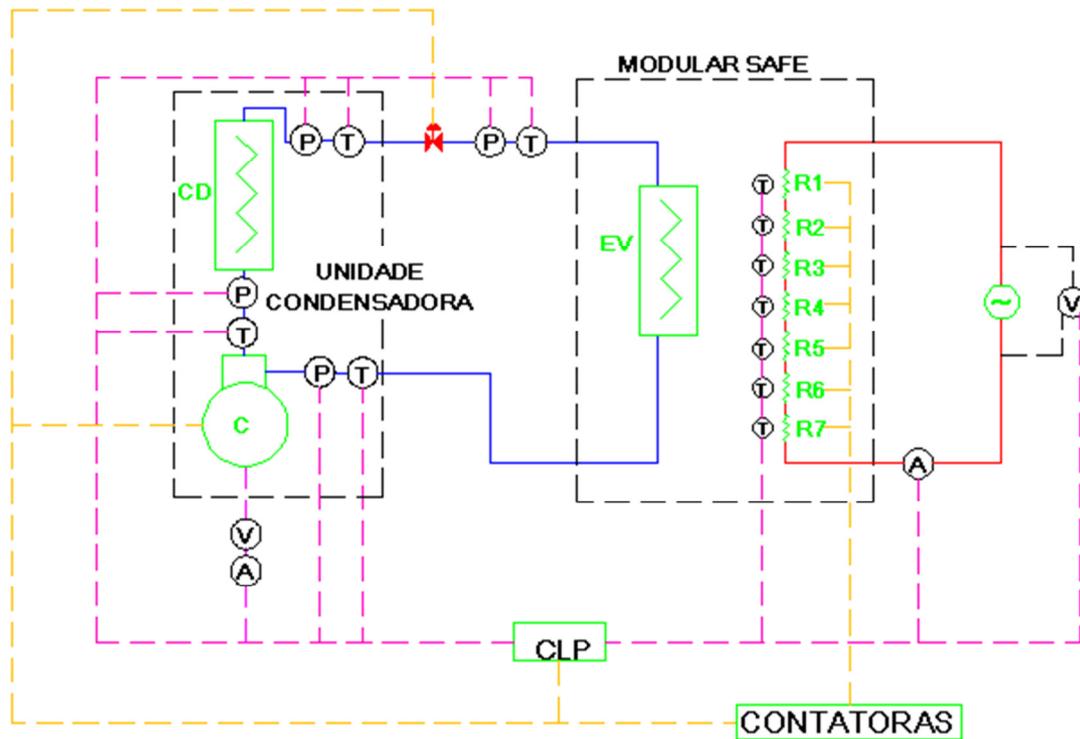


Figura 3.1 – Fluxograma do projeto.

Legenda:

CD- Unidade Condensadora;

EV – Unidade Evaporadora;

C – Compressor;

Rn, $1 < n < 7$ – Resistores;

P – Transmissores de pressão;

T – Transmissores de temperatura;

A – Transformador de corrente;

V – Voltímetro;

CLP – Unidade de Comando Lógico Programável;

Contadoras – Atuador do tipo contator.

Com base nesse fluxograma foi realizado um desenho 3D esquemático da bancada para simular as dimensões gerais da bancadas, os locais de instalação e passagem das linhas frigoríferas e de todos os acessórios. Outro propósito a que o desenho serviu foi auxiliar na montagem e execução da bancada real.

O desenho segue as diretrizes de instalação de seus componentes, respeitando dimensões e afastamento requerido para manutenção. As ilustrações seguintes esboçam as vistas: isométrica (Fig. 3.2), isométrica posterior (Fig. 3.3) e corte do gabinete climatizado (Figs. 3.4 e 3.5).

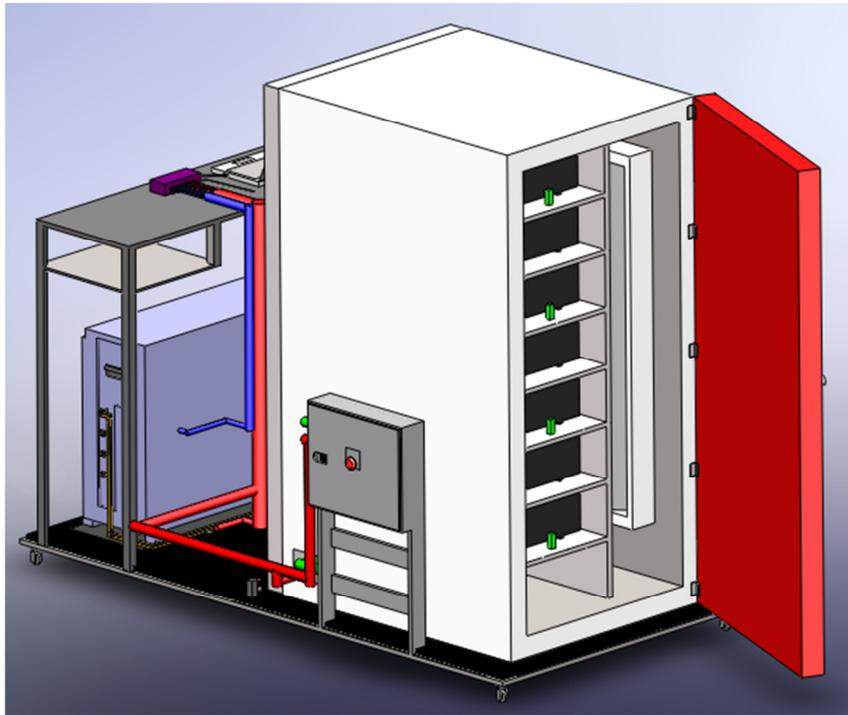


Figura 3.2 - Bancada experimental - Vista isométrica.

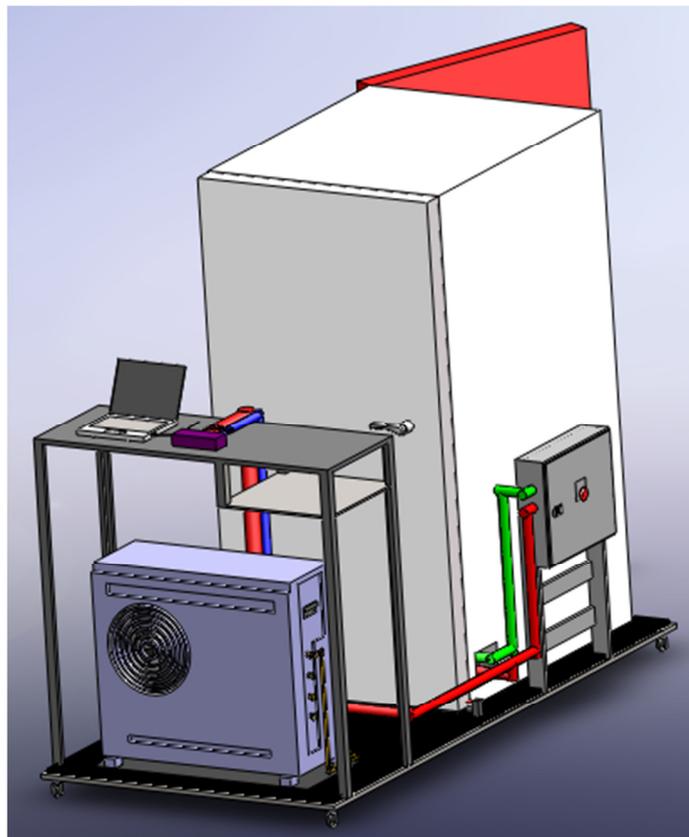


Figura 3.3 - Bancada experimental - Vista isométrica posterior.

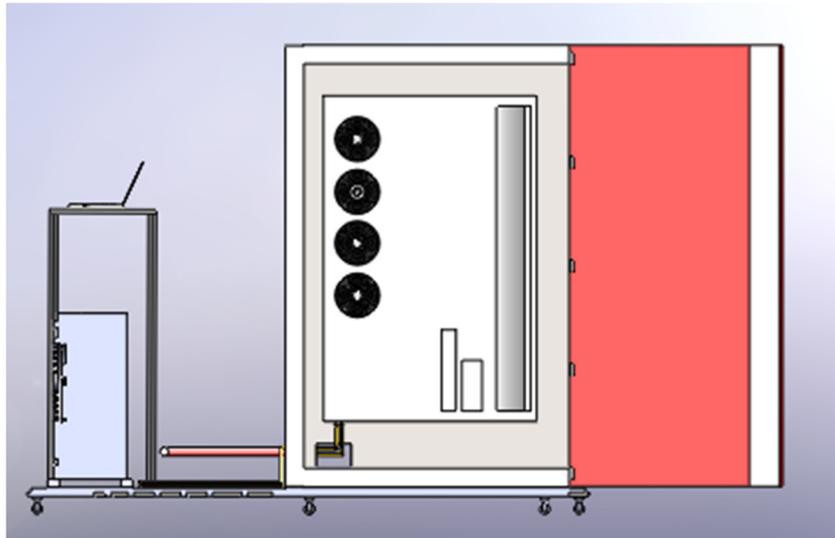


Figura 3.4 - Bancada experimental - Corte do gabinete refrigerado.

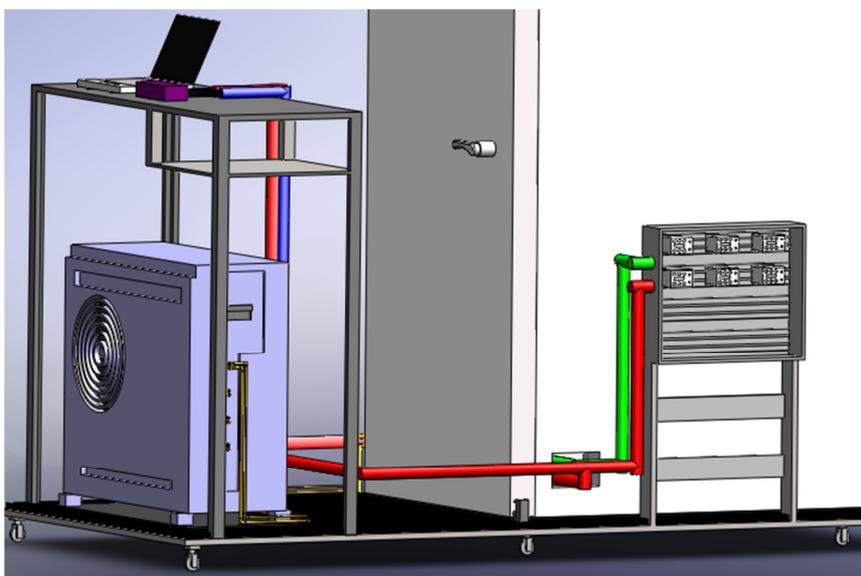


Figura 3.5 - Bancada experimental - Corte do quadro elétrico.

Para um melhor entendimento as explicações seguintes terão como grande grupo três componentes principais listados a seguir, juntamente com cada grupo existirão componentes que para a análise das características do mesmo. Segue a lista dos grupos:

- Unidade Condensadora – onde serão instalados sensores de temperatura, transdutores de pressão e sensor de rotação do compressor;
- Gabinete climatizado (Modular Safe) – onde será instalada a unidade evaporadora, os resistores, os termopares e os transdutores de pressão;
- Placa aquisitora de dados (CLP) e quadro elétrico.

O componente selecionado como unidade condensadora foi do tipo *inverter*, de marca Toshiba e modelo RAS-3M23GACV-E. Esta unidade conta com um sistema de variação de frequência do compressor, fazendo regular o fluxo de gás que circula no sistema.

Esta unidade possui capacidade nominal de refrigeração de 6,8kW (23.000 BTU/h). Com a ajuda de um dispositivo de expansão eletrônico, que já vem incorporado ao equipamento, a capacidade de refrigeração pode ser variada de 1,4kW (4.700 BTU/h) até 7,2kW (24.500 BTU/h).

Essa capacidade variável é de extrema importância para o projeto, com ela é possível manter a eficiência alta do compressor, o que representa uma economia energética na alimentação do mesmo frente a um compressor que não possui o sistema de variação de frequência.



Figura 3.6 - Unidade Condensadora RAS, TOSHIBA.

Essa unidade condensadora utiliza gás R410a, que possui características apropriadas para sua utilização. A primeira delas é o baixo índice de ODP (*Ozone Depletion Potential*), porém alto índice de GWP (*Global Warming Potential*). Ainda sobre o gás, este possui classificação excelente quanto à inflamabilidade e a toxicidade, a tabela a seguir resume as propriedades desse gás.

Tabela 3.1 - Propriedades e classificações do gás R410a.

Gás	ODP	GWP	Flamabilidade	Toxicidade
R410a	0,0	1890	A	A

A tubulação frigorígena pela qual passará o fluido será confeccionada em cobre. Serão necessários dois diâmetros distintos de tubulação, a primeiro com diâmetros de 1/4” para a tubulação de líquido, a segunda com de 3/8” para a tubulação de gás. A razão de se usar cobre para a tubulação é por sua durabilidade, flexibilidade, baixa facilidade de corrosão e interação molecular com o gás. Além de ser um material que suporta as pressões internas exigidas para se trabalhar com o gás R410a. Serão necessários três metros de tubulação de diâmetro 1/4” e três metros de tubulação de diâmetro 3/8”.

O isolamento da tubulação frigorígena será feito por espuma elastomérica. Esse material é adequado à aplicação por possuir característica auto extingüível quando submetido a fogo e é facilmente encontrado em casas de refrigeração. Serão utilizados com diâmetro interno de 1/4 polegadas (6,35mm) para saída da unidade condensadora e 3/8 polegadas (9,52mm) para retorno da unidade evaporadora, ambos com espessura de nove milímetros (9mm). A Figura 3.3 ilustra o tipo de isolamento escolhido.



Figura 3.7 - Espuma elastomérica (TECNIT, 2011).

Pelo fluxograma apresentado é possível observar que a unidade condensadora é composta pelo compressor e pelo condensador. Portanto, nesta unidade serão instalados os sensores de pressão, temperatura e rotação do compressor em posições adequadas às medidas e sem comprometer o fluxo de gás refrigerante dentro da tubulação.

Como pode ser observado no fluxograma, serão instalados seis pontos de medição de propriedades do fluido refrigerante na unidade condensadora. Serão três pontos de temperatura, o primeiro na linha de sucção do compressor, o segundo na linha de descarga do compressor e o terceiro na linha frigorígena após o condensador. Os pontos de aferição de pressão serão alocados o mais próximo possível dos pontos de medição de temperatura, para poder caracterizar o estado termodinâmico do fluido no ponto analisado.

Pensando no menor comprometimento do fluxo do refrigerante, foi adotada a solução de medição indireta de temperatura, sendo esta tomada a partir da parede externa da linha frigorígena. Este método de medição gera um erro de aproximação da temperatura do fluido, pois o que é verificada é a temperatura da parede de cobre no qual passa o fluido, mesmo o cobre tendo ótimas propriedades condutoras de temperatura, deverá ser considerado o erro gerado por essa estimativa.



Figura 3.8 - Sensor de temperatura utilizado na unidade condensadora TOSHIBA.

Para a medição de pressão dos pontos serão necessárias intervenções na linha de fluido refrigerante. Serão instaladas válvulas do tipo schrader com prolongamento para o transdutor de pressão. Uma imagem desse tipo de válvula se segue. Utilizando essa solução será possível aferir a pressão do fluido sem uma interferência grande no fluxo do refrigerante.



Figura 3.9 - Válvula Schrader com tubo de cobre acoplado (SCHRADER, 2011).

Todas as intervenções previstas na unidade condensadora serão realizadas por técnico especializado em refrigeração comercial.

A última medida referente á unidade condensadora será feita no compressor da unidade, onde serão aferidos corrente de alimentação e rotação do compressor. Os sensores que realizarão as medidas serão descritos a seguir.

Como parte do grupo do gabinete climatizado, pode-se citar a unidade evaporadora como principal item. No gabinete, ainda serão alocados os resistores e os diversos sensores de temperatura e umidade. Todos esses componentes serão listados afrente.

O gabinete climatizado é composto por placas metálicas de espessura de 1/16 polegadas e um componente refratário à base de amianto como forma de isolamento. O componente refratário fica condicionado entre duas placas metálicas, as quais contam com pintura em tinta para alta temperatura.

A unidade evaporadora não será tema de estudo de possíveis melhorias, por se tratar de um modelo já estabelecido comercialmente e de não ser o enfoque do presente projeto. Contudo, será necessária a alteração do dispositivo de expansão, onde será substituído o atual por um modelo compatível com os sinais transmitidos pela placa de comando da unidade condensadora.

Será utilizada uma evaporadora comercial, fornecida pela empresa Aceco TI. Suas características de projetos foram levantadas para propiciar um estudo detalhado das trocas de calor que acontecem em sua serpentina. Os ventiladores possuem grande fluxo nominal. Isso indica uma taxa de transferência de calor elevada do fluido refrigerante para o ar que circula no rack.

Trata-se de um módulo evaporador da Lampertz modelo *evaporater unit* de 6,8 kW de capacidade de refrigeração, número de série SK 3126.190. Esse módulo evaporador utiliza ventiladores EBMPapst com vazão de 83L/s ou 298m³/h. São quatro ventiladores na unidade evaporadora o que gera uma vazão total de ar de 1195m³/h, uma vazão adequada frente à demanda energética a ser refrigerada.



Figura 3.10 - Unidade evaporadora.

A avaliação da eficiência energética do equipamento de refrigeração será feita por testes de simulação de carga térmica variante. Para simular essa carga térmica serão utilizados resistores elétricos com dissipação térmica bem definida. Estes resistores terão a função de elevar a temperatura ambiente, forçando uma ação rápida do sistema de climatização.

Os resistores serão alocados no interior do gabinete climatizado, mais especificamente, nos lugares típicos ocupados pelos servidores. Serão utilizados resistores curvos não-aletados para aquecer o ambiente com dissipação máxima de 7 kW e temperatura máxima de 60°C, pois essa é a demanda máxima dos Data Centers atuais, como dito no capítulo anterior. (OLIVEIRA, Aceco TI)

Serão utilizados sete resistores de 1000W cada, totalizando os 7 kW necessários de produção térmica máxima. Foram escolhidos os resistores não aletados, pois caso fossem com aletas, estes necessitariam de um fluxo de ar mínimo ao seu redor para não acarretar a elevação da temperatura próxima do resistor, que pode causar a falha do material. Por esses motivos foram selecionados resistores curvos não-aletados, que suportam grandes temperaturas, tem média dissipação térmica e não necessitam estarem imersos em uma corrente de ar.



Figura 3.11 - Resistor curvo de imersão (REGITRONIC, 2011).

Ao se adotar essa escolha, se faz necessário a utilização de componentes para simular a geometria de um switch ou hub existentes nos Data Centers atuais. A solução adotada foi a confecção de caixas metálicas de material com propriedades físicas próximas ao material real.

A área do corpo que dissipa calor influencia na dissipação térmica total e no deslocamento do ar dentro do compartimento climatizado. Portanto, se dois corpos de mesmo material e à mesma temperatura, porém com áreas de superfície distintas, são depositos em um ambiente de temperatura inferior o corpo de maior área dissipará maior quantidade de calor por tempo para o ambiente, quando comparado ao outro corpo.

Outro fator sob o qual a geometria dos servidores influi é o deslocamento do ar e a troca de calor por convecção dentro do gabinete. Com uma circulação de ar dificultada a transferência por convecção também é afetada.

Outros sensores se fazem necessários para caracterizar corretamente as características físicas dentro do módulo de climatização. Para tanto se fazem imperativos uso de sensores de temperatura e umidade.

Serão realizadas medições em pontos diferentes para cada uma dessas propriedades - temperatura e umidade - a fim de caracterizar a distribuição térmica dentro do gabinete climatizado. Serão tomados sete pontos de temperatura dentro do gabinete, haverá mais um ponto de medição que registrará a temperatura ambiente. Portanto, serão oito pontos diferentes de temperatura ao redor ou internamente ao gabinete climatizado.



Figura 3.12 - Termopar tipo T (EXACTA, 2011).

Como último grupo, temos o quadro elétrico e o componente aquisitor de dados, o CLP. Fazem parte do quadro elétrico todos os transdutores de corrente e de tensão utilizados e as contadoras, que terão a função de ligar e desligar os resistores assim que for solicitado pelo CLP.

Como avaliação do consumo energético instantâneo do compressor da unidade condensadora e dos resistores, serão utilizados dispositivos de detecção de corrente (amperímetro) e diferença de potencial entre as fases (voltímetro). Com os dois sensores será possível notar cada variação mínima na demanda energética dos servidores. Como característica determinante, é necessário que o amperímetro possa transformar a corrente lida em uma equivalente de menor escala, para que o módulo de aquisição possa ler o sinal corretamente.



Figura 3.13 - Transdutor de corrente (SOCOME, 2011).

Outros transdutores de corrente e tensão serão conectados ao compressor, a fim de caracterizar a demanda energética instantânea.

Para realizar o acionamento dos resistores serão utilizadas contadoras, que estarão ligadas ao módulo CLP. Assim que requisitada pelo CLP, o contador fará o contato e estabelecerá o fechamento do circuito dos resistores, será necessária uma contadora para cada resistor. Como serão utilizados sete resistores, serão necessárias sete contadoras de categoria DC1, voltada para utilização com cargas ôhmicas ou pouco indutivas.

Os contatores foram selecionados por ser um dispositivo que já contém um sistema de proteção acoplado e por possibilitam a utilização de correntes pequenas no circuito de comando, enquanto que no circuito de potência pode-se trabalhar com altas correntes. Segue a lista do número de pontos necessários às medições:

Tabela 3.2- Descrição dos pontos de medições.

Ponto	Grandeza	Posição	Faixa de Operação	Sensor	Símbolo
1	Temperatura	Entrada compressor (gás)	0 a 30 °C	T-J	TEcp
2	Temperatura	Saída compressor (gás)	0 a 200 °C	T-J	TScp
3	Temperatura	Saída condensador (gás)	0 a 70 °C	T-t	TScd
4	Temperatura	Entrada evaporador (gás)	0 a 30 °C	T-t	TEev
5	Temperatura	Baia do rack - 1 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba1
6	Temperatura	Baia do rack - 2 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba2
7	Temperatura	Baia do rack - 3 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba3
8	Temperatura	Baia do rack - 4 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba4
9	Temperatura	Baia do rack - 5 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba5
10	Temperatura	Baia do rack - 6 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba6
11	Temperatura	Baia do rack - 7 (ar)	0 a 100 °C	T-t	Tba7
12	Temperatura	Temperatura ambiente	0 a 40 °C	T-t	Tamb
13	Pressão	Entrada compressor (gás)	0 a 10 bar	ECO-1	PEcp
14	Pressão	Saída compressor (gás)	0 a 10 bar	ECO-1	PScp
15	Pressão	Saída condensador (gás)	0 a 10 bar	ECO-1	PScd
16	Pressão	Entrada evaporador (gás)	0 a 10 bar	ECO-1	PEev
17	Corrente	Alimentação dos resistores	0 a 6A	TC	Ares
18	Corrente	Alimentação do compressor	0 a 4A	TC	Acp
19	Voltagem	Alimentação dos resistores	0 a 250V	V	Vres
20	Voltagem	Alimentação do compressor	0 a 250V	V	Vcp
21	Voltagem	Frequencia de rotação do compressor	0 a 250V	V	Fcp

O contator, pelo fato de poder regular a potencia despejada em um resistor no circuito de potência, regulando a diferença de potencial que este está submetido, se tornará outro dispositivo para a regulação da carga térmica interna do gabinete climatizado.

Como ultimo elemento do grupo, temos o módulo CLP, que atuará como um dispositivo de aquisição de dados conectado a um computador. A comunicação entre os sensores e o dispositivo de comando e leitura de sinais é imprescindível para o projeto.

Para tanto é necessário que o dispositivo CLP comporte todas as leituras dos sensores da bancada. Essa comunicação é o ponto chave da metodologia utilizada nesse projeto. O número de

portas de comunicação, que são as entradas e saídas de conversação com os sensores e atuadores, respectivamente, é essencial para a necessidade de inclusão de um novo módulo CLP.

Reunindo todos os dispositivos de sensoriamento temos um total de 19 pontos de medição de propriedades distintas e pelo menos dois pontos de comunicação com atuadores externos. O modelo selecionado foi o DT800, pela sua capacidade de comunicação e pela quantidade de saídas (24 ao todo).

O aparelho DT800 reúne várias funções de controle horário e pode ser acopladas a atuadores com entradas digitais ou analógicas, além de ter conexão direta com sensores mais utilizados em medições de temperatura, pressão, corrente e voltagem. Esse aparelho viabiliza o controle total de todos os sensores e atuadores em uma só componente, facilitando a programação e a simulação dos equipamentos da bancada. Uma ilustração do módulo segue na Fig. 3.10.

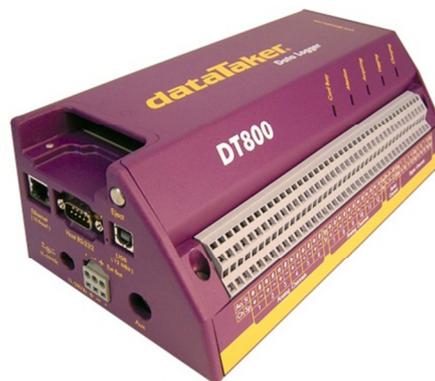


Figura 3.14 - Módulo de Aquisição de dados selecionado (DATA TAKER, 2011).

Como características das portas do módulo pode-se destacar:

- Parâmetros de entrada:
 - Tensão: de 10mVDC até 13VDC;
 - Resistência: de 20ohms até 10.000ohms;
 - Frequência: de 0 até 10.000Hz.
- Parâmetros de saída:
 - Corrente: 0 até 20mA;
 - Tensão: 0 até 10V;
 - Potência: 0 até 200mW.

Por fim, o último item selecionado é o quadro elétrico. Ele será responsável pela alimentação do módulo aquisitor de dados, dos equipamentos dentro do rack (resistores e unidade evaporadora), e da unidade condensadora. Sendo necessária a proteção de todos os sistemas com um dispositivo de proteção de surto (DTS), a fim de tornar a ligação de todos os componentes equipotencial.



Figura 3.15 - Quadro elétrico típico (MONTPAINEIS, 2011).

As medições realizadas serão compatibilizadas com as características usuais de centrais de Data Centers, ou seja, o perfil de utilização dos resistores será modulado a fim de representar fielmente as características de uso encontradas em empresas que possuem esse sistema de climatização instalado, para caracterizar os ensaios mais detalhadamente, será apresentado no capítulo seguinte todos os métodos e rotina de ensaios a serem cumpridas a fim de avaliar as variáveis independentes em separado.

3.3. COMPONENTES OBTIDOS

Durante o segundo semestre de 2011 foram adquiridos alguns componentes para a montagem da bancada, houve alguns imprevisto durante o período, que impediram a finalização da mesma. Os imprevistos partiram desde a demora na entrega de alguns componentes até a indisponibilidade de alguns equipamentos no país.

Como casos destacados podemos citar a indisponibilidade do rack modular safe. Este módulo foi fornecido pela empresa Aceco TI, ele não é fabricado no Brasil e houve a demora na disponibilização de um modelo para o projeto.

Porém, em todo caso o projeto segue evoluindo com os componentes já adquiridos. O principal componente adquirido é a unidade condensadora. Foi comprada no final do mês de setembro, de modelo RAS-3M23GACV-E, marca Toshiba. As imagens seguintes ilustram a envoltória do equipamento, o ventilador, a placa de comando e as conexões com a rede frigorígena.



Figura 3.16 - Unidade Condensadora adquirido, marca TOSHIBA.



Figura 3.17 – Ventilador da Unidade Condensadora.



Figura 3.18 – Conexões da rede frigorígena da condensadora.

Com o equipamento em mãos, foram definidas duas soluções para a atuação e o monitoramento do sistema de refrigeração. A primeira solução seria a isolamento da placa de comando

a fim de criar todos os comandos para o compressor e para o ventilador da unidade condensadora a partir do módulo CLP, a segunda solução seria a manutenção da placa de comando original da unidade e somente a emissão de alguns sinais para que o compressor e o condensador se comportassem da maneira definida pelo usuário. Em resumo, a segunda opção consiste em gerar sinais que enganaram o sistema da unidade condensadora, fazendo-a trabalhar de acordo com os parâmetros impostos pelo operador.

Na prática a segunda maneira é a mais vantajosa, uma vez que se tem menor trabalho em configurar todo o processo para componentes que não serão essenciais para a variação da capacidade de refrigeração. Na verdade, basta emitir os sinais para o controle da válvula de expansão e da variação de frequência para fazer variar um ou outro ou até os dois componentes ao mesmo tempo e, assim, garantir a variação da capacidade de refrigeração de acordo com os preceitos do operador.

Como componentes adicionais foram adquiridos os rodízios da bancada, que terão função de promover melhor locomoção da bancada. Os rodízios foram selecionados para sustentar todo o peso dos componentes e mais porcentagem de 10% como coeficiente de segurança. O peso total dos componentes e mais o peso da base da bancada foram estimados em 1140 kg. Também foi utilizada a aplicação de uma regra comercial que favorece a segurança para a seleção do número de rodízios.

A regra supracitada consiste em dividir o peso total do equipamento pelo número esperado de roldanas menos um, ou seja, calcular a carga total suportada e dividir por $n-1$, onde n é o número esperado de rodízios. Utilizando essas duas medidas de segurança foram selecionados oito rodízios com capacidade de carga de até 160 kg cada, os oito rodízios suportam, então, uma carga estática de 1280 kg.

A marca escolhida ficou a critério da empresa Aceco TI, pois só foram repassadas as características técnicas necessárias à bancada, por fim, foram adquiridos rodízios Vonder, com rodas em poliuretano, sem travas e base blindada quadrada.



Figura 3.19 - Rodízio utilizado na bancada (VONDER, 2011).

O ultimo componente adquirido foi uma chapa metálica de aço carbono com espessura de 1/16 polegadas de 2,77m x 1,140m. A chapa serve para distribuir o peso dos componentes que serão

alocados em cima da base. Como comercialmente as chapas são vendidas nas medidas 3,00m x 1,20m, houve a necessidade de se comprarem duas chapas para cobrir toda a base da bancada.

A base da bancada foi totalmente projetada e será tema da próxima seção.

3.4. COMPONENTES PROJETADOS

Nessa seção serão apresentados os componentes que foram projetados. Foram necessárias algumas adaptações e mudanças no projeto inicial da bancada. Primeiramente foi pensada a solução de utilizar somente uma chapa de 10mm de aço para suportar todos os componentes da bancada e, ainda, distribuir o peso dos equipamentos entre os rodízios utilizados.

Porém, o custo do material para a confecção da chapa fez tornar inviável essa solução. A alternativa foi projetar uma base estriada em metalon e adicionar uma chapa mais fina para distribuir o peso dos equipamentos sobre a base. A chapa foi doada pela empresa Aceco TI e a estrutura foi montada pela NE Serralheria, localizada no setor de indústrias de Taguatinga-DF.

Como solução adotada foi projetada uma estrutura em metalon #14 com as dimensões de 70mmx40mm para suportar as exigências de carga estática. Junto à estrutura foram projetados os locais para a instalação dos rodízios, os desenhos podem ser vistos a seguir. Os projetos executivos são encontrados no Anexo I deste relatório.



Figura 3.20 - Estrutura da bancada.



Figura 3.21 - Solda da chapa para distribuição de peso.



Figura 3.22 - Apoio para rodízios da bancada.

3.5. COMPONENTES ESPERADOS

Para a conclusão do projeto ainda faltam serem obtidos alguns componentes essenciais aos trabalhos. Os mesmos são esperados para o primeiro semestre do ano de 2012. Sua compra será providenciada pela empresa Aceco TI. O componente mais importante é o módulo de aquisição de dados, CLP. Outros componentes como termopares, contadores, quadro elétrico, tubulação frigorígena, isolante para a tubulação e transformadores também serão necessários à finalização da bancada.

Como resumo a tabela seguinte detalha todos os componentes do projeto, a quantidade esperada, as especificações e o status quanto à aquisição.

Tabela 3.3 – Tabela resumo dos componentes da bancada.

Tabela de resumo			
Equipamentos	Unidade	Quantidade	Status
Unidade Condensadora			
RAM-72QH5B (MOD. REF. HITACHI)	und	1	Concluído
Aquisitor de dados			
Data Taker DT800	und	1	Esperado
Tubulações e Isolamento			
Tubulação de Cobre 1/4" (MOD. REF. BUNTMETALL)	m	3	Esperado
Tubulação de Cobre 3/8" (MOD. REF. BUNTMETALL)	m	3	Esperado
Acessórios			
Rodízio para bancada, cap de 160kg (MOD. REF. VONDER)	und	8	Concluído
Conexões para tubulação de cobre	und	4	Esperado
Isolamento para tubo de cobre 3/8" – 9mm (MOD. REF. Armaflex)	m	3	Esperado
Isolamento para tubo de cobre 3/8" – 9mm (MOD. REF Armaflex)	m	3	Esperado
Resistor elétrico de imersão - 1000W (MOD. REF. MB Resistores)	und	7	Esperado
Potenciômetro - com chave de 3 posições (MOD. REF. TMG Eletrônica)	und	7	Esperado
Quadro elétrico pequeno, com disjuntores, DTS, e barramentos (MOD. REF. QUADRO CEMAR II EXT.34/24D BR 904367)	und	1	Esperado
Cabo compensado para termopar tipo T (MOD. REF. (Exacta T_20_t/t_3)	und	7	Esperado
Transmissor de Pressão Modelo -9800 (MOD. REF. 9800_0a50_14N_2)	und	4	Esperado

4. PLANEJAMENTO DE ENSAIOS

4.1. ASPECTOS GERAIS

O capítulo segue a premissa de padronizar os ensaios e diferenciar os diversos testes com a bancada pronta e finalizada. Foi observada a possibilidade de variações climáticas durante o ensaio, da condição de altitude local (em relação ao nível do mar) e o período do ano em que foram feitas as medições (sazonalidade). Mesmo com essas variações é possível padronizar ações para avaliar isoladamente cada situação em que os parâmetros da bancada são alterados.

As ações de controle operadas por um profissional capacitado devem sempre remeter à segurança do mesmo. Pensando em elaborar uma rotina, não só de ensaios, mas de ações genéricas a fim de preservar a segurança do operador o capítulo segue a intenção de minimizar os riscos envolvidos na operação da bancada.

Para padronizar os experimentos foi sugerida a divisão dos ensaios em dois grupos. O primeiro trata das avaliações de ensaio em condições permanentes ou estáticas. O segundo grupo trata dos ensaios em condições dinâmicas. As duas condições de ensaios são importantes para caracterizar de modo completo todas as alterações possíveis que o sistema possa vir a sofrer em condições reais.

Dentre cada grupo foi proposta a criação de um código para a caracterização dos ensaios. Tal código visa facilitar a identificação do tipo de ensaio. Para os dois grupos mencionados foram criadas nomenclaturas distintas para os códigos, mas preservando a mesma base lógica. Essa nomenclatura segue a regra dos seguintes dígitos sequenciais:

X . Y . W . Z

onde,

X – se refere ao tipo de ensaio realizado;

Y – se refere à condição de funcionamento do compressor;

W – se refere à condição de funcionamento dos ventiladores da unidade evaporadora;

Z – se refere à condição de funcionamento dos resistores.

O tipo de ensaio só pode ser considerado dinâmico ou estático, cada caso será abordado com maiores detalhes à frente. O código do compressor está relacionado à velocidade desenvolvida por este e pode assumir valores específicas por meio de um loop no sistema da placa de comando, onde o CLP emite um sinal específico que é ligado diretamente ao controlador de frequência do compressor. Com esse procedimento será possível determinar certas velocidades de trabalho fixas para o compressor. A adoção desse método permite descrever a resposta do sistema em modular sua capacidade de

refrigeração somente pela variação de entalpia do fluido, no caso a abertura do dispositivo de expansão. Outra possibilidade para o controle do compressor é a utilização do modo automático, onde o compressor é controlado pela placa de comando original.

Os ventiladores serão acrescentados de potenciômetros, a fim de poder regular a velocidade dos mesmos. Serão utilizados potenciômetros com posições definidas como alta, média e baixa. Essas velocidades possibilitaram avaliar a economia de energia consumida em relação a diminuição da potência requerida pelos ventiladores.

Os resistores são ligados através de contadores, estes podem ser ligados em certa sequência e em um número determinado, com essas variações podemos acrescentar ou diminuir a carga térmica dentro do gabinete. Outra possibilidade, que só será utilizada em ensaios dinâmicos, é a adição de carga térmica durante o ensaio. Esse tipo de ensaio proverá ao projeto os resultados esperados pela melhor resposta do sistema de climatização frente a uma demanda súbita de carga térmica.

Os dígitos serão separados por ponto e escritos em letras maiúsculas. Para cada tipo de ensaio os valores de X, Y, W e Z podem sofrer alterações características daquele tipo de ensaio. Todos os ensaios terão a mesma metodologia de pré-ensaio, a seção seguinte discorre sobre este item.

Vale ressaltar que as variações de velocidade do compressor seguem a curva apresentada pelo fabricante, onde a capacidade é continuamente alterada de acordo com a necessidade. A Figura seguinte ilustra essa variação em função da capacidade.

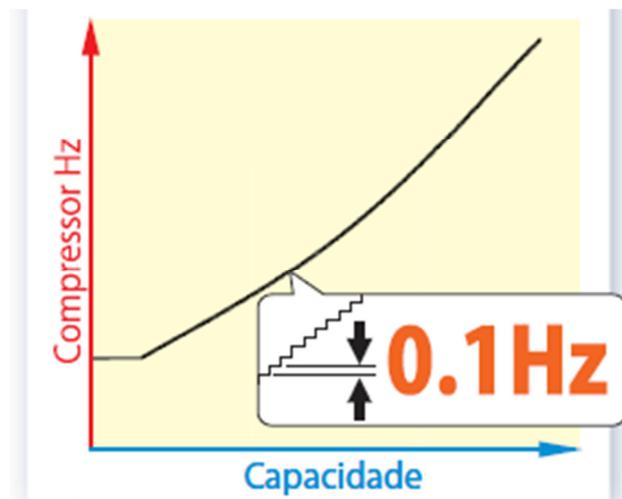


Figura 4.1 - Curva de variação de capacidade de refrigeração em relação a frequência de rotação (TOSHIBA, 2011).

A curva de carga dos ventiladores fornecem pressões estáticas de trabalho associadas às três rotações do compressor. A figura seguinte ilustra essa curva.

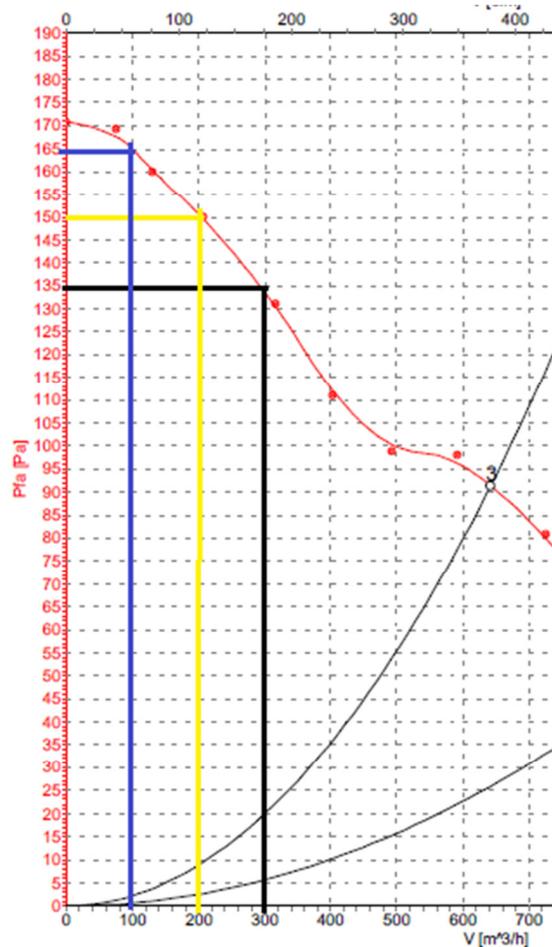


Figura 4.2 - Curva característica do Ventilador (EBMPAPST, 2006).

Com a curva de perda de carga plotada pode-se observar os três níveis de vazão atingida pelos ventiladores e, associado a essa vazão temos a capacidade de pressão estática dos ventiladores, para melhor esclarecimento tem-se:

- Para vazão de 298m³/h tem-se a pressão estática de 135Pa;
- Para vazão de 200m³/h tem-se a pressão estática de 150Pa;
- Para vazão de 100m³/h tem-se a pressão estática de 165Pa.

A análise desses dados indicam que quanto maior a vazão de ar menor é a pressão estática, como esta não será um empecilho para a correta distribuição do ar dentro do gabinete é conveniente que se utilize as vazões requeridas.

4.2. ROTINA DE PRÉ-ENSAIO

A rotina de pré-ensaio consiste em determinar todas as condições de contorno influenciadas pelo ambiente no qual está instalada a bancada. Para tanto, é necessário verificações da umidade, temperatura e altitude locais.

Como em qualquer outro ensaio, a verificação inicial do equipamento imprescindível. Tal abordagem permite, seguramente, definir as condições ideais do equipamento para a realização dos ensaios. Como forma de inspeção é recomendada a verificação de alguns itens, são eles:

- Válvulas do sistema de refrigeração posicionadas na unidade condensadora;
- Conexões dos contadores e de transformadores no quadro elétrico;
- Resistores, termopares e ventiladores no gabinete;
- Conexões entre o CLP e o computador.

Como forma de certificar os itens acima, e alguns mais que não constam na inspeção visual inicial, é necessário que os dados se verifique todos os canais de aquisição de dados antes de iniciar a coleta de dados. Tal manobra auxilia na certificação de que todos os transdutores e sensores estejam zerados quando o sistema não estiver operando. Uma vez que os valores de algum sensor esteja marcando um valor inicial diferente do zero (cada função terá um valor de “zero” específico, na temperatura, teremos o valor da temperatura ambiente, por exemplo) será necessária uma verificação do porque esse valor não está de acordo.

Além desses itens descritos, rotina de pré-ensaio prevê, ainda, o registro de data e hora do ensaio a ser realizado. Tais parâmetros corroboram para determinar todas as variáveis de tempo, que podem influenciar as respostas apresentadas pelo sistema de refrigeração.

4.3. ENSAIOS EM REGIME PERMANENTE

Esse tipo de ensaio caracteriza-se por se tratar de um experimento onde nenhuma das entradas fixadas no início do experimento serão alteradas durante a ocorrência do mesmo. Estes ensaios validarão os equipamentos selecionados sob as condições de trabalho que estes estarão submetidos na maior parte do seu funcionamento. Dados fornecidos pela empresa Aceco TI revelam que, durante um dia padrão de trabalho¹, as condições de funcionamento dos servidores não variam além de 15% de um patamar característico (para umidade e para temperatura dentro do gabinete climatizado) na maior parte do tempo.

Portanto, aferir as condições de desempenho energético dos equipamentos instalados na bancada considerando um regime permanente é de fundamental importância para sua implementação comercial do sistema projetado. Como código identificador, temos as seguintes possibilidades para cada dígito:

¹ O dia padrão de funcionamento leva em conta o horário comercial de funcionamento de empresas (das 08h00 até as 18h00, considerando o horário do almoço entre 12h00 e 14h00).

X – só pode assumir o valor “E”, de condição estática;

Y – pode assumir os valores “A”, “M”; “B” ou “At”. Os códigos relacionam a frequência do compressor em cada ensaio, desse modo temos, para cada letra, uma velocidade do compressor variando de alta, média, baixa ou automática, respectivamente;

W – pode assumir os valores “A”, “M” ou “B”, onde temos representados, respectivamente, condições de alta vazão, média vazão ou baixa vazão nos ventiladores;

Z – pode assumir os valores “A”, “M” ou “B”, onde cada letra representa uma condição de alta carga térmica, média carga térmica ou baixa carga térmica, respectivamente.

Para a realização dos ensaios em regime permanente devem ser alteradas todas as variáveis antes do registro dos dados, de forma que, ao final da regulagem das características de cada componente (velocidades do compressor e dos ventiladores e condição de carga térmica), seja aguardado um tempo de 10 minutos para que o sistema se estabilize e possibilite a iniciar a coleta dos dados.

Assim é possível montar certa sequência de ensaios para um dia específico. Essa sequência será dada como o exemplo a seguir:

E . A . B . M

Para o código considerado temos um ensaio com condições estáticas, com a velocidade do compressor fixada a altas rotações, baixa velocidade dos ventiladores e média carga térmica. Seguindo essa linha de raciocínio, o número total de possibilidades de ensaios é uma combinação linear entre as possibilidades. Temos, portanto, uma quantidade máxima de 36 possibilidades de ensaios distintos.

Como dito anteriormente os valores iniciais de marcação de cada sensor deve ser verificado antes do início do experimento, a fim de certificar a correta marcação das propriedades.

A outra possibilidade de experimento é utilizando uma variação dinâmica das características do ensaio, essas variações serão tratadas na seção seguinte.

4.4. ENSAIOS DINÂMICOS

Os ensaios dinâmicos têm a especialidade de investigar o comportamento do sistema de climatização frente à mudanças das características envolvidas no processo. Uma vez que é possibilitada a mudança dessas características, primeiramente é necessário definir como poderão ocorrer essas mudanças. Dessa maneira foram definidas duas formas de mudança, a saber:

- Mudanças por função degrau;
- Mudanças por função linear;

Para mudanças de propriedades em torno de uma função degrau as características são alteradas rapidamente e de maneira brusca até patamares pré-determinados. Esse tipo de função permitirá, por exemplo, a investigação de aumento súbito da carga térmica no gabinete, que é o foco central do projeto. As mudanças por funções lineares permitem estudar qual a taxa na qual ocorrem mudanças do sistema de refrigeração capazes de suprir a nova demanda.

O estudo em ensaios dinâmicos pretende revelar o grande avanço do sistema proposto frente ao sistema atual de refrigeração. Dado que o sistema atual de refrigeração não conta com variação da capacidade do compressor, variação da velocidade dos ventiladores da unidade condensadora e, muito menos, uma entrada de parâmetros baseada no consumo energético dos componentes de carga térmica.

Para identificação dos ensaios dinâmicos o código sempre começará com “D”, de ensaio dinâmico. Para os outros parâmetros as letras “A”, “M” e “B” representam condições iniciais de partida dos ensaios e seguem adicionadas de um subíndice específico. Esse subíndice se refere ao tipo de função empregada na variação das propriedades, podendo ser “d” para variações a partir de uma função degrau ou “l” para variações a partir de uma função linear.

A partir de uma condição inicial das características determinadas a variação por função degrau ou por função linear pode ser para mais ou para menos. Com isso é possível prever, por exemplo, uma variação negativa da carga térmica, onde a condição inicial tinha valor de carga térmica superior ao valor da condição final do ensaio.

A princípio, serão realizadas somente três variações das características (velocidade do compressor, dos ventiladores e valor de carga térmica) por ensaio. Essa medida foi adotada para facilitar a manobra das medições do ensaio. O número de variações que os componentes irão sofrer não discriminado no código identificador do ensaio, mas será facilmente visualizado quando for analisado os gráficos gerados pelas variações impostas.

Nos casos das variações de velocidade do compressor e dos ventiladores serão adotadas variações unicamente por função degrau. Para o compressor a velocidade com variação contínua é conseguida no tipo de ligação automática - identificado pelo código At. Para os ventiladores ocorrerão variações somente na forma de funções degrau, pois existirão somente três velocidades possíveis para o mesmo, como abordado na seção anterior.

Já a variação da carga térmica pode obedecer a uma função degrau ou a uma função linear, isso porque serão adotados controladores com funções PID, a fim de propiciar a variação linear desejada. A variação de carga térmica se dará pela inclusão ou exclusão da participação dos resistores. Como cada resistor estará ligado a uma contatora, será possível realizar a manobra de inclusão ou exclusão facilmente.

Como exemplo, um código para um ensaio dinâmico típico se torna algo do tipo:

D . At . Md . Bl

A descrição do código sugere um ensaio dinâmico, com o compressor operando com velocidade controlada automaticamente pela placa da U.C. Os ventiladores operaram com velocidade média de partida com função degrau como forma de mudança dessa velocidade. Por fim, o ensaio contará com uma baixa carga térmica de partida com variação das características da forma linear no tempo.

É importante frisar o resultado esperado devido à mudança da carga térmica dentro do gabinete. Essa mudança se caracteriza por uma maior dissipação de calor por parte dos resistores dentro do gabinete confinado.

O resultado esperado é uma elevação da temperatura local mínima dado que o compressor começará a alterar suas condições de funcionamento antes de serem ultrapassados o limite superior ou inferior de temperatura (conforme capítulo 3, seção 3.1).

Com tal ação espera-se sempre a medição de temperatura limite inferior (14°C), pois quando esta for atingida o compressor deixará de atuar ou modificará seu funcionamento para uma velocidade menor, afim de permanecer sempre na faixa esperada de trabalho (de 14°C a 20°C).

4.5. PLANILHA DE VERIFICAÇÃO E ANÁLISE DOS DADOS

O processamento de dados adquiridos é executado *off-line*, ou seja, as variáveis adquiridas pelo sistema de aquisição serão salvas e transportadas diretamente para o computador, para posterior processamento. Tal processamento será realizado através de uma planilha MS Excel especialmente desenvolvida para o projeto. Esta permitirá tanto efetuar as conversões das grandezas necessárias quanto calcular o desempenho efetivo a partir dos dados adquiridos nos ensaios.

A execução dos diferentes cálculos que conduzirão à determinação das variáveis de desempenho de interesse requerem a determinação das propriedades do fluido refrigerante R410a. Para tal, será adotado o pacote de funções termodinâmicas disponível no programa “REFPROP Data base 23”, Versão 8 (NIST, 2007) o qual permite o cálculo preciso de propriedades como entalpia, entropia, calor específico, etc.

A planilha terá função de ler os valores salvos em pastas específicas e, a partir delas, gerar todas as propriedades de interesse. Na planilha serão avaliados os principais fatores de desempenho,

que irão permitir caracterizar totalmente as condições de contorno e as respostas do sistema de climatização frente a estímulos diferentes. A partir dessa planilha serão avaliados os fatores como:

- Coeficiente de *Performance* – COP;
- Razão de Eficiência de Energia – EER;
- Eficiência de compressão;
- Eficiência volumétrica de compressão;
- Grau de subresfriamento e de superaquecimento do ciclo;
- Carga térmica instantânea no gabinete;
- Calor trocado no evaporador.

A planilha será gerada pelo módulo aquisitor de dados como forma de relatório. O modelo de saída dos dados do analisador pode ser configurado como relatório com comentários ou como uma lista, onde estarão presentes somente os dados de medição. Os canais são enumerados e configurados quando do início dos ensaios, a lista de canais a serem utilizados segue na tabela seguinte.

Esses canais viabilizam o monitoramento de todos os pontos específicos e necessários às avaliações da planilha do MS Excel. Como forma de exemplificação, foi gerada a partir de um relatório do *Data Taker*, uma planilha exemplo, que contém os pontos necessários às avaliações do projeto. A Fig. (4.1) ilustra essa planilha.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	
2	10/11/2011	16:14:13	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
3	10/11/2011	16:14:14	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
4	10/11/2011	16:14:15	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
5	10/11/2011	16:14:16	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
6	10/11/2011	16:14:17	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
7	10/11/2011	16:14:18	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
8	10/11/2011	16:14:19	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
9	10/11/2011	16:14:20	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
10	10/11/2011	16:14:21	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
11	10/11/2011	16:14:22	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
12	10/11/2011	16:14:23	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
13	10/11/2011	16:14:24	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
14	10/11/2011	16:14:25	20	150	36	5	24	24,5	24,3	24,55	24,57	24,49	24,6	27,5	1	3	2,5	0,5	2	2	220	220		
15																								
16																								
17																								
18																								

Figura 4.3 - Modelo de relatório emitido pelo Data Taker DT 800.

Com as informações salvas em um padrão para todos os ensaios, a planilha do MS Excel desenvolvida correlacionará esses dados para calcular os fores supracitados. Como forma de exemplificar os resultados gerados, foram atribuídos valores próximos dos esperados para as saídas em um ensaio padrão. Os valores gerados pela planilha podem ser observados a seguir:

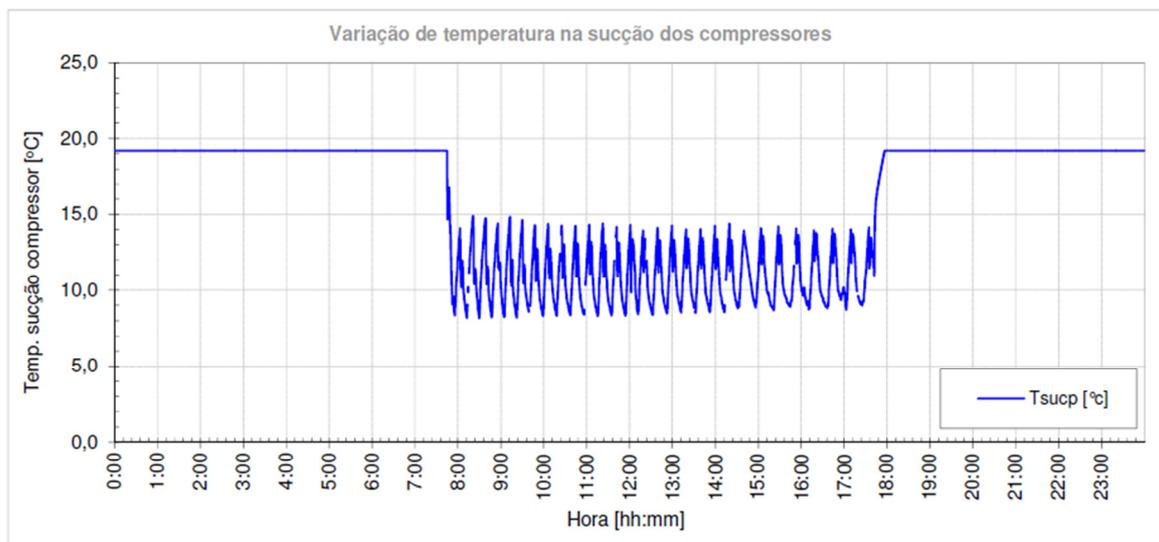


Figura 4.4 - Exemplo de Gráfico emitido pela planilha MS Excel.

Para a análise *off-line* ser feita, todas as rotinas de medições devem estar elaboradas criteriosamente, uma vez que não poderá haver mudanças durante a execução do experimento. Essa tentativa de não variar as condições iniciais impostas para cada ensaio assegura uma boa repetitividade aos ensaios, mesmo que fatores como ocorrências climáticas ou até a sazonalidade do clima possa ser alvo de críticas.

5. OBSERVAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

A partir do presente projeto foi possível delimitar parâmetros para a construção de um sistema de refrigeração de gabinete de Data Center que consiga apresentar tempo de reação adequado à elevação da dissipação térmica ambiente. Como características complementares, o equipamento projetado possibilita a diminuição da emissão equivalente de gases CO₂ á atmosfera, pois permite um consumo energético menor que a solução utilizada atualmente.

O projeto trata de um tema complexo que envolve diversas áreas do conhecimento, sob esse aspecto pode-se notar as interações ocorridas entre a área da mecânica dos fluidos - mais especificamente a refrigeração - , passando pela área de análise estrutural estática e chegando ao campo de conhecimento sobre controle e automação. Com todas essas áreas do conhecimento envolvidas juntas, foi possível uma evolução relevante no campo do desenvolvimento intelectual.

A partir dessa interação dos campos relacionados foi desenvolvida uma metodologia para os ensaios a serem realizados com a bancada. Essa metodologia conta com especificações bem definidas e organizadas para os ensaios, onde se tenta prever todas as possibilidades de avaliação dos componentes selecionados. Depois dessa etapa, a elaboração da planilha para obtenção das informações mais relevantes, que ajudam a caracterizar as mudanças ocorridas em cada componente avaliado da bancada se tornou mais uma etapa complexa cumprida.

Como forma de complemento o projeto pode e deve continuar o desenvolvimento da bancada para que se possa atingir um objetivo maior, que seria a validação total do método experimental.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aceco Ti. **O valor da informação**, 2010. Disponível em:< www.acecoti.com.br>. Acesso em: 31/11/2011.
- Aceco Ti. **4 fatores essenciais à continuidade do Data Center**, 2010. Disponível em: <www.acecoti.com.br>. Acesso em 31/11/2011.
- Aceco Ti. **Ameaças e Riscos**, 2010. Disponível em: <www.acecoti.com.br>. Acesso em 31/11/2011.
- Aceco Ti. **Complexidade do Data Center**, 2010. Disponível em<www.acecoti.com.br>. Acesso em 31/11/2011.
- Aceco Ti. **Soluções de segurança – Modular Safe**, 2010. Disponível em: <www.acecoti.com.br>. Acesso em 31/11/2011.
- Aceco Ti. **Soluções de segurança – Racks para servidores e redes**, 2010. Disponível em: <www.acecoti.com.br>. Acesso em 31/11/2011.
- ANSI/TIA-942. **Telecommunications Infrastructure – Standard for Data Centers**, 2005.
- Campelo, B. **Data Center: a importância de uma boa construção**, 2010. Disponível em: <brunocampelo.blogspot.com>. Acesso em 31/11/2011.
- Costa, C. A. M. **Apresentação da TIA-942**, 2010.
- Cunha, W. **Resumo da nova ABNT NBR ISO/IEC 27002:2005**, 2009.
- Data Taker, **Products – DT800**, 2011. Disponível em:< www.datataker.com>._Acesso em 31/11/2011.
- Ghirardello, A. **Apostila sobre modulação PWM. Curso técnico em eletrônica – Eletrônica Industrial. Colégio Politéc**, 2008.
- Honeywell. **Engineering Manual of Automatic Control – HVAC**, Honeywell, Minnesota, 1995.
- IBM. **Information Infrastructure**. 2009. Disponível em: <www.ibm.com> Acesso em 31/11/2011.
- Leite, B. H. F. C.; Lima, E. J. C.; Leão, F. L.; Prestes, R. F. **Estudo do motor de passo e seu controle digital. Trabalho de sistemas digitais da Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ)**. Rio de Janeiro, 2009.
- Montpaine. **Produtos – Petrobrás de Cubatão/Paulínia**. Disponível em: <www.montpaine.com.br>. Acesso em 31/11/2011.
- Mossé, D.; Leite, J. C. B.; Barros, A. G. B. **Introdução aos clusters verdes de servidores**, 2009.
- Nist. **National institute of standards and technology**, 2009. Disponível em: <www.nist.gov>. Acesso em 31/11/2011.
- Pimenta, J. M. **Refrigeração: Refrigerantes**. 223 slides. Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint, 2010.
- Pimenta, J. M. (2010), **Ciclo de refrigeração por compressão a vapor**. 86 slides. Notas de Aula. Apresentação MS PowerPoint, 2010.
- Regitronic. **Produtos – Resistências**, 2011. Disponível em: <www.regitronic.com.br>. Acesso em 31/11/2011.

Silva, M. E. **Curso de automação industrial**. Rio de Janeiro, 2007.

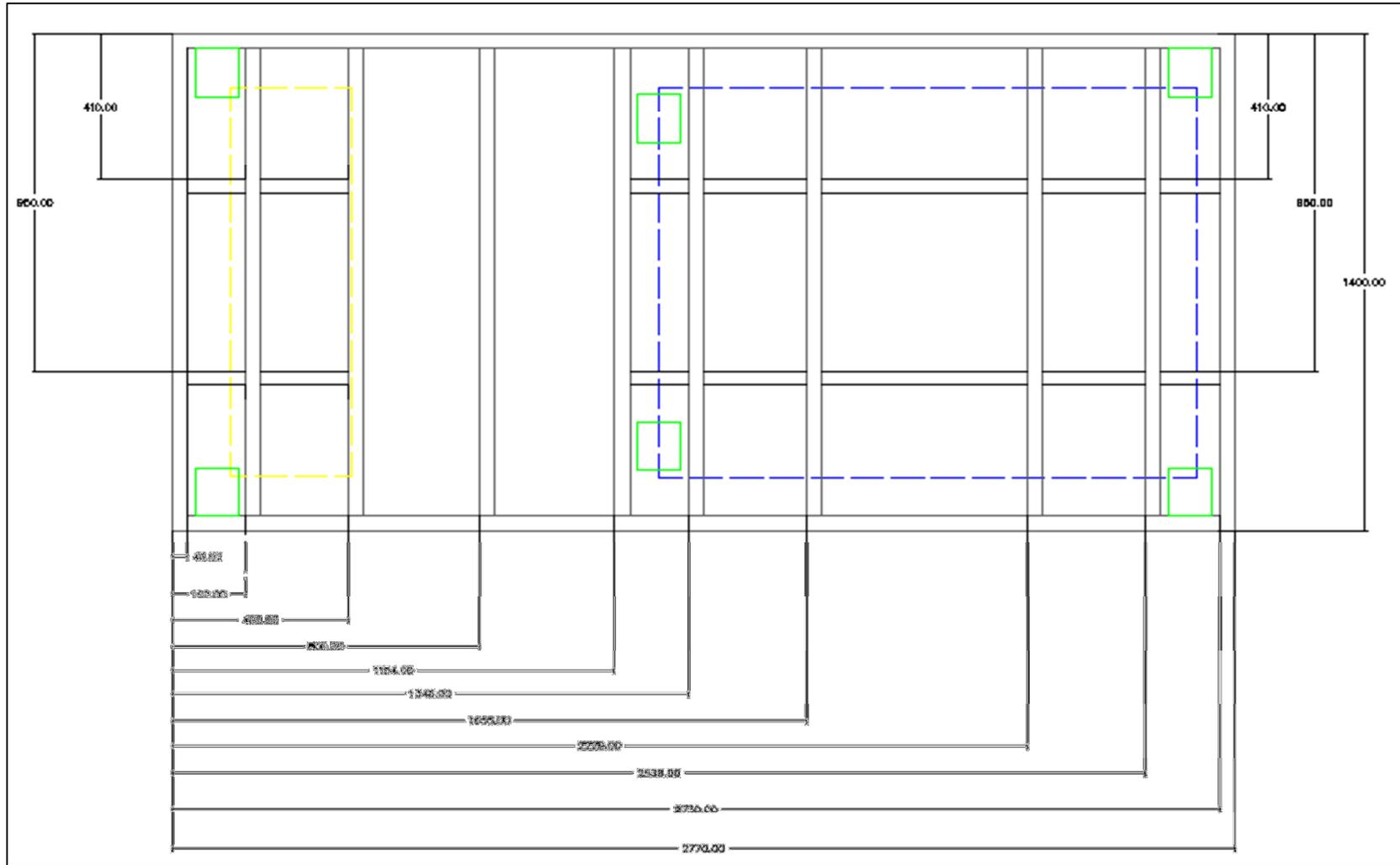
Socomec. **Solutions – Current Transformers**. Disponível em: <www.socomec.com>. Acesso em 31/11/2011.

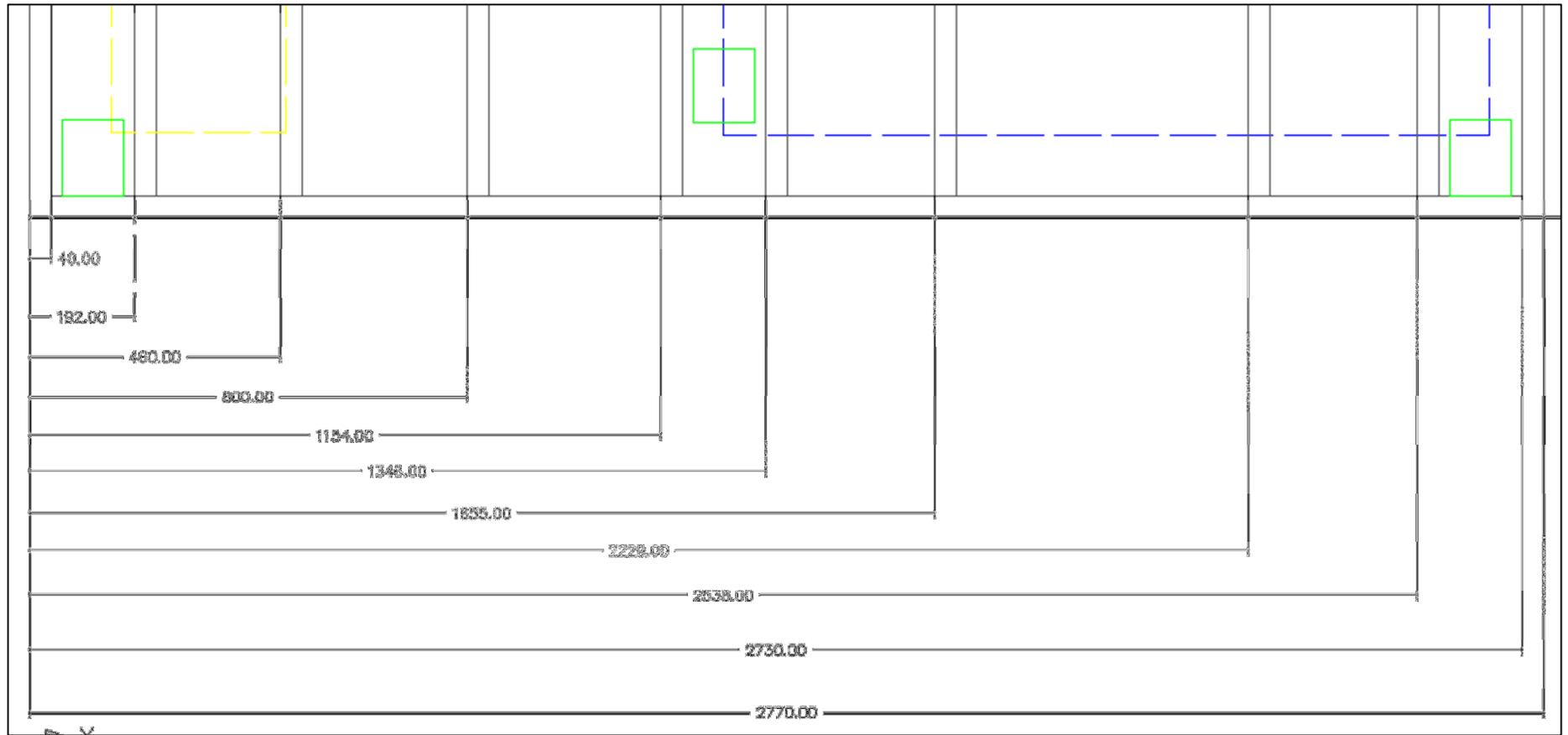
Souza, G. T. **Controle e automação industrial**. São Paulo, 2004

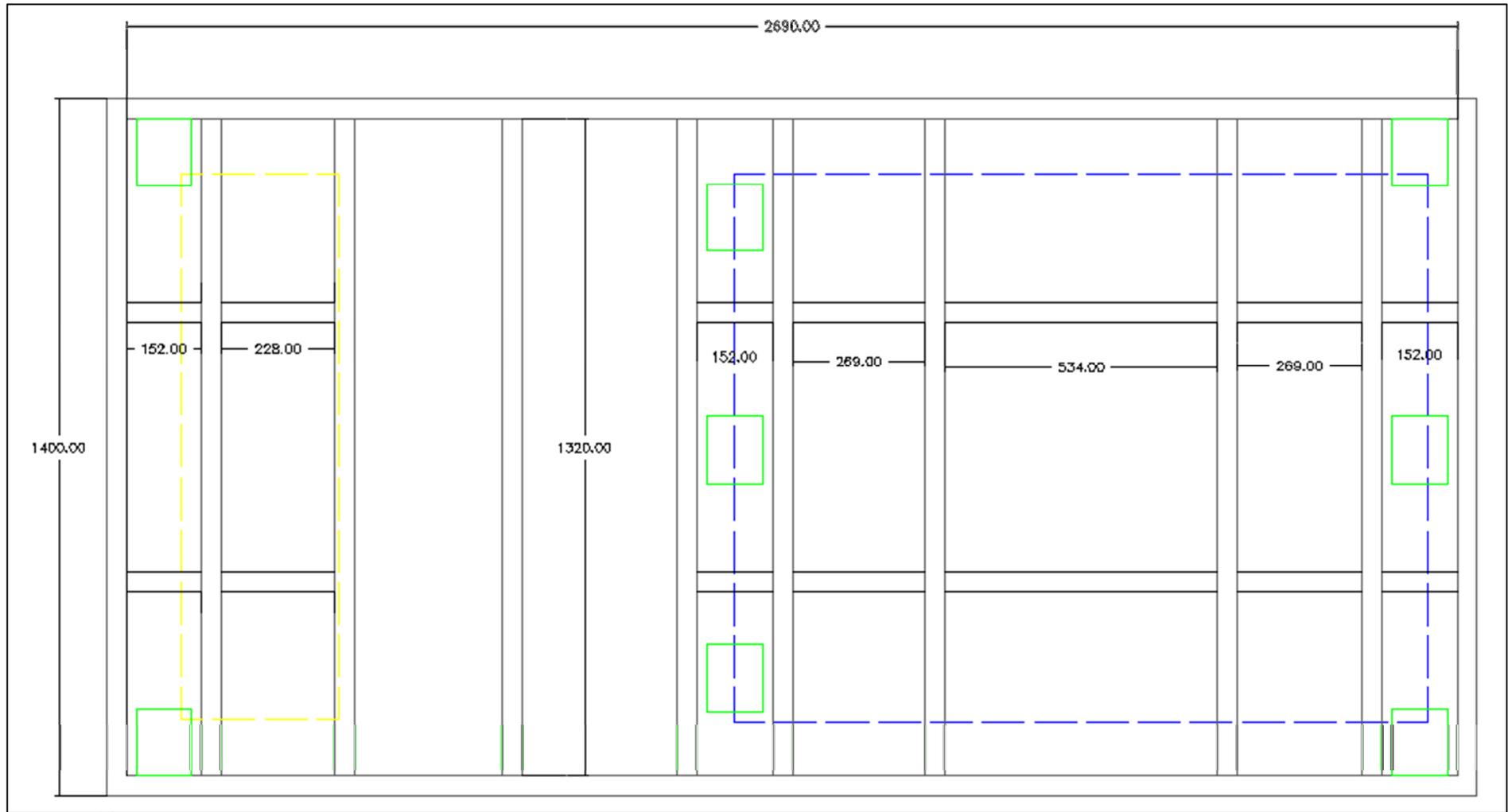
ANEXOS

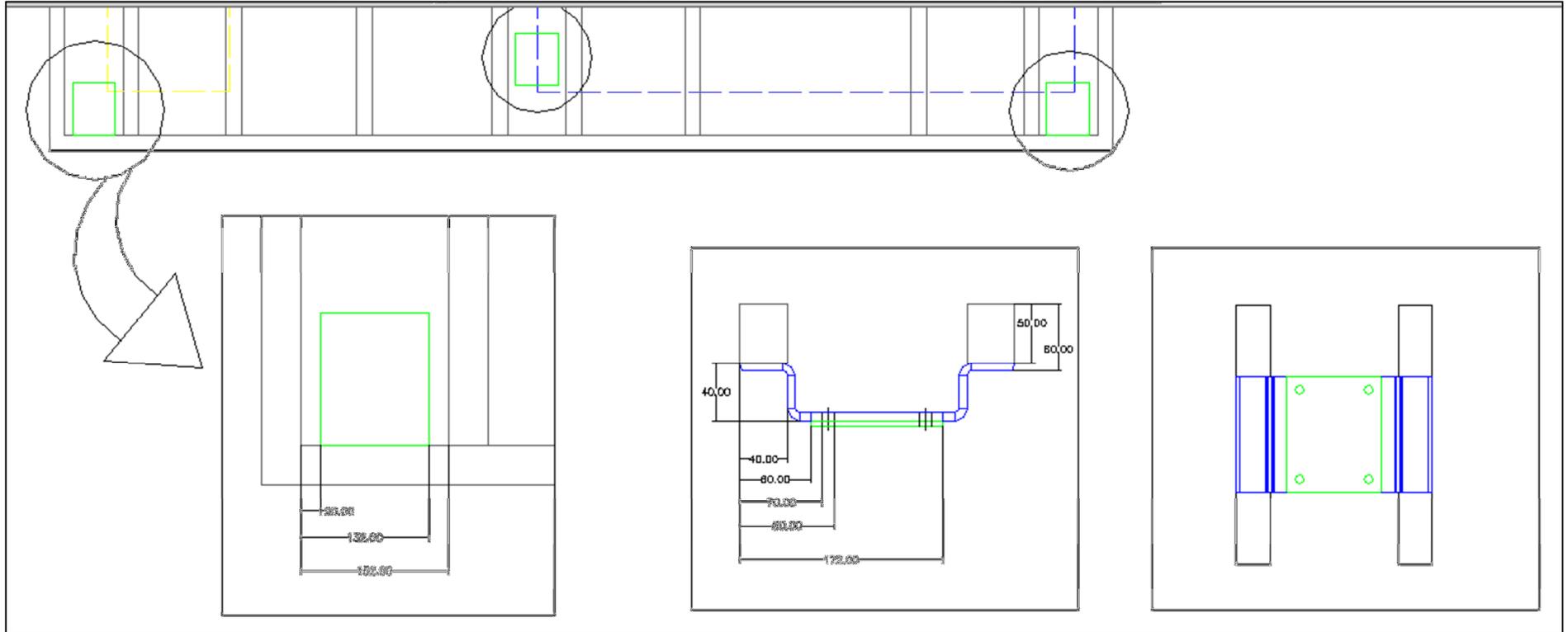
		Pág.
Anexo I	Desenhos técnicos da estrutura da bancada	62
Anexo II	Fotos da montagem da base da bancada	68
Anexo III	Especificações da Unidade Condensadora TOSHIBA – RAS3M23GACV-E	71

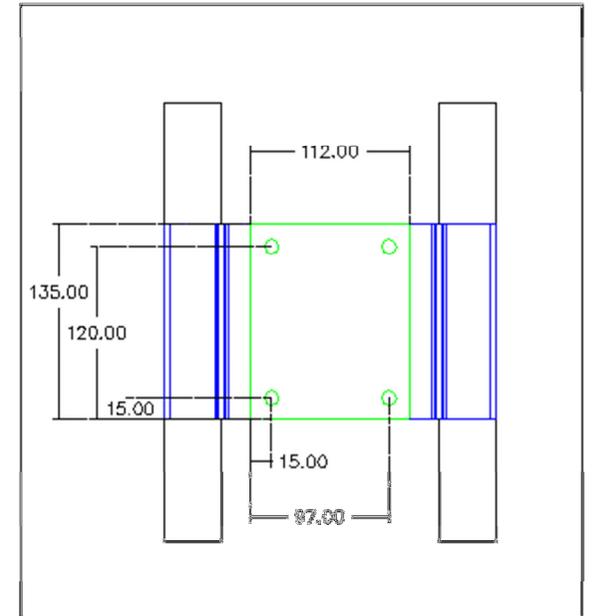
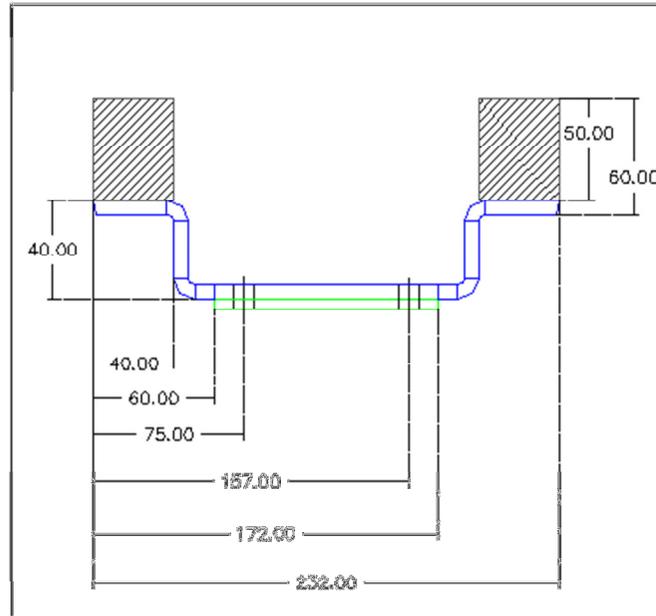
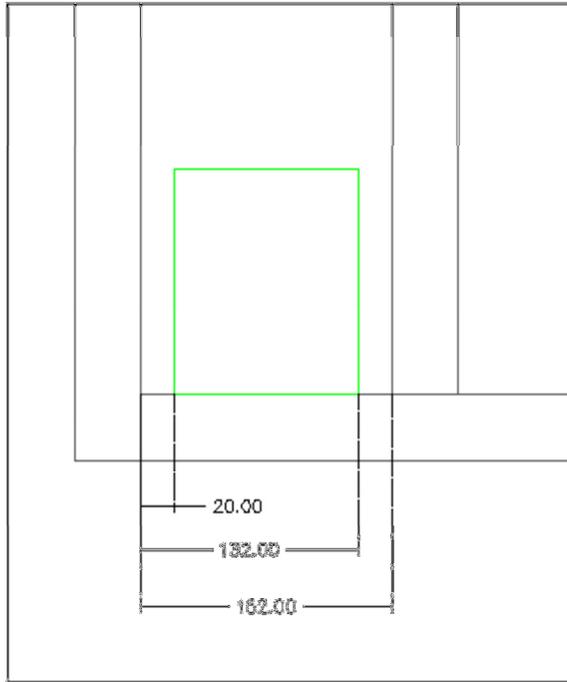
ANEXO I: Desenhos técnicos da estrutura da bancada











ANEXO II: Fotos da fabricação da estrutura da bancada.



Figura – Preparo da estrutura no SG-9.



Figura – Execução de furos no suporte para fixação dos rodízios.



Figura - Estrutura com apoios fixados.



Figura - Execução de solda no SG-9.

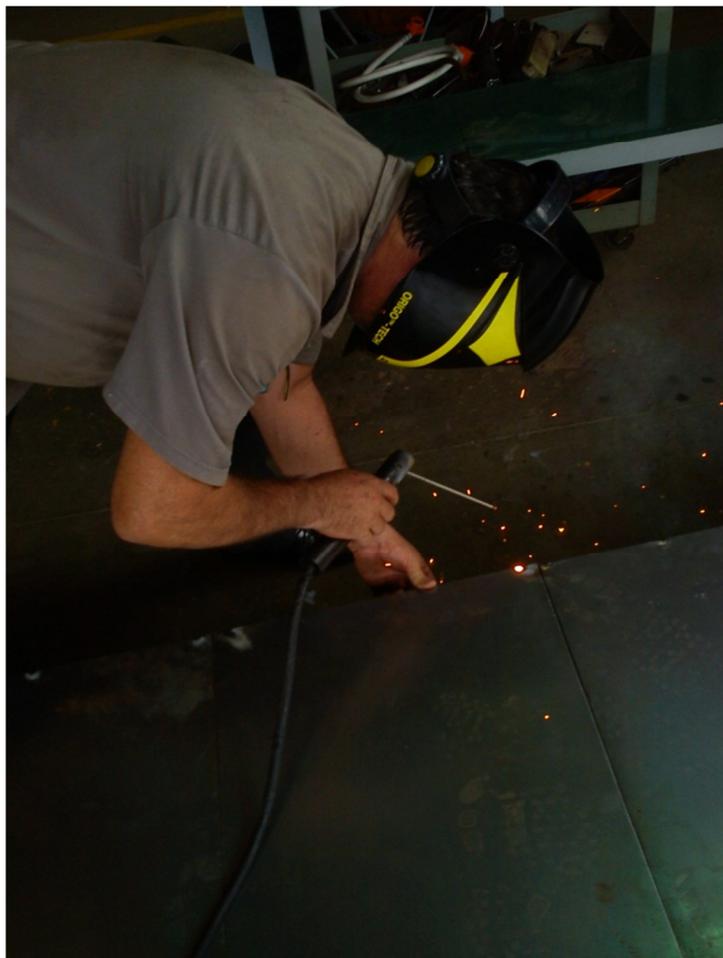


Figura - Execução de solda pelo técnico Clóvis.



Figura - Solda de chapa para distribuir o peso sobre a estrutura.

ANEXO III: Especificações da Unidade Condensadora TOSHIBA – RAS3M23GACV-E.

UNIDADES EXTERNAS			QUENTE/FRIO			FRIO		
			RAS-M18GAV-E	RAS-3M26GAV-E1	RAS-4M27GAV-E1	RAS-M18GACV-E	RAS-3M23GACV-E	RAS-4M26SACV
Capacidade Nominal Refrigeração	(BTU/h)	18.000	26.000	27.000	18.000	23.000	26.000	
Variação de Capacidade de Refrigeração	(BTU/h)	3.800-21.200	4.800-30.300	4.800-31.400	3.800-21.200	4.700-23.900	12.500-34.000	
Alimentação	(V/ph/Hz)	220/1/60			220/1/60			
Corrente Nominal Refrigeração	(A)	7.9	10.4	11.6	8.5	11	11	
Consumo Nominal Refrigeração	(W)	200-2110	640-2950	640-2900	255-1940	320-2300	640-2400	
Dimensões (LxAxP)	(mm)	780x550x270	900x795x320	900x795x320	780x550x270	900x795x320	900x795x320	
Peso	(kg)	44	64	65	54	56	61	
Vazão de Ar	(m³/h)	2060	2800	3000	2060	2100	2800	
Refrigerante	Tipo	R-410A			R-410 A			
Compressor	Carga	(kg)	1.15	2.40	1.15	1.50	2.20	
Conexões	Unidade A	Duplo Rotativo com Inverter DC			Duplo Rotativo com Inverter DC			
	Unidade B	(pol)	3/8" - 1/4"	1/2" - 1/4"	1/2" - 1/4"	3/8" - 1/4"	1/2" - 1/4"	
	Unidade C	(pol)	3/8" - 1/4"	3/8" - 1/4"	3/8" - 1/4"	3/8" - 1/4"	3/8" - 1/4"	
	Unidade D	(pol)		3/8" - 1/4"		3/8" - 1/4"	3/8" - 1/4"	
	Máx. p/Unid.	(pol)		3/8" - 1/4"		3/8" - 1/4"	3/8" - 1/4"	
Distâncias	Total	(m)	20	25	25	20	25	
	Máx. s/Adic. / Carga	(m)	30	50	70	30	40	
	Distância Máxima	(m)	30	50	70	30	40	
	Desnível Máximo	(m)	10	15	15	10	15	
Nível Sonoro (máx.)		(dBA)	46	48	48	46	48	

UNIDADES INTERNAS 10 a 16.000 BTU/h			HI WALL			DUTADOS		
			RAS-M10SKV-E	RAS-M13SKV-E	RAS-M16SKV-E	RAS-M10GDCV	RAS-M13GDCV	RAS-M16GDCV
Capacidade Nominal Refrigeração	(BTU/h)	10.000	13.000	16.000	10.000	13.000	16.000	
Variação de Capacidade de Refrigeração	(BTU/h)	4.770-10.920	4.770-15.000	4.770-17.050	3.750-10.910	3.750-15.000	4.773-17.047	
Alimentação	(V/ph/Hz)	220-240/1/60			220/1/60			
Corrente Nominal	(A)	0.15	0.15	0.15	0.59			
Consumo Nominal	(W)	30	30	30	110			
Dimensões (LxAxP)	(mm)	790x275x218	790x275x218	790x275x218	750x230x440			
Peso	(kg)	10	10	10	10	10	10	
Vazão de Ar	Refrigeração	(m³/h)	540	590	670	720	780	
Refrigerante	Tipo	R-410 A			R-410 A			
	Carga	(kg)	1.15	2.40	2.40			
Nível Sonoro (máx.)	Refrigeração	(dBA)	36	39	42	31	32	
Pressão Estática		(Pa)				35.3	41.2	