

**FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FERNANDO HENRIQUE STEIN WANTIL E SOUZA**

**GUILHERME DE MAGALHÃES CLÁUDIO**

**MURILO MORELATO RAMALHO**

**TASSIO ROSA DEL PIERO**

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE IMPLANTAÇÃO DE UMA CENTRAL DE ÁGUA  
GELADA PARA CONDICIONAMENTO DE AR NOS BLOCOS A, B E C DA FAACZ.**

**ARACRUZ – ES**

**2017**

**FERNANDO HENRIQUE STEIN WANTILL E SOUZA**

**GUILHERME DE MAGALHÃES CLÁUDIO**

**MURILO MORELATO RAMALHO**

**TASSIO ROSA DEL PIERO**

**ESTUDO DE VIABILIDADE DE IMPLANTAÇÃO DE UMA CENTRAL DE ÁGUA GELADA PARA CONDICIONAMENTO DE AR NOS BLOCOS A, B E C DA FAACZ.**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentado a Coordenação de Engenharia Mecânica das Faculdades Integradas de Aracruz, como requisito parcial para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: PROFESSOR MESTRE  
ARTUR GUIMARÃES MAIOLI

**ARACRUZ – ES**

**2017**

## RESUMO

O presente estudo trata-se de análises de viabilidade e implantação de uma central de água gelada nas dependências das Faculdades Integradas de Aracruz (FAACZ), cujo objetivo é reduzir o custo de energia. Esta possui três blocos administrativos e acadêmicos, com grande fluxo de pessoas, que por sua vez necessitam de uma grande demanda de energia elétrica para o funcionamento do atual sistema de refrigeração (Split System), com uma unidade para cada ambiente climatizado. A fim de buscar uma alternativa mais econômica, foi realizado um estudo sobre a possibilidade de substituir o sistema atual de climatização da FAACZ. O estudo consiste em calcular a carga térmica dos ambientes por meio de equações estabelecidas pelas normas da ABNT NBR 16401 determinando assim o modelo que melhor se adapta a necessidade nos âmbitos da FAACZ com a ajuda de ferramentas de análises técnicas e financeiras para comparação entre o sistema atual e o novo sistema proposto. Após o dimensionamento da carga térmica foi selecionado o chiller Carrier modelo Aquaforce 30XA com módulo de 450 TR. O valor da carga térmica possibilitou o cálculo do custo da energia utilizado no sistema atual de climatização (Split System) e o proposto (Chiller). O custo da energia mostrou um resultado discrepante do que esperado pelos autores, pois o sistema proposto teria um maior consumo de energia. Contudo, foi analisada a possibilidade de considerar o modelo Aquaforce 30XA com modulo de 400 TR, que está 1,94 % abaixo da potência que a norma determina, porém mais próximos do resultado esperado. Este possui capacidade nominal mais próxima da demanda de carga térmica.

**Palavras-chaves:** Condicionamento de ar, Refrigeração, Climatização.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Trocas térmicas e fisiologia humana.....	15
Figura 2: Sistema de Expansão.....	18
Figura 3: Ciclo de compressão mecânica de vapor.....	19
Figura 4: Lei da linha reta.....	21
Figura 5: Ar condicionado tipo janela.....	22
Figura 6: Ar condicionado tipo Slip Hi Wall.....	23
Figura 7: Componentes de um ar condicionado tipo Split.....	24
Figura 8: Chiller de refrigeração a água.....	25
Figura 9: Estrutura do sistema de água gelada.....	26

## LISTA DE TABELAS

Tabela A.1 – Coeficiente de Transmissão de calor para paredes e janelas.....	48
Tabela A.2 – Acréscimo ao diferencial de temperatura.....	49
Tabela A.3 – Coeficiente de Transmissão de calor através de vidros.....	50
Tabela A.4 – Taxa de Dissipação de Calor (BTU/h).....	51
Tabela A.5 – Dados Climaticos da Região Sudeste.....	52
Tabela A.6 – Dados Climáticos da região Sudeste.....	53
Tabela A.7 – Fatores recomendados do ar exterior para ventilação.....	54
Tabela A.8 – Tabela de especificações Carrier.....	55
Tabela A.9 – Carta psicométrica ao nível do mar.....	56

## LISTA DE SÍMBOLOS

$Q_1$ : carga térmica de parede [Kcal/h];

$Q_2$ : carga térmica de janela [Kcal/h];

$Q_3$ : carga térmica devido a pessoas [Kcal/h];

$Q_4$ : carga térmica da iluminação [Kcal/h];

$Q_5$ : carga térmica de equipamentos [Kcal/h];

$Q_6$ : carga térmica da ventilação [Kcal/h];

$Q_{total}$ : carga térmica total [Kcal/h];

$d$ : dias de funcionamento de aparelho mês;

$A$ : área das paredes, telhados ou lajes [ $m^2$ ];

$A$ : coeficiente global de transmissão de calor [ $kcal/hm^2\text{°C}$ ];

$t_e$ : temperatura do ambiente exterior [ $\text{°C}$ ];

$t_i$ : temperatura do ambiente interior [ $\text{°C}$ ];

$d_t$ : acréscimo dado ao diferencial de temperatura [ $\text{°C}$ ];

$n$ : número de pessoas do recinto;

$q_s$ : calor sensível liberado pelas pessoas [kcal/h];

$q_1$ : calor latente liberado pelas pessoas [kcal/h];

$p$ : potência da iluminação [kcal/h];

$p_v$ : potência do ventilador [kcal/h];

$q_s$ : calor sensível [kcal/h];

$f_{aev}$ : fator do ar exterior para ventilação [ $m^3/h$ ];

$t'_e$ : temperatura do ar exterior [ $^{\circ}C$ ];

$t'_i$ : temperatura do ar interior [ $^{\circ}C$ ];

$q_t$ : calor latente [ $kcal/h$ ];

$UE_2$ : umidade específica do ar no interior [ $kg/kg$ ];

$UE_1$ : umidade específica do ar na entrada [ $kg/kg$ ];

$y$ : peso específico do ar [ $kg/m^3$ ].

# SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>10</b>
<b>2 OBJETIVO</b> .....	<b>12</b>
2.1 GERAL .....	12
2.2 ESPECÍFICOS .....	12
<b>3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>13</b>
3.1 AR CONDICIONADO .....	13
3.2 EFICIÊNCIA DE UM AR CONDICIONADO.....	13
3.3 A IMPORTÂNCIA DO CONFORTO TÉRMICO .....	14
3.4 CIRCUITO FRIGORÍGENO .....	15
3.5 REFRIGERANTES .....	16
3.6 SISTEMA DE EXPANSÃO DIRETA E INDIRETA .....	17
3.7 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO .....	18
3.8 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO .....	19
3.9 TIPOS DE AR CONDICIONADO .....	22
<b>3.9.1 Tipo janela</b> .....	<b>22</b>
<b>3.9.2 Tipo Split</b> .....	<b>23</b>
<b>3.9.3 Máquina de Água Gelada</b> .....	<b>24</b>
3.10 CARGA TÉRMICA .....	27
<b>4 ESTUDO DE CASO</b> .....	<b>28</b>
<b>5 METODOLOGIA</b> .....	<b>29</b>
5.1 CARGAS TÉRMICAS.....	29
<b>5.1.1 Considerações</b> .....	<b>29</b>
<b>5.1.2 Carga térmica devido insolação</b> .....	<b>30</b>
<i>5.1.2.1 Carga térmica das paredes</i> .....	<i>30</i>

5.1.2.2 Carga térmica das janelas.....	30
<b>5.1.3 Carga térmica devido a pessoas.....</b>	<b>31</b>
<b>5.1.4 Carga térmica devido aos equipamentos.....</b>	<b>31</b>
5.1.4.1 Carga térmica da iluminação.....	31
5.1.4.2 Carga térmica devida aos motores.....	32
<b>5.1.5 Carga térmica devido a ventilação .....</b>	<b>32</b>
<b>5.1.6 Carga térmica total .....</b>	<b>33</b>
<b>5.1.7 Consumo e Custo de energia.....</b>	<b>34</b>
5.1.7.1 Consumo de energia.....	34
5.1.7.2 Custo da energia.....	34
<b>5.2 SELEÇÕES DO EQUIPAMENTO.....</b>	<b>35</b>
<b>5.3 CUSTOS DA ENERGIA.....</b>	<b>35</b>
<b>5.3.1 Custo da energia do sistema atual (Split) .....</b>	<b>35</b>
<b>5.3.2 Custo da energia do sistema proposto.....</b>	<b>35</b>
<b>6 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>36</b>
6.1 DADOS COLETADOS .....	36
6.2 CÁLCULOS DA CARGA TÉRMICA.....	38
6.3 CONSUMO E CUSTO DA ENERGIA .....	39
<b>6.3.1 Consumo de energia do sistema atual .....</b>	<b>39</b>
<b>6.3.2 Consumo de energia do sistema projetado.....</b>	<b>40</b>
<b>7 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....</b>	<b>43</b>
<b>8 SUGESTÃO DE TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>44</b>
<b>9 REFERÊNCIAS .....</b>	<b>45</b>
<b>10 ANEXOS .....</b>	<b>49</b>

# 1 INTRODUÇÃO

A EPE (Empresa de Pesquisa Energética) fez em 2013 uma projeção da demanda energética de 2014-2023 onde mostrou um aumento do consumo de energia em média de 4,3% ao ano no Brasil até 2023. Nesse estudo a classe comercial lidera esse crescimento do consumo com 5,5% ao ano seguido da classe residencial com 4,3% enquanto a classe industrial pode aumentar em 4,0% ao ano. Em 2013 o consumo na rede das classes industrial, residencial, comercial e outras eram respectivamente (39,8%), (26,9%), (18%) e (15,2%), já em 2023 haverá aumento do consumo residencial (27,6%) e comercial (20,7%) em comparação com o industrial (37,4%) e outros (14,3%) (EPE,2013).

Segundo a Greenpeace (2014), os brasileiros consomem cerca de 25% do total de energia elétrica residencial com o uso de aparelhos de ar condicionado, já no setor comercial esse consumo ultrapassa os 40%. Além disso, há uma tendência em aumentar o consumo de energia pelo uso de aparelhos de ar condicionado em países em desenvolvimento a medida que se aumenta o crescimento econômico e melhora a qualidade de vida. Sivak (2013) reforça essa ideia pela análise que fez das possíveis necessidades do uso de ar condicionado de alguns países no futuro, levando em consideração a população e o clima de cada um, destacando que nas próximas décadas grande parte da população desses países em desenvolvimento, e com clima mais quente, terão mais acesso ao ar condicionado devido a ascensão da renda, acarretando desta forma no aumento do consumo de energia. Ele estimou que até o fim do século há uma boa chance de o Brasil ultrapassar o consumo de energia com ar condicionado em relação aos Estados Unidos devido ao clima mais quente e também pela população significativa. Sendo que, na época da pesquisa os Estados Unidos era o país que mais consumia energia com o uso de ar condicionado, chegando em torno de 185 Bilhões de KWh por ano.

Diante do exposto é cada vez mais imprescindível otimizar sistemas para aumentar sua eficiência energética de modo a reduzir sua demanda para preservar os recursos naturais. Assim, lugares com elevado consumo de energia elétrica devido ao uso de ar condicionado necessitam buscar alternativas para redução do consumo de energia (GOVERNO DO ESTADO DO ESPÍRITO SANTO, 2014). A média das

temperaturas máximas em Vitória - Espírito Santo fica entre 28° e 30° C, enquanto a temperatura mínima média em torno de 15° C (ALBINO, GIRALDI E NASCIMENTO, 2014). O estudo foi realizado em todos os blocos A, B e C das Faculdades Integradas de Aracruz (FAACZ) com intuito de minimizar o consumo de energia elétrica e mantendo o mesmo condicionamento térmico nos ambientes propostos.

## 2 OBJETIVO

### 2.1 GERAL

Analisar a viabilidade técnica da implantação de uma central de água gelada (Chiller) para condicionamento de ar nos blocos A, B e C das Faculdades Integradas de Aracruz – FAACZ.

### 2.2 ESPECÍFICOS

- Levantar demanda de energia dos equipamentos atuais;
- Calcular carga térmica para novo dimensionamento;
- Especificar central de água gelada proposta;
- Comparar resultados dos dimensionamentos da central de água gelada com o sistema atual de refrigeração.

## 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 3.1 AR CONDICIONADO

Ar condicionado ou condicionador de ar é um sistema que atua como expansão direta ou indireta, proporcionando um conforto térmico, refrigerando ou aquecendo o ambiente, a depender do ciclo utilizado. São formados por componentes básicos como compressor, evaporador, condensador e válvula de expansão, onde tais componentes trabalham em conjunto com algum tipo de fluido que pode ser água, ar ou ainda um tipo específico de fluido refrigerante (STOECKER & JABARDO, 2002).

Um sistema de ar condicionado visa manter o conforto de um ambiente através do controle simultâneo de fatores que garantem a qualidade do ar (ASHRAE, 2005). O método de expansão direta funciona de forma em que o evaporador refrigera diretamente o ar do ambiente, havendo uma troca de calor direta entre o evaporador e o ar do local a ser refrigerado (FERRAZ, 2008).

Expansão do tipo indireta é aquela que possui um fluido paralelo que será resfriado pelo refrigerante existente no sistema de refrigeração. Este fluido tem por objetivo retirar o calor do ambiente que se deseja refrigerar (CREDER, 2004).

### 3.2 EFICIÊNCIA DE UM AR CONDICIONADO

Equipamentos de refrigeração possuem um fator de eficiência denominado COP, coeficiente de desempenho. Este fator relaciona a capacidade de remoção de calor, com a potência do compressor e tem por finalidade estabelecer o quanto o equipamento é eficiente e estimar o quanto de energia elétrica está consumindo. Entende-se que quanto maior o COP, mais eficiente é o equipamento (STOECKER & JABARDO, 2002).

BEYER (2006) descreve que o Coeficiente de performance de um equipamento térmico é definido como sendo a relação entre o efeito útil e a energia gasta.

Par operar em um ciclo, a eficiência de um ar condicionado está ligada diretamente aos equipamentos que compõem um sistema de refrigeração: compressor, evaporador, condensador e válvula de expansão e ainda o chamado fluido específico, que atua entre esses componentes (STOECKER & JABARDO, 2002).

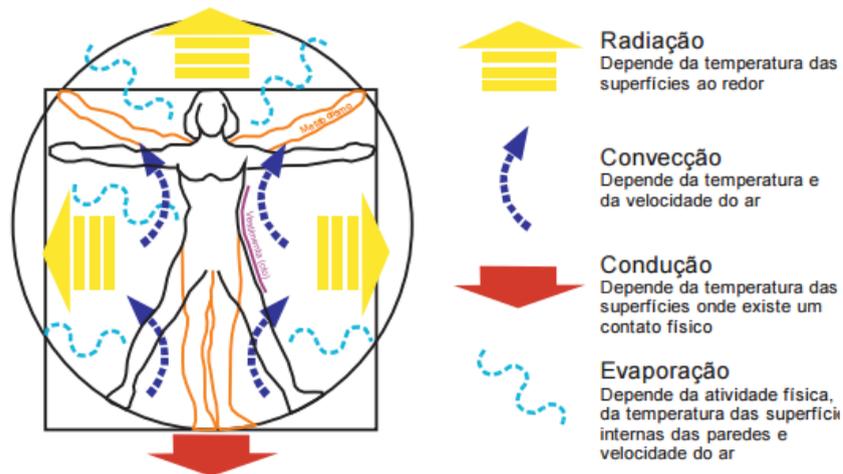
### 3.3 A IMPORTÂNCIA DO CONFORTO TÉRMICO

Ambientes adequadamente climatizados acarretarão, conseqüentemente, num bom conforto térmico no local. Lamberts (2013) destaca que o conforto térmico pode proporcionar bem estar e o aumento da performance humana ao executar suas atividades intelectuais, manuais ou perceptivas se comparado ao desconforto gerado pelo excesso de calor ou frio conforme apresentado na Figura 1.

Frota e Schiffer (2001) relatam que, em 1916, a Comissão Americana de Ventilação, presidida por Wislow, realizou pesquisas e estudos sobre a relação entre a termo-higrometria e a performance do trabalho de operários e também de soldados que se deslocavam para climas diferentes no período da primeira guerra mundial. Até mudanças climáticas das diferentes estações do ano interferiam na produção das indústrias. Na Inglaterra, mineradores rendiam 41% a menos se a temperatura efetiva fosse aumentada de 19°C para 27°C. Os resultados obtidos pela comissão comprovaram o que havia sido constatado por Herrington, onde uma mudança de 4°C da temperatura ambiente, 20°C para 24°C, resultaria numa queda de rendimento de 15% em trabalhos físicos e para 30°C e com umidade relativa de 80% o rendimento reduzia 28%, quase o dobro.

Vale destacar que a sensação do conforto térmico é subjetiva, pois depende de fatores individuais ou físicos, fisiológicos e psicológicos e desta forma é aceitável que uma quantidade acima de 80% das pessoas de um determinado ambiente apresente satisfação, visto que não se pode agradar a todos (ABNT NBR 16401-2, 2008).

Figura 1 – Trocas térmicas e fisiologia humana.



Fonte: Lamberts, 2013.

### 3.4 CIRCUITO FRIGORÍGENO

O circuito frigorígeno ou sistema de refrigeração é composto basicamente por quatro componentes. A saber, compressor, condensador, dispositivo de expansão e um evaporador. Há também a circulação de um fluido refrigerante no interior destes componentes. O circuito pode ainda ser dividido em lado de baixa pressão e lado de alta pressão. O lado de baixa pressão é composto por evaporador e linha de sucção. Quanto ao lado de alta pressão, consiste de linha de descarga, condensador e linha de líquido (SILVA; SILVA, 2007).

O ciclo de um circuito frigorígeno ocorre da seguinte forma: o fluido refrigerante ao passar pela válvula de expansão perde pressão e começa a vaporizar. A vaporização total ocorre quando o fluido refrigerante percorre a serpentina do evaporador. O fluido refrigerante obtém energia necessária para a mudança de estado, absorvendo calor da serpentina do evaporador. Em seguida, este vapor de refrigerante segue para o compressor, onde é comprimido e devido a isto, tem sua temperatura elevada. O vapor de refrigerante segue para o condensador onde perde calor, e se condensa num líquido. Neste ponto, o líquido refrigerante segue para a válvula de expansão, e o ciclo se repete. (MILLER; MILLER, 2008).

### 3.5 REFRIGERANTES

Segundo Ferraz (2008), refrigerante é um fluido que absorve calor de um meio a ser resfriado. Para que seja considerado um bom refrigerante ele deve possuir uma série de características. Dentre elas:

- Condensar-se a pressões moderadas;
- Evaporar-se a pressões acima da atmosférica;
- Ter pequeno volume específico;
- Ter elevado calor latente de vaporização;
- Ser quimicamente estável;
- Não ser corrosivo;
- Não ser inflamável;
- Não ser tóxico;
- Ser inodoro (em algumas situações).

Os refrigerantes são classificados de acordo com a maneira com que absorvem calor da substância a ser refrigerada. Recebendo a classificação de classe 1 a classe 3. Na classe 1, o resfriamento é feito pelos refrigerantes através de seus calores latentes, extraíndo calor da substância. Os da classe 2, promovem o resfriamento da substância através da absorção de seus calores latentes. A classe 3 consiste de soluções que contêm vapores absorvidos de agentes liquidificáveis ou meios refrigerantes. Essas soluções funcionam pela natureza de sua habilidade em conduzir os vapores liquidificáveis que produzem um efeito de resfriamento pela absorção do calor latente (MILLER; MILLHER, 2008).

### 3.6 SISTEMA DE EXPANSÃO DIRETA E INDIRETA

Em um circuito frigorígeno o sistema de expansão pode ser classificado em expansão direta ou expansão indireta.

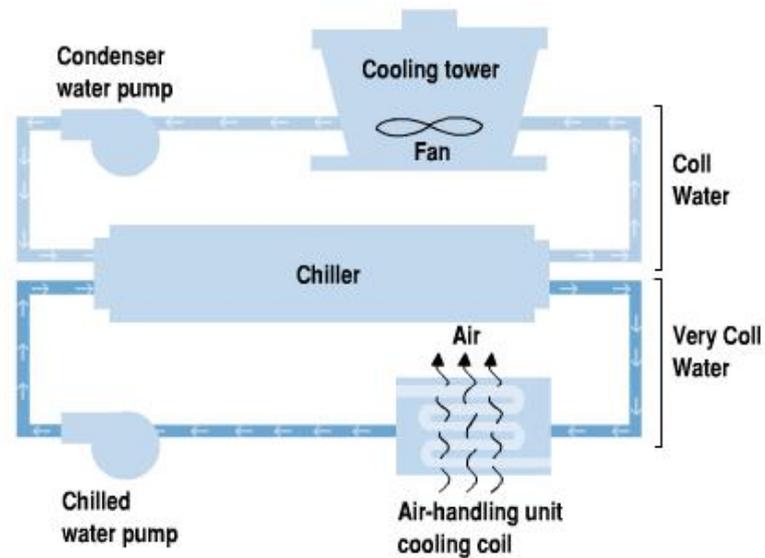
- Sistema de expansão direta

São sistemas de refrigeração em que o fluido refrigerante (fonte fria) expande-se em contato com o fluxo de ar do ambiente a climatizar (fonte quente). Esta expansão se refere ao processo de evaporação do fluido refrigerante no interior da serpentina evaporadora do equipamento, a qual absorve (para promover tal mudança de estado físico) o calor contido no fluxo de ar do ambiente que passa pelo equipamento promovendo assim o resfriamento do ar ambiente. O ar é forçado, através de ventiladores, a passar pela serpentina, o qual transfere calor para o fluido refrigerante que circula por entre a tubulação da serpentina evaporadora e respectivas aletas. O fluido refrigerante expandiu diretamente com o meio ao qual se deseja climatizar, no caso a massa de ar do ambiente; por isso chamado de expansão direta. (DIAMONT PRECISÃO EM CLIMATIZAÇÃO, 2016).

- Sistema de expansão indireta

São sistemas de refrigeração em que há a transferência de calor em mais de um meio antes de chegar a transferir o calor contido no meio que deseja-se resfriar, no caso o ar do ambiente. Quando tratamos deste tipo de sistema, fazem-se uso de equipamentos de resfriamento de água, chamados Chillers, conforme apresentado na Figura 2. Ele efetua o resfriamento da água que circula no interior das tubulações hidráulicas que alimentam as unidades de tratamento de ar dos ambientes, chamados de Fan-Coil. São esses fan-coils responsáveis por promover o arrefecimento dos ambientes, através da transferência de calor contido no ar do ambiente para a água que circula no interior da serpentina (trocador de calor) do equipamento. O calor que foi absorvido pela água, é transferido para o fluido refrigerante que circula do sistema fechado de refrigeração do Chiller, o qual pelo terceiro processo de transferência de calor rejeita o calor retirado do ambiente, somado às perdas do processo, ao ar externo (Atmosfera). Por isso chamado de expansão indireta, pois o fluido refrigerante é expandido por um meio (água) que não aquele ao qual se deseja resfriar, o ar ambiente. (DIAMONT PRECISÃO EM CLIMATIZAÇÃO, 2016).

Figura 2 – Sistemas de expansão

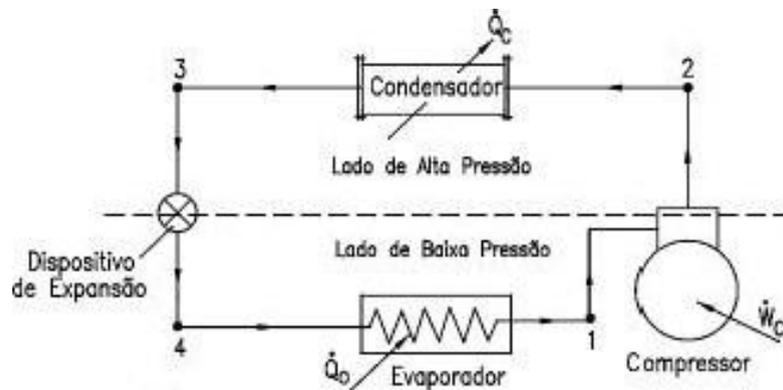


Fonte: [http://www.thermosrefrigeracao.com.br/expansao\\_indireta.php](http://www.thermosrefrigeracao.com.br/expansao_indireta.php)

### 3.7 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO E AR CONDICIONADO

A Figura 3 representa um ciclo de compressão mecânica de vapor, onde no processo [1] - [2], um fluido refrigerante, na mesma pressão do evaporador (baixa pressão), passa por um compressor, que recebe trabalho ( $W_c$ ) e o comprime até atingir a pressão de condensação (alta pressão) e o fluido torna-se vapor superaquecido. No processo [2] - [3], o vapor superaquecido se condensa ao passar por um condensador, que perde calor ( $Q_c$ ) para um ambiente externo, até tornar-se líquido saturado. No processo [3] - [4], o líquido condensado se expande, numa válvula de expansão termostática (VET) ou tubo capilar por exemplo, baixando sua pressão até a pressão de vaporização. No processo [4] - [1], uma mistura de líquido e vapor passa por um evaporador e recebe calor ( $Q_o$ ) do ambiente interno, até se tornar vapor saturado e novamente entra no compressor e se repete o ciclo (CASTRO, 2010).

Figura 3 - Ciclo de compressão mecânica de vapor



Fonte: Castro, 2010.

### 3.8 SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO

Segundo Oliveira Jr (2004), no ciclo de refrigeração por absorção há transferência de calor da região de baixa temperatura para a região de alta temperatura através de processos de absorção e dessorção do fluido refrigerante na fase vapor de uma solução líquida. Durante o processo de absorção há transferência de calor para a região de temperatura intermediária (meio ambiente para um ciclo de refrigeração) e durante o processo de dessorção há fornecimento de calor para o ciclo a partir de uma fonte de calor a alta temperatura, além de uma nova transferência de calor para a região de temperatura intermediária. Os ciclos de refrigeração por absorção mais comuns são os que utilizam o par brometo de lítio - água ou água - amônia. Tais ciclos compõem-se por, basicamente, quatro processos, dos quais dois deles são caracterizados por trocas de calor e os dois outros caracterizados por trocas simultâneas de calor e massa.

Como os condicionadores de ar são selecionados de acordo com a carga térmica que devem suprir, este tópico visa descrever alguns tipos de ar condicionado, com o intuito de elucidar que cada modelo tem aspectos particulares e atende a necessidades específicas.

A carta psicrométrica é uma ferramenta que relaciona vários parâmetros que caracterizam as propriedades do ar. Ela facilita na solução de diversos problemas, pois permite fazer uma análise gráfica de situações que necessitariam de equações

matemáticas mais complexas (JESUS; SILVA; 2002). É constituída de diversos eixos que fornecem os seguintes dados:

- Temperatura de Bulbo seco: A temperatura de bulbo seco é a temperatura medida nos termômetros comuns (MARIN; ANGELOCCI; FILHO; NOVA; 2001);
- Temperatura de Bulbo úmido: A temperatura de bulbo úmido é menor que a temperatura de bulbo seco sendo medida através de um termômetro com uma mecha molhada. Essa mecha retira um pouco o calor do bulbo, fazendo com que a água contida nessa mecha evapore.

Porém, para se medir a temperatura de bulbo úmido, é necessário que se tenha uma corrente de ar constante passando por essa mecha. A quantidade de água que evapora depende diretamente da umidade do ar externo. Quanto mais seco for este ar, mais água será evaporada e conseqüentemente menor será a temperatura de bulbo úmido. Se o ar externo for saturado, por exemplo, a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido seriam iguais, pois nenhuma quantidade de água seria evaporada da mecha (PARK; ANTONIO; OLIVEIRA; BRANDINI; 2007);

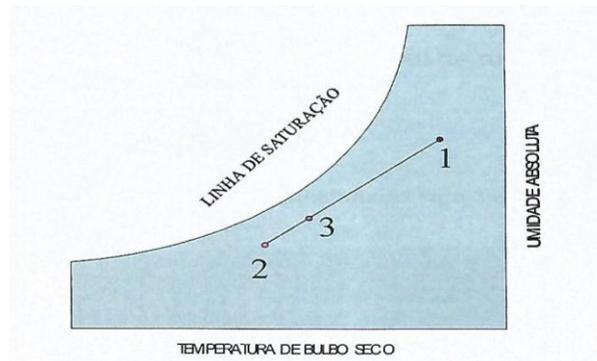
- Umidade absoluta: é a quantidade de vapor d'água contida em um quilograma de ar seco (JUNIOR, 2003);
- Umidade relativa: é a relação entre a umidade absoluta e a quantidade máxima do ar de reter vapor de água na mesma temperatura, ou seja, a pressão de saturação a mesma temperatura (FROTA; SCHIFFER, 2003);
- Ponto de Orvalho: é a temperatura na qual o vapor de água vai se resfriando até ficar saturado, ou seja, com 100% de umidade, nesta temperatura o vapor d'água começa a condensar (FRADE, 2006);
- Volume específico: é o volume por massa de ar seco mais vapor que contém em uma unidade de massa de ar seco (MENDES, 1994);
- Entalpia: Entalpia geralmente é utilizada para indicar o nível de energia de determinada substância. De acordo com a primeira lei da termodinâmica, quando é adicionado ou retirado calor de uma substância, a quantidade de energia contida nela também varia (ELONKA; MINICH, 1978).

Cada conjunto de linhas dentro do diagrama (Anexo 8) corresponde a um determinado parâmetro. Por exemplo: as linhas verticais são de temperatura de bulbo seco e as linhas horizontais de umidade absoluta. Utilizando as informações do

ambiente externo e sabendo a temperatura e umidade do ambiente no qual vamos utilizar para refrigerar, pode-se encontrar diversas informações que serão de grande utilidade para dimensionar a central de refrigeração. Uma das características comuns de um sistema de refrigeração é a mistura de duas correntes de ar que geralmente ocorre dentro da casa de máquinas. Uma corrente proveniente do ar de retorno, que veio do ambiente refrigerado, e outra de ar que veio do ambiente externo. Essa renovação do ar é fundamental para garantir uma boa qualidade do ar que está sendo insuflado nos ambientes (CREDER, 2004).

Este processo de renovação do ar se utiliza a carta psicrométrica e deve obedecer a lei da linha reta que diz que a condição do ar renovado (3) pode ser descoberta em um ponto que está sobre uma linha que foi traçada entre o fluxo de ar de retorno (2) e o fluxo de ar que vem do ambiente externo (1) conforme a Figura 4 (SILVA, 2004)

Figura 4 – Lei da Linha Reta



Fonte: (SILVA, 2004)

### 3.9 TIPOS DE AR CONDICIONADO

Do surgimento do sistema de ar condicionado até os dias atuais, vários tipos e modelos foram desenvolvidos e o mercado dispõe de equipamentos diversos com capacidades, formatos e particularidades distintas, tais como: o tipo Janela, os Split, o Volume de Refrigerante Variável - VRV, o Self Contained e a Máquina de Água Gelada (FERRAZ, 2008).

#### 3.9.1 Tipo janela

De acordo com a NBR 16401-1 pág. 3 (2008), o ar condicionado tipo janela é uma unidade de pequena capacidade variando em torno 0,5 TR a 1,5 TR e possui tratamento de ar através de uma serpentina de resfriamento de expansão direta, conjugada a uma unidade condensadora resfriada a ar. Denominam-se ainda de tipo janela, por serem compactos e possuírem no mesmo equipamento todos os componentes necessários para um funcionamento de resfriamento, onde um fluido específico trabalha resfriando diretamente o ar a ser inserido no ambiente (ARAUJO, 2011).

Conforme Figura 5, equipamentos deste formato possuem características compactas. São instalados diretamente no local específico, não necessitando de instalação especial e podem ser relocados e removidos facilmente, no entanto, são equipamentos com baixas capacidades de refrigeração, alto nível de ruído e um maior consumo de energia elétrica (ANTONOVICZ; WEBER, 2013).

Figura 5 – Ar Condicionado Tipo Janela



Fonte: [www.springer.com.br](http://www.springer.com.br)

### 3.9.2 Tipo Split

O equipamento chamado Split trabalha através de um sistema de expansão direta com condensação a ar e surgiu em concorrência aos modelos de tipo janela e alavancaram as vendas de ar condicionado pelos motivos de baixo custo do equipamento e de instalação, possuem capacidades de resfriamento de 0,5 a 6,5 TR, subdivididos nos tipos *Hi-Wall*, Piso teto, Dutado e Cassete (ADIAS 2014).

Os Split's possuem componentes separados, permitindo assim alcançar grandes distancias entre a unidade evaporadora e a condensadora. Estas são interligadas através de tubulações de cobre ganhando uma flexibilidade e facilidade na instalação com baixo nível de ruído, possuindo ainda um visual estético favorável podendo ser instalado em diversos ambientes sem a necessidade de grandes modificações na estrutura predial do tipo alvenaria (ARAUJO, 2011).

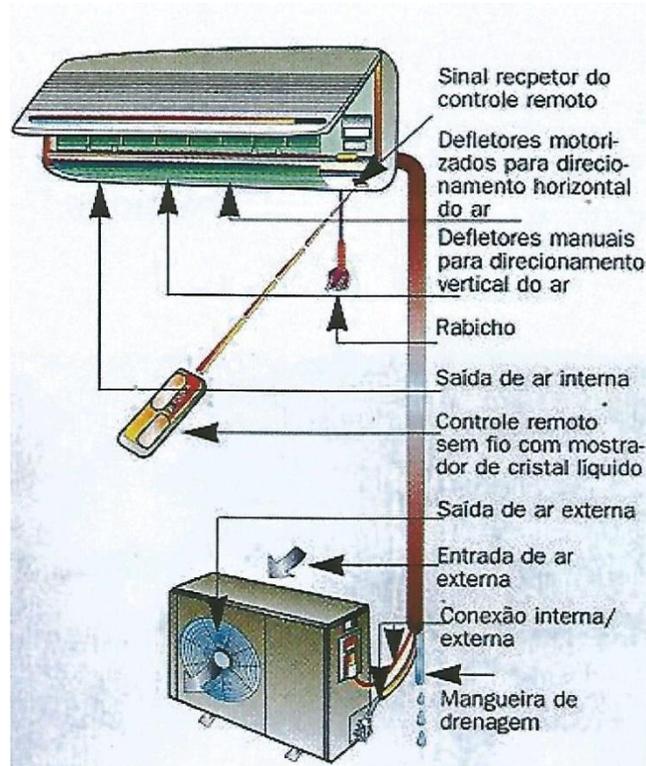
As Figuras 6 e 7 mostram o modelo *Split Hi-Wall* e componentes que fazem parte deste equipamento.

Figura 6 - Ar condicionado *Split Hi Wall*



Fonte: [www.carrierdobrasil.com.br](http://www.carrierdobrasil.com.br)

Figura 7 – Componentes de um ar condicionado tipo Split



Fonte: [www.martimarefrigeracao.com.br](http://www.martimarefrigeracao.com.br)

### 3.9.3 Máquina de Água Gelada

A máquina de água gelada foi desenvolvida para atender grandes locais com fluxo considerável de circulação de pessoas e seus processos se dá através de um equipamento chamado Chiller, Composto por evaporador, condensador, compressores, válvula de expansão e ainda outros componentes que se agrupam ao sistema de água gelada, tais como, bomba de água de condensação, bomba de água gelada, torre de resfriamento, tubulações e fan-coils (JUNIOR,2006).

Este equipamento é considerado de grande porte por possuir maiores capacidades de refrigeração em relação aos outros sistemas de ar condicionado e opera através de expansão indireta, podendo ser a água ou a ar (ANTONOVICZ; WEBER, 2013).

A Figura 8 Proporciona uma melhor visualização do modelo de refrigeração a água.

Figura 8 – Chiller de Refrigeração a água



Fonte: <http://www.carrierdobrasil.com.br/modelo/descricao/meu-negocio/17/aquaforce-30xw>

Os equipamentos principais como evaporador, condensador, compressores e válvulas de expansão atuam no Chiller da mesma forma que em outros sistemas de refrigeração e seus princípios foram abordados na seção 3.8.

No sistema Chiller, a troca térmica do ar ambiente é feita através dos Fan-coil, compostos por serpentinas e um ventilador. A água gelada gerada pelo processo do Chiller sai do equipamento com uma temperatura média de 7°C em direção a serpentinas, onde o ventilador faz a insuflação do ar no ambiente a ser climatizado. O calor retirado do ambiente é levado pela água até o evaporador do Chiller com uma temperatura média de 12°C, onde a água troca calor com o fluido refrigerante. O fluido refrigerante após sair do evaporador em temperatura elevada, é condensado por outro fluxo de água que circula entre o condensador e uma torre de resfriamento. Nesta parte do processo, a água retira calor do fluido refrigerante através do condensador e dissipa o calor no ambiente através da torre de resfriamento (STOECKER & JABARDO, 2002).

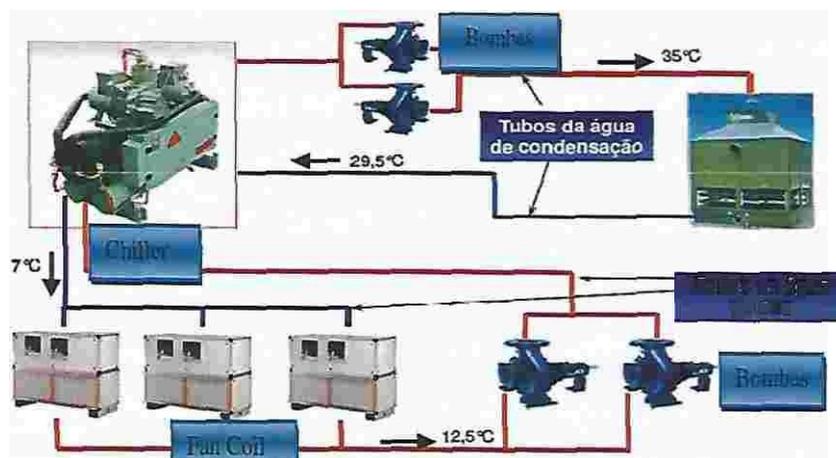
A diferença de temperatura é causada pela troca térmica que acontece na serpentina e pela perda de carga devido ao atrito com a tubulação de água gelada (BRUNETTI, 2008).

A principal vantagem de um sistema de água gelada é que o equipamento ocupa menos espaço dentro do espaço interno, pois utiliza menos dutos de ar se comparado a outras centrais de refrigeração, já que a água gelada é levada do Chiller até os fan-coils através de tubulações, e a partir da saída dos fan-coils que é utilizado dutos de ar para refrigerar cada ambiente de acordo com a necessidade térmica. No entanto, temos como desvantagens a sua complexidade, um equipamento deste porte exige uma manutenção mais especializada e exige ainda que se tenha um controle de aditivo anticongelante em função da central de água operar com baixas temperaturas (SPRINGER, 2014).

Em alguns sistemas de água gelada, é possível utilizar o termoacumulador de gelo, específico para proporcionar economia de energia elétrica nos horários de pico, pois este método gera gelo durante a madrugada a um custo menor de energia para ser aproveitado durante o dia, horário este em que a energia elétrica possui uma demanda maior e um custo mais elevado (FERRAZ, 2008).

A Figura 9 mostra a estrutura de um sistema de água gelada

Figura 9: Estrutura do Sistema de Água Gelada



Fonte: Hitachi, 2014

### 310 CARGA TÉRMICA

A carga térmica pode ser definida como o calor que se quer remover ou adicionar no local que se deseja condicionar. Essa carga depende de alguns fatores como, por exemplo, condução, insolação, dutos, pessoas, equipamentos, infiltração e ventilação. A carga térmica deste trabalho será a resultante entre as cargas referentes à insolação (paredes e janela), pessoas, equipamentos (iluminação e ventiladores) e ventilação (CREDER, 2004).

## 4 ESTUDO DE CASO

A FAACZ – Faculdades integradas de Aracruz localizada em Aracruz, Espírito Santo, faz parte da Mantenedora São João Batista. Esta última iniciou suas atividades na cidade por volta de 1956 com ensino médio e fundamental apenas. A partir de 1986 a população local demandava de qualificação superior e finalmente em 1989 foi criada a Faculdade de Ciências Humanas de Aracruz – FACHA, iniciando suas atividades de ensino superior com o curso de Ciências Contábeis (FAACZ, 2013).

A partir de 2001 a faculdade não oferecia apenas cursos na área de humanas, mas também exatas como Engenharia Mecânica, Química e Arquitetura e Urbanismo, então no ano de 2005 mudou sua denominação para Faculdade de Aracruz – FAACZ. Finalmente com mais dois cursos de exatas (Engenharia Civil e de Produção) em 2012 foi alterado novamente o nome da instituição e a partir de então a mesma se denomina Faculdade Integradas de Aracruz (FAACZ, 2013).

A FAACZ possui três blocos, A (Monsenhor Guilherme Schmidt), B (Conselheiro Primo Bitti) e C (Xavier Calfa). Estes possuem 89 ambientes, demandando um alto valor de energia, sendo que a maior parte se dá em função dos refrigeradores do tipo Split System e janela.

## 5 METODOLOGIA

### 5.1 CARGAS TÉRMICAS

Para realizar a instalação da central de condicionamento de ar, o primeiro passo foi verificar o valor da carga térmica total. O valor encontrado indica a capacidade do equipamento que deve ser implantado. Entretanto o valor da carga térmica total é de difícil obtenção, devido às inúmeras fontes geradoras de calor. A fim de simplificar, a carga térmica total é dividida em cargas individuais oriundas de suas fontes geradoras (OLIVEIRA, SANTOS – 2014).

Alguns autores demonstram sua metodologia de dimensionamento da carga térmica e este estudo foi realizado pelo método de Creder (2004) que é embasado na Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

#### 5.1.1 Considerações

Foi adotada a condição climática para extremos anuais da região de Vitória – Espírito Santo. A escolha por Vitória é pelo fato de ser a cidade mais próxima da FAACZ que possui dados climáticos encontrados na ABNT 16401 e na carta psicrométrica. Anexos - (tabela A5) e (Carta Psicrométrica). Assim, será adotado:

- Temperatura de bulbo seco (tbsmax): 36,8°C
- Temperatura de bulbo úmido (TBU): 30,6°C
- Variação de temperatura diária (Atmd): 8°C

Para as condições internas de funcionamento do ar condicionado, será adotado:

- Operação das salas: 7,4 Horas
- Temperatura de controle: 24°C
- Umidade relativa: 40%

As 07h40min de funcionamento são referentes ao tempo de funcionamento do equipamento no período das aulas, que são 07h30min às 11h30min e 19h às 22h40min. A temperatura de 24°C e a umidade de 40% foram adotadas por serem avaliadas como condições de conforto. (Tabela A.6 em anexo).

## 5.1.2 Carga térmica devido a insolação

### 5.1.2.1 Carga térmica das paredes

Então a carga térmica das paredes, telhados ou lajes de um recinto podem ser obtidas pela equação:

$$Q_1 = AU[(t_e - t_i) + \Delta T] \quad \text{Equação (1)}$$

Onde:

$Q_1$ : carga térmica [kcal/h];

$A$ : área das paredes, telhados ou lajes [m<sup>2</sup>];

$U$ : coeficiente global de transmissão de calor [kcal/hm<sup>2</sup>°C];

$t_e$ : temperatura do ambiente exterior [°C];

$t_i$ : temperatura do ambiente interior [°C]; (Tabela A.5)

$\Delta T$ : acréscimo dado ao diferencial de temperatura [°C]. (Tabela A.1)

### 5.1.2.2 Carga térmica das janelas

A carga térmica das janelas pode ser obtida pela equação:

$$Q_2 = A * U \quad \text{Equação (2)}$$

Onde:

$Q_2$ : carga térmica [kcal/h];

$A$ : área das janelas [m<sup>2</sup>];

$U$ : coeficiente global de transmissão de calor [kcal/hm<sup>2</sup>°C].

### 5.1.3 Carga térmica devido a pessoas

A carga térmica das pessoas pode ser obtida pela equação:

$$Q_3 = n * (q_s + q_l) \quad \text{Equação (3)}$$

Onde:

$Q_3$ : carga térmica [kcal/h];

$n$ : número de pessoas do recinto;

$q_s$ : calor sensível liberado pelas pessoas [kcal/h];

$q_l$ : calor latente liberado pelas pessoas [kcal/h].

### 5.1.4 Carga térmica devido aos equipamentos

Qualquer equipamento elétrico presente no recinto a ser refrigerado acrescenta carga térmica. Assim, precisa ser levado em conta seu efeito.

#### 5.1.4.1 Carga térmica da iluminação

A carga térmica da iluminação fluorescente pode ser obtida pela equação:

$$Q_4 = n_l * p * 1.2 \quad \text{Equação (4)}$$

Onde:

$Q_4$ : carga térmica [kcal/h];

$n_l$ : número de lâmpadas;

$p$ : potência da iluminação [kcal/h].

#### 5.1.4.2 Carga térmica de motores

A presença de motores elétricos como o dos ventiladores adiciona carga térmica ao recinto. Esta carga precisa ser removida. O seu valor pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$Q_5 = p_1 \quad \text{Equação (5)}$$

Onde:

$Q_5$ : carga térmica de equipamentos;

$p_1$ : potência do ventilador [kcal/h].

#### 5.1.5 Carga térmica da ventilação

A carga térmica da ventilação é composta por duas expressões: calor sensível e calor latente. Pode-se obter o calor sensível por:

$$q_s = 0,29 * (n * faev) * (t'_e - t'_i) \quad \text{Equação (6)}$$

Onde:

$q_s$ : calor sensível [kcal/h];

$n$ : número de pessoas do recinto;

$faev$ : fator do ar exterior para ventilação [m<sup>3</sup>/h];

$t'_e$ : temperatura do ar exterior [°C];

$t'_i$ : temperatura do ar interior [°C].

O calor latente é obtido por:

$$q_t = 0,583 * (UE_2 - UE_1) * y * (n * faev) \quad \text{Equação (7)}$$

Onde:

$q_t$ : calor latente [kcal/h];

$UE_2$ : umidade específica do ar no interior [kg/kg];

$UE_1$ : umidade específica do ar na entrada [kg/kg].

Então a carga térmica devido a ventilação será dada por:

$$Q_6 = q_s + q_t \quad \text{Equação (8)}$$

### 5.1.6 Carga térmica total

A soma das cargas térmicas individuais resulta na carga térmica total. Que pode ser expressa da seguinte forma:

$$Q_{TOTAL} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad \text{Equação (9)}$$

Onde:

$Q_1$ : Carga térmica da parede;

$Q_2$ : Carga térmica da janela;

$Q_3$ : Carga térmica devido a pessoas;

$Q_4$ : Carga térmica da iluminação;

$Q_5$ : Carga térmica dos equipamentos;

$Q_6$ : Carga térmica da ventilação

## 5.1.7 CONSUMO E CUSTO DA ENERGIA

### 5.1.7.1 Consumo de Energia

Pode-se determinar a energia consumida através da expressão (PENA,2002):

$$EC = \frac{EU}{COP} \quad \text{Equação (10)}$$

Onde:

$EC$  : energia consumida [kW];

$EU$ : energia útil ou efeito frigorífico [kW];

$COP$ : coeficiente de performance do equipamento.

### 5.1.7.2 Custo da energia

Sabendo-se o quanto de energia é consumida é possível determinar o gasto em reais (R\$) da energia através da equação (GIRAO apud SILVA FILHO, 2011).

$$C = EC * Th * d * kW \quad \text{Equação (11)}$$

Onde:

$C$ : custo de energia [R\$/mês];

$EC$ : energia consumida ou potencia do aparelho [kW];

$Th$ : tempo de funcionamento durante um dia [h];

$d$ : dias de funcionamento do aparelho no mes

$kW$ : Valor pago pelo kWh no local [R\$].

## 5.2 SELEÇÃO DO EQUIPAMENTO

Após recolher todos os dados referentes a número de pessoas, quantidade de lâmpadas, números de aparelhos eletrônicos, medições de áreas das salas das paredes e das janelas e posições, foi realizado os cálculos e com isso foi obtido o dimensionamento das cargas térmicas totais. Com isso foi concluído que o Chiller atende a demanda, de acordo com sua alta durabilidade e eficiência, o sistema de refrigeração Chiller também apresenta a vantagem de ter ótimo custo-benefício. Esse sistema pode ser usado em situações que requerem a climatização de espaços e a refrigeração de equipamentos, destacando-se locais com grande circulação de pessoas, como aeroportos, hospitais, estações de metrô, armazéns e eventos em geral. A potência do Chiller é medida em toneladas de refrigeração (TR), podendo trabalhar com uma grande variação de temperatura, inclusive negativa.

## 5.3 CUSTOS DA ENERGIA

O custo da energia se faz necessário para a realização da análise de viabilidade financeira. Assim, será calculado o custo da energia do sistema atual de climatização (Split) e do chiller que foi adotado.

### 5.3.1 Custo da energia do sistema atual (*Split*)

Para calcular o custo da energia primeiro é necessário estimar o valor da energia consumida pela equação 10. Mas, como a potência (energia útil) total dos aparelhos de ar condicionado instalado está em kcal/h é necessário converter para kW, onde 1 kW equivale a 860,42 kcal/h.

### 5.3.2 Custo da energia do sistema proposto (Chiller)

Quanto ao chiller, encontra-se o valor da energia consumida pela equação 10 e é necessário passar a quantidade de TR para kW. Assim, pode-se encontrar a energia útil multiplicando o valor em TR por 3,5168.

## 6 RESULTADOS E DISCURSÕES

### 6.1 DADOS COLETADOS

Foram coletados dados de 87 ambientes em todos os blocos A,B e C da FAACZ que suportão aproximadamente 2814 pessoas. (Quadro 1,2 e 3)

Quadro 1 – Dados do bloco A

	SALA	Capacidade Média Alunos	Potência (Kcal/h)			COP Ar Condicionado	Área (m <sup>2</sup> )			
			Ar Condicionado	Lâmpadas	Ventiladores		Janelas	Paredes Internas	Paredes Externas	
BLOCO A	TÉRREO	A01	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A02	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A03	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7.93	84.41	12,87
		A04	25	9.071,84	576	206,00	3,47	7	70,76	15,08
		A05	40	15.119,75	768	413,00	3,47	7.93	91,3	13.86
		A06	25	9.071,84	576	206,00	3,47	7	70,76	15,08
		BIBLIOTECA	4	6.047,89	384	0,00	3,47	5,72	13.34	11,08
		A08	3	3.023,94	192	0,00	3,47	1,32	12,92	10.23
		A10	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A11	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A12	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A13	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A14	20	7.937,86	576	103,00	3,47	8.58	63,99	19,42
		A15	40	15.119,75	773	413,00	3,47	3.25	99.89	30.12
		A16	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A17	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A18	20	15.119,75	864	413,00	3,47	8,97	13,43	90,87
		A19	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7.93	84.41	12,87
		BIBLIOTECA	100	30.239,50	768	824,00	3,47	31.85	80.53	225.39
BLOCO A	1º ANDAR	A21	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A22	40	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	91,05	27,87
		A23	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	86,78	24.44
		A24	35	15.119,75	769	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A25	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	89,64	23.34
		A26	35	15.119,75	770	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A27	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A28	35	15.119,75	771	413,00	3,47	3.25	88.9	22.67
		A29	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A30	36	15.119,75	772	413,00	3,47	3.25	95.43	26,54
		A31	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A32	40	15.119,75	773	413,00	3,47	3.25	99.89	30.12
		A33	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A34	35	15.119,75	774	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A35	35	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	95.78	27.34
		A36	35	15.119,75	775	413,00	3,47	3.25	88.91	22.67
		A37	40	15.119,75	768	413,00	3,47	3.25	96.47	28.67

Fonte: Autor.

Quadro 2 – Dados do bloco B

BLOCO B	SALA	Capacidade Média Alunos	Potência (Kcal/h)			COP Ar Condicionado	Área (m <sup>2</sup> )		
			Ar Condicionado	Lâmpadas	Ventiladores		Janelas	Paredes Internas	Paredes Externas
TÉRREO	B01	41	15.119,75	768	413,00	3,47	8,97	93,43	22,4
	B02	41	15.119,75	768	413,00	3,47	8,97	93,43	22,4
	B03	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
	B04	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
	B05	40	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	91,3	13,86
	B06	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
	B07	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
	B08	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
	B09	38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
	B10	40	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	91,3	13,86
	S. Estudo LAB. BIOLOGIA/MICRO.	4	3.023,94	192	0,00	3,47	5,72	54,12	9,96
	S. PROF.	8	7.559,86	576	0,00	3,47	6,76	72,08	18,42
	1º ANDAR	CREA	30	7.937,86	576	103,00	3,47	8,58	63,99
B08		13	4.535,92	288	206,00	3,47	3,64	52,22	7,72
B09		17	6.047,90	384	413,00	3,47	4,94	59,57	27,31
B10		41	15.119,75	864	206,00	3,47	8,97	13,43	90,87
B11		41	15.119,75	864	413,00	3,47	8,97	13,43	90,87
B12		38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
B13		38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
B14		40	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	91,3	13,86
B15		38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
B16		38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
B17		38	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	84,41	12,87
B18		40	15.119,75	768	413,00	3,47	7,93	91,3	13,86
B019		4	6.047,89	384	0,00	3,47	5,72	57,32	11,08
S. Estudo EST. INTER.		4	6.047,89	384	0,00	3,47	5,72	57,32	11,08
2º ANDAR	B20	5	6.047,89	384	0,00	3,47	6,76	64,78	14,29
	B21	38	12.095,78	576	206,00	3,47	8,58	79,6	35,52
	Auditorio	140	30.239,50	1.728,00	0,00	3,47	49,4	109,96	30,28
	B22	77	24.191,60	1440	413,00	3,47	15,86	123,98	54,06
	B23	40	15.119,75	864	413,00	3,47	7,93	89,35	12,87
	B24	40	15.119,75	864	413,00	3,47	7,93	89,35	12,87
	B25	40	15.119,75	864	413,00	3,47	7,93	89,35	12,87
	B26	40	15.119,75	864	413,00	3,47	7,93	89,35	12,87
	B27	40	15.119,75	864	413,00	3,47	7,93	89,35	12,87
	S. Estudo	16	9.071,85	576	413,00	3,47	5,72	57,34	11,56
	B28	15	9.071,85	576	413,00	3,47	5,72	54,44	10,12
S. Estudo	14	9.071,85	573	413,00	3,47	3,38	54,28	11,22	
<b>TOTAL</b>		1405	534.105,08	29373	13111,00	138,8	187,2	2076,02	601,54

Fonte: Autor.

Quadro 3 – Dados do bloco C

	SALA	Capacidade de Média Alunos	Potência (Kcal/h)			COP Ar Condicionado	Área (m <sup>2</sup> )			
			Ar Condicionado	Lâmpadas	Ventiladores		Janelas	Paredes Internas	Paredes Externas	
BLOCO C	TÉRREO	C01	25	9.071,84	576	206,00	3,47	7	70,76	15,08
		C02	25	9.071,84	576	206,00	3,47	7	70,76	15,08
		C03	25	9.071,84	576	206,00	3,47	7	70,76	15,08
		C04	3	3.023,94	192	0,00	3,47	2,4	55	26,3
		C05	38	15.119,75	864	413,00	3,47	7	96,48	44,74
		C06	29	4.535,92	768	206,00	3,47	3,5	30,74	72,92
		C07	3	1.891,23	192	0,00	3,47	1,76	15,98	58,85
		C08	2	1.891,23	192	0,00	3,47	1,76	13,98	45,36
		C09	3	3.023,94	192	0,00	3,47	1,32	12,92	51,48
		C10	3	3.023,94	192	0,00	3,47	1,32	15,22	55,36
		C11	3	3.023,94	192	0,00	3,47	1,32	12,92	51,48
		C12	3	3.023,94	192	0,00	3,47	1,32	13,85	63,2
		C13	3	3.023,94	192	0,00	3,47	1,32	12,92	51,48
<b>TOTAL</b>		165	68.797,29	4896	1237,00	45,11	44,02	492,29	566,41	

Fonte: Autor.

## 6.2 CÁLCULOS DA CARGA TÉRMICA

Através da aplicação das equações de cálculo da carga térmica do tópico 5.1 foi montado uma planilha (quadro 4) dos resultados obtidos.

Quadro 4 – resultados das Cargas Térmicas

CARGA TÉRMICA DEVIDO A INSOLAÇÃO						
Item	A (m <sup>2</sup> )	U (Kcal/h.m <sup>2</sup> )	te (°C)	ti (°C)	Δt	Q <sub>1</sub> (Kcal/h)
Paredes externas de alvenaria	832,84	2,59	38,8	24	5,5	43788,23
Paredes internas de alvenaria	1778,71	2,1	31,8	24		29125,28
Itens	A (m <sup>2</sup> )	U (Kcal/h.m <sup>2</sup> )				Q <sub>2</sub> (Kcal/h)
Janelas	180,26	5,18	—	—		933,75
CARGA TÉRMICA DEVIDO A PESSOAS						
Itens	n° pessoas	q <sub>s</sub> (Kcal/h)	q <sub>1</sub> (Kcal/h)			Q <sub>3</sub> (Kcal/h)
Pessoas	2814	56,74	40,1	—	—	272507,76
CARGA TÉRMICA DEVIDO A EQUIPAMENTOS						
Itens	p (kcal/h)					Q <sub>4</sub> (Kcal/h)
Iluminação	60.510	—	—	—	—	72.612
Itens	p (kcal/h)					Q <sub>5</sub> (Kcal/h)
Ventilação	28.077	—	—	—	—	28.077
CARGA TÉRMICA DEVIDO A VENTILAÇÃO						
Itens	n° pessoas	f <sub>aev</sub> (m <sup>3</sup> *pessoa)	te (°C)	ti (°C)		Q' <sub>6</sub> 1 (Kcal/h)
Calor Sensível	2814	50	36,8	24	—	522.278
Itens	n° pessoas	f <sub>aev</sub> (m <sup>3</sup> *pessoa)	UE <sub>2</sub>	UE <sub>1</sub>	γ	Q' <sub>6</sub> 2 (Kcal/h)
Calor Latente	2814	50	0,025	0,008	1,2	1.673
CARGA TÉRMICA TOTAL	BTU/h		KW	TR	Kcal/H	
	4.450.010,30		1304,76	370,83	1.121.887,74	

Fonte: Autor.

Pela planilha (quadro 4) observa-se que o valor da carga térmica total é de 370,85 TR. O valor de 370,85 TR será aumentado em 10%, como garantia de suprir casual penetração de calor na ambiente. Fato que segundo Creder(2004) é razoável. Então a carga térmica final é de 407,91TR. Assim, foi selecionado o equipamento chiller Carrier modelo Aquaforce 30XA com módulo de 450TR com o COP de 4,1.

### 6.3 CONSUMO E CUSTO DE ENERGIA

#### 6.3.1 Consumo de Energia Sistema Atual

A potência total dos aparelhos de ar condicionado instalado é de 1.121.887,74 Kcal/h (quadro 1,2 e 3). Entretanto é necessário convertê-lo para kW através da seguinte expressão:

$$EU = \frac{1.121.887,74}{860,42}$$

$$EU = 1303,88 \text{ kW}$$

Aplicando a equação 10 e sabendo que o COP dos aparelhos é de 3,47 é possível encontrar o valor da energia consumida:

$$EC = \frac{1303,88}{3,47}$$

$$EC = 375,76 \text{ kW}$$

Utilizando a equação 11, lembrando que o horário de funcionamento dos aparelhos corresponde 7h:40min durante 22 dias por mês e o valor do kWh sendo considerado de R\$ 0,45 é possível estimar o custo da energia gasta:

$$C = 375,76 * 7,40 * 22 * 0,45$$

$$C = 27.528,17 \text{ R\$/mês}$$

Levando em consideração o tempo de 11 meses o custo anual dos aparelhos instalados é de R\$ 302,809.95.

### 6.3.2 Consumo de energia do sistema projetado

Foi analisada a seleção de um equipamento AQUAFORCE 30 XA com 450 TR, pelo redimensionamento da carga térmica. Entretanto é necessário converter para kW através da expressão :

$$EU = 450 * 3,5168$$

$$EU = 1.582,56 \text{ kW}$$

Aplicando a equação 10 e sabendo que o COP dos equipamentos é de 4,1 é possível encontrar o valor da energia consumida:

$$EC = \frac{1.582,56}{4,1}$$

$$EC = 385,99 \text{ kW}$$

Utilizando a equação 11 e levando em consideração o tempo de funcionamento dos equipamentos de 7.4 horas por dia, 22 dias por mês à custo de R\$ 0,45 por kWh é possível estimar o custo da energia gasta:

$$C = 385,99 * 7,4 * 22 * 0,45$$

$$C = 28,277.62R\$/mês$$

Levando em consideração o tempo de 11 meses, o custo anual dos equipamentos sugeridos é de R\$ 311, 053,90.

Note que ponderando somente o custo com energia que seria dispendido com o sistema instalado e o proposto, haveria uma diferença de aproximadamente R\$ 8,243.95 a mais que o sistema atual. O que é bem surpreendente, pois esperava-se que a central fosse de alguma forma mais econômica, já que ela é mais adequada para grandes ambientes. Observa-se que o resultado da carga térmica é 21% acima do que determina a norma, sendo que a exigência seria somente de 10% acima do resultado calculado, o que indica que o equipamento está superdimensionado.

Devido ao resultado exposto, pode ser considerado um modelo deste mesmo equipamento que fornece uma capacidade nominal de 400 TR, visto que o resultado adquirido não é o desejado. Então foi analisada a adoção de um equipamento AQUAFORCE 30XA com 400 TR, pelo redimensionamento da carga térmica. Entretanto é necessário converter para kW através da expressão:

$$EU = 400 * 3,5168$$

$$EU = 1.406,72 \text{ kW}$$

Aplicando a equação 10 e sabendo que o COP dos equipamentos é de 4,3 é possível encontrar o valor da energia consumida:

$$EC = \frac{1.406,72}{4,3}$$

$$EC = 327,14 \text{ kW}$$

Utilizando a equação 11 e levando em consideração o tempo de funcionamento dos equipamentos de 7,4 horas por dia, 22 dias por mês ao custo de R\$ 0,45 por kWh é possível estimar o custo da energia gasta:

$$C = 327,14 * 7,4 * 22 * 0,45$$

$$C = 23.966,27R\$/mês$$

Levando em consideração o tempo de 11 meses, o custo anual dos equipamentos sugeridos é de R\$ 263.628,97.

Note que ponderando somente o custo com energia que seria dispendido com o sistema instalado e o proposto acima, haveria uma diferença de aproximadamente R\$ 39.180,98 a menos que o sistema atual. Portanto com isso o objetivo seria satisfatório com a utilização deste equipamento de 400 TR. Contudo o equipamento não poderia ser utilizado, devido ao fato de que estaria operando abaixo dos 10% da capacidade exigida pela norma.

Seria possível diminuir a carga térmica dos ambientes analisados neste estudo para poder viabilizar um equipamento de menor capacidade de refrigeração, visando aumentar a economia de energia.

Os possíveis métodos seriam a troca dos vidros convencionais utilizados nas janelas por vidros especiais, do tipo duplo que reduzem tanto o calor por condução quanto por exposição solar; utilizar venezianas ou cortinas colocadas internamente nas janelas e ou reduzir o calor por condução através das paredes por meio de isolamento.

## 7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Através do redimensionamento da carga térmica dos blocos A, B e C das Faculdades Integradas de Aracruz foi selecionado o equipamento chiller Carrier modelo Aquaforce 30XA com módulo de 450 TR. Em seguida, foram verificados os custos com consumo de energia do atual sistema de climatização (Split System) e o sistema proposto.

Diante do exposto nos resultados, fica financeiramente inviável a instalação de sistema de água gelada para condicionamento de ar, levando em conta somente o custo com energia elétrica. Entretanto, seria possível considerar um equipamento que atenderia a demanda de carga térmica com a capacidade nominal mais próxima do desejado. Em busca do equipamento que atenderia da melhor forma levando em conta o seu custo, performance e especificações técnicas, foi selecionado um modelo com capacidade de refrigeração 11,35% acima do necessário, tornando inviável por estar superdimensionado. Contudo, seria possível diminuir a carga térmica dos ambientes analisados neste estudo para poder viabilizar um equipamento de menor capacidade de refrigeração, visando aumentar a economia de energia.

Este mesmo modelo de equipamento oferece um chiller com capacidade nominal de 400 TR, 1,94% abaixo do que determina a norma para o atual estudo e 8,06 % acima da demanda necessária de 370 TR, tornando financeiramente viável levando em conta somente o custo de energia elétrica.

## **8 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS**

- Análise de viabilidade técnica e financeira para instalação de um tanque de termoacumulação;
- Estudar medidas para redução da carga térmica dos blocos A, B e C da FAACZ;
- Prosseguir com o estudo de viabilidade financeira analisando outros modelos e fabricantes do equipamento proposto.

## 9 REFERÊNCIAS

ABNT NBR 16401-1. **Instalação de Ar-condicionado – Sistema centrais e Utilitarios: Parâmetros das Instalações.** 26 Março 2017.

ABNT NBR 16401-1. **Instalação de Ar-condicionado – Sistema centrais e Utilitarios: Parâmetros de Conforto Térmicos.** 26 Março 2017.

ADIAS. **Funcionamento de Sistema de Refrigeração.** Disponível em:[http://www.adias.com.br/funcionarios\\_do\\_ar](http://www.adias.com.br/funcionarios_do_ar). Acesso em: 27 Março 2017.

ALBINO, J.; GIRARDI, G.; NASCIMENTO, K. A.. **Erosão e Progradação do litoral brasileiro: Espírito Santo.** Disponível em:[http://www.mma.gov.br/estruturas/sqa\\_sigercom/\\_arquivo\\_erosao.pdf](http://www.mma.gov.br/estruturas/sqa_sigercom/_arquivo_erosao.pdf) Acesso em: 15 Maio 2017.

ANTONIOVICZ, Diego; WEBER, Rhuangeorgio Bueno. **Plano de Manutenção, Operação e Controle. Medianeira, 2013.**

ARAUJO, A.M.P.C.. **Modernização de Sistema de Climatização de Andares de Edifício Comercial Antigo no Rio de Janeiro com Base no Conforto Térmico dos Ocupantes.** Rio de Janeiro, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401: Instalações Centrais de Ar.**

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos Fluidos.** 2ª Ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. **Manual de ar condicionado.** 5º ED. Mexico: Carrier, 1980.

CARRIER: Willis Carrier. About Willis Carrier. Disponível em: <<http://www.williscarrier.com/about.php>>. Acesso em: 10 Abril 2017.

CASTRO, J.. **Refrigeração Comercial, Climatização Industrial.** 1ª Ed. – São Paulo: Leopardo Editora, 2010.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6ª ed. – Rio de Janeiro: LCT, 2004.

DIAMONT PRECISÃO E CLIMATIZAÇÃO. **Sistema de Refrigeração: Expansão Direta vs. Expansão Indireta**. Disponível em: <<http://diamont.com.br/sistemas-de-refrigeracao-expansao-direta-vs-expansao-indireta/>>. Acesso em 12 Abril 2017.

ELONKA, STEPHN MICHAEL; MINICH, QUAID WALTON: **Manual de Refrigeração e Ar Condicionando**; Editora Mcgraw-hill: SP, 1978.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Projeção de Demanda de Energia Elétrica – Para os Proximos 10 anos (2014-2023)**. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/Paginas/default.aspx>>. Rio de Janeiro, 2013. Acesso em 21 Março. 2017.

FAACZ – FACULDADES INTEGRADAS DE ARACRUZ. **Conhecer a FAACZ**. Disponível em: [http://www.faacz.com.br/site/?pg=links/conheca\\_faacz/a\\_faacz.html](http://www.faacz.com.br/site/?pg=links/conheca_faacz/a_faacz.html). Acesso em: 22 Março 2017.

FERRAZ, Fabio. **Apostila de Refrigeração**. Bahia, 2008.

FRADE, João. **Climatização Geral**. Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior. Lisboa, 2006. Disponível em: <http://WWW.marioloureiro.net/tecnica/climatizacao/climagerallSEL.PDF> Acesso em: 25 Abril 2017.

FROTA, Anésia Barros; SCHIFFER, Sueli Ramos. **Manual de Conforto Térmico**. 7ª Ed. São Paulo, 2003.

FROTA, A.B.; SCHIFFER, S.R. Manual do Conforto Térmico. 5ª Ed – São Paulo; Studio Nobel, 2001.

GREENPEACE. **Resolução Energética: O caminho do Desenvolvimento Limpo**. Disponível em: <<http://www.greenpeace.org/brasil/Global/brasil/report/2010/11/revolucaoenergeticadeslimpo.PDF>>. Acesso em 21 Março 2017.

GOVERNO DO ESTADO DO ESPÍRITO SANTO. **Espírito Santo: Geografia**. Disponível em: <[http://www;es;gov;br/Espirito Santo/paginas/geografica.aspx](http://www.es.gov.br/EspiritoSanto/paginas/geografica.aspx). Acesso em 22 Março 2017.

HITACHI. **Estrutura do Sistema de Água Gelada**. Disponível em: <http://www.hitachi.com.br> . Acesso em: 26 Março 2017.

JESUS, Marcos Fabide. SILVA, Gabriel Francisco. **Programa para Estimativas das Propriedades Psicométricas**. Campinas Grande, PB, 2002.

JUNIOR, C.R.F.. **Ánalise do Sistema Atual e Projeto de um Sistema Central de Ar Condicionado para o Pálacio dos Bandeirantes**. São Paulo, 2016.

JUNIOR, Luiz Carlos Martinelli: **REFRIGERAÇÃO**. Universidade Federal dp Rio Grande do Sul. RS, 2013. Disponível em: <http://pt.scribd.com/doc/36476933/apostila-refrigeraçao> . Acesso em 19 Maio 2017.

LAMBERT, R. Et al. **Conforto e Stress Térmico**. Universidade Federal de Sanata Catarina. Junho 2013.

MARIM, Fabio Ricardo. ANGELOCCI, Luiz Roberto. FILHO, Mauricio Antônio Coelho. NOVA, Nilson Augusto Villa. **Construção e Avaliação de Psicrômetro Aspirado de Termopar**. Piracicaba, SP, 2001.

MENDES, Luiz Magno de Oliveira: **Refrigeração e Ar Condicionado – Teoria, Pratica Defeitos**. Editora Ediouro, SP, 1994.

MILLER,R., Miller,MR.. **Refrigeração e Ar condicionando**. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2008.

MORAN, M.J. SHAPIRO, H.N..**Principios de Termodinâmica para Engenharia**. 4ª Ed. Rio de Janeiro : LTC – Livro Tecnico e Cientifico Editora S.A. 2002.

OLIVEIRA JR, SILVIO,et al. **Sistema de Refrigeração por Absorção**. São Paulo, 2004.

PENA, S. M.. **Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica: Sistema de Ar Condicionado e Refrigeração**. Julho 2012.

PIMENTEL, R.. **Como o Corpo Humano Mantém a Sua Temperatura Durante a Atividade Física**. Vitória, XVIII Simpósio Nacional de ensaio de Física,2009.

RUAS, Alvaro César. **Conforto Térmico nos Ambientes de trabalho**. São Paulo, 1999.

SILVA, J.C., Silva, A.C.G.C.. **Refrigeração e Climatização para Tecnicas e Engenheiros**. Rio de Janeiro: Editora Ciências Modernas LTDA.,2007.

SILVA,J.G.. **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e a Climatização**. São Paulo: Artliber Editora, 2003.

SILVA, Jesué Graciliano; **Introdução à Tecnologia da Refrigeração e da Climatização**; Editora Artliber, SP 2004.

SPRINGER. **Historia do AR Condicionado**. Disponível em: <<http://www.springer.com.br>>. Acesso em 21 Março 2017

STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M..**Refrigeração Industrial**. 2ª ed. São Paulo: Edgard Blucher Ltda, 2002.

SIVK, M. Will, AC Put. **A Chill ano the Global Energy Supply**. Disponível em: <<http://www.americanscientist.org/issues/pub/2013/5/will-ac-put-chill-on-the-global-energy-supply/1>>. Acesso em 22 Abril 2017.

OLIVEIRA,J.E.C.;SANTOS,S.F..**Estudo da Implementaçãode uma Central de Água Gelada para Condicionamento de Ar na FAACZ**. Aracruz,2014.

PERIRA,E.N.;RUI,M.;GAMA,P.G..**Análise de Viabilidade Técnica e Financeira de uma Central de Água Gelada para a Empresa IMETAME METALMECÂNICA LTDA**. Aracruz,2014.

## 10 ANEXOS

Tabela A.1 – Coeficiente de Transmissão de calor para paredes e janelas

<i>Elementos</i>	<i>U em kcal/h · m<sup>2</sup> · °C</i>
a) Janelas	
- Janelas de vidros comuns (simples)	5,18
- Janelas de vidros duplos	3,13
- Janelas de vidros triplos	1,66
b) Paredes externas	
- Tijolos maciços (20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,88
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,95
- Tijolos furados (20 × 20 × 10 ou 30 × 30 × 10 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,59
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,90
c) Paredes internas	
- Tijolos maciços (20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,29
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,68
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,66
- Tijolos furados (20 × 20 × 10 ou 20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,54
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,10
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,61
d) Concreto externo ou pedra	
15 cm	3,81
25 cm	3,03
35 cm	2,54
50 cm	2,00
e) Concreto interno	
10 cm	3,17
15 cm	2,83
20 cm	2,59

Fonte: Creder, 2004

**Tabela A.2 – Acréscimo ao diferencial de temperatura**

<i>Superfície</i>	<i>Cor Escura</i>		<i>Cor Média</i>		<i>Cor Clara</i>	
	<i>°F</i>	<i>°C</i>	<i>°F</i>	<i>°C</i>	<i>°F</i>	<i>°C</i>
Telhado	45	25,0	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

Fonte: Creder, 2004

Tabela A.3 – Coeficiente de transmissão de calor através de vidros

22° 54' Latitude Sul		kcal/h · m <sup>2</sup> (Fator Solar) de Áreas de Vidro												Valores Máximos em Cada Orientação entre Setembro e Março			
Verão		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	kcal/h · m <sup>2</sup>	W/m <sup>2</sup>	
Hora Local																	
Dia do Ano	Face do Prédio																
22 DEZEMBRO	S	87	98	68	54	49	43	41	43	49	54	65	98	87	98	113,5	
	SE	260	421	388	290	190	73	41	38	38	38	38	27	11	420	488,8	
	E	263	440	475	426	277	122	38	38	38	38	38	27	11	474	551,8	
	NE	95	193	222	214	157	84	43	38	38	38	38	27	11	222	358,6	
	N	11	27	33	38	41	49	49	49	41	38	38	27	11	49	56,7	
	NO	11	27	33	38	38	38	43	84	157	214	217	193	95	217	352,2	
	O	11	27	33	38	38	38	38	122	277	426	434	440	263	440	510,8	
	SO	11	27	33	38	38	38	41	73	190	290	364	421	260	420	488,8	
CLARABÓIA	41	176	361	515	629	684	738	412	629	515	429	176	41	740	857,8		
21 JANEIRO 21 NOVEMBRO	S	60	65	49	41	41	38	38	38	41	41	43	65	60	65	75,6	
	SE	228	383	372	279	160	65	38	38	38	35	35	24	11	384	444,6	
	E	244	442	480	431	296	130	38	38	38	35	35	24	11	480	558,2	
	NE	100	214	260	250	193	109	49	38	38	35	35	24	11	245	302,7	
	N	11	24	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11	57	66,2	
	NO	11	24	33	35	38	38	38	109	193	250	247	214	100	250	290,1	
	O	11	24	33	35	38	38	38	130	296	431	440	442	244	443	514,0	
	SO	11	24	33	35	38	38	38	65	160	279	334	383	228	384	444,6	
CLARABÓIA	30	171	347	515	624	692	733	692	624	515	407	171	30	734	851,4		
20 FEVEREIRO 21 OUTUBRO	S	16	24	30	35	38	38	38	38	35	35	24	16	38	44,1		
	SE	141	342	307	214	103	43	38	38	38	35	35	22	5	342	397,3	
	E	168	415	488	440	285	138	38	38	38	35	35	22	5	489	567,6	
	NE	92	269	342	334	304	187	79	41	38	35	35	22	5	343	397,3	
	N	5	22	33	32	84	106	114	106	84	52	38	22	5	114	132,4	
	NO	5	22	30	35	38	41	79	187	304	334	331	269	92	334	387,9	
	O	5	22	30	35	38	38	38	152	285	440	448	415	168	448	520,3	
	SO	5	22	30	35	38	38	38	43	103	214	269	342	168	342	397,3	
CLARABÓIA	16	138	320	472	597	662	692	662	597	472	372	138	16	691	804,1		
22 MARÇO 22 SETEMBRO	S	0	16	30	35	38	38	38	38	35	35	16	0	38	44,1		
	SE	0	225	255	136	49	38	38	38	38	35	35	16	0	255	296,4	
	E	0	366	458	426	309	133	38	38	38	35	35	16	0	458	532,9	
	NE	0	285	385	418	369	274	147	52	38	35	35	16	0	418	485,6	
	N	0	24	57	128	179	220	228	220	179	128	73	24	0	229	264,9	
	NO	0	16	30	35	38	52	147	274	369	418	388	265	0	418	485,6	
	O	0	16	30	35	38	38	38	133	309	426	440	366	0	439	510,8	
	SO	0	16	30	35	38	38	38	38	49	136	201	225	0	225	261,7	
CLARABÓIA	0	79	247	410	543	605	635	605	543	410	309	79	0	636	737,9		
20 ABRIL 24 AGOSTO	S	0	11	24	33	35	38	38	38	35	33	27	11	0	38	44,1	
	SE	0	106	128	65	35	38	38	38	38	35	33	27	11	0	255	296,4
	E	0	250	404	388	279	130	38	38	38	35	33	27	11	0	458	532,9
	NE	0	231	415	467	440	364	233	98	41	33	27	11	0	418	485,6	
	N	0	54	152	238	293	342	353	342	293	239	184	54	0	229	264,9	
	NO	0	11	24	33	41	98	233	364	440	467	429	231	0	418	485,6	
	O	0	11	24	33	35	38	38	130	279	388	399	250	0	439	510,8	
	SO	0	11	24	33	35	38	38	38	35	65	95	106	0	225	261,7	
CLARABÓIA	0	46	163	320	445	521	548	521	445	320	217	30	0	636	737,9		
21 MAIO 23 JULHO	S	0	5	19	30	35	35	35	35	30	24	5	0	38	44,1		
	SE	0	57	68	33	35	35	35	35	35	30	24	5	0	255	296,4	
	E	0	122	336	350	250	111	35	35	35	30	24	5	0	458	532,9	
	NE	0	128	385	469	461	402	277	152	52	30	24	5	0	418	485,6	
	N	0	46	187	298	374	412	429	412	374	298	231	46	0	229	264,9	
	NO	0	5	19	30	32	152	277	402	461	469	407	128	0	418	485,6	
	O	0	5	19	30	11	35	35	111	250	350	334	122	0	439	510,8	
	SO	0	5	19	30	11	35	35	35	35	33	43	41	0	225	261,7	
CLARABÓIA	0	8	100	236	355	434	456	434	355	236	155	8	0	636	737,9		
21 JUNHO	S	0	3	14	30	33	35	35	35	33	30	19	3	0	38	44,1	
	SE	0	14	38	30	33	35	35	35	33	30	19	3	0	255	296,4	
	E	0	57	296	326	239	95	35	35	33	30	19	3	0	458	532,9	
	NE	0	60	331	467	467	399	317	182	68	30	19	3	0	418	485,6	
	N	0	24	195	326	393	437	448	437	393	326	233	24	0	229	264,9	
	NO	0	3	14	30	68	182	317	399	467	467	383	60	0	418	485,6	
	O	0	3	14	30	33	35	35	95	239	326	296	57	0	439	510,8	
	SO	0	3	14	30	33	35	35	35	33	30	33	14	0	225	261,7	
CLARABÓIA	0	5	73	203	320	396	421	396	320	203	130	5	0	636	737,9		

Fonte: Creder, 2004

Tabela A.4 – Taxa de Dissipação de calor (BTU/H)

ATIVIDADE	CALOR METABÓLICO	CALOR SENSÍVEL	CALOR LATENTE
BASAL	291	145	145
SENTADO, EM REPOUSO	384	225	159
SENTADO, LENDO EM VOZ ALTA	420	225	195
DE PÉ, EM REPOUSO	431	225	206
SENTADO, COSTURANDO (À MÃO)	441	225	216
TRICOTANDO (23 PONTOS/MIN)	462	225	237
VESTINDO OU DESPINDO-SE	468	225	243
ALFAIATE	482	225	257
CANTANDO	486	225	261
EMPREGADO DE ESCRITÓRIO (ATIVIDADE MODERADA)	490	225	265
DE PÉ, EM TRABALHO LEVE	549	225	324
DATILOGRAFANDO RAPIDAMENTE	558	225	333
PASSANDO A FERRO (FERRO DE 2,5KG)	570	225	345
LAVANDO PRATOS	600	225	375
BALCONISTA DE PÉ, EM ATIVIDADE MODERADA	600	225	375
ENCADERNAÇÃO DE LIVROS	626	225	401
CONFECÇÃO DE CALÇADOS	661	225	436
VARRENDO O CHÃO (38 VARRIDAS/MIN)	662	229	443
JOGANDO BILHAR	680	230	450
ANDANDO, 2 MILHAS/H, OU DANÇANDO (LEVE)	761	250	511
TRABALHO LEVE, EM BANCADA	862	277	585
PINTURA DE MÓVEIS	876	280	596
CARPETADOR	954	307	647
GARÇOM	1000	325	675
LEVANTANDO PESOS	1041	335	708
ANDANDO 3 MILHAS/HORA	1050	339	711
ANDANDO 4 MILHAS HORA, DANÇANDO (ATIVO), PATINANDO	1390	452	938
DESCENDO ESCADAS	1444	467	977
PEDREIRO	1490	485	1005
JOGANDO BOLICHE	1500	490	1010
SERRANDO MADEIRA	1800	590	1210
NADANDO	1986	-	-
CORRENDO, 5,3 MILHAS/H	2268	-	-
ANDANDO, 5 MILHAS/H	2330	-	-
ANDANDO RÁPIDO, 5,3MILHAS/H	2580	-	-
SUBINDO ESCADA	4365	-	-
MÁXIMO ESFORÇO, PESSOA INDIFERENTE	3000-48000	-	-

Fonte: Editado de Mesquita, 1988

Tabela A.5 – Dados Climáticos da Região Sudeste

ES		Vitória				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						20,27S	49,28W	4m	100,28	82/01		30,8	36,8	1,0	14,3	1,7
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	33,1	25,2	27,0	30,1	28,2	21,6	28,1			99,6%	16,5	12,8	5,2	21,0	
ΔTmd	1%	33,1	25,2	26,6	29,7	26,0	21,3	28,0			99%	17,5	14,0	9,5	21,2	
	2%	32,2	25,0	26,2	29,4	25,2	20,4	27,5								
MG		Belo Horizonte Pampulha				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						19,65S	43,95W	785m	92,24	82/01		28,4	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	33,0	20,7	23,0	28,5	21,9	18,3	24,2			99,6%	11,5	4,9	5,9	22,8	
ΔTmd	1%	32,0	20,7	22,6	28,1	21,2	17,5	23,5			99%	12,8	6,8	6,7	21,4	
	2%	31,1	20,7	22,2	27,6	21,0	17,2	23,4								
MG		Belo Horizonte Tancredo Neves				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						19,63S	43,93W	917m	90,78	90/01		28,4	34,8	0,9	6,4	1,8
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	32,1	20,5	23,3	28,2	22,1	18,8	24,2			99,6%	11,1	4,9	6,0	21,2	
ΔTmd	1%	31,1	20,8	22,8	27,9	21,2	17,8	24,4			99%	12,2	6,1	6,5	20,3	
	2%	30,2	20,7	22,4	27,5	21,0	17,6	24,2								
MG		Uberaba				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						19,78S	47,97W	807m	92,00	82/01		29,7	35,9	1,5	6,7	3,0
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	33,6	19,3	23,2	28,4	22,1	18,5	24,8			99,6%	10,5	1,8	4,7	22,6	
ΔTmd	1%	32,7	19,5	22,8	28,0	21,6	17,9	24,3			99%	12,7	3,3	5,3	22,8	
	2%	31,9	19,9	22,5	27,7	21,1	17,4	23,9								
RJ		Rio de Janeiro Santos Dumont				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						22,80S	43,17W	3m	101,29	84/01		N/D	N/D	N/D	N/D	N/D
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	34,0	25,2	28,6	30,8	25,3	20,4	29,1			99,6%	16,1	11,8	8,6	19,5	
ΔTmd	1%	32,7	25,0	26,2	30,3	25,0	20,1	28,9			99%	17,0	12,9	9,3	19,5	
	2%	31,8	24,8	25,8	29,9	24,6	19,6	28,4								
RJ		Rio de Janeiro Galeão				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						22,82S	43,25W	6m	101,25	82/01		32,4	40,2	2,2	11,6	3,2
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	38,1	25,8	28,1	32,6	27,1	22,9	30,1			99,6%	14,8	9,9	7,6	23,2	
ΔTmd	1%	36,2	25,1	27,5	32,0	26,2	21,7	29,3			99%	15,8	11,2	8,3	22,8	
	2%	35,0	25,2	27,0	31,3	26,0	21,4	29,1								
SP		Campinas				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						23,00S	47,13W	661m	93,63	82/01		29,4	35,8	1,4	5,5	2,5
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	33,2	21,9	24,4	29,5	23,1	19,3	26,1			99,6%	8,6	3,9	5,4	16,8	
ΔTmd	1%	32,2	21,7	23,8	28,9	22,2	18,4	25,5			99%	10,0	5,9	6,2	17,7	
	2%	31,3	21,5	23,4	28,4	22,0	18,1	25,2								
SP		São Paulo Congonhas				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						23,62S	46,65W	803m	92,04	82/01		28,2	34,3	0,9	5,8	2,5
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	32,0	20,3	23,2	27,8	22,1	18,5	25,3			99,6%	8,8	3,9	5,5	18,4	
ΔTmd	1%	31,0	20,4	22,6	27,1	21,2	17,5	24,3			99%	10,0	5,8	6,3	17,4	
	2%	30,0	20,4	22,1	26,7	21,0	17,2	24,0								
SP		São Paulo Guarulhos				Latitude	Longitude	Altitude	Pr. atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s
						23,43S	46,47W	750m	92,63	88/01		29,0	34,8	1,0	3,4	2,8
Mês>Qt	Freq. anual	Restrição e desumidificação				Baixa umidade				Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. TBS	Umidificação			
	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc								
	1%	32,9	22,3	24,9	28,7	24,1	20,8	25,8			99,6%	7,0	3,9	5,5	13,5	
ΔTmd	1%	31,8	22,0	24,2	27,9	23,2	19,7	25,1			99%	8,9	6,0	6,3	14,9	
	2%	30,8	21,7	23,7	27,3	22,9	19,3	24,0								

Fonte: NBR ABNT 16401 – 1, 2008

Tabela A.6 – Dados Climáticos da Região Sudeste

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		TBS (°C)	UR (%)	TBS (°C)	UR (%)
Conforto	Residências	23 a 25	40 a 60	26,5	65
	Hotéis				
	Escritório				
	Escolas				
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos	24 a 26	40 a 60	26	65
	Barbearias				
	Cabelereiro				
	Lojas				
	Magazines				
	Supermercados				
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Teatros	24 a 26	40 a 65	27	65
	Auditórios				
	Templos				
	Cinemas				
	Bares				
	Lanchonetes				
	Restaurantes				
	Bibliotecas				
	Estúdios de TV				

Fonte: Editado de Creder, 2004

Tabela A.7 – Fatores recomendados do ar exterior para ventilação

<i>Local</i>	<i>m<sup>3</sup>/h Pessoa</i>		<i>Porcentagem de Pessoas Fumando</i>
	<i>Preferível</i>	<i>Mínima</i>	
Apartamentos	35	25	Baixa
Bancos	25	17	
Barbearias	25	17	
Bar	35	25	30%
Cassinos – <i>grill-room</i>	45	35	80%
Escritório geral	25	17	Baixa
Estúdios	35	25	0
Lojas	48	8	0
Quartos (hospitais)	25	17	Baixa
Quartos (hotéis)	25	17	
Residências	35	25	
Restaurantes	35	25	25%
Salas de diretoria	50	40	100%
Salas de operação (hospitais)	–	–	0
Teatros – cinemas – auditórios	13	10	0
Salas de aula	50	40	0
Salas de reunião	35	25	Baixa
Aplicações gerais			
por pessoa (não fumando)	13	8	
por pessoa (fumando)	50	40	

Fonte: Creder, 2014

Tabela A.8 – Tabela de especificações Carrier

## Valores Nominais de Capacidade - SI



## UNIDADES COM SERPENTINAS AL/CU "GOLD FIN"

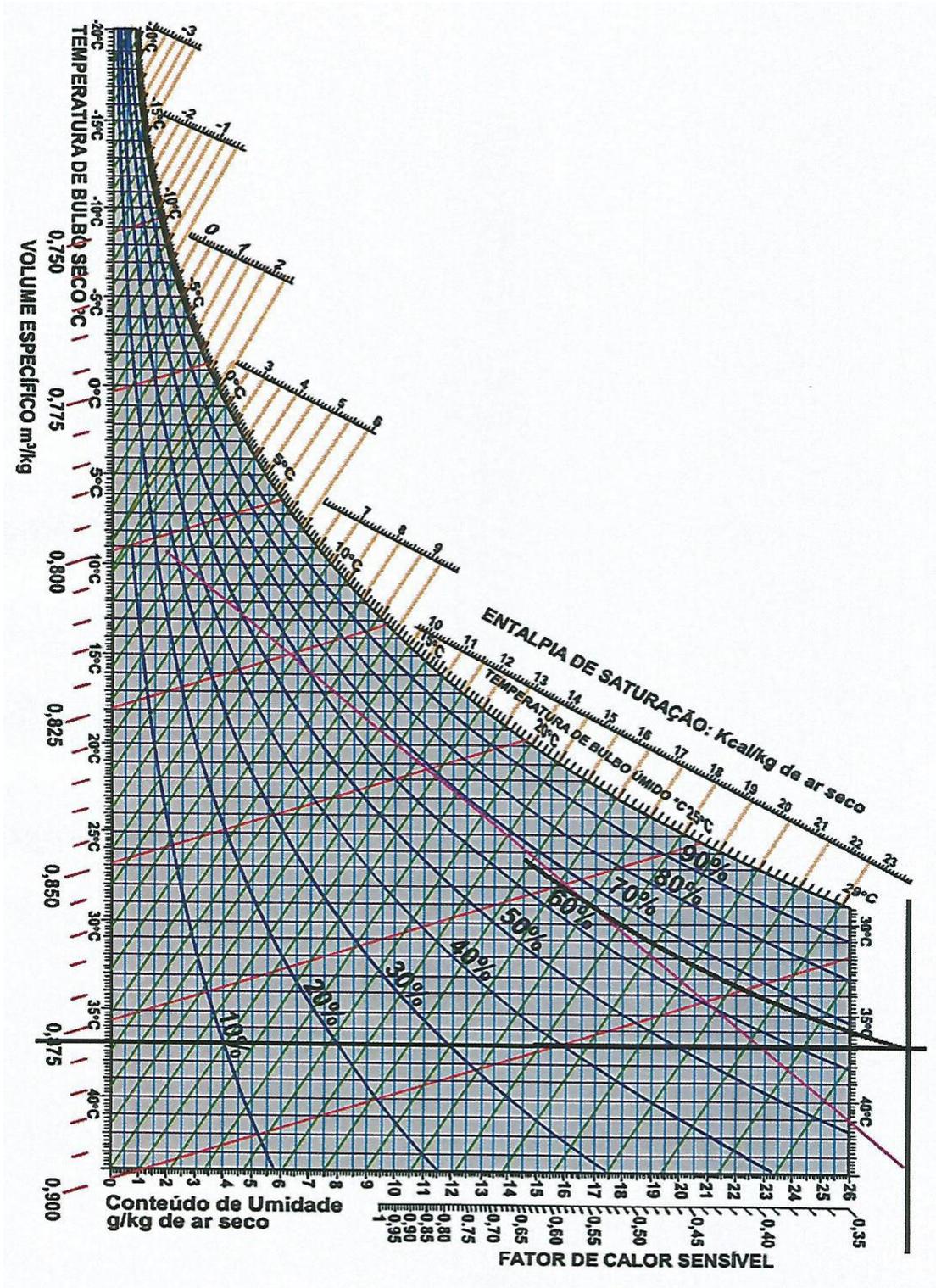
UNIDADE 30XA	CAPACIDADE		POTÊNCIA TOTAL (kW)	CARGA PLENA		IPLV		TAXA DE VAZÃO		QUEDA DE PRESSÃO DO EVAPORADOR	
	Ton	kW		EER	COP	EER	COP	GPM	l/s	Pres. man	kPa
080	75.6	265.9	91.6	9.9	2.9	14.2	4.2	181.3	11.4	11.7	34.9
090	84.8	298.2	95.1	10.7	3.1	14.6	4.3	203.4	12.8	11.4	34.0
100	93.9	330.2	107.8	10.5	3.1	15.0	4.4	225.4	14.2	13.7	40.9
110	102.4	360.0	118.6	10.4	3.0	15.2	4.4	245.8	15.5	13.9	41.5
120	110.7	389.0	129.5	10.3	3.0	15.1	4.4	264.8	16.7	11.8	35.3
140	132.8	467.0	148.7	10.7	3.1	14.4	4.2	318.8	20.1	13.3	39.7
160	152.3	535.1	173.0	10.6	3.1	14.4	4.2	364.2	23.0	13.0	38.9
180	171.3	602.4	192.1	10.7	3.1	14.3	4.2	411.1	25.9	15.5	46.2
200	194.0	681.7	217.2	10.7	3.1	14.8	4.3	464.0	29.3	13.1	39.3
220	211.7	743.7	239.6	10.6	3.1	14.3	4.2	506.2	31.9	15.4	46.1
240	228.1	801.6	264.1	10.4	3.0	14.8	4.3	545.6	34.4	17.7	52.9
260	250.9	881.7	281.7	10.7	3.1	14.3	4.2	600.2	37.9	10.2	30.5
280	268.5	943.4	301.2	10.7	3.1	14.3	4.2	642.1	40.5	11.5	34.3
300	287.5	1010.2	326.3	10.6	3.1	14.5	4.2	687.6	43.4	13.1	39.0
325	306.6	1077.4	347.1	10.6	3.1	14.3	4.2	733.4	46.3	13.4	40.1
350	324.1	1138.7	374.8	10.4	3.0	14.2	4.2	775.1	48.9	14.8	44.4
400	383.6	1349.1	449.4	10.2	3.0	14.8	4.3	920.7	58.1	10.4	31.0
450	426.7	1500.6	509.2	10.1	2.9	14.1	4.1	1024.1	64.6	10.1	30.1
500	458.0	1610.7	549.1	10.0	2.9	14.3	4.2	1099.2	69.3	12.1	36.1

## LEGENDA:

- AL** — Alumínio  
**COP** — Coeficiente de performance  
**CU** — Cobre  
**EER** — Taxa de eficiência energética (Energy Efficiency Ratio)  
**IPLV** — Valor de carga parcial integrado  
**■ CHX** — Trocador de calor Microchannel (Microchannel Heat Exchanger)  
**GPM** — Galões por minuto

Fonte: [www.carriero brasil.com.br](http://www.carriero brasil.com.br)

Tabela A.9 – Carta Psicrométrica ao nível do mar



Fonte: Creder, 2014