

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPIRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**Renovação de Ar Energeticamente Eficiente em
Instalações de Ar Condicionado**

**HUDES NATAN OLIVEIRA COSTA
VALERIO MARIA FORTUNATO**

**Vitória
Julho de 2007**

**HUDES NATAN OLIVEIRA COSTA
VALERIO MARIA FORTUNATO**

Renovação de Ar Energeticamente Eficiente em Instalações de Ar Condicionado

Projeto de Graduação apresentado
ao Departamento de Engenharia
Mecânica da Universidade Federal
do Espírito Santo, como requisito
parcial para obtenção do título de
graduação do curso de Engenharia
Mecânica. Orientador: Prof. D.Sc.
João Luiz Marcon Donatelli.

**Vitória
Julho de 2007**

HUDES NATAN OLIVEIRA COSTA
VALERIO MARIA FORTUNATO

Renovação de Ar Energeticamente em Instalações de Ar Condicionado

Comissão Examinadora

Prof. D.Sc. João Luiz Marcon Donatelli - Orientador
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. D.Sc. Rogério Ramos
Universidade Federal do Espírito Santo

Prof. Leonardo Araújo
Universidade Federal do Espírito Santo

Vitória, Julho de 2007

Resumo

Este trabalho tem o objetivo de analisar as diversas tecnologias aplicáveis para realizar, de forma energética e/ou economicamente eficiente, a renovação de ar em instalações de ar condicionado. As instalações de ar condicionado, para conforto humano, normalmente consomem grande quantidade de energia elétrica, sendo a renovação de ar responsável por parcela considerável deste consumo de energia. Consideram-se aqui duas situações básicas: análise de alternativas para uma instalação de ar condicionado existente, para a qual foi abordado o caso da instalação de ar condicionado de uma igreja (Santuário de Vila Velha-ES), e a análise de alternativas para uma instalação de ar condicionado na sua fase de projeto. Na primeira situação o campo de ação sofre limitações devido à própria instalação pré-existente, enquanto na segunda situação, em princípio, todas as alternativas tecnológicas poderiam ser avaliadas. Sendo assim, avaliou-se a alternativa de implantar geração própria de energia elétrica no caso da instalação pré-existente, como exemplo da primeira situação. Considerando a segunda situação decidiu-se fazer uma pesquisa ampla sobre tecnologias para a renovação de ar energeticamente eficiente. Na conclusão deste trabalho discutem-se os resultados obtidos com a finalidade de identificar as situações onde as alternativas avaliadas podem ser empregadas com boas perspectivas de ganho energético e/ou econômico.

Sumário

Lista Figuras	vii
Lista Tabelas	ix
Capítulo 1 – Introdução	1
Capítulo 2 – Análise Termofísica do Prédio	4
2.1 - Cálculo da Carga Térmica	4
2.1.1 - Carga Térmica devido à condução	5
2.1.2 – Carga Térmica Devido a Insolação	6
2.1.3 – Carga Térmica Devido a Pessoas	6
2.1.4 – Carga Térmica Devido aos Dutos	7
2.1.5 – Carga Térmica Devido aos Equipamentos	7
2.1.6 – Carga Térmica Devido a Ventilação e Infiltrações	8
2.1.7 – Carga Térmica Total	9
2.2 - Cálculo Psicrométrico	10
2.2.1 – Norma Brasileira NBR 6401	11
2.2.2 - Comparação da NBR 6401 com Outras Normas	13
2.2.2.1- ASHRAE Standard 62-1989	13
2.2.2.2- Linha Guia Européia CEN-prENV 1752-1997	14
2.2.2.3 - Norma Italiana UNI 10339	15
2.2.2.4 – Conclusão	15
Capítulo 3 – Instalação de Ar Condicionado da Igreja	16
3.1 – A Igreja	16
3.2 – A Instalação	17
Capítulo 4 - Análise das Principais Tecnologias em Renovação de Ar 22	
4.1 - Recuperadores de Calor	25
4.1.1 - Recuperador Estático de Fluxo Cruzado	26
4.1.2 - Recuperadores Rotativos	27
4.1.3 - Tubos de Calor	28
4.1.4 - Baterias Acopladas	29
4.1.5 - Torres Entálpicas Acopladas	30
4.1.6 - Baterias Acopladas com Fluido Bifásico	31

4.1.7 - Avaliação dos Recuperadores no Estudo de Caso.....	32
4.1.7.1 – Cálculo do Recuperador Estático de Fluxo cruzado	33
4.1.7.2 – Cálculo do Recuperador Rotativo	36
4.2 - Dessecantes.....	39
4.2.1 - Dessecante Líquido.....	40
4.2.2 - Dessecante Sólido	42
4.2.2.3 - Aplicação do Dessecante Sólido com Recuperador Rotativo	43
4.3 - Resfriamento Evaporativo.....	45
4.3.1 - Resfriamento Evaporativo Direto.....	45
4.3.2 - Resfriamento Evaporativo Indireto.....	47
4.3.3 – Avaliação do Resfriamento Evaporativo no Estudo de Caso	49
4.3.3.1 - Resfriamento Evaporativo Direto.....	49
4.3.3.2 - Resfriamento Evaporativo Indireto.....	49
Capítulo 5 - Análise das Possíveis Combinações de Tecnologias.....	54
5.1 - Alternativa A	55
5.2 - Alternativa B.....	59
Capítulo 6 - Outras Tecnologias	66
6.1 - Acumulação Térmica	67
6.2 - Geração Própria	71
6.2.1 - Avaliação da implantação do sistema de geração própria	72
Capítulo 7 – Conclusão	77
Capítulo 8 – Referências Bibliográficas	78

Lista Figuras

Figura 1.1: Distribuição do consumo de energia elétrica, em kWh, por setor, neste estudo de caso.....	02
Figura 2.1: Ponto de mistura do ar interior e exterior	12
Figura 3.1: Planta da igreja.....	17
Figura 3.2: Localização das unidades de tratamento de ar	18
Figura 3.3: Unidade evaporadora de 35 TR.....	19
Figura 3.4: Unidades condensadoras: vertical de 20 TR e horizontal de 15 TR	19
Figura 4.1: Recuperador estático de fluxo cruzado.....	26
Figura 4.2: Recuperador rotativo.....	27
Figura 4.3: Recuperador tipo tubos de calor.....	28
Figura 4.4: Fenômeno térmico no tubo de calor.....	29
Figura 4.5: Baterias acopladas.....	30
Figura 4.6: Torres entálpicas acopladas.....	31
Figura 4.7: Baterias acopladas com um fluido bifásico.....	32
Figura 4.8: Recuperador estático de fluxo cruzado.....	33
Figura 4.9: Aplicação do recuperador estático de fluxo cruzado no estudo de caso.....	35
Figura 4.10: Recuperador rotativo.....	36
Figura 4.11: Representação dos cálculos com o recuperador rotativo na carta psicrométrica.....	38
Figura 4.12: Representação psicrométrica que ocorre com o dessecante líquido ou sólido.....	40
Figura 4.13: Equipamento dessecante líquido.....	41
Figura 4.14: Dessecante sólido.....	42
Figura 4.15: Dessecante sólido com recuperador.....	44
Figura 4.16: Recuperador evaporativo direto.....	46
Figura 4.17: Resfriador evaporativo indireto.....	47
Figura 4.18: Representação de um REI, utilizando ar exterior como secundário.....	50

Figura 4.19: Representação de um REI, utilizando ar de exaustão como secundário.....	52
Figura 5.1: Representação esquemática da alternativa A.....	55
Figura 5.2: Condições de entrada e saída do ar de processo e de reativação no dessecante.....	56
Figura 5.3: Representação da alternativa A na carta psicrométrica.....	58
Figura 5.4: Exemplo de confronto de estudo com $RCS=0,5$ e $RCS=0,76$	59
Figura 5.5: Representação esquemática da alternativa B.....	59
Figura 5.6: Eficiência do recuperador e dessecante em função da relação R/P.....	61
Figura 5.7: Condições de entrada e saída do ar de processo e de reativação no dessecante.....	62
Figura 5.8: Condições de entrada e saída do ar de processo e de reativação no recuperador.....	63
Figura 5.9: Representação da alternativa B na carta psicrométrica.....	64
Figura 6.1: Faturas de energia elétrica de igreja.....	72
Figura 6.2: Despesas com energia elétrica em função da utilização (h/mês) da instalação de ar condicionado.....	73
Figura 6.3: Análise do valor presente líquido.....	75

Lista Tabelas

Tabela 2.1: Dados externo e interno para o projeto.....	4
Tabela 2.2: Área e coeficientes de condutividade referentes ao prédio.....	5
Tabela 2.3: Carga térmica devido à condução.....	6
Tabela 2.4: Carga Térmica devido à insolação.....	6
Tabela 2.5: Ganho de calor devido à presença de pessoas.....	7
Tabela 2.6: Carga térmica devido aos equipamentos.....	7
Tabela 2.7: Resumo da Carga Térmica do Ambiente em kcal/h.....	9
Tabela 2.8: Resumo da Carga Térmica Total do Ambiente em kW.....	9
Tabela 2.9: Propriedades do Ponto de mistura do ar interior e exterior.....	12
Tabela 3.1: Características técnicas da instalação.....	20
Tabela 5.1: Eficiência do recuperador e dessecante em função da relação R/P.....	61
Tabela 6.1: Fator de carga da igreja no ano de 2006.....	66
Tabela 6.2: Gastos médios com a concessionária e o gerador próprio.....	73
Tabela 6.3: Análise melhorada do retorno do investimento.....	76

Lista de Símbolos

A - área

U - coeficiente global de transmissão de calor

ΔT - diferença de temperatura

V - volume de ar de infiltração

N - número de pessoas

ρ - densidade

h_l - calor latente de vaporização

Δx - diferença de umidade específica

BF - fator de by-pass da serpentina de resfriamento

T_{ADP} - temperatura de orvalho da serpentina de resfriamento

RCS - razão de calor sensível

Q_{tot} - carga térmica total

h_{ent} - entalpia do ar de entrada

°

\dot{m} - vazão total de ar

°

\dot{m}_{mix} - vazão mássica do ar de mistura

x_{mix} - umidade absoluta do ar de mistura

\dot{m}_A - vazão mássica de recírculo

x_A - umidade absoluta do ar ambiente

°

\dot{m}_{ext} - vazão mássica de ar exterior

x_{ext} - umidade absoluta do ar exterior

h_{mix} - entalpia do ar ambiente

h_A - entalpia do ar ambiente

h_{ext} - entalpia do ar exterior

Q_{evap} - potência do evaporador

h_i - entalpia de entrada de projeto

$Q_{evap(100\%)}$ - potência do evaporador com 100% de ar exterior

E_{evap} - gasto de energia no evaporador

$E_{evap(100\%)}$ - gasto de energia no evaporador com 100% de ar exterior

$\%_{Ar_ext}$ - percentagem de ar exterior

V_{ext}° - vazão volumétrica de ar

G_c - carga total de poluição

C_{ci} - qualidade do ar desejado

C_{co} - qualidade do ar exterior

ε - eficiência de ventilação (valor médio)

T_{mix} - temperatura de mistura

m'_{ae} - vazão mássica de ar externo

m'_{ra} - vazão mássica de ar retorno

h_{ae} - entalpia de entrada do ar externo

T_{ae} - temperatura de entrada do ar externo

h_{ra} - entalpia de entrada do ar de exaustão

T_{ra} - temperatura [°C] de entrada do ar de exaustão

h_{ea} - entalpia de saída do ar de exaustão

T_{ea} - temperatura [°C] de saída do ar de exaustão

h_{sa} e T_{sa} - entalpia [kJ/kg] e temperatura [°C] de saída do ar de suprimento

Q_{sens} - calor sensível

m_{min} - vazão de ar mínima

c - calor específico

$Q_{evap_R.E.}$ - calor retirado pelo evaporador

ΔQ - economia de potência

E_{men} - energia mensal

$C_{pa,s}$ - calor específico do ar seco

$C_{p,v}$ - calor específico do vapor

λ_{ev} - calor latente de transição de fase

$C_{pa,u(33^{\circ}C)}$ - calor específico do ar úmido á 33°C

$C_{pa,u(25^{\circ}C)}$ - calor específico do ar úmido á 25°C

T_{bu} - Temperatura de bulbo úmido do ar primário

$T_{bu,s}$ - Temperatura de bulbo úmido do ar secundário

m_{agua} - vazão de água

$m_{ar,tot}$ - vazão de ar úmido

x_{ext} - umidade absoluta externa em g_{vap}/kg_{ar}

x'_s - umidade absoluta do ponto de saída do resfriador indireto

IND - Torre de resfriamento indireto

M - Caixa de mistura do ar exterior com o ar de recirculação

DES - Equipamento dessecante (roda dessecante e reativador)

SE - Serpentina auxiliar

DIR - Torre de resfriamento direto

Q_{SE} - Potência da serpentina de resfriamento auxiliar

R/P – razão entre as vazões de ar no ramo de processo e reativação

ε_{ind} - eficiência da torre de resfriamento indireto

ε_{DIR} - eficiência da torre de resfriamento indireto

F_c – Fator de carga

kWh - consumo de energia

kW - demanda contratada

h - horas

c_p – calor específico da água

c_{fus} – calor específico do gelo

$Pot_{par.}$ - Potência da tecnologia de acúmulo parcial

$Pot_{Tot.}$ - Potência da tecnologia de acúmulo total

E_{par} - energia acumulada com tecnologia de acúmulo parcial

E_{tot} - energia acumulada com tecnologia de acúmulo total

n - anos de retorno de investimento

F - valor futuro de dinheiro

P - valor presente de dinheiro

i - taxa de juro

CRF - razão entre a economia anual e investimento inicial

Capítulo 1 – Introdução

Atualmente a energia elétrica ocupa um importante lugar na matriz energética do Brasil, apresentando um ritmo de consumo em crescimento acelerado. Segundo o Ministério de Minas e Energia a taxa desse crescimento é de 4,9% em média nos últimos anos.

A falta de investimentos no setor de geração de energia elétrica e o uso irracional da mesma combinados ao consumo crescente vêm diminuindo a distância entre a demanda e a oferta promovendo o fornecimento cada dia mais problemático.

É importante investir em geração de energia elétrica, porém consumir energia de modo mais eficiente custa menos para o consumidor e para a sociedade do que construir novas centrais para suprir essa demanda em excesso (MME, 2007).

Dessa forma, a finalidade desse estudo não está relacionada diretamente à geração de energia elétrica, mas sim, em alcançar a eficiência energética, em particular no campo das instalações de ar condicionado com renovação de ar, garantindo o conforto e a saúde humana.

Para concretizar tal estudo, tem-se como exemplo a Província Franciscana da Imaculada Conceição do Brasil, localizada em Vila Velha-ES, onde já existe uma instalação na qual será analisada a possibilidade de redução no gasto de energia a partir da adoção de tecnologias específicas para o caso.

De fato, em ambientes onde existe um elevado número de pessoas, como em: igrejas, teatros, cinemas e auditórios, as instalações de ar condicionado são responsáveis pelo maior percentual do consumo de energia elétrica. A Figura 1.1 a seguir mostra, em porcentagem real, o consumo de energia elétrica, por setor, no estudo de caso.

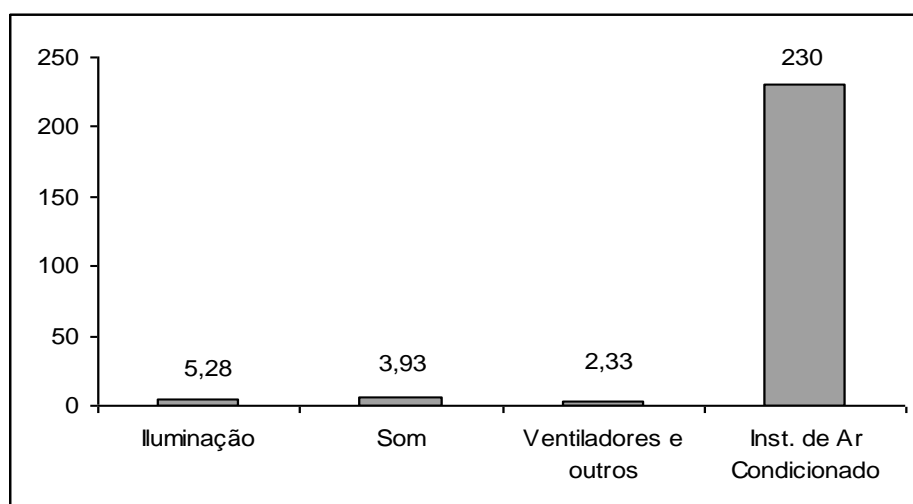


Figura 1.1: Distribuição do consumo de energia elétrica, em kWh, por setor, neste estudo de caso

No que diz respeito à climatização ambiental, almejar um melhor aproveitamento energético, sobretudo em médias e grandes instalações (centros comerciais, hipermercados, centros residências, etc.), tem sido uma realidade cada vez mais presente no cotidiano das construções modernas, pois estas instalações necessitam de grande movimentação de ar, ou seja, grande quantidade de energia para tratá-lo.

O tratamento deve ser feito de maneira eficiente e inteligente para evitar efeitos negativos como, por exemplo, um problema que existe em antigas construções conhecido como “Síndrome do Edifício Doente” - fato ocorrido em meados dos anos 70, com a crise do petróleo, onde se construíam prédios cada vez mais fechados e com pouca ventilação, com objetivo de gastar menos energia para circulação e resfriamento do ar, preservando apenas os parâmetros de temperatura e umidade. Assim, foi solucionado o problema do consumo de energia; entretanto, foram ignorados outros parâmetros envolvendo a qualidade do ar no que diz respeito à saúde dos ocupantes (Rossi, 2002).

O primeiro episódio que chamou atenção aconteceu nos Estados Unidos, em 1982, com a morte de 29 pessoas, em um hotel na Filadélfia, provocada por pneumonia devida à presença de uma bactéria que se prolifera em sistemas de ar condicionado por falta de manutenção e limpeza.

Em 1998, essa bactéria provocou a morte do Ministro das Comunicações, o brasileiro Sérgio Lopes, por complicações respiratórias, cuja

causa foi a má conservação dos sistemas de ar condicionados com o qual o ministro convivia (ANVISA, 2007). A partir desse momento foi observada a importância de estudar a “renovação de ar em instalações de ar condicionado”.

O fornecimento de uma adequada renovação de ar proporciona o conforto térmico preservando a saúde e segurança dos ocupantes, garantindo, assim, a conservação de materiais, equipamentos etc. Logo, a ausência desses cuidados pode ocasionar desconforto e doenças nos ocupantes e aumento do consumo de energia (Macintyre, 1990).

A renovação de ar é feita a partir da entrada de ar exterior que é posteriormente misturado com ar de retorno, trazendo consigo umidade e temperatura diferentes, ou seja, acréscimo de carga térmica no sistema frigorífico. Dependendo do tipo de aplicação, essa carga térmica em função da renovação pode representar uma parcela muito elevada da energia a ser retirada do ambiente.

Segundo a norma ABNT NBR 6401, a quantidade de ar exterior que deve ser insuflada no ambiente é proporcional ao número de pessoas presentes no mesmo. Em ambientes onde há uma grande concentração de pessoas, a quantidade de ar exterior a ser insuflada será elevada. Nestes casos, a carga térmica, devido à renovação, pode ser superior a todas as outras cargas térmicas juntas. Para este estudo de caso a renovação representa 49,90% da carga térmica total.

A seguir será ilustrado a importância da renovação de ar e como fazê-la de forma energeticamente eficiente. Depois será analisada a instalação real propondo possíveis soluções.

Capítulo 2 – Análise Termofísica do Prédio

2.1 - Cálculo da Carga Térmica

Carga térmica é a quantidade de calor sensível e latente, geralmente expressa em BTU/h que deve ser retirado ou colocada em um ambiente a fim de proporcionar condições de conforto desejadas.

A carga térmica pode existir em um ambiente devido a:

- Condução;
- Insolação;
- Pessoas;
- Dutos;
- Equipamentos;
- Infiltração;
- Ventilação;

Para efetuar o cálculo da carga térmica, de acordo com norma NBR 6401, são apresentados na Tabela 2.1 a seguir os dados referentes às condições externas e internas:

Tabela 2.1: Dados externo e interno para o projeto

	Externo	Interno
TBS externo	33°C	25°C
TBU externo	28°C	17.88°C
Umidade Relativa	68,70%	50%
Umidade Específica	22,07g/kg	9,92 g/kg
Volume Específico	0,898m ³ /kg	0,858m ³ /kg
Entalpia	89,720kJ/kg	50,32 kJ/kg
Temp. do Ponto de Orvalho	26,47°C	13,87°C
Densidade	1,1128kg/m ³	1,18 kg/m ³
Umidade Absoluta	24,590g/m ³	11,569 g/m ³

Para os cálculos tem se as considerações:

- A hora definida para o projeto é 17:00 horas;

- A partir da espessura da parede (14cm), sendo (2 + 2cm de reboco) + (10cm tijolo), fica conhecido os valores de condutividade ou condutância das paredes e teto (Creder, 2004);
- Filme considerando o ambiente confinado, ar parado, tem-se $h = 7,13$ kcal/h.m².°C;
- O coeficiente de condutividade térmica global U é calculado com o princípio de resistência térmica, ou seja, $U = 1/R_T$;
- O coeficiente U em kcal/m²°C e a área em m² estão representados na Tabela 2.2 a seguir:

Tabela 2.2: Área e coeficientes de condutividade referentes ao prédio

Área	U	Sul	Leste	Oeste	Norte	Horizontal	Total
Parede confinada	0,771	0	87,9	0	0	0	87,9
Parede externa	0,839	587,21	122,04	245,56	584,94	0	1539,75
Telhado	2,187	0	0	0	0	1455,94	1455,94
Porta secundaria	2,074	13,86	7,14	0	13,2	0	34,2
Porta principal	1,573		5,97	0	0	0	5,97
Mosaico	5,18	101,98	40,29	17,78	104,91	0	264,96

2.1.1 - Carga Térmica devido à condução

A expressão de transmissão de calor por condução é a seguinte:

$$Q = AU\Delta T \quad (2.1)$$

onde, A - é a área em m²;

U - é o coeficiente global de transmissão de calor em kcal/h . m² .°C;

ΔT - é a diferença de temperatura em °C.

A partir dos dados em precedentes tabelas tem-se a Tabela 2.3, que representa a carga térmica de condução (kcal/h) para cada área correspondente:

Tabela 2.3: Carga térmica devido à condução

Componentes	Área	U	ΔT	Calor Sensível
Parede confinada	87,9	0,77	8	541,96
Parede externa	1539,75	0,839	8	10339,25
Telhado	1455,94	2,187	8	25478,42
Porta secundaria	34,2	2,074	8	567,55
Porta principal	5,97	1,573	8	75,10
Mosaico	264,96	5,18	8	10979,94
Total				47440,26

2.1.2 – Carga Térmica Devido a Insolação

Essa carga Térmica foi calculado considerando à hora de projeto sendo igual a 17:00h no mês de janeiro. Portanto, as áreas que têm ganho de calor devido a esse fator serão aquelas expostas ao Oeste, devido a exposição direta, e os vidros presentes nas outras áreas devido a irradiação difusa.

De acordo com as considerações feitas se pega os valores do fator de insolação referentes a cada componente (Creder, 2004) e multiplica pela área correspondente. Os resultados estão ilustrados na tabela 2.4 a seguir:

Tabela 2.4: Carga Térmica devido à insolação

Componentes	Sul	Leste	Oeste	Norte	Horizontal	Total Esp.
Parede externa	0	0	1133,62	1325,63	0	2459,26
Mosaico	4436,13	443,19	4622,8	577,01	0	10079,13
Total						12538,39

2.1.3 – Carga Térmica Devido a Pessoas

A carga térmica devido à presença de pessoas, segundo a norma brasileira, é calculada multiplicando o fator de calor sensível e latente por o total de pessoas de acordo com a atividade. O resultado está mostrado na Tabela 2.5:

Tabela 2.5: Ganho de calor devido à presença de pessoas

	Numero	Fator Sens.	Fator Lat.	Calor Sensível	Calor Latente	Total (Sen+Lat)
Pessoas sentadas	1800	58	30	104400	54000	158400
Total				104400	54000	158400

2.1.4 – Carga Térmica Devido aos Dutos

Para melhor representar o comportamento da carga térmica é calculado o ganho de calor em um duto presente em uma das unidades de tratamento de ar. Este duto de retorno de ar faz a ligação entre a igreja e o cômodo onde está o evaporador.

Conhecendo a área, o coeficiente de transferência de calor do material e a diferença de temperatura entre o ar exterior e interior, têm-se o ganho de calor, aplicando a equação 2.1, igual a:

$$Q = AU\Delta T = 22,62 \cdot 1,86 \cdot 8 = 336,58 \text{ kcal/h}$$

2.1.5 – Carga Térmica Devido aos Equipamentos

O ganho devido aos equipamentos foi calculado a partir da potência elétrica de cada equipamento (NBR 6401, 1980) a seguir na Tabela 2.6:

Tabela 2.6: Carga térmica devido aos equipamentos

Quantidade	descrição	Total
71	Lampadas 27W	1917
12	Lampadas 40W	480
1	Lampadas 54W	54
1	Lampadas 480W	480
2	Lampadas 500W	1000
4	Amplificador 1000W	4000
32	Auto falantes 40W	1280
	Outros	2331,1
	Total	11542,1W

Obs.: os outros equipamentos citados na Tabela 2.6 correspondem a os instrumentos, os ventiladores, etc.

Portanto o ganho devido aos equipamentos é igual a 9911,46 kcal/h.

2.1.6 – Carga Térmica Devido a Ventilação e Infiltrações

A potência para resfriar e desumidificar o ar de ventilação é uma carga dos equipamentos (serpentina e central frigorífica), não constituindo uma carga térmica do ambiente a condicionar (ASHRAE - fundamentals, 2001).

A renovação de ar é regulamentada na norma NBR 6401, que recomenda uma vazão de ar exterior igual a 13m³ por pessoa. Sendo assim tem-se o calor sensível (Q_{sens}) e Latente (Q_{lat}):

$$Q_{ens} = 0,29VN\Delta T \quad (2.2)$$

onde, V - volume de ar de infiltração;

N - número de pessoas; e

$$Q_{lat} = \rho h_l VN \Delta x \quad (2.3)$$

onde, ρ - densidade;

h_l - calor latente de vaporização;

Δx - diferença de umidade específica;

Calculando,

$$Q_{sens} = 0,29 \cdot 1800 \cdot 13 \cdot (33 - 24) = 52288 \text{ kcal/h}$$

$$Q_{lat} = 1,2 \cdot 583 \cdot 13 \cdot 1800 \cdot (0,0221 - 0,0115) = 173528,78 \text{ kcal/h}$$

Quando existem infiltrações de ar exterior diretamente no ambiente através de janela, portas, frestas e etc, é preciso avaliar a quantidade de ar

introduzida calculando o ganho de calor sensível e latente. Nesse caso será uma carga específica do ambiente.

No estudo de caso, o ar exterior insuflado com os equipamentos de ventilação garante uma pressurização no ambiente, reduzindo fortemente as infiltrações. Portanto, nesse caso, a carga devido à infiltração será aproximadamente desprezível (Rossi, 2002).

2.1.7 – Carga Térmica Total

A Tabela 2.7 mostra o resumo da carga térmica calculada:

Tabela 2.7: Resumo da carga térmica do ambiente em kcal/h

	Sensível	Latente	Total
Condução	47440,26	0	47440,26
Irradiação	12538,38	0	12538,38
Ganho devido às pessoas	104400	54000	158400
Ganho devido aos equipamentos	9911,46	0	9911,46
Ganho devido aos dutos ou tubulação	336,59	0	336,59
Ganhos devido às infiltrações	0	0	0
Ganhos devido à ventilação	54288	173528,78	227816,78
Total	228914,69	227528,78	456443,47

Para executar os próximos cálculos serão convertidos os valores de interesse para o Sistema Internacional. Assim, tem-se a Tabela 2.8:

Tabela 2.8: Resumo da carga térmica total do ambiente em kW

	SEM RENOVAÇÃO	COM RENOVAÇÃO
TOTAL CALOR SENSÍVEL	216,58	292,98
TOTAL CALOR LATENTE	69,78	291,20
TOTAL	286,36	584,18

Em fim se pode calcular a Razão de Calor Sensível (RCS), inclinação da reta que passa pelo ponto ambiente na carta psicrométrica e que representa a transformação que acontece no ambiente:

$$RCS = \frac{Q_{sens}}{Q_{Tot}} = \frac{216,58}{286,36} = 0,76 \quad (2.4)$$

2.2 - Cálculo Psicrométrico

Para possível análise de caráter energético, introduzido no capítulo anterior, no campo da renovação de ar e tipo de instalação é necessário efetuar os cálculos relativos à vazão de ar, representando as grandezas do estudo de caso na carta psicrométrica. Tendo como referência à norma brasileira NBR 6401 que determina a vazão obrigatória de ar exterior para garantir qualidade do ar no ambiente, será obtida a potência do evaporador da instalação (ciclo a compressão mecânica de vapor clássico).

A potência do evaporador será a base para a comparação com as tecnologias a serem avaliadas, cujo objetivo é ressaltar a economia de energia que se pode alcançar com cada um desses equipamentos ou uma combinação desses.

A partir do capítulo anterior, carga térmica, foram conhecidos os valores de projeto.

A fim de evitar desconforto, aconselha-se utilizar uma temperatura de entrada que não seja menor que 10°C da temperatura ambiente, adotando, nesse caso, como valor de temperatura de entrada 16°C (T_{ent}). Além disso:

- BF= 5% é o fator de by-pass da serpentina de resfriamento;
- T_{ADP} = 9,5 °C é a temperatura de orvalho da serpentina de resfriamento;
- RCS= 0,76 é a reta de transformação ambiente;
- Q_{tot} = 286,36 [kW] é a carga térmica ambiente;
- h_{ent} = 38,8 [kJ/kg] é a entalpia do ar de entrada á 16 [°C].

Então a vazão total de ar (\dot{m}) será:

$$\dot{m} = \frac{Q_{Tot}}{\Delta h} = \frac{Q_{Tot}}{(h_{ent} - h_{amb})} = 24,85 \text{ kg/s} = 74251,8 \text{ m}^3 / \text{h} \quad (2.5)$$

2.2.1 – Norma Brasileira NBR 6401

Com base na NBR 6401, utilizando como referência Cinemas, Teatros e Auditórios (prédios com características mais próximas a uma igreja), a vazão de ar por pessoa é compreendida entre 8 e 13 [m³/h*peessoa]. Para garantir uma ventilação recomendável, escolhe-se uma vazão de ar exterior igual a 13 [m³/h*peessoa], ou seja, como essa igreja tem capacidade para 1800 pessoas, a vazão total será:

$$\dot{m}_{ext} = 13 \cdot 1800 = 23400 \text{ m}^3 / \text{h} = 7,23 \text{ kg} / \text{s} \quad (2.6)$$

A partir das equações de conservação da massa de ar seco, úmido e da conservação de energia:

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_A + \dot{m}_{ext} \quad (2.7)$$

$$\dot{m}_{mix} x_{mix} = \dot{m}_A x_A + \dot{m}_{ext} x_{ext} \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_{mix} h_{mix} = \dot{m}_A h_A + \dot{m}_{ext} h_{ext} \quad (2.9)$$

A Figura 2.1 ilustra o ponto de mistura na carta psicrométrica e a Tabela 2.9 mostra os valores referentes a esse ponto.

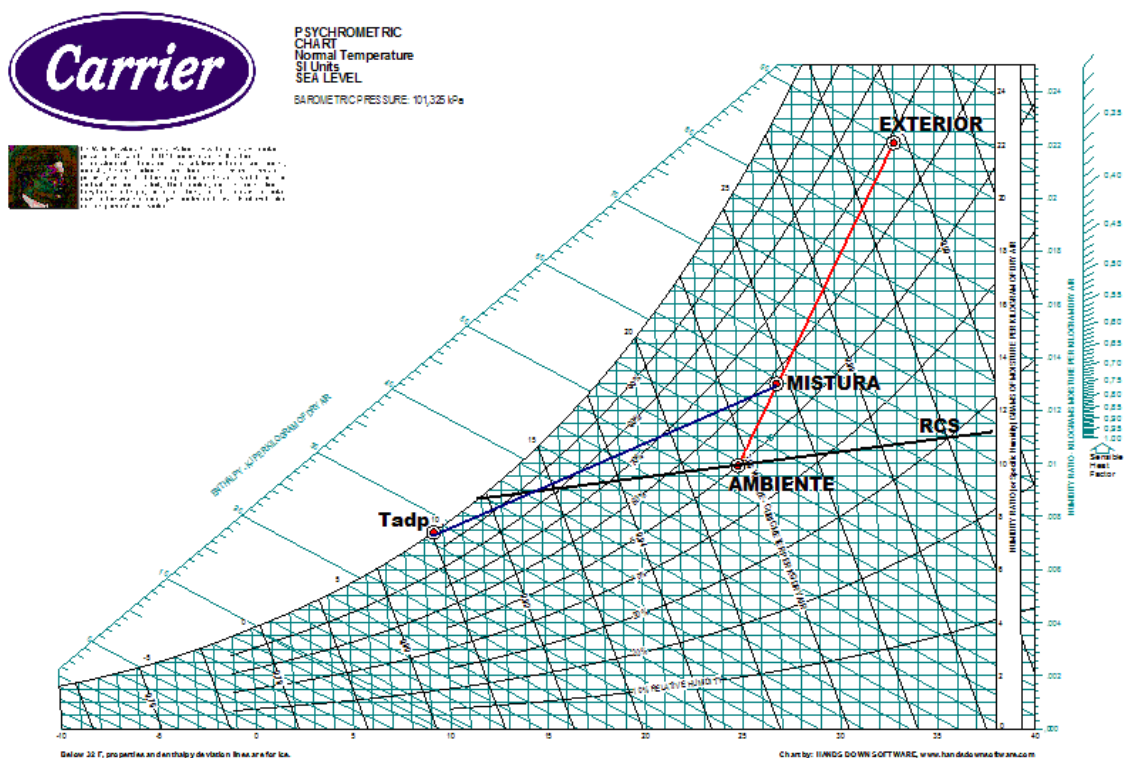


Figura 2.1: Ponto de mistura do ar interior e exterior

Tabela 2.9: Propriedades do ponto de mistura do ar interior e exterior

Propriedades da mistura	
Temperatura (T_{mix})	27,24°C
Entalpia (h_{mix})	61,76 kJ/kg
Umidade Relativa (UR)	59,3%
Umidade Específica (x_{mix})	13,51 g/kg

Agora é possível determinar, conhecidos os valores de vazão de ar exterior e total, a porcentagem de ar exterior e a potência do evaporador:

$$\%_{Ar_{ext}} = 29,09\%$$

$$Q_{evap} = m(h_{mix} - h_i) = 570,56 \text{ kW} \quad (2.10)$$

Observa-se que a quantidade de ar exterior tem forte influência na magnitude da potência; por exemplo, se a mesma instalação fosse do tipo 100% de ar exterior (como em algumas aplicações particulares), o evaporador para garantir as mesmas condições do ar de entrada, deveria fornecer:

$$\dot{Q}_{evap(100\%)} = \dot{m}(h_{ext} - h_i) = 1263,62 kW \quad (2.11)$$

Isso iria aumentar consideravelmente o gasto de energia da instalação, sendo assim, a potência eleva mais de três vezes. Supondo um funcionamento médio da instalação de 30 horas mensais, o gasto de energia mensal seria de:

$$E_{evap} = \dot{Q}_{evap} \cdot 30 \cdot 3600 = 61620,48 MJ \quad (2.12)$$

$$E_{evap(100\%)} = \dot{Q}_{evap} \cdot 30 \cdot 3600 = 136470,96 MJ \quad (2.13)$$

2.2.2 - Comparação da NBR 6401 com Outras Normas

Os valores de renovação de ar indicados pela norma brasileira merecem um comentário, pois se mostram bastantes diferentes dos valores indicados em outras normas. Nessa parte da pesquisa, portanto, serão comparados e comentados os valores de referência das seguintes normas (Rossi, 2002):

- ASHRAE Standard 62-1989;
- Linha Guia Européia CEN-prENV 1752-1997;
- Norma Italiana UNI 10339;

A seguir, serão apresentados, para cada uma dessas referências, os valores de vazão mínima e o de potência que a serpentina de resfriamento teria se fosse usado o valor específico de cada norma ao estudo de caso.

2.2.2.1- ASHRAE Standard 62-1989

Essa norma recomenda uma vazão de ar exterior de 8 l/s por pessoa:

$$\dot{V}_{ext} = 8 \cdot 1800 = 23400 m^3 / h = 28,8 m^3 / h \cdot pessoa$$

$$\dot{m}_{ext} = \dot{V}_{ext_min} \cdot 1800 = 51840 m^3 / h = 16,03 kg / s$$

No estudo de caso, calculam-se os valores de porcentagem de ar exterior e a potência da serpentina de resfriamento:

$$\%_{Ar_ext} = 64,5\%$$

$$h_{mix} = 75,69 kJ/kg$$

$$T_{mix} = 30,1^{\circ}C$$

$$Q_{evap} = m(h_{mix} - h_i) = 915,72 kW$$

2.2.2.2- Linha Guia Européia CEN-prENV 1752-1997

Essa norma fornece a seguinte fórmula para estimar o valor de vazão mínima a insuflar (m'_{ext}) em litros por segundo:

$$V_{ext} = 10 \cdot \frac{G_c}{(C_{ci} - C_{co})} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \quad (2.14)$$

Onde, G_c - carga total de poluição [olf];

C_{ci} - qualidade do ar desejado [decipol];

C_{co} - qualidade do ar exterior [decipol];

ε - eficiência de ventilação (valor médio);

Fazendo uma estimativa específica ao estudo de caso, seguindo a norma determinam-se os seguintes valores:

$$G_c = 1,3 \text{ olf}$$

$$C_{ci} = 1,4 \text{ decipol (qualidade Standard);}$$

$$C_{co} = 0 \text{ decipol (área urbana nível do mar);}$$

$$\dot{V}_{ext} = 10 \cdot \frac{G_c}{(C_{ci} - C_{co})} \cdot \frac{1}{\varepsilon} = 9,28 l/s \cdot pessoa$$

$$\dot{m}_{ext_min} = \dot{V}_{ext_min} \cdot 1800 = 60171,4 m^3/h = 20,14 kg/s$$

$$\%_{Ar_ext} = 81,05\%$$

$$h_{mix} = 82,19 kJ/kg$$

$$T_{mix} = 31,4^\circ C$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_{mix} - h_i) = 1078,24 kW$$

2.2.2.3 - Norma Italiana UNI 10339

Essa norma recomenda o valor de vazão mínima por pessoa $\dot{V}'_{ext,min}$ de 22 [m³/h*pessoa] :

$$\dot{m}_{ext_min} = \dot{V}_{ext_min} \cdot 1800 = 39600 m^3/h = 12,25 kg/s$$

$$\%_{Ar_ext} = 49,29\%$$

$$h_{mix} = 69,71 kJ/kg$$

$$T_{mix} = 28,9^\circ C$$

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_{mix} - h_i) = 768,11 kW$$

2.2.2.4 – Conclusão

Lembra-se de que nesse estudo foi utilizado o valor recomendado pela NBR 6401, a fim de garantir uma melhor retirada e conseqüente diluição da elevada taxa de CO₂ produzida.

Nota-se que os valores de vazão fornecidos pelas normas UNI e ASHRAE não diferem muito, no entanto a “linha guia européia” adota um valor bem maior (por isso, muitas vezes é criticada), contudo o dado mais relevante é o baixo valor fornecido pela Norma Brasileira. Resumindo:

NBR 6401:	7,23 [kg/s]
UNI 10339:	12,25 [kg/s]
ASHRAE St.62/89:	16,03 [kg/s]
CEN-prENV 1752-1997:	20,14 [kg/s]

A Norma Brasileira tem como referência os valores indicados na antiga norma ASHRAE 1972. As três normas avaliadas indicam vazão de ar exterior maior do que a indicada na norma brasileira, ou seja, um maior gasto de energia para o tratamento do ar. Isso reflete em um custo mais elevado de investimento e funcionamento, porém garante uma melhor remoção dos poluentes e lavagem do ambiente com ar fresco, melhorando, assim, o conforto e a segurança dos ocupantes. Logo é notada a necessidade de revisar a NBR 6401 avaliando a possibilidade de novos valores que garantam um compromisso entre economia de energia e conforto ambiental.

A antiga norma ASHRAE 1972 foi, depois de anos, substituída pela ASHRAE 1981 e depois pela atual ASHRAE St.62/89 por causa de estudos que ressaltaram a necessidade de atualizar valores maiores de vazão de ar exterior, influenciado também por fatores já ilustrados, como a “Síndrome do prédio doente”.

Capítulo 3 – Instalação de Ar Condicionado da Igreja

3.1 – A Igreja

Para explicar a instalação que existe no Santuário de Vila Velha é preciso antes ilustrar o prédio na Figura 3.1, que mostra como está organizada a área interna.

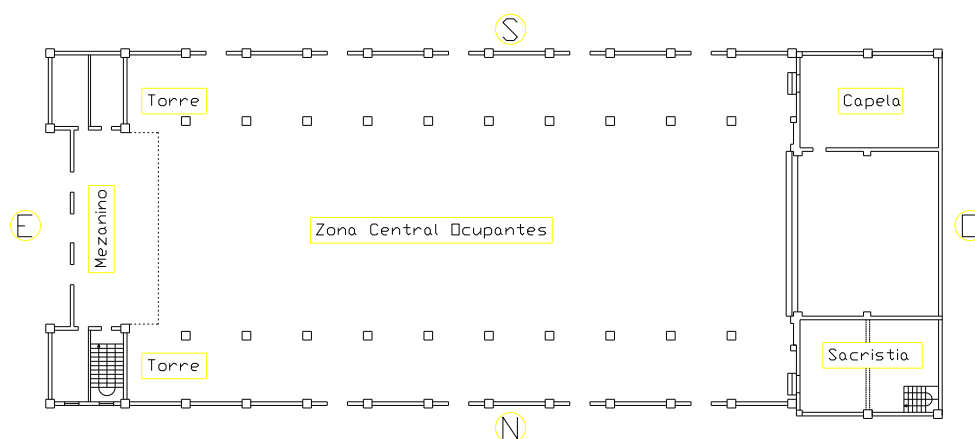


Figura 3.1: Planta da igreja

Como se pode observar na figura acima as características do prédio são:

- As duas torres frontais: estão localizadas no Leste, face principal, onde estão as portas principais. Por não fazerem parte do ambiente a climatizar, são consideradas áreas confinadas. A torre à direita da face principal permite o acesso ao mezanino e às duas centrais térmicas.
- O mezanino: está localizado no interior da igreja, entre as duas torres, em uma área realçada, onde também comporta pessoas e permite o acesso entre essas torres. Nesse nível, está localizada uma central térmica.
- A zona principal: é parte que ocupa a maior área da planta e comporta os ocupantes durante a missa.
- A capela: está situada na parte Sudoeste da planta.
- Sacristia: localizada no Noroeste, permite o acesso à central térmica UE3.

3.2 – A Instalação

A climatização da igreja é dividida em zonas pela dificuldade de utilizar somente um único sistema de distribuição de ar. O posicionamento das máquinas está mostrado na Figura 3.2, que ilustra como foi distribuída toda a instalação.

Devido às características da instalação, quatro unidades tipo self container, um único esquema de dutos implicaria desenhos impróprios para o alcance de todas as áreas, pois provocaria elevada perda de carga. Isso significa maior custo de investimento e de gasto energético na escolha de ventiladores.

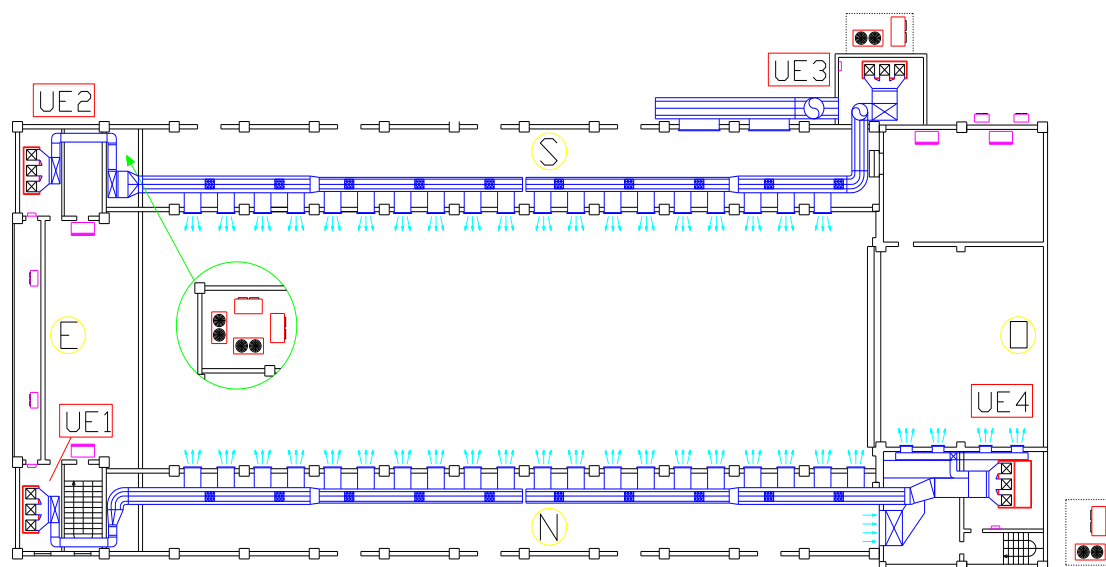


Figura 3.2: Localização das unidades de tratamento de ar

De acordo com a figura acima, pode-se observar:

- Zona principal

A geração de potência frigorífica é dividida em quatro módulos, cada um com potência de 35 TR. A Unidade de Tratamento de Ar (UTA) correspondente está ilustrada na Figuras 3.4a e 3.4b e as características técnicas estão mostradas na Tabela 3.1 (TRANE, 2007).



Figura 3.3: Unidade evaporadora de 35 TR.



Figura 3.4: Unidades condensadoras: vertical de 20 TR e horizontal de 15 TR

Tabela 3.1: Características técnicas da instalação

		Modelo	
	Unid.	350	
	Unid.	DX	DL
Capacidade Nominal	TR	35	
Módulo Serpentina			
Comprimento	mm	2770	2770
Profundidade	mm	930	930
Altura	mm	1370	1370
Diâmetro Tubo de Cobre	pol.	1/2"	
Rows		4	
FPF (Aletas por pé)		144	
Número de circuitos		3	
Área de face aletada	m²	2,81	
Módulo Ventilador			
Comprimento	mm	2770	2770
Profundidade	mm	930	930
Altura	mm	1370	1570
Qtde. Ventiladores		3	2
Motor mínimo	CV	5	15
Motor máximo	CV	15	25
Vazão de Ar - Min.	m³/h	17500	
Vazão de Ar - Máx.	m³/h	31000	
Filtros			
Dimensão	mm	531X577	
Quantidade		10	

Modelo		150	200		
Cap. Nominal	TR	15	20		
Dimensional					
Comprimento	mm	1590	1650		
Profundidade	mm	800	1060		
Altura	mm	1250	1598		
Compressor					
Tipo		Scroll	Scroll		
Quantidade/TR ⁽¹⁾		1/15	2/7,5		
Serp. Condensadora					
Rows		2	2		
FPF (Aletas por pé)		168	168		
Área de face aletada	m²	2,24	4,22		
Vent. Condensador					
Quantidade		2	2		
Diâmetro hélice	mm	26"	30"		
Motor	CV	0,75	1,0		
Nº Fase		1	1		
Potência	kW	0,55	0,75		
Corrente Nominal ⁽²⁾	A	8	10,88		
Corrente Máxima ⁽³⁾	A	8	10,88		
Rotação Motor / N°Polos	RPM	790/8	800		
Vazão de ar	m³/h	18360	23800		
Bitolas de Tubulação					
Número de circuitos		1	2	1	2
Linha Líquido	pol.	7/8"	1/2"	1 1/8"	5/8"
Linha Sucção	pol.	1 5/8"	1 1/8"	1 5/8"	1 3/8"
Peso do Equip.	Kg	335	275	460	

As centrais térmicas de tratamento do ar estão posicionadas de forma a seguir:

- UE-01 e UE-04 (unidades evaporadoras) estão posicionadas no interior das torres, ao nível do mezanino, sendo uma em cada torre. Para tanto, as respectivas UC-01 e UC-04 (unidades condensadoras), referentes a UE-01 e EU-04, estão colocadas juntas, externamente, ao nível do telhado inferior sul. Cada unidade condensadora é composta por duas máquinas, sendo uma de fluxo vertical com 20 TR (UC-01A e UC-04A) e outra de fluxo horizontal com 15 TR (UC-01B e UC-04B). A soma das duas unidades resulta em 35 TR do evaporador e a disposição em horizontal e vertical evita a interferência dos fluxos de ar da condensação.
- UE-02 (unidade evaporadora) de potência 35 TR está posicionada em uma sala construída especificamente para esse fim e localizada no Sudeste da igreja. As duas unidades condensadoras UC-02A e UC-02B estão posicionadas ao lado da sala citada acima e têm as mesmas características das unidades UC-01.
- UE-03 (unidade evaporadora) está localizada em uma sala sobre a sacristia e tem as mesmas características das outras citadas. As UC-3A

e UC-03B estão localizadas a Oeste da igreja e têm as mesmas características das outras unidades.

- Dutos

Os dutos estão projetados de tal forma a dividir o interior da igreja em quatro ramos principais. Como se pode observar na Figura 2.3.2.1, os dutos referentes às UTA UE-01 e UE-04 são responsáveis pelo insuflamento de ar na zona do Leste até o centro da igreja. A insuflação do ar é do tipo mecânica, com distribuição através de difusores colocados em todo o perímetro lateral. Os difusores são de dois tipos: o tipo parede com jato horizontal que insufla o ar para o centro da igreja e o tipo plano retangular que insufla o ar para as laterais do prédio. Os dutos referentes às UTA UE- 02 e UE-03 atuam na outra metade da igreja, porém UE-03 também é responsável pela parte entre a sacristia e a capela.

O insuflamento garante no ambiente, uma pressão positiva neutralizando a entrada de ar pelas frestas e ajudando a recirculação do ar nas UTA através das grelhas de retorno. As grelhas de retorno referentes às UE-01 e UE-04 são ligadas diretamente com a central térmica, enquanto as referentes UE-02 e UE-03 precisam de dutos de retorno por não estarem diretamente ligadas com o ambiente climatizado.

Para minimizar a entrada de ar externo durante a entrada e saída de pessoas, existem as cortinas de ar que estão localizadas sobre as duas portas menores na entrada principal e sobre duas das portas laterais.

- Capela

A capela é climatizada separadamente devido às dificuldades de se implantar os dutos, por isso são colocados dois splits de 5TR com características mostradas a seguir na Tabela 434.

- Sacristia

A sacristia está climatizada separadamente, assim como a capela, mas com apenas um split de 5TR.

- Mezanino

O mezanino, por estar em uma área superior, é climatizado com dois splits de 5TR, que são úteis para suprirem a dificuldade de se colocar dutos e para reduzirem a forte concentração de calor devido à presença de uma grande área de mosaico.

Capítulo 4 - Análise das Principais Tecnologias em Renovação de Ar

A fim de se obter uma solução tecnologicamente conveniente sobre o ponto de vista energético e econômico para o caso real, nesse capítulo serão avaliados os equipamentos que podem representar uma possível otimização para a instalação já existente.

No campo específico da renovação de ar, com o objetivo de atender a otimização na relação entre custo e benefícios que poderiam ser obtidos e possivelmente aplicados, serão avaliadas as seguintes tecnologias resultantes de uma pesquisa das tecnologias principais e mais desenvolvidas:

- Recuperadores de calor;
- Equipamentos dessecantes;
- Resfriamento evaporativo;
- Combinações possíveis dessas tecnologias;

Cada uma dessas tecnologias será rapidamente explicada para mostrar o princípio físico de funcionamento e os vários tipos de modelos presentes no mercado. A seguir, serão avaliadas através de um estudo analítico que ressaltará os benefícios (representados pela redução da potência da serpentina) e os limites no uso individual, com a finalidade de se obter as melhores combinações dessas tecnologias.

Depois dessa avaliação técnica sobre as possibilidades no campo da renovação de ar, serão avaliadas também as possibilidades no campo específico da instalação.

Pelas razões explicadas nas análises precedentes, já foi mostrado que pelas características do tipo de prédio, poderia ser energeticamente e economicamente conveniente analisar:

- Termo-acumulação;
- Geração própria de energia;

A primeira tecnologia, em particular, é específica quando o sistema de refrigeração ainda está em fase de construção. Então, dificilmente poderia ser uma tecnologia substitutiva aplicável na realidade para diminuir a demanda de energia, porque levaria a uma total mudança do layout de projeto, elevando os custos.

A geração própria de energia elétrica, no entanto, será avaliada para tentar dar uma solução concreta à necessidade de diminuir os altos gastos com energia.

Em um amplo estudo, outras três possibilidades adjacentes deveriam ser estudadas, mas nesse serão apenas mencionadas (Rossi, 2002):

- *Free-cooling*;
- Regulação;
- Outros sistemas de recuperação;

O *Free-cooling* é a troca primária com o ar externo, podendo existir em alguns períodos do ano nos quais condições climáticas externas particularmente favoráveis facilitem a redução da carga térmica ambiente.

Para tornar isso possível, a instalação deve ter um ventilador de insuflação e um de exaustão (caracterizados por uma vazão mínima igual à máxima vazão possível de ar externo), grelhas e dutos de tomada de ar exterior que sejam proporcionais ao valor de vazão total de projeto. Deve também possuir um registro automático de regulação de vazão que permita variar com continuidade as quantidades de ar externo, de insuflação e de exaustão.

De fato, até quando a temperatura externa é menor ou igual à temperatura ambiente, pode-se desligar a instalação frigorífica e se aproveitar do *free-cooling*.

A regulação automática é responsável pelo controle e pela correção dos valores prefixados em projeto, portanto é de fundamental importância, já que nenhuma instalação, a partir da mais simples até a mais complexa, pode funcionar corretamente em um valor prefixado. Esses valores mudam

continuamente por causa de distúrbios de naturezas diferentes, como variação da temperatura externa, variação da irradiação solar, diminuição ou aumento do número dos ocupantes etc.

Além da necessidade de corrigir, é importante também que essa ação seja precisa. Assim, para promover um sistema de regulação automática, deve-se:

- fixar o valor de *set point* da variável controlada (por exemplo, a temperatura ambiente);
- Medir e confrontar esse valor com o valor de referência;
- Utilizar, em função do erro atuante do sistema, uma ação que permita reajustar o valor de *set-point* da variável.

Essas ações de medir, comparar e corrigir devem ser feitas automaticamente e continuamente, porque além de terem a finalidade de manter a temperatura ou outras variáveis constantes no tempo, podem influenciar significativamente no gasto de energia global da instalação.

Os outros sistemas de recuperação de calor, menos adotados, são as aplicações que utilizam o calor proveniente da irradiação solar, a recuperação e a utilização do calor proveniente do condensador, a recuperação do calor proveniente de outras fontes térmicas (exemplo a co-geração) e outros sistemas específicos.

Os sistemas avaliados devem ser projetados com a finalidade de alcançar um benefício energético global, com um aceitável retorno do investimento e uma economia geral avaliada durante o período de vida útil do investimento.

O custo total deve englobar os custos dos equipamentos principais (que é frequentemente maior quanto maior a eficiência) e dos auxiliares (bombas, ventiladores, regulação etc) e o custo de instalação desses equipamentos.

Os custos de operação e de manutenção devem levar em consideração todas as variáveis (perdas de carga, vazão, energia elétrica etc) e o período de tempo no qual a instalação está sendo utilizada.

A estimativa do custo total é de difícil avaliação, já que a vida útil dos equipamentos é diferente; por isso, é recomendável que o valor de *pay back period* não seja maior do que cinco anos.

4.1 - Recuperadores de Calor

Os recuperadores energéticos do tipo ar-ar, na climatização de ambiente, consistem essencialmente em trocadores de calor entre o ar de exaustão do ambiente e o ar externo de renovação.

O sistema de recuperação de calor pode ser classificado como (ASHRAE, 2003):

- *process - to - process*;
- *process - to - comfort*;
- *comfort - to - comfort*;

Pelas aplicações de interesse no estudo de caso, considera-se o tipo *comfort – to comfort*, que é utilizado principalmente em campo residencial, industrial e comercial. Esse tipo de recuperador permite a recuperação apenas de calor sensível ou de calor total (sensível e latente).

Em épocas frias, o recuperador de calor atua aumentando a entalpia do ar de entrada, já em épocas quentes, diminuirá a entalpia do ar a ser tratado.

Esses recuperadores de calor são dispositivos muito interessantes porque em estudos de *retrofit* podem alcançar um ótimo compromisso econômico e energético (Rossi, 2002).

Os recuperadores, dependendo do modelo, promovem a transferência de calor devido à diferença de temperatura (ΔT) que existe entre os fluxos participantes, a transferência de umidade devida à diferença de pressão parcial e, em fim, a transferência de massa (como ar, outros gases, poluentes etc.) através das frestas.

Os modelos existentes no mercado são:

- Recuperador de fluxo cruzado;
- Recuperador rotativo;
- Tubos de calor;
- Baterias acopladas;
- Torres entálpicas acopladas;
- Baterias acopladas com fluido bifásico

Serão mostradas as principais características de cada tipo a fim de determinar quais podem ser avaliados no caso específico desse estudo.

4.1.1 - Recuperador Estático de Fluxo Cruzado

São constituídos por duas grades fixas acopladas (com distância entre 2,5 e 12,5mm) que fazem passar alternadamente ar de exaustão e de entrada, em uma configuração que pode ser de mesmo sentido de corrente, contracorrente ou de fluxos cruzados. Permitem também a recuperação de calor latente e, se constituídos por paredes de material poroso e permeável à água, podem transferir umidade através das superfícies de contato por efeito da diferença de pressão parcial do vapor entre os fluxos.

São recuperadores economicamente convenientes, de simples construção com gasto de energia moderado.

São tipicamente construídos em painéis de alumínio soldados, precisando de filtros de boa eficiência em ambos os lados de fluxos, sendo, portanto, de difícil manutenção. Também é necessário prever uma descarga para condensação.

Valores típicos de eficiência: sensível entre 50-80%, total 55-85% (Rossi, 2002).

A Figura 4.1 ilustra este tipo de recuperador.

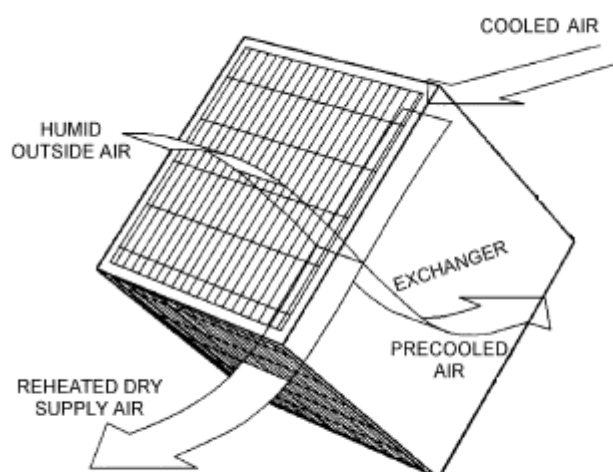


Figura 4.1: Recuperador estático de fluxo cruzado

4.1.2 - Recuperadores Rotativos

Esses modelos são constituídos por cilindros de grande superfície interna em material permeável ao ar, conforme ilustrado na Figura 4.2, pelos quais os dois fluxos passam em co-corrente ou contracorrente, trocando calor sensível ou calor total.

Os materiais utilizados em recuperadores rotativos, no campo da climatização, são o alumínio e o aço; contudo, em algumas aplicações como, altas temperaturas, ambiente corrosivos etc, utiliza-se o aço inoxidável ou o material cerâmico.

Para recuperação do calor total, a superfície é coberta por um filme de substância dessecante (exemplo Alumínio ou Cloreto de Lítio), que, ao rodar continuamente no equipamento, adsorve a umidade do fluxo mais úmido e, posteriormente, do mais seco. A regulação pode ser efetuada pela variação da velocidade de rotação ou através do by-pass do ar de renovação.

Os recuperadores rotativos são de fácil manutenção, precisam de controles periódicos no motor e na transmissão e necessitam de filtro apenas nos casos em que a qualidade do ar não esteja boa.

Valores típicos de eficiência: sensível entre 50-80%, total 55-85% (Rossi, 2002).

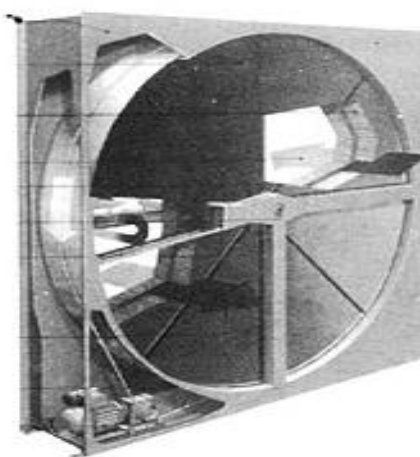


Figura 4.2: Recuperador rotativo

Os valores de rendimento dos recuperadores estáticos e dos rotativos são similares, mudando somente o mecanismo de transporte energia/massa. Esses recuperadores são sujeitos à perda de quantidades de massa e energia relativamente pequenas através de frestas, por isso a taxa de transferência de energia depende das condições operacionais, das características intrínsecas (geometria, tipo de fluxo etc), da condutividade térmica, da permeabilidade das paredes aos gases etc. Então, como nos trocadores de calor tradicionais, a transferência de calor é devido à presença de ΔT e de massa, envolvendo, assim, o calor latente.

4.1.3 - Tubos de Calor

Os recuperadores de calor tipo tubos de calor, ilustrado na Figura 4.3, são constituídos por um conjunto de tubos inclinados fechados, não comunicantes entre si, que contêm fluido orgânico bifásico. O calor é transmitido de um fluxo ao outro por meio da evaporação e sucessiva condensação de um fluido conforme ilustra a Figura 4.4 (exemplo HCFC).

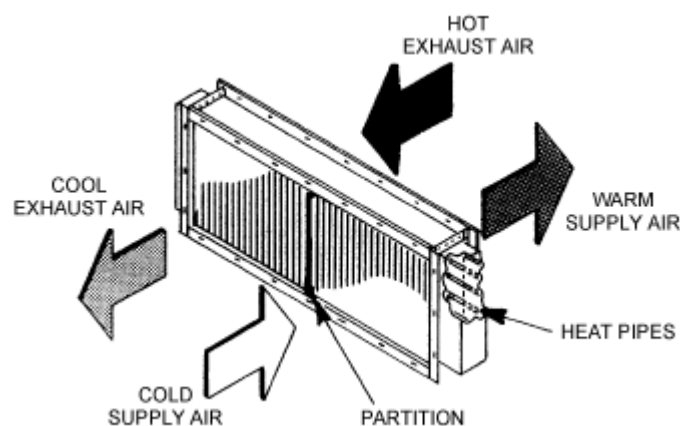


Figura 4.3: Recuperador tipo tubos de calor

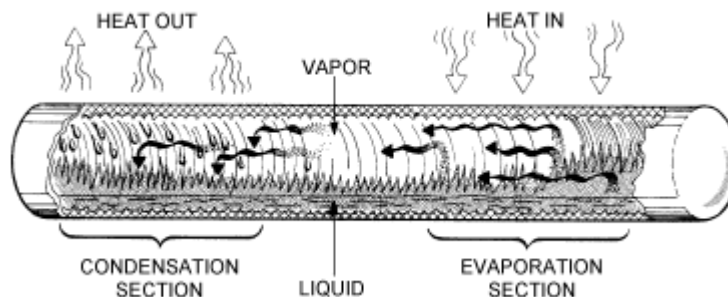


Figura 4.4: Fenômeno térmico no tubo de calor

Nas duas partes de escoamento, o trocador é disposto em contracorrente sem que haja interação entre os dois fluxos.

Os recuperadores do tipo tubo de calor são particularmente usados em campo industrial, mas podem ser utilizados também em campo civil, podendo recuperar calor no inverno e no verão (variando a temperatura entre $+5^{\circ}$ a -5°). Tipicamente, os tubos são de cobre com aletas em alumínio e armação em aço zincado e são caracterizados por tamanho pequeno, média e alta vazão de ar e vida útil prolongada; porém, promovem uma maior perda de carga, custo elevado e baixo número de fabricantes. Esse sistema apresenta uma eficiência entre 45-65% (Rossi, 2002).

4.1.4 - Baterias Acopladas

São constituídas por duas baterias separadas (uma no duto de ar externo e a outra no duto de retorno), mas que se comunicam através de um circuito hidráulico fechado, no qual o fluido termo-vetor é a água ou uma solução anti-congelamento. De fato o sistema, que pode ser ilustrado na Figura 4.5, é muito simples e flexível, podendo recuperar somente calor sensível. As características principais desse sistema permitem a recuperação de calor até em grandes distâncias entre os dutos e não há nenhum contato entre os fluxos, por isso são utilizados em aplicações nas quais isso não deve acontecer. A eficiência desse sistema, porém, é baixa e compreendida entre 45-65% (Rossi, 2002).

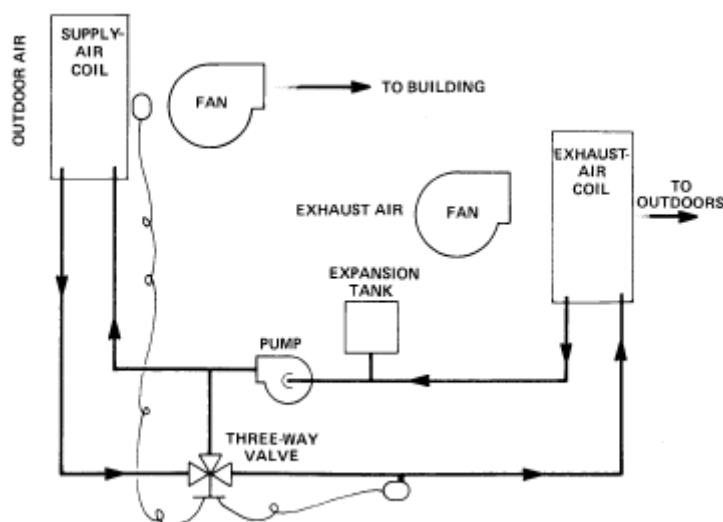


Figura 4.5: Baterias acopladas

4.1.5 - Torres Entálpicas Acopladas

É um sistema de recuperação ar-água no qual um líquido (geralmente água e Cloreto de Lítio) circula continuamente entre duas torres, nas quais se encontra com o ar externo e com o ar de exaustão. As torres são internamente constituídas por materiais não-metálicos para aumentar o contato entre o ar e a água. Essa solução líquida absorve calor e umidade do ar externo, rejeitando-os no ar de exaustão.

As torres, mostradas na Figura 4.6, são independentes, ou seja, podem ser colocadas em locais diferentes e não requerem muita manutenção, mas necessita de reposição do volume de água e são caracterizadas por valores de eficiência entre 40-60% (Rossi, 2002). Como o Cloreto de Lítio possui ação antibactericida, esse sistema apresentará níveis de contaminação muito baixos.

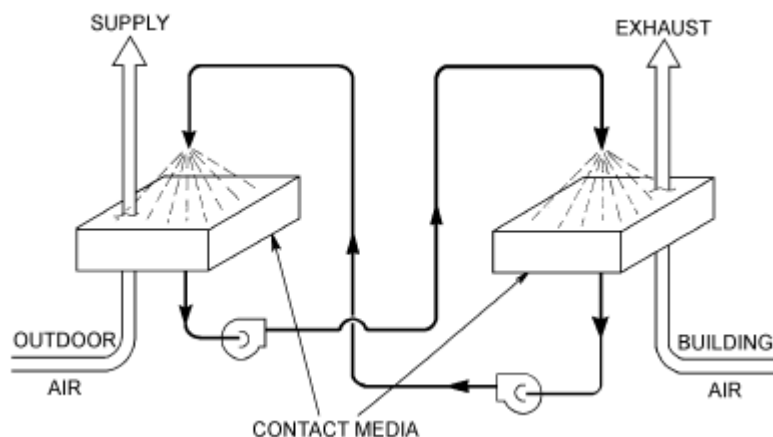


Figura 4.6: Torres entálpicas acopladas

4.1.6 - Baterias Acopladas com Fluido Bifásico

É um sistema constituído por duas baterias acopladas por tubos nos quais circulam líquido bifásico, conforme ilustrado na Figura 4.7. A bateria pela qual passa o fluido quente funciona como evaporador e a outra funcionará como um condensador. Essas baterias podem ser colocadas no mesmo nível de altura, promovendo uma transferência de líquido por capilaridade ou em nível diferente, dessa forma, a transferência de líquido será pela ação da gravidade.

A eficiência é fortemente ligada ao ΔT existente entre os dois fluxos: varia entre 40% com $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ e 60% com $\Delta T = 30^\circ\text{C}$ (Rossi, 2002).

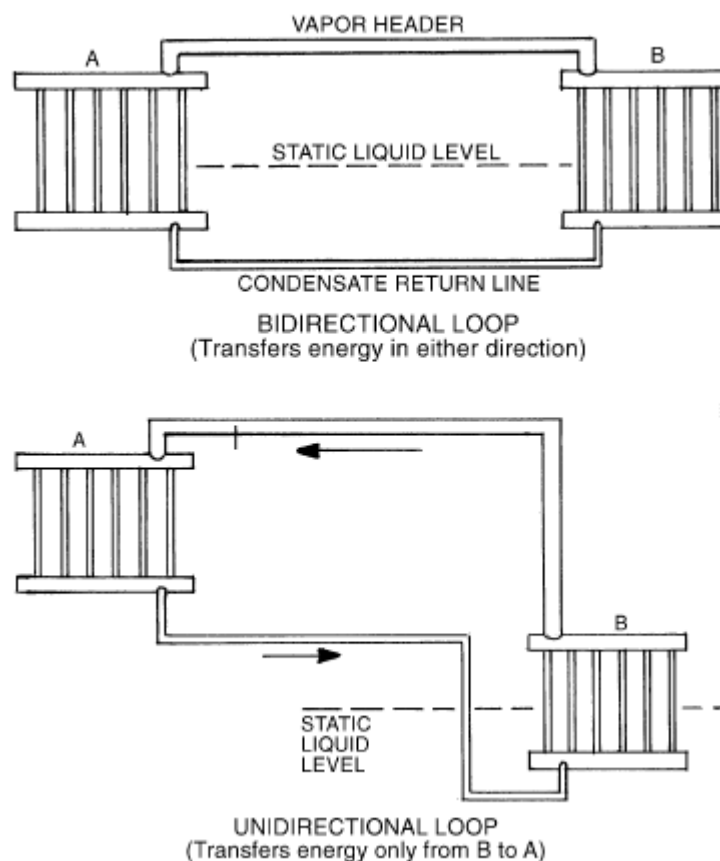


Figura 4.7: Baterias acopladas com um fluido bifásico

4.1.7 - Avaliação dos Recuperadores no Estudo de Caso

Demonstradas as características dos vários modelos de recuperadores, conclui-se que nesse estudo de caso, serão avaliados os seguintes recuperadores: estático de fluxo cruzado, que recupera apenas calor sensível e rotativo, por recuperar o calor total. Esse primeiro recuperador apresenta menor eficiência, mas por outro lado é mais econômico.

Não será avaliado o recuperador de calor de fluxo cruzado que recupera o calor total, pois esse possui características de funcionamento similares às do recuperador rotativo.

Os outros modelos não serão avaliados porque, como já explicado, não têm características que se adaptam ao estudo como, por exemplo, eficiências baixas em baixos ΔT típicos da climatização ambiental no verão, sendo mais adaptados quando há altos ΔT como no aquecimento; campos de aplicações

diferentes daqueles do estudo de caso; dificuldade de serem encontrados no mercado e custo elevado não justificado.

Como explicado no sub-capítulo anterior, serão avaliados os seguintes modelos de trocadores de calor: recuperador estático de fluxo cruzado e rotativo.

4.1.7.1 – Cálculo do Recuperador Estático de Fluxo cruzado

A Figura 4.8 ilustra um recuperador e será usada como modelo para definir:

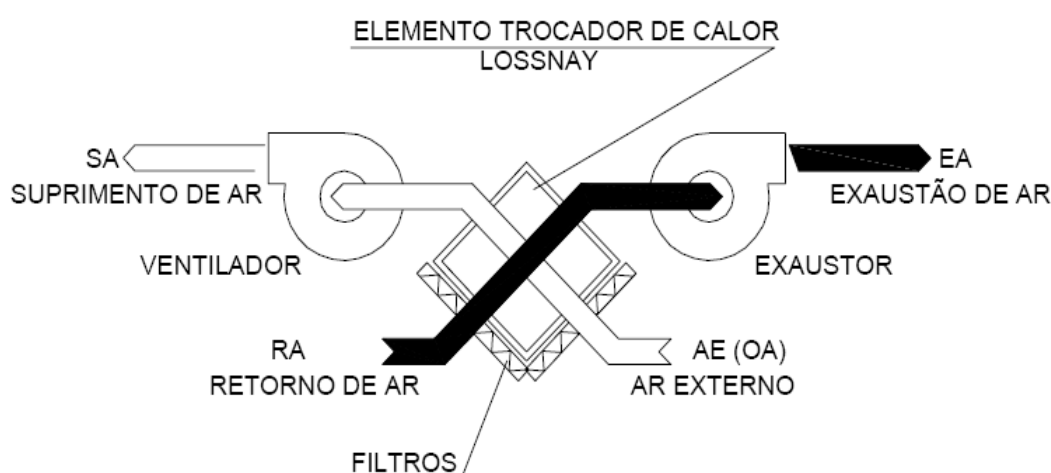


Figura 4.8: Recuperador estático de fluxo cruzado

onde,

- $m'_{ae} = m'_{ra}$ - vazão mássica de ar externo e retorno em [kg/s];
- h_{ae} e T_{ae} - entalpia [kJ/kg] e temperatura [°C] de entrada do ar externo;
- h_{ra} e T_{ra} - entalpia [kJ/kg] e temperatura [°C] de entrada do ar de exaustão;
- h_{ea} e T_{ea} - entalpia [kJ/kg] e temperatura [°C] de saída do ar de exaustão;
- h_{sa} e T_{sa} - entalpia [kJ/kg] e temperatura [°C] de saída do ar de suprimento.

De acordo com o com o Capítulo 44 ASHRAE (air-to-air energy recovery), defini-se calor sensível (Q_{sen}) recuperado e a eficiência:

$$Q_{sens} = m_{\min} \rho c (T_{ae} - T_{sa}) \quad \text{kW} \quad (4.1)$$

onde: m_{\min} - Vazão volumétrica mínima entre o m_{ae} e m_{ra} em m^3/s ;

c - calor específico do ar seco igual a $1,006 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$;

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{ae} (T_{sa} - T_{ae})}{\dot{m}_{\min} (T_{ra} - T_{ae})} = \frac{\dot{m}_{ra} (T_{ra} - T_{ea})}{\dot{m}_{\min} (T_{ra} - T_{ae})} \quad (4.2)$$

Considerações:

- $m_{ae} = m_{ra}$, desconsidera-se uma pequena diferença devido à pressurização do ambiente;
- para vazão de projeto ($5850 \text{ m}^3/\text{h}$), em cada unidade de tratamento, tem-se uma recuperação de calor de aproximadamente $7,51 \text{ kW}$ e uma eficiência entre 50 e 80% (Rossi, 2002). Para tais cálculos, foi adotado o valor médio 65%.

Dados:

$$m_{ae} = m_{ra} = 1,625 \text{ m}^3/\text{s}; T_{ra} = 25^\circ\text{C}; T_{ae} = 33^\circ\text{C}; Q = 7,51 \text{ kW}$$

Assim:

$$Q = 7,51 = 1,625 \cdot 1,14 \cdot 1,006 \cdot (33 - T_{sa})$$

$$T_{sa} = 28,97^\circ\text{C}$$

$$Q = 7,51 = 1,625 \cdot 1,14 \cdot 1,006 \cdot (T_{ea} - 25)$$

$$T_{ea} = 28,89^\circ\text{C}$$

A carta psicrométrica, ilustrada na Figura 4.9, representa o estudo de caso com a aplicação de um recuperador estático tipo fluxo cruzado.

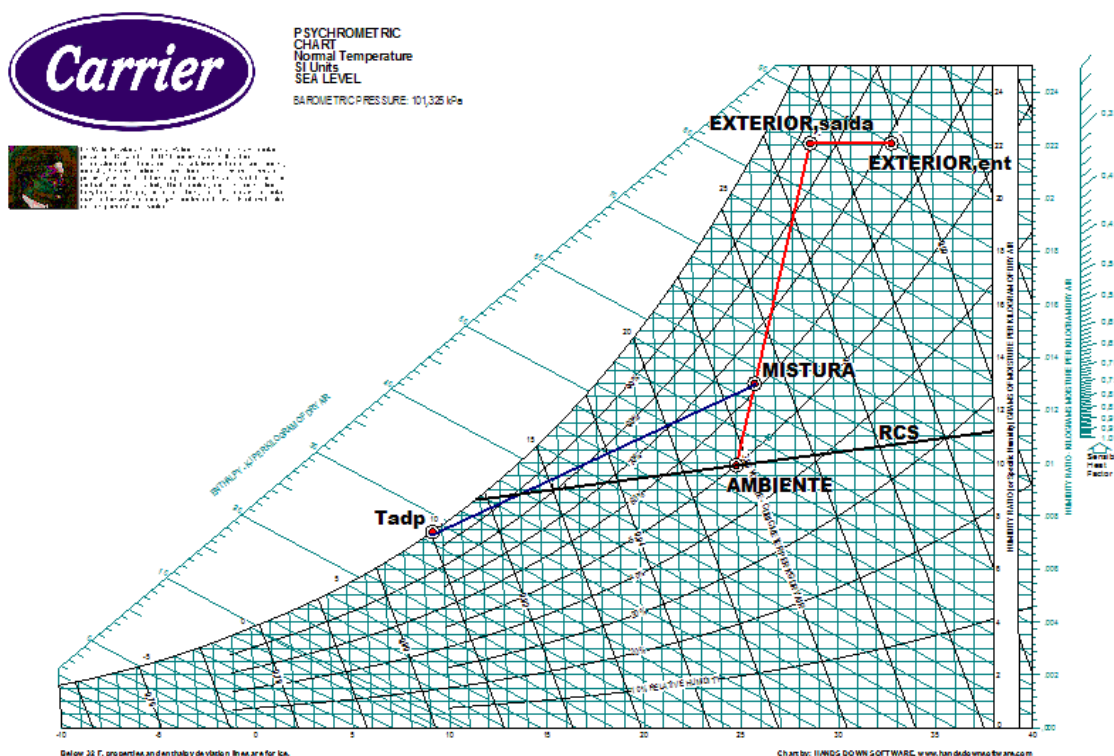


Figura 4.9: Aplicação do recuperador estático de fluxo cruzado no estudo de caso

O valor do novo ponto M, representativo da mistura de ar externo e interno, foi obtido através das equações do balanço de energia e da conservação da massa:

$$h_{mix} = \frac{50,32 \cdot 17,62 + 85,5 \cdot 7,23}{24,85} = 60,55 \text{ kJ/kg}$$

Na carta psicrométrica, para esse valor de entalpia, corresponde uma temperatura $T_m = 26,0^\circ\text{C}$.

A potência do evaporador nesse caso será:

$$\dot{Q}_{evap_R.E.} = m(h_{ext} - h_i) = 24,85 \cdot (60,55 - 38,8) = 540,48 \text{ kW}$$

A economia de energia nesse caso real, considerando um funcionamento médio de 30 horas mensais, seria então:

$$\Delta Q = Q_{evap} - Q_{evap_R.E.} = 570,56 - 540,48 = 30,08 \text{ kW}$$

$$E_{men} = \Delta Q \cdot 30 \cdot 3600 = 3248,64 MJ$$

4.1.7.2 – Cálculo do Recuperador Rotativo

A Figura 4.10 ilustra um exemplo de recuperador rotativo e a seguir são apresentados os cálculos referentes ao mesmo.

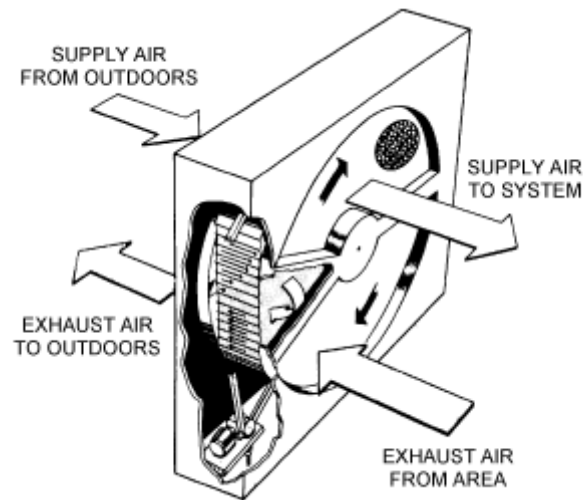


Figura 4.10: Recuperador rotativo

Considerações:

- $m_{ae} = m_{ra}$, desconsidera-se uma pequena diferença devido à pressurização do ambiente;
- para vazão de projeto ($5850 m^3/h$), em cada unidade de tratamento, tem-se uma recuperação de calor de aproximadamente 21,4kW e uma eficiência entre 55 e 85% (Rossi,2002). Para tais cálculos, foi adotado o valor médio 70%;

Calor total recuperado:

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{m}_{\min} \rho (h_{ae} - h_{sa}) \quad (4.3)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_{ae} (h_{sa} - h_{ae})}{\dot{m}_{\min} (h_{ra} - h_{ae})} = \frac{\dot{m}_{ra} (h_{ra} - h_{ea})}{\dot{m}_{\min} (h_{ra} - h_{ae})} \quad (4.4)$$

Dados:

$$m_{ae} = m_{ra} = 1,625 \text{ m}^3/\text{s}; h_{ra} = 50,32 \text{ kJ/kg}; h_{ae} = 89,65 \text{ kJ/kg}; Q = 21,4 \text{ kW}$$

Assim:

$$Q = 21,4 = 1,625 \cdot 1,14 \cdot (89,65 - h_{sa})$$

$$h_{sa} = 78,09 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 21,4 = 1,625 \cdot 1,14 \cdot (h_{ea} - 50,32)$$

$$h_{ea} = 61,48 \text{ kJ/kg}$$

Para determinar os valores de temperatura de saídas, é preciso conhecer o valor do calor específico do ar úmido, no entanto, com apenas os valores de variação de entalpia, não se determinam as frações de calor sensível e latente.

De fato, a entalpia específica de um ar úmido será:

$$h = c_{p,as} \cdot T + x(\lambda_{ev} + c_{p,v} \cdot T) \quad (4.5)$$

onde, $C_{pa,s}$ - calor específico do ar seco igual a 1,006 kJ/kg·K;

$C_{p,v}$ - calor específico do vapor. Considerado constante igual a 1,805 kJ/kg·K;

λ_{ev} - calor latente de transição de fase igual a 2501,3 kJ/kg;

O calor específico do ar úmido $C_{pa,u}$ vale, então:

$$c_{p,au} = 1,006 + x\left(\frac{2501,3}{T} + 1,805\right) \quad (4.6)$$

Onde os parâmetros x e T são, respectivamente, os valores de umidade absoluta e temperatura do ar.

Sendo pequena a variação de calor específico entre entrada e saída, utiliza-se como aproximação os valores referentes à temperatura e à umidade de entrada do recuperador. Assim, temos:

$$C_{pa,u(33^\circ\text{C})} = 2,719 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{pa,u(25^\circ\text{C})} = 2,017 \text{ kJ/kg}$$

Pode-se calcular, em fim, os valores de temperatura de saída do recuperador como uma razão entre entalpia e calor específico:

$$T_{sa} = h_{sa} / C_{pa,u}(33^{\circ}\text{C}) = 28,72^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ea} = h_{ea} / C_{pa,u}(25^{\circ}\text{C}) = 30,28^{\circ}\text{C}$$

A seguir são apresentados na carta psicrométrica, presente na Figura 4.11, cálculos são aplicados para o recuperador rotativo:

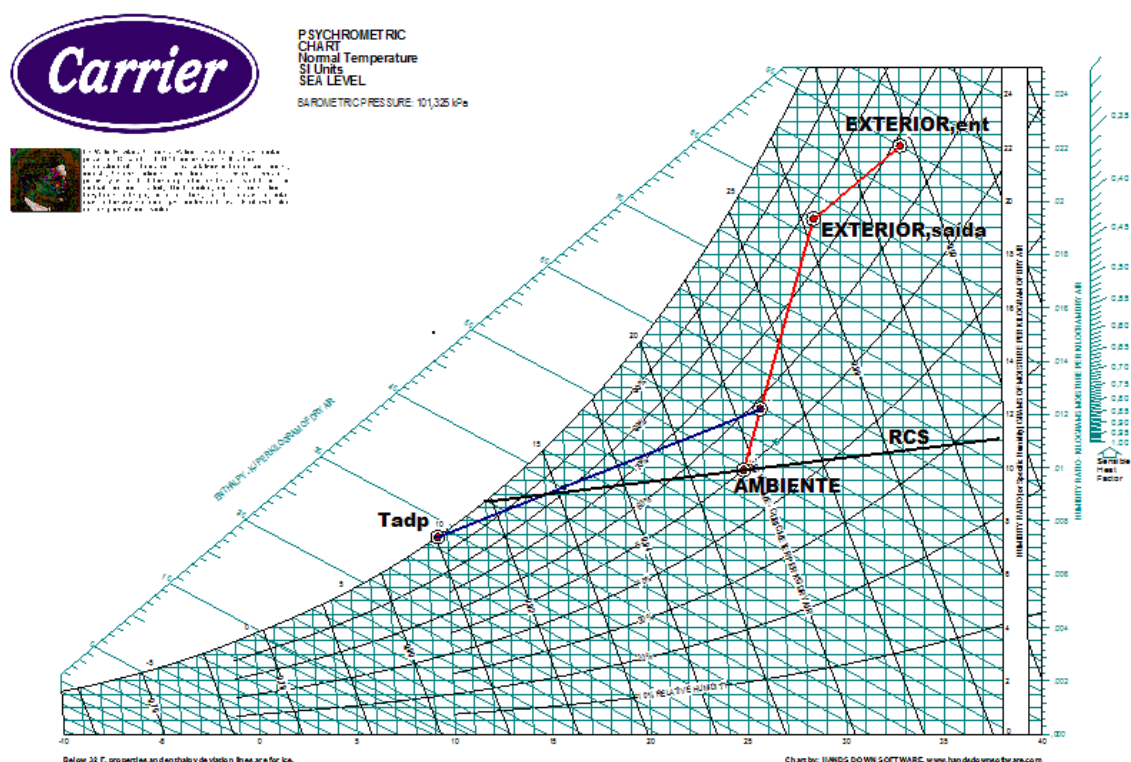


Figura 4.11: Representação dos cálculos com o recuperador rotativo na carta psicrométrica

O valor do novo ponto M representativo da mistura será:

$$h_{mix} = \frac{50,32 \cdot 17,62 + 78,09 \cdot 7,23}{24,85} = 58,4 \text{ kJ/kg}$$

Na carta psicrométrica, para esse valor de entalpia, corresponde uma temperatura $T_m = 25,9^{\circ}\text{C}$.

A potência do evaporador nesse caso será:

$$Q_{evap_R.R.} = m(h_{ext} - h_i) = 24,85 \cdot (58,4 - 38,8) = 487,06 \text{ kW}$$

A economia de energia nesse caso real, considerando-se um funcionamento médio de 25 horas mensais, seria então:

$$\Delta Q = Q_{evap} - Q_{evap_R.R.} = 570,56 - 487,06 = 83 \text{ kW}$$

$$E_{men} = \Delta Q \cdot 30 \cdot 3600 = 9018,0 \text{ MJ}$$

4.2 - Dessecantes

O objetivo da utilização de substâncias dessecantes no campo do condicionamento é a desumidificação do ar a ser tratado, ou seja, a remoção de uma quantidade de vapor de água contido no ambiente. Nesse caso, a pressão de trabalho é a pressão ambiente, mas uma característica interessante dessas substâncias é que podem ser aplicadas em sistemas de até 40 MPa de pressão. O processo de desumidificação, porém, pode também ser aplicado a outros fluidos ou gases.

Em equipamentos de desumidificação, podem ser utilizados materiais líquidos ou sólidos; no primeiro caso, a absorção é devido a efeito químico, já no segundo, há adsorção de água na superfície do sólido dessecante (ASHRAE, 2001).

O sistema pode ser não-regenerativo (uso de sais absorventes) ou regenerativo. Esse último é de interesse nesse estudo de caso e pode utilizar materiais como: sílica gel, alumina ativada, solução de Cloreto de Lítio ou solução de glicose. A escolha do tipo de material depende do tipo de equipamento, do tipo de aplicação e da compatibilidade com o gás a ser desumidificado.

Existem três métodos para desumidificar o ar:

- Resfriamento com serpentina evaporadora;
- Aumento da pressão do ar (que diminui a capacidade de conter umidade);
- Utilização de substância dessecante (sólida ou líquida);

O método de aumento de pressão não será avaliado porque em aplicações a pressão ambiente resulta em custo muito elevado (eficiente por sistemas em pressão).

A Figura 4.12 abaixo mostra os outros dois métodos na carta psicrométrica:

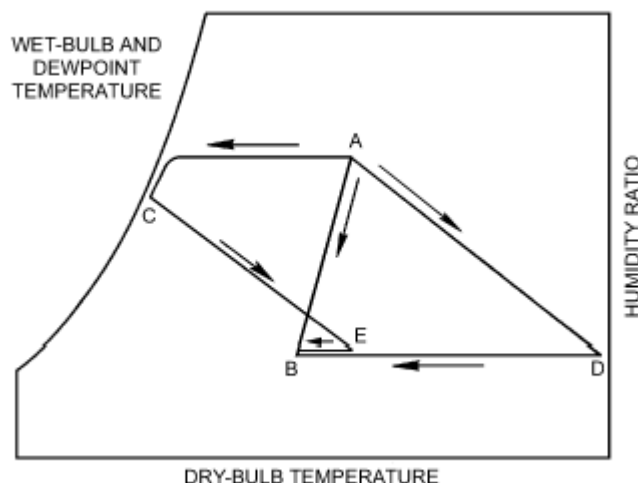


Figura 4.12: representação psicrométrica que ocorre com o dessecante líquido ou sólido.

A figura mostra como o ar, nas condições iniciais A, chega às condições finais B (mais frio e com menor umidade absoluta). Para tanto, pode-se alcançar o ponto B das seguintes maneiras:

- Com a unidade dessecante que utiliza substância líquida, o ar é simultaneamente resfriado e desumidificado até o ponto B;
- com uma unidade que utiliza um dessecante sólido se pode alcançar o ponto final pré-resfriando com uma serpentina até o ponto C, desumidificar até o ponto E e depois resfriar de novo até B;
- ou ainda com o dessecante sólido desumidificar até o ponto D e depois resfriar até o ponto final.

4.2.1 - Dessecante Líquido

O equipamento que usa líquido dessecante, ilustrado na Figura 4.13, permite o contato entre o líquido absorvente e o ar de processo. A pressão do vapor da solução é função da própria temperatura e concentração.

Concentrações mais altas e temperaturas mais baixas determinam uma baixa pressão do vapor.

Esses equipamentos são tipicamente caracterizados por altos valores de eficiência, por isso o ar deixa o condicionador com temperatura e umidade próximas dos valores de entrada do dessecante (ASHRAE, 2000). A umidade retirada do ar dilui em uma solução dessecante que, por isso, precisa ser reconcentrada em um regenerador, onde é fornecido calor para aumentar a pressão do vapor de água, que será liberada em um fluxo de ar secundário (tipicamente ar externo).

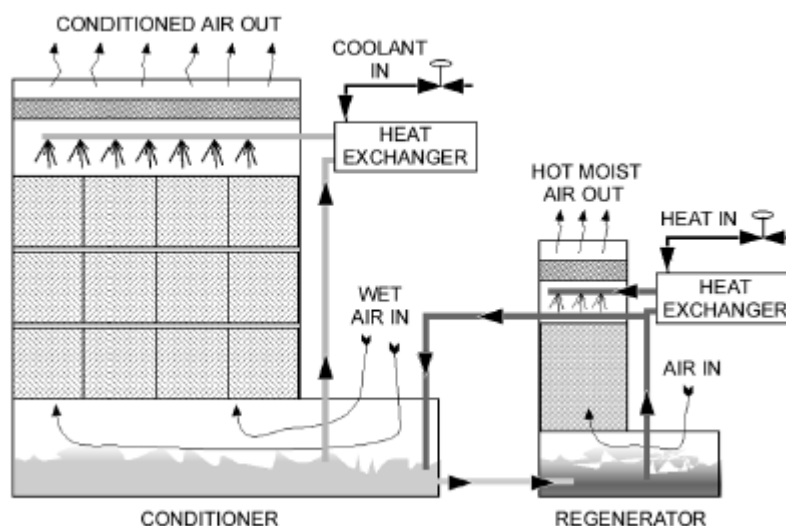


Figura 4.13: Equipamento dessecante líquido

Assim, a solução dessecante é regenerada e continuamente recirculada entre o condicionador e o regenerador.

Devido às características do tipo de dessecante e da máquina, esse condicionador pode alcançar também temperaturas muito baixas sem causar problemas de congelamento.

4.2.2 - Dessecante Sólido

Esse tipo de dessecante, ilustrado na Figura 4.14, consiste em fazer passar o ar através de uma superfície granular dessecante ou através de uma grade impregnada com material dessecante. A umidade passa através do dessecante, que no estado inicial tem pressão de vapor menor do que aquela do ar. Esse gradiente de pressão faz com que o ar solte umidade, que é capturada na matriz do sólido (ASHRAE, 2000).

Assim como o dessecante líquido, também precisa que seja fornecida uma fonte de calor para reativar a superfície úmida. O efeito é sempre o aumento da pressão do vapor que será liberada em um fluxo secundário de ar (ar de reativação).

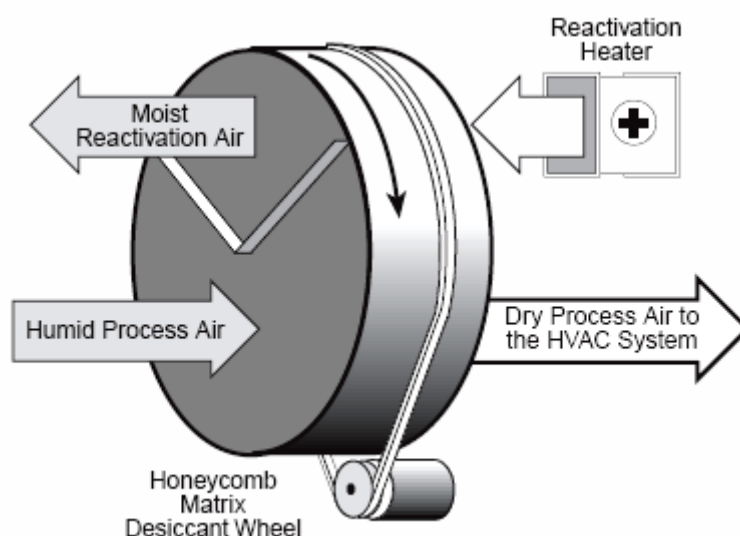


Figura 4.14: Dessecante sólido

Nesse estudo será avaliado apenas o caso de desumidificação utilizando a roda dessecante, porque é um equipamento mais específico para o campo da climatização ambiental e também é mais compatível ao layout do estudo.

A seguir então será mostrada uma típica aplicação deste equipamento.

4.2.2.3 - Aplicação do Dessecante Sólido com Recuperador Rotativo

A desumidificação com substâncias adsorventes é um processo físico que fixa as moléculas do adsorvido (nesse caso a água) na superfície do adsorvente, que é uma substância tipicamente porosa e granular.

As substâncias dessecantes atraem umidade do ar criando uma área de baixa pressão sobre as suas superfícies. Por efeito da pressão parcial da água no ar maior, a água migra do ar até a matriz adsorvente, e o ar é então desumidificado. Uma propriedade fundamental do dessecante, portanto, é a própria baixa pressão superficial do vapor.

A superfície do dessecante, em condições fria e seca, possui pressão de vapor baixa o que permite uma atração da umidade do ar (o qual possui alta pressão de vapor quando é úmida).

Os adsorventes mais usados são: sílica gel, Cloreto de Lítio, alumina ativada, Brometo de Lítio e zeólita. Essas substâncias são tipicamente colocadas em suporte de fibra de vidro ou alumínio, em uma estrutura similar a uma colméia. Esse é um processo regenerativo porque o material adsorvente, uma vez saturado, deve liberar a água que adsorveu. Isso acontece através de contato com uma fonte de calor (processo de adsorção) que pode ter diferentes origens: elétrica, vapor de água, ar quente, etc. O ar de processo uma vez desumidificado sai com maior temperatura, devido à reativação que aquece a matriz dessecante. Portanto, é preciso colocar um recuperador rotativo que resfrie o ar em uma troca de calor com o ar antes da reativação (Fig. 4.15).

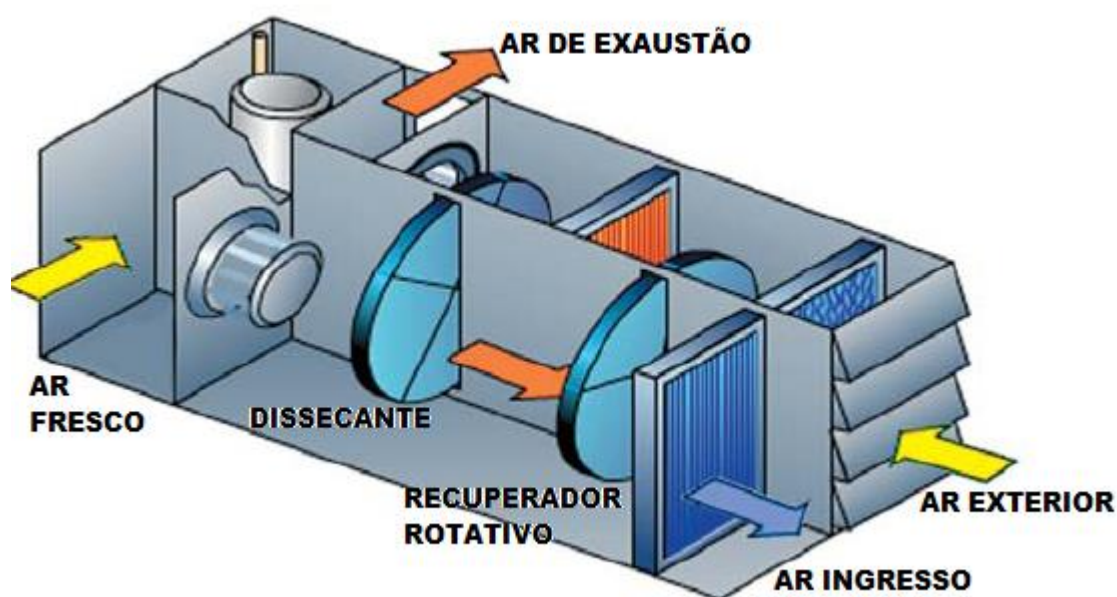


Figura 4.15: Dessecante sólido com recuperador

A configuração típica utiliza uma roda dessecante, que gira lentamente e continuamente através de dois fluxos de ar - o ar de processo e o ar de reativação. O ar de processo flui através das matrizes corrugadas e o dessecante adsorve umidade do ar, aumentando a pressão do vapor na superfície do dessecante até alcançar a saturação. A seguir, quando a roda entra em contato com o fluxo de reativação, o dessecante é aquecido com o ar quente de reativação. Isso promove um aumento da pressão superficial do vapor, permitindo que o dessecante deixe a própria umidade nesse fluxo de ar. Depois dessa fase, a roda volta para a área de processo, onde uma pequena parte do ar de processo resfria o dessecante e assim pode adsorver mais umidade do ar.

Em aplicações típicas, 75% do ar passam na área de processo e 25% passam na área de reativação. É importante notar que a roda dessecante não diminui a carga energética, mas muda apenas o calor latente para calor sensível.

Essa técnica será estudada mais na frente acoplada com outros tipos de equipamentos, fornecendo como vantagem um controle de umidade separado do controle de temperatura. De fato sempre está acoplada a outros sistemas como, por exemplo, torres de resfriamento evaporativo, recuperadores etc., juntando os benefícios de cada tecnologia.

4.3 - Resfriamento Evaporativo

O resfriamento evaporativo trabalha envolvendo processos de transferência de calor e massa sendo energeticamente eficiente, benéfico para o ambiente e, em muitas aplicações, eficiente também por causa dos custos.

Existem diferentes tipos de aparelhos resfriadores que trabalham direta ou indiretamente com o efeito evaporativo do fluxo de ar: resfriador evaporativo direto, lavador de ar (spray ou superfície molhada), unidades resfriadores spray, umidificadores, etc.

O resfriamento evaporativo consiste na utilização da evaporação de água ou de outros fluidos na presença de uma corrente de ar, promovendo o resfriamento do mesmo.

Conforme Camargo e Godoy Jr. (2005), embora não seja uma tecnologia comum no Brasil, os sistemas evaporativos têm um grande potencial em garantir conforto térmico em lugares onde a temperatura de bulbo úmido é baixa.

Existem dois tipos de resfriadores evaporativos: o direto (RED) e o indireto (REI).

4.3.1 - Resfriamento Evaporativo Direto

Esse sistema pode resfriar o ar através do contato direto com uma superfície líquida ou com uma superfície sólida molhada ou através spray.

Então, no RED, a água é vaporizada no fluxo de ar e a troca de calor e de massa diminui a temperatura de bulbo seco do ar e aumenta a própria umidade, mantendo a entalpia e a temperatura de bulbo úmido constantes (que idealmente é a temperatura mínima que com o tempo se poderia alcançar nesse processo de tipo adiabático). A Figura 4.15 mostra um exemplo deste equipamento.

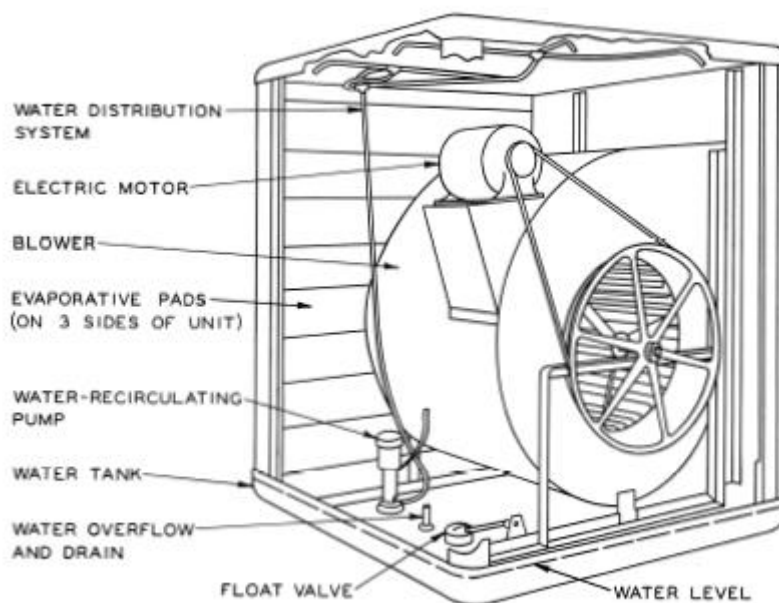


Figura 4.16: Recuperador evaporativo direto

O principal problema do resfriamento evaporativo direto é a conversão de calor sensível em calor latente. O ar não saturado é resfriado através da transferência de calor e massa, que são acrescidos com o auxílio de ventiladores, promovendo o movimento do ar através de uma superfície ampla de água. Parte do calor sensível do ar é transferida para a água com o objetivo de vaporizar (a quantidade de calor removido do ar é igual ao calor latente de vaporização multiplicado pela massa de água evaporada).

Define-se como eficiência do sistema RED (ε) a razão entre a real diminuição de temperatura do bulbo seco e a diminuição máxima teórica que se poderia alcançar se o resfriador tivesse 100% de eficiência e o ar de saída fosse saturado:

$$\varepsilon = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{bu})} \quad (4.7)$$

Valores típicos de ε são entre 50-95% (ASHRAE, 2003).

Esse é um sistema simples e econômico, adaptado particularmente a climas secos, mas possui a desvantagem de que se a T_{bu} do ambiente for maior de

21°C, o efeito frigorífico não será suficiente para garantir o conforto térmico (dependendo, porém, do tipo de aplicação).

4.3.2 - Resfriamento Evaporativo Indireto

O resfriamento evaporativo indireto combina o efeito de resfriamento evaporativo em um segundo fluxo de ar através de um trocador de calor, sem umidificar o fluxo de ar primário, que é mantido separado e vai ser tratado na unidade de tratamento. Haverá então só resfriamento sensível. A figura 4.17 mostra uma aplicação deste como pré resfriador, combinando o ar secundário com o ar que passa no condensador.

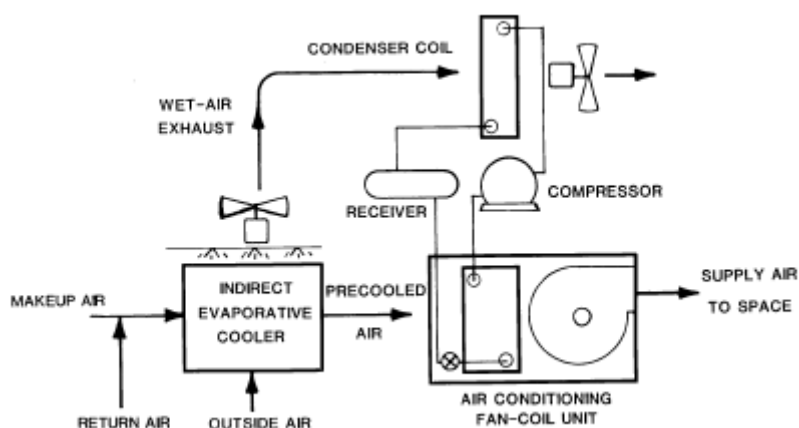


Figura 4.17: Resfriador evaporativo indireto

Diferentemente do sistema direto, nesse caso a entalpia e a temperatura de bulbo úmido do fluxo de ar primário diminui porque no ar não é adicionada água, ou seja, não há umidificação. Uma particular vantagem é então a possibilidade que o REI seja utilizado eficientemente em qualquer situação climática. Pelo fato de ter a diminuição da entalpia do ar primário, a T_{bs} de saída do ar primário logicamente não pode ser menor da T_{bu} de ingresso do ar secundário. A desumidificação pode ocorrer só se a temperatura de orvalho do ar primário é bem maior da T_{bu} do ar secundário (por exemplo quando é usado o ar de exaustão como ar secundário). Define-se eficiência do sistema REI como:

$$\varepsilon = \frac{(T_1 - T_2)}{(T_1 - T_{bu,s})} \quad (4.8)$$

Onde T_1 é no ingresso do ar primário, T_2 é a saída do ar secundário e $T_{bu,s}$ a temperatura de bulbo úmido do ar secundário. Valores típicos de ε são entre 40-80% (ASHRAE, 2003).

- Aplicações e vantagens

Essa técnica de resfriamento evaporativo pode ser aplicada em quase todos os climas; a T_{bu} do ar de entrada representa um limite para aplicações do tipo direto, no enquanto é a T_{bu} do ar secundário que limita o esquema indireto.

A T_{bu} de projeto é raramente menor de 25°C e por valores menores de essa temperatura, o resfriamento evaporativo pode ser eficientemente usado para garantir conforto térmico.

Principais vantagens dos sistemas evaporativos são (ASHRAE, 2000):

- Redução substancial de energia e custos totais;
- Redução da demanda de pico;
- Melhor *indoor air quality* (IAQ);
- Redução nos custos ao longo da vida útil;
- Facilmente integráveis nos espaços do prédio;
- Diferentes modelos disponíveis;
- Podem garantir umidificação e desumidificação quando necessário;
- Facilmente utilizável com sistema de controle digital direto;
- Reduz a poluição do ambiente;
- Não utiliza CFC como fluido;
- Pode prever sistema com renovação total de ar, lavando o ar ambiente por eliminação do risco de proliferação de fungos e bactérias;

Estudos específicos mostram que esses sistemas se comparados com sistemas clássicos, como o ciclo de compressão mecânica, podem dar uma economia nos custos operativos de 25-40% (ASHRAE, 2000). Em particular, como será estudado mais para frente, se essa técnica é acoplada com outros sistemas pode alcançar economia ainda melhor. Pode-se também acoplar, por

exemplo, em dois estágios o resfriador indireto seguido do resfriador direto e uma serpentina evaporadora como terceiro estágio, chegando a uma economia de 60-70% (ASHRAE, 2000). Todas essas soluções possíveis serão avaliadas no decorrer do estudo.

4.3.3 – Avaliação do Resfriamento Evaporativo no Estudo de Caso

4.3.3.1 - Resfriamento Evaporativo Direto

Por suas características, essa tecnologia não será avaliada isoladamente, embora seja uma tecnologia importante se combinada com as outras avaliadas nessa pesquisa.

Como foi mostrado anteriormente, o resfriamento evaporativo direto resfria o ar o colocando em contato com água. Sendo que a água vaporiza no fluxo de ar, o resfriamento e a umidificação acontecem mantendo a entalpia e a temperatura de bulbo úmido constantes; no momento que a entalpia do ar externo fica constante, o ponto de mistura não muda.

Por isso, não convém aplicar essa tecnologia isoladamente no estudo de caso como pré-resfriador de ar.

4.3.3.2 - Resfriamento Evaporativo Indireto

É conveniente fazer uma avaliação individualizada dos resfriadores indiretos, pois, se utilizados como pré-resfriadores, trarão ótimos benefícios.

Como os valores típicos de ϵ estão entre 40-80% (ASHRAE, 2003), utiliza-se como referência o valor médio de 60% e calcula-se o benefício energético do pré-resfriador utilizando dois fluxos diferentes como ar secundário: ar externo e ar de exaustão.

- Ar secundário externo

É caracterizado por uma temperatura do bulbo seco de $T_{bs,s} = 33^{\circ}\text{C}$ e do bulbo úmido de $T_{bu,s} = 28^{\circ}\text{C}$.

A partir da definição de eficiência, a temperatura de saída do ar primário será:

$$T_2 = T_1 - \varepsilon(T_1 - T_{bu,s}) = 33 - 0,6(33 - 28) = 30^\circ\text{C}$$

Sendo esse resfriamento apenas do tipo sensível, utiliza-se o valor de entalpia h_e do ponto de saída do ar do resfriador, cruzando-se a temperatura de 30°C com a reta horizontal a partir de 33°C (Fig. 4.18).

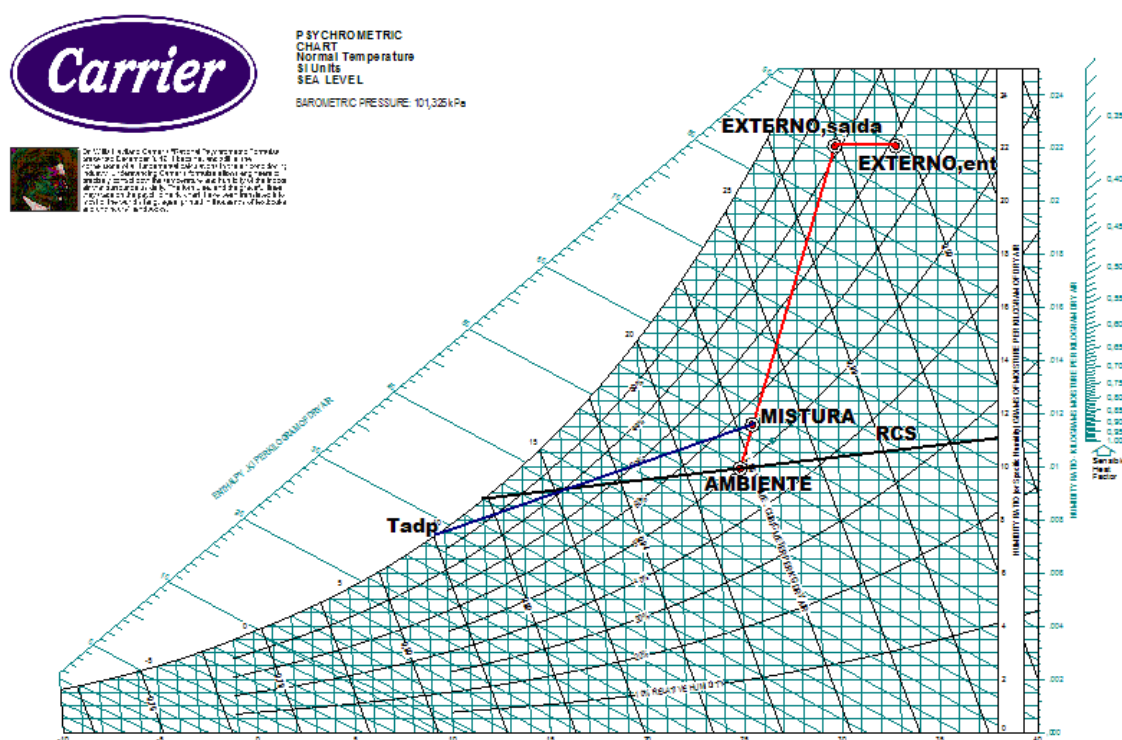


Figura 4.18: Representação de um REI, utilizando ar exterior como secundário

O valor do novo ponto M representativo da mistura de ar externo e interno é obtido através das equações de balanço de energia e de conservação da massa:

$$h_{mix} = \frac{50,32 \cdot 17,62 + 86,4 \cdot 7,23}{24,85} = 60,8 \text{ kJ/kg}$$

Na carta psicrométrica, para esse valor de entalpia corresponde uma temperatura $T_m = 26,35^\circ\text{C}$.

A potência do evaporador nesse caso será:

$$\dot{Q}_{evap_R.E.} = \dot{m}(h_{ext} - h_i) = 24,85 \cdot (60,8 - 38,8) = 546,7 \text{ kW}$$

A economia de energia nesse caso real, considerando um funcionamento médio de 25 horas mensais, seria então:

$$\Delta Q = \dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{evap_R.E.} = 570,56 - 546,7 = 23,86 \text{ kW}$$

$$E_{men} = \Delta Q \cdot 30 \cdot 3600 = 2576,880 \text{ MJ}$$

- Ar secundário de exaustão

É caracterizado por uma temperatura de bulbo seco de $T_{bs,s} = 25^\circ\text{C}$ e de bulbo úmido de $T_{bu,s} = 17,88^\circ\text{C}$.

Analogamente, a temperatura de saída do ar primário vale:

$$T_2 = T_1 - \varepsilon(T_1 - T_{bu,s}) = 33 - 0,6(33 - 17,88) = 24^\circ\text{C}$$

É muito importante notar que haverá o fenômeno de condensação do ar primário, sendo a temperatura de orvalho do ar primário maior do que a temperatura de bulbo úmido do ar secundário.

Simplificando com a condição de saída do ar primário saturado, ou seja, com umidade relativa $UR = 100\%$, é obtido o valor de entalpia h_e do ponto de saída do ar do resfriador (Fig. 4.19).

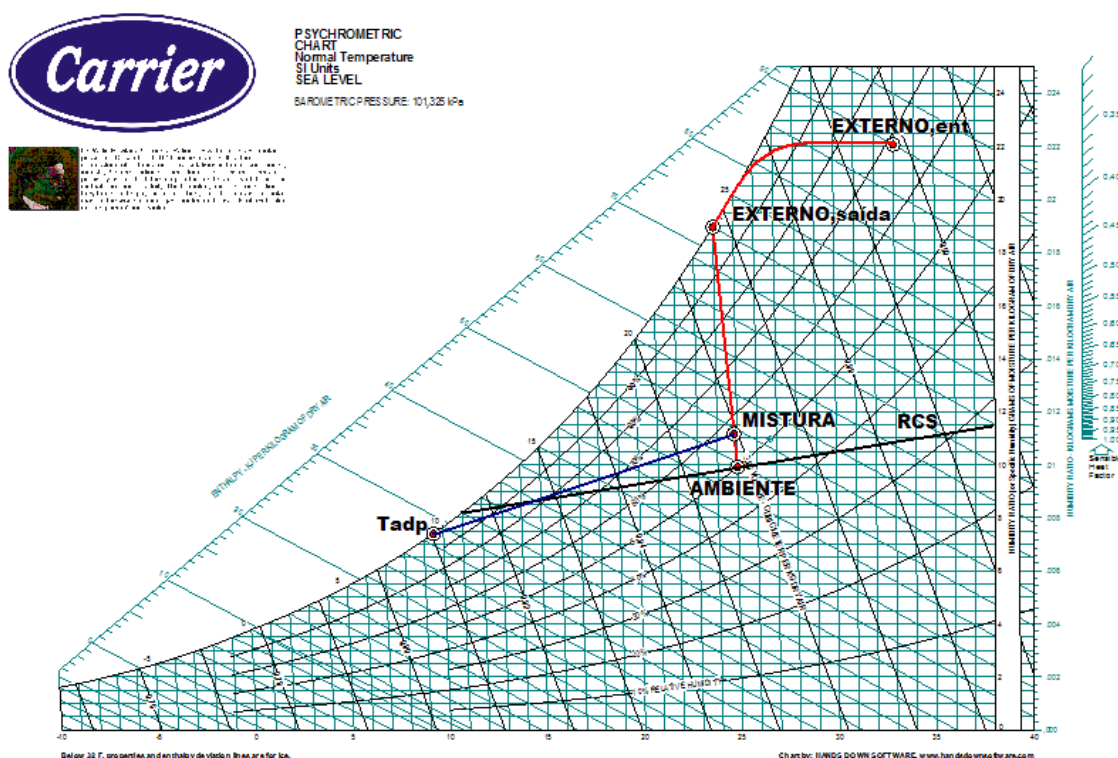


Figura 4.19: Representação de um REI, utilizando ar de exaustão como secundário

O valor do novo ponto M, representativo da mistura de ar externo e interno, é obtido através das equações de balanço de energia e de conservação da massa:

$$h_{mix} = \frac{50,32 \cdot 17,62 + 72,38 \cdot 7,23}{24,85} = 56,74 \text{ kJ/kg}$$

Na carta psicrométrica, para esse valor de entalpia, corresponde uma temperatura $T_m = 24,65^\circ\text{C}$.

A potência do evaporador nesse caso será:

$$Q_{evap_R.E.} = m(h_{ext} - h_i) = 24,85 \cdot (56,76 - 38,8) = 445,8 \text{ kW}$$

A economia de energia nesse caso real respeito o caso real, considerando um funcionamento médio de 25 horas mensais, seria então:

$$\Delta Q = Q_{evap} - Q_{evap_R.E.} = 570,56 - 445,8 = 124,86 \text{ kW}$$

$$E_{men} = \Delta Q \cdot 30 \cdot 3600 = 13467,6 MJ$$

Calcula-se também a vazão de água m_{agua} de condensado retirada do ar primário:

$$m_{agua} = m_{ar,Tot} (x_{ext} - x'_s) = 24,85 \cdot (22,07 - 18,95) = 77,56 g_{agua} / kg_{ar}$$

onde, $m_{ar,tot}$ - vazão de ar úmido em kg/s;

x_{ext} - umidade absoluta externa em g_{vap}/kg_{ar} ;

x'_s - umidade absoluta do ponto de saída do resfriador indireto em g_{vap}/kg_{ar} ;

Nota-se que além do inconveniente fenômeno de condensação há uma grande vantagem energética e com isso econômica, ao se utilizar ar de exaustão como ar secundário para pré-resfriar o ar de entrada.

Capítulo 5 - Análise das Possíveis Combinações de Tecnologias

A fim de se obter uma ou mais combinações tecnológicas convenientes sobre os pontos de vista energético e econômico, já foram analisadas separadamente as tecnologias de recuperação de calor e resfriamento evaporativo indireto. Essas análises foram realizadas com a finalidade de alcançar as capacidades e as características que poderiam ser aproveitadas de acordo com cada condição climática.

É por isso que, como já citado, não foi considerada separadamente a tecnologia de resfriamento evaporativo direto, devido à elevada umidade externa (sendo conveniente utilizá-lo apenas em clima seco), porém isso não significa que não poderia ser uma tecnologia útil em combinações com os outros equipamentos avaliados.

O dessecante, por razões óbvias, também não foi avaliado individualmente, mas acoplado com outros equipamentos.

Conhecidas as características e benefícios energéticos individuais, a seguir serão estudadas as combinações possíveis entre os equipamentos, a fim de obter a melhor instalação que garanta o objetivo final dessa pesquisa.

Para obter os parâmetros de temperatura e umidade de entrada desejáveis, são mostradas as seguintes alternativas:

- A) Pré-resfriamento do ar com uma torre indireta e três estágios constituídos por um dessecante, uma torre de resfriamento indireta e uma serpentina auxiliar;
- B) Pré-resfriamento do ar com uma torre indireta e quatro estágios constituídos por um dessecante, um recuperador rotativo, uma torre de resfriamento indireta e uma direta;

Observações:

- Não foram estudadas outras possíveis configurações por serem aplicáveis somente em casos ideais;
- Os dois sistemas são avaliados por se aproximarem de uma instalação real, porém não serão economicamente orçados, devido à dificuldade de se obter informações específicas dos fabricantes;

5.1 - Alternativa A

A primeira instalação a ser analisada está mostrada na Figura 5.1.

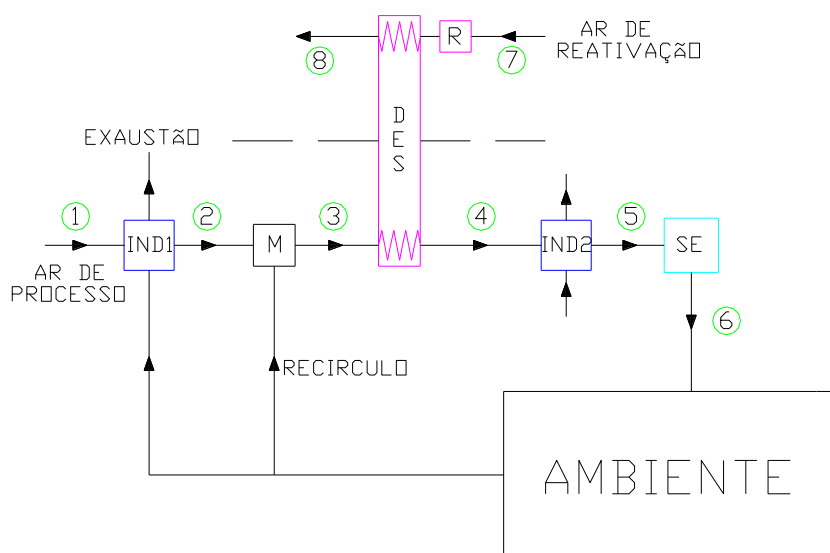


Figura 5.1: Representação esquemática da alternativa A

onde, IND - Torre de resfriamento indireto;

M - Caixa de mistura do ar exterior com o ar de recirculação;

DES - Equipamento dessecante (roda dessecante e reativador);

SE - Serpentina auxiliar.

Nota-se, a partir da figura, que a instalação funciona da seguinte forma:

1-2: O ar exterior do processo é pré-resfriado em uma torre indireta que utiliza como ar secundário o ar de exaustão do ambiente;

2-3: Mistura entre o ar exterior e o de recirculação;

3-4: Desumidificação do ar de processo com o equipamento dessecante;

4-5: Resfriamento na torre indireta utilizando o ar externo como ar secundário;

5-6: Resfriamento com serpentina para ajustar a temperatura de entrada até o ponto de projeto;

7-8: Umidificação do ar de reativação com o equipamento dessecante.

A partir do item 4.3.2 ficaram conhecidos os valores psicrométricos correspondentes aos pontos um, dois e três (Fig.5.1).

Após a mistura (ponto 3), o ar entra na roda dessecante que deve ser escolhida para obter a condição de umidade absoluta ideal para as especificações de entrada de projeto ($x_{ent} = 9,01$ g/kg). Na saída da roda dessecante (ponto 4) precisará apenas ocorrer um resfriamento sensível, que nesse caso foi obtido através do IND2 e SE.

A Figura 5.2 ilustra o resultado do dimensionamento da DES obtido utilizando o software *Desiccant Wheel Simulation Program* (Novelair, 2007).

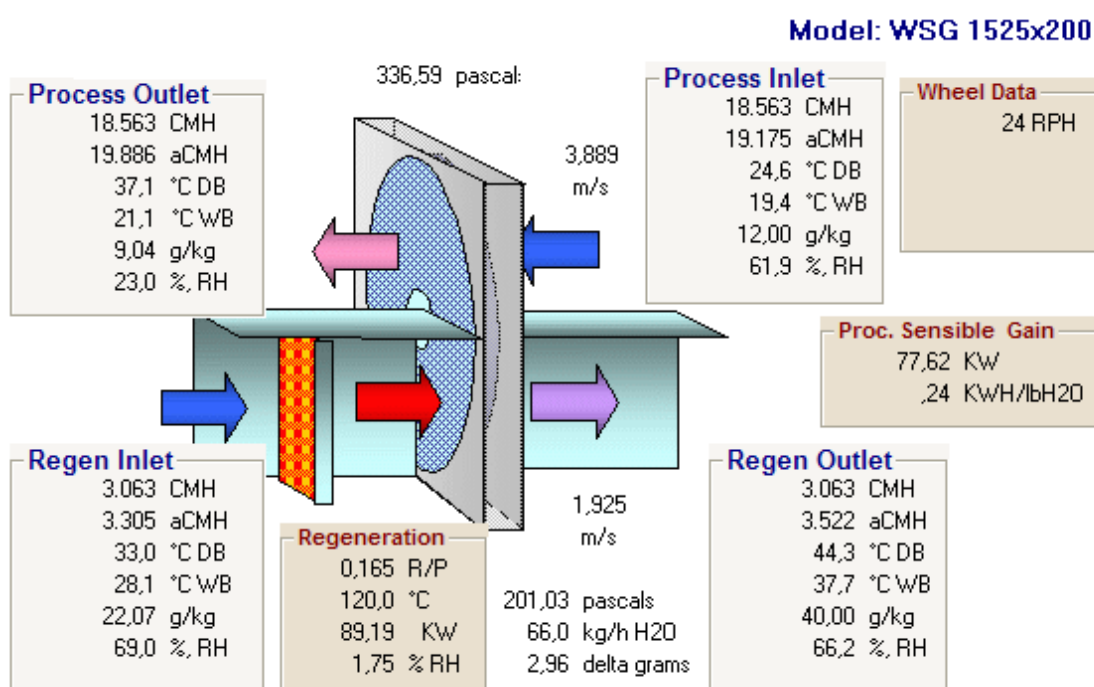


Figura 5.2: Condições de entrada e saída do ar de processo e de reativação no dessecante

Nota-se a influência do parâmetro R/P (razão entre as vazões de ar de reativação e processo) na eficiência do DES. Definindo a eficiência como razão entre o ganho de potência sensível (Pot_{sens}) no lado processo e a potência de reativação (Pot_{reat}), tem-se:

$$\varepsilon = \frac{Pot_{sens}}{Pot_{reat}} = \frac{77,62}{89,19} = 87,02\% \quad (5.1)$$

Quanto menor o parâmetro R/P menor será a potência do ventilador no lado reativação e menor a temperatura T_4 de saída no lado processo, melhorando assim a eficiência do DES.

Calcula-se o valor de saída do segundo resfriador indireto com os mesmos princípios explicados no subcapítulo 4.3.2:

$$T_2 = T_1 - \varepsilon(T_1 - T_{bu,s}) = 37,7 - 0,6(37,7 - 28) = 31,9^\circ C$$

Este será, em fim, o valor de entrada na SE pela qual se calcula a potência sensível:

$$h_5 = 55,12 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{SE} = \dot{m}(h_5 - h_i) = 24,85 \cdot (55,12 - 38,8) = 405,55 \text{ kW}$$

Observa-se em fim que a potência calculada em cima é só de resfriamento sensível. Isso é obtido através de uma temperatura média da bateria de:

$$T_{ADP} = 12,5^\circ C$$

Esta alternativa também é mostrada na carta psicrométrica (Fig. 5.3).

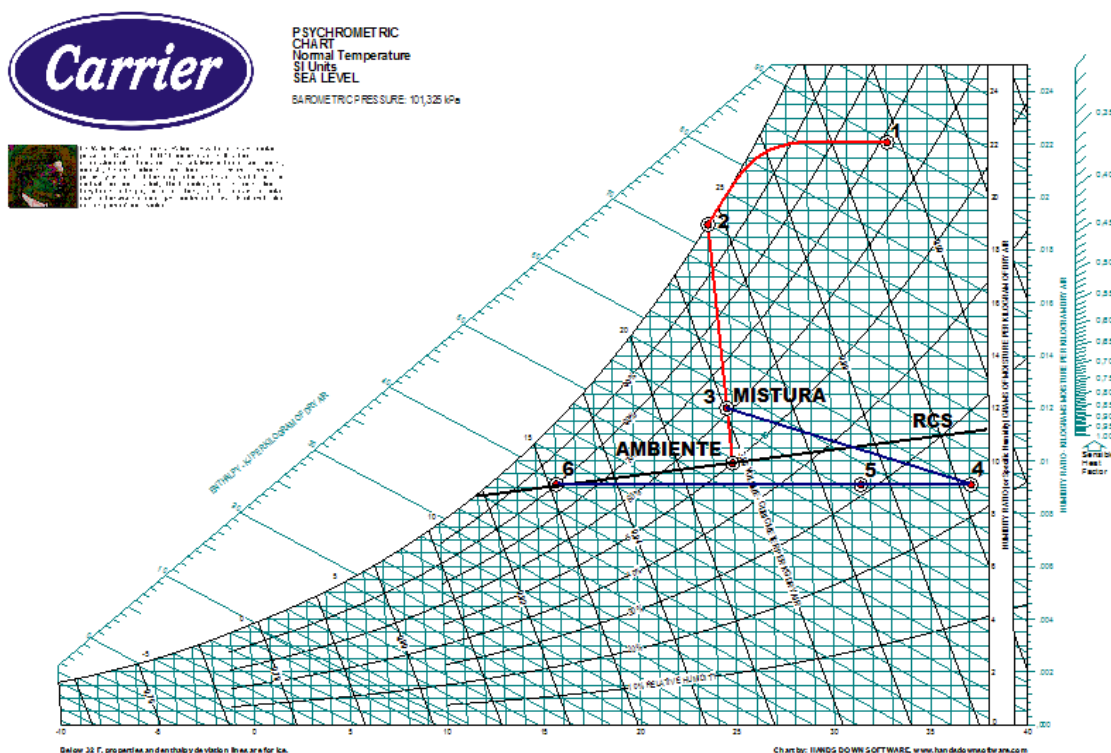


Figura 5.3: Representação da alternativa A na carta psicrométrica.

Essa alternativa é de particular interesse, pois apresenta uma simples construção devido à presença de poucos equipamentos.

Nesse estudo observa-se o benefício desta instalação, com relação à instalação existente, que apresenta uma economia de energia na serpentina de resfriamento igual a 165 kW.

A partir do comportamento desta instalação na carta psicrométrica, nota-se que, esta, aplicada em outras situações, pode resultar em maior eficiência. De fato, em ambientes onde a carga térmica latente é alta e conseqüentemente a reta RCS será mais elevada, essa alternativa será mais conveniente. Sendo assim, com esse esquema para alcançar os valores de projeto precisará apenas do resfriamento sensível, que será menor do que em aplicações com RCS alto. Para a instalação clássica, a serpentina precisaria, além de baixar a temperatura e retirar umidade, de um pós-aquecimento.

Para uma melhor compreensão, mostra-se como exemplo na Fig. 5.4 o estudo de caso se tivesse uma reta $RCS=0,5$:

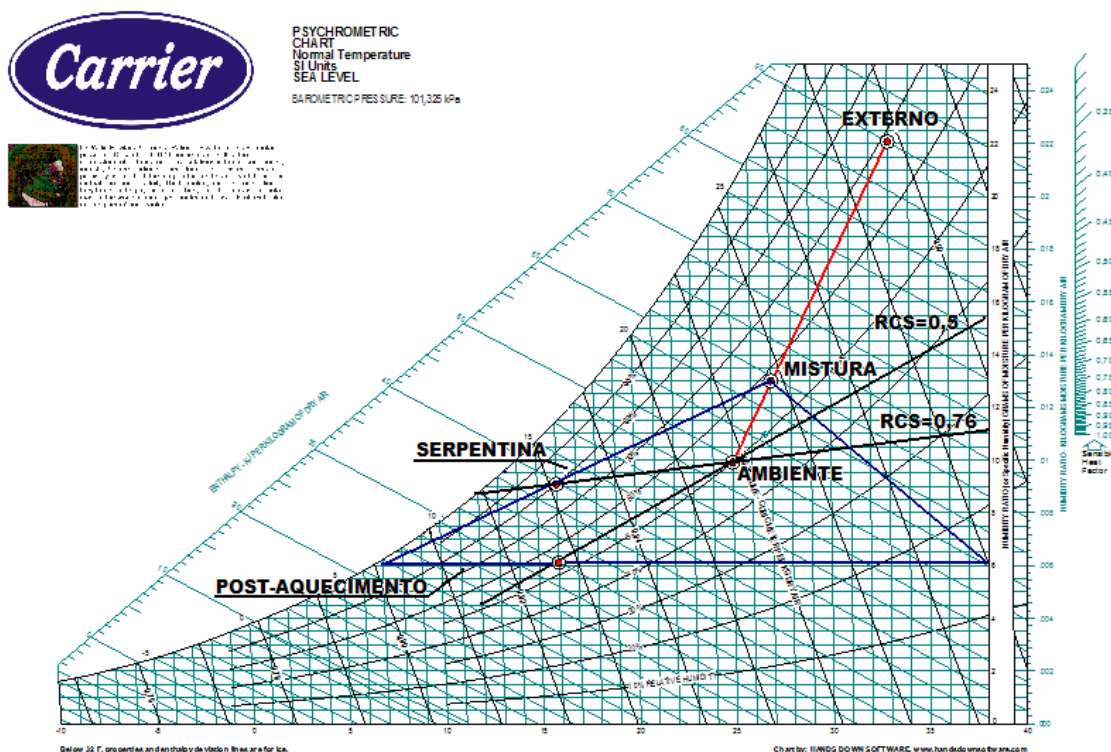


Figura 5.4: Exemplo de confronto de estudo com $RCS=0,5$ e $RCS=0,76$.

5.2 - Alternativa B

A instalação é mostrada na Figura 5.4

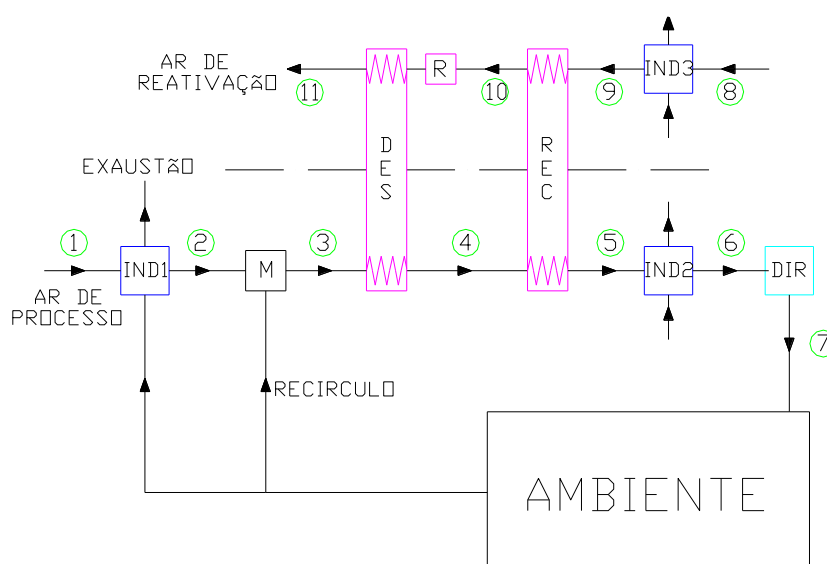


Figura 5.5: Representação esquemática da alternativa B

Onde: IND - Torre de resfriamento indireto;

M - Caixa de mistura do ar exterior com o ar de recirculação;

DES - Equipamento dessecante (roda dessecante e reativador);
 DIR - Torre de resfriamento direto;

Nota-se, a partir da Figura 5.4, que a instalação trabalha da seguinte forma:

- 1-2: O ar exterior do processo é pré-resfriado em uma torre indireta que utiliza como ar secundário o ar de exaustão do ambiente;
- 2-3: Mistura entre o ar exterior e o de recirculação;
- 3-4: Desumidificação do ar de processo com o equipamento dessecante;
- 4-5: Ingresso e saída do recuperador rotativo (lado processo);
- 5-6: Resfriamento com torre de resfriamento indireta que utiliza como ar secundário o ar externo;
- 6-7: Umidificação e resfriamento do ar com torre de resfriamento direto para ajustar a temperatura de entrada até o ponto de projeto;
- 8-9: O ar exterior de reativação é pré-resfriado em uma torre indireta que utiliza como ar secundário o ar externo mesmo;
- 9-10: Ingresso e saída no recuperador rotativo (lado reativação);
- 10-11: Ingresso e saída no equipamento dessecante do ar de reativação;

Nota-se que a alternativa B é mais complexa do que a alternativa A, que é um esquema indicado em particular quando o controle de umidade é difícil.

Observa-se também o número elevado de componentes, que na realidade tem o uso justificado com uma avaliação de custo e benefício.

O problema principal no dimensionamento dessa alternativa é achar um valor de vazão que melhor correlacione REC e DES no lado reativação.

De fato, tem-se que um valor menor de R/P é benéfico pela eficiência do DES, no entanto, para se obter um bom valor de eficiência do REC é preciso um valor de R/P o mais próximo de 1 possível (equação X).

Para se obter um valor de eficiência que seja ideal para a relação entre os dois equipamentos, efetua-se um processo de iteração usando os seguintes softwares:

- *Desiccant Wheel Simulation Program* (Novelair, 2007);

- *Rotor Source Selection e Aplication Calculation Software* (Rotor Source, 2007);

No processo de iteração, varia-se o parâmetro R/P entre o intervalo 0,4 e 0,9, excluindo-se os valores extremos. Estimada a temperatura de saída do REC (ponto 10), acha-se o valor de saída do DES. Após, jogando-se o valor no software do REC, verifica-se a validade da temperatura de saída estimada do REC.

Definida a eficiência do REC com a equação 4.2 e do DES com a equação 5.1, obtém-se a seguinte Tabela 5.1 e Figura 5.5:

Tabela 5.1: Eficiência do recuperador e dessecante em função da relação R/P

R/P	Recuperador	Dessecante
0,4	41,67%	98,29%
0,5	51,88%	70,75%
0,6	60,96%	70,60%
0,7	69,11%	67,74%
0,8	74,90%	59,54%
0,9	74,06%	50,46%

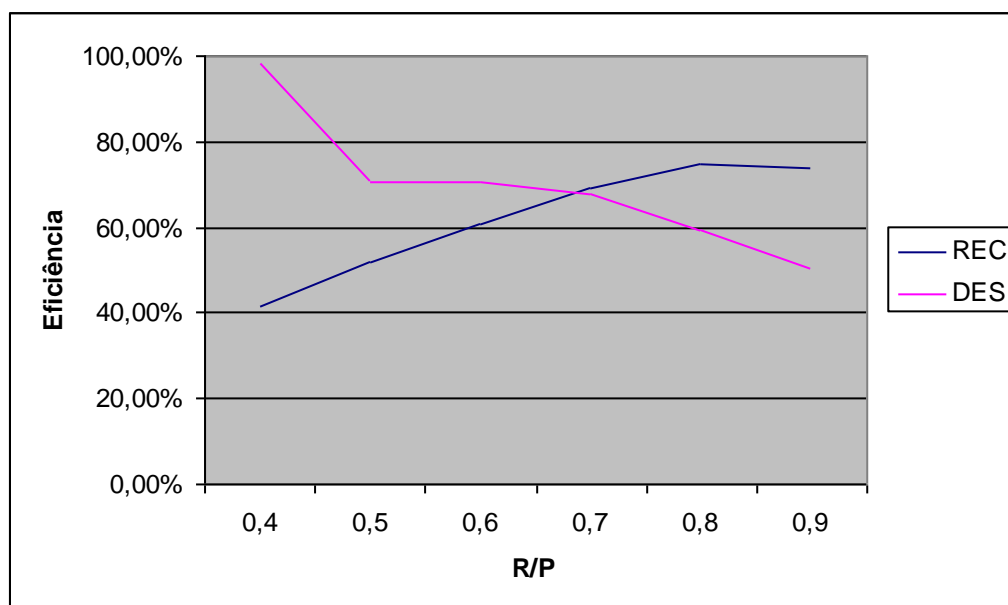


Figura 5.6: Eficiência do recuperador e dessecante em função da relação R/P

De acordo com a Figura 5.5, os valores de eficiência e de R/P que satisfazem os dois equipamentos são obtidos pelo cruzamento das duas curvas e serão os valores adotados nesse projeto. Adota-se, então, o valor de R/P aproximadamente igual a 0,7.

Voltando à alternativa B, a partir do sub-capítulo 4.3.2 ficaram conhecidos os valores psicrométricos correspondentes aos pontos um, dois e três. Com o parâmetro R/P, obtêm-se as seguintes condições de saída do DES (ponto 4):

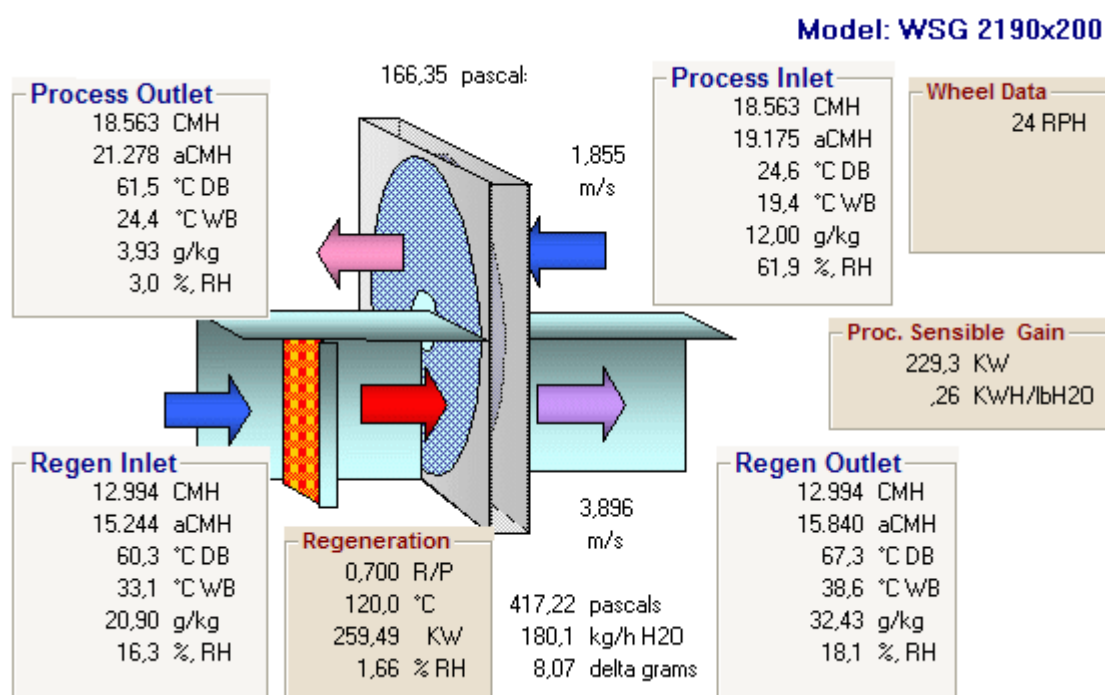


Figura 5.7: Condições de entrada e saída do ar de processo e de reativação no dessecante.

As condições de saída do REC são as seguintes (ponto 5):

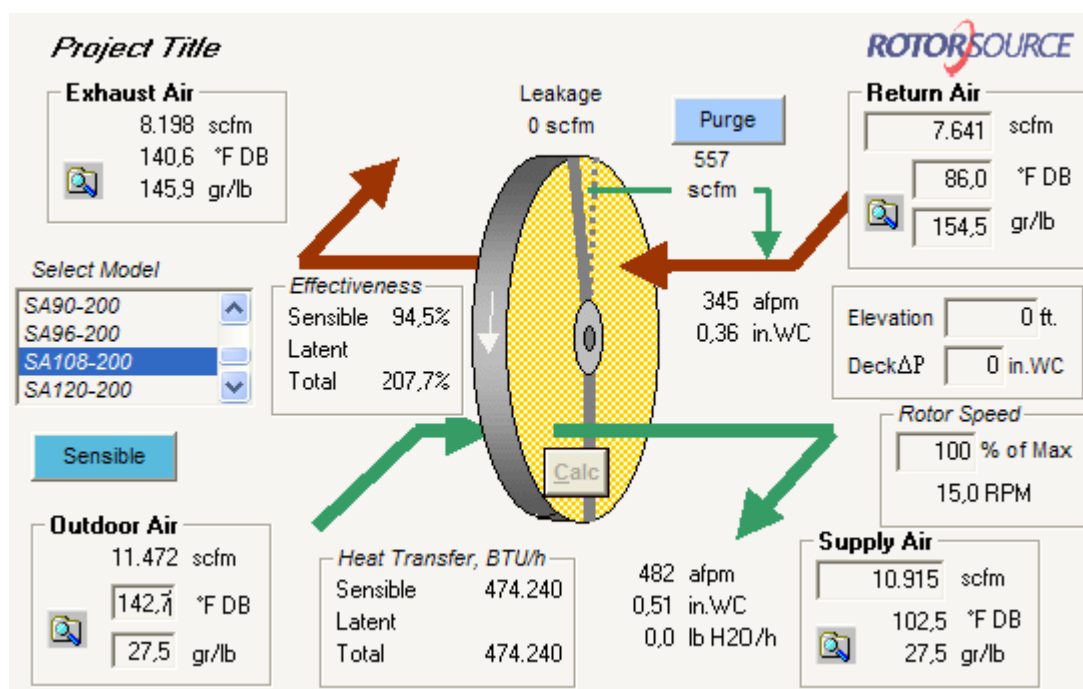


Figura 5.8: Condições de entrada e saída do ar de processo e de reativação no recuperador.

Sendo que na Figura 5.7 os valores das grandezas estão de acordo com o sistema inglês, a temperatura de saída do REC correspondente no SI será $T_5 = 39^\circ\text{C}$.

Como se pode observar na Figura 5.7 foi escolhido um recuperador de calor sensível porque como a umidade absoluta no lado processo é muito menor que aquela do lado reativação, a perda de calor sensível é anulada ou fortemente reduzida por causa do ganho de calor latente.

Calcula-se, em fim, o valor de eficiência do IND2 e do DIR para alcançar o ponto desejado de entrada de 16°C (Fig. 5.8).

Cruzando na carta psicrométrica a reta isoentálpica a 16°C (que passa pela reta RCS) com o valor de umidade de saída do DES, obtém-se um valor de temperatura de saída do IND2 igual a 31°C . Assim, utilizando-se como ar secundário o ar externo, a eficiência vale:

$$\varepsilon_{IND} = \frac{T_5 - T_6}{T_5 - T_{bu,s}} = \frac{39 - 31}{39 - 28} = 72\%$$

Como já mostrado, é um valor de eficiência que está no intervalo típico desse equipamento.

Para o DIR, sendo a temperatura de bulbo úmido do ar no ponto 6 de $T_{bu,s} = 14,8\text{ °C}$, tem-se:

$$\varepsilon_{DIR} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_{bu,s}} = \frac{31 - 16}{31 - 14,8} = 92\%$$

Esse valor também entra no intervalo típico desse tipo de equipamento.

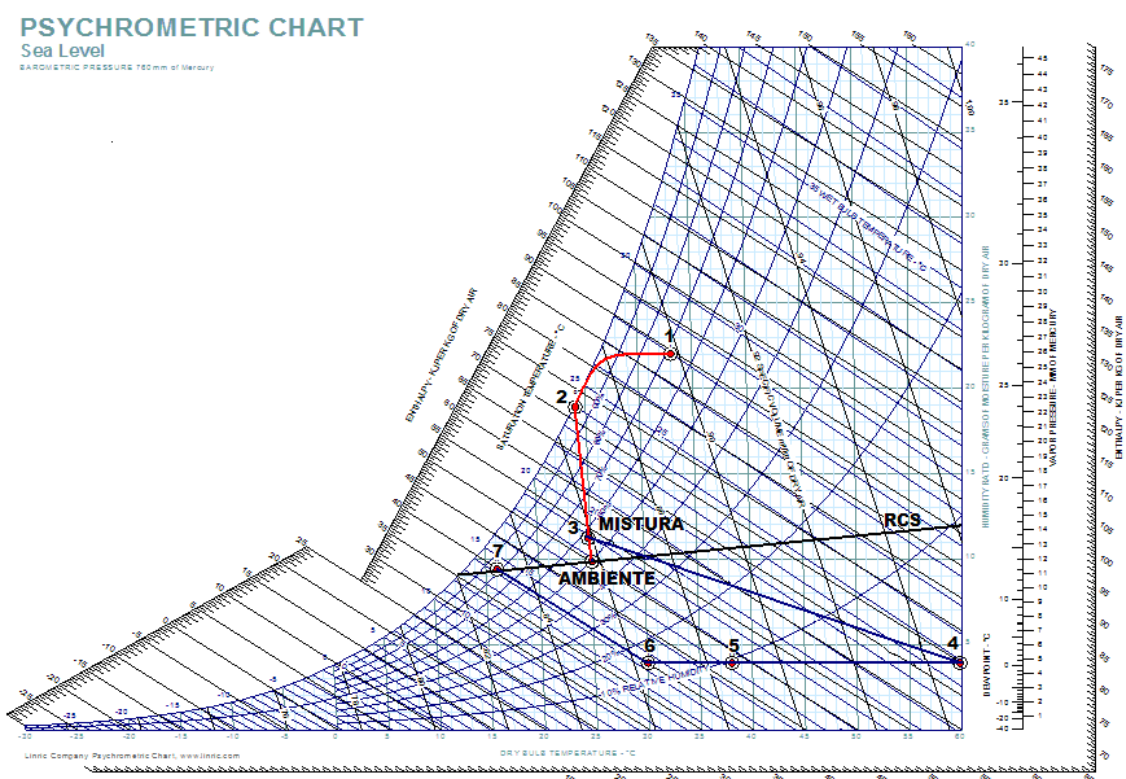


Figura 5.9: Representação da alternativa B na carta psicrométrica.

Para essa alternativa devem ser considerados os custos de investimento e funcionamento, no que diz respeito às três torres indiretas devido à presença de ventiladores e grandes movimentações de água, visto que pode ser evitada a presença dos dois pré-resfriadores indiretos. De fato, a ausência dos pré-resfriadores não compromete o funcionamento básico da instalação.

Esse pode ser uma boa alternativa se comparada com o ciclo a compressão clássica porque de fato não envolve uma serpentina de resfriamento e desumidificação.

Por ser uma tecnologia pouco difundida no Brasil, a falta de informações específicas sobre os equipamentos impediu uma avaliação energética e econômica. Porém ao longo da pesquisa efetuada, a ASHRAE afirma que com essas tecnologias se obtém uma boa economia nos custos totais. De fato são equipamentos que, sob um ponto de vista dos custos de funcionamento, apresentam um menor gasto de energia elétrica se comparado com um ciclo de compressão clássica.

Essa é uma configuração mais indicada para climas secos do que climas úmidos. De fato, quanto maior for a umidade exterior, maior deve ser: a umidade a retirar, o tamanho da roda DES e o resfriamento sensível para chegar ao valor de entalpia de entrada no DIR.

Essa alternativa não consegue alcançar temperaturas de entrada muito baixa, sendo que não possui uma serpentina de resfriamento.

Capítulo 6 - Outras Tecnologias

Nesse capítulo serão mostradas as outras duas tecnologias citadas nesse trabalho: a acumulação térmica e a geração própria que serão avaliadas com o objetivo de se conhecerem as vantagens sob o ponto de vista energético e, no caso da geração própria, sob o ponto de vista econômico.

Essas últimas tecnologias possuem a mesma característica, ou seja, são convenientemente aplicáveis quando o fator de carga é baixo, sendo, portanto, aplicáveis no objeto de estudo desse trabalho – a igreja.

O fator de carga (F_c) é por definição:

$$F_c = kWh / kW \cdot h \quad (6.1)$$

onde, kWh - consumo de energia

kW - demanda contratada

h - período analisado.

A partir das faturas disponíveis (Tab. 6.1), foi calculado o fator de carga, encontrando-se um valor médio igual a 3,98%.

Tabela 6.1: Fator de carga da igreja no ano de 2006

Meses	Demanda (kW)	Consumo (kWh)	Fator de Carga
Janeiro	207	10660	7,15%
Fevereiro	207	7790	5,23%
Maio	207	4346	2,92%
Julho	207	1558	1,05%
Agosto	207	2870	1,93%
Setembro	207	2952	1,98%
Outubro	207	3854	2,59%
Dezembro	207	7790	5,23%
Janeiro	207	6232	4,18%
Média	207	5339,11	3,58%

A Tabela 6.1 justifica a importante necessidade do estudo energético e econômico, devido à presença de uma alta demanda contratada.

6.1 - Acumulação Térmica

A utilização da acumulação térmica pode representar uma boa solução em instalações de condicionamento de ar, em particular naquelas em que há disposição de calor ou frio. Nesse caso pode ser muito útil, sob ponto de vista energético e econômico, armazenar essa energia para usá-la quando requerida. No campo da climatização, esse acúmulo pode ser feito com diferentes temperaturas, em função do tipo de aplicação: alta (para a conservação de calor) e baixa ou baixíssima (para acumulação de frio). Para justificar essa técnica, é preciso que estejam presentes uma ou mais das seguintes condições (Rossi,2002):

- Carga de ponta elevada;
- Carga de ponta não freqüente;
- Dificuldade de satisfazer a demanda de energia;
- Tarifas multi-horárias que podem privilegiar os consumos nas horas em que a instalação é desligada;
- Presença de incentivo dos produtores e/ou distribuidores de energia (elétrica ou gás);

A prática multi-horária é freqüentemente presente no sistema de tarifa energética. A lógica dessas tarifas é prever preços mais convenientes em algumas horas do dia nas quais a demanda de energia é menor, com a finalidade de incentivar o consumo e obter um melhor uso das instalações de produção. Por isso, pode ser conveniente, por exemplo, ligar o grupo frigorífico, nas horas em que o preço é menor, para acumular água gelada ou gelo em um tanque, e utilizá-los depois, nas horas em que as tarifas são maiores. Essa técnica pode alcançar as seguintes vantagens (Rossi, 2002):

- Redução da potência e tamanhos das máquinas, que nesse caso são projetadas em função da carga média e não mais da carga máxima de ponta;

- Funcionamento das máquinas com carga praticamente constante, o que determinará altos valores de rendimento por períodos maiores de tempo e, também, temperaturas de condensação menores no funcionamento noturno;
- Economia nas instalações elétricas;
- Economia nos equipamentos;
- Economia no custo da energia (aproveitando as tarefas multi-horárias);
- A prática do acúmulo de água pode ser também utilizada com um segundo fim, ou seja, como reserva anti-incêndio.

Os materiais utilizados para acumulação energética podem ser muitos, porém, devem ter como característica garantir o acúmulo simples e econômico.

Essas são algumas características importantes (ASHRAE, 1995):

- Baixo custo;
- Facilidade de aquisição;
- Não agressivo ao ambiente;
- Não inflamável;
- Não explosivo;
- Não tóxico;
- Compatível com outros materiais utilizados na instalação;
- Não corrosivo;
- Inerte;
- Com elevada densidade;
- Com propriedades conhecidas;
- Com alto calor específico;
- Com elevado calor de fusão;
- Possibilidade de acumulação à pressão ambiente;
- Características termo-físicas não variáveis com o uso e com o tempo.

Por isso, os materiais comuns mais utilizados para a acumulação de calor sensível são a água, materiais cerâmicos, soluções de água e anti-congelante etc. No entanto, para a acumulação de calor latente é utilizado o gelo ou outras substâncias como sal hidratado, polímeros, etc. que são caracterizados pela mudança de fase.

Estimando-se a quantidade de calor que pode ser acumulada, obtém-se:

- Água: para um $\Delta T \approx 10^\circ\text{C}$ (exemplo: $15-5^\circ\text{C}$), sendo $c_p = 4,186 \text{ kJ/kg}$ em 1 m^3 de água ($\approx 1000 \text{ kg}$), tem-se: 41870 kJ ou $11,6 \text{ kWh/ m}^3$;

- Gelo: sendo $c_{fus} = 934 \text{ kJ/kg}$ e $\rho = 921 \text{ kg/m}^3$ em 1m^3 de gelo, tem-se: 307600 kJ mais o calor para passar de $0-10^\circ\text{C}$, obtém-se um total de 309000 kJ ou 97 kWh/m^3 ;

O gelo pode acumular energia até oito vezes mais do que a água. Na realidade, esses valores são reduzidos para 70-75% pelo fato que:

- com a água: na fase de reutilização, após a mistura da água de retorno da instalação com aquela acumulada, não é possível utilizar até o fim o acúmulo (usando então cerca 9 kWh/m^3);
- com o gelo: o gelo efetivamente acumulado é reduzido por razões funcionais e por isso, pode-se acumular entre 40 e 65 kWh/m^3 .

Pode-se concluir, em fim, que o gelo garante uma grande economia no volume do acúmulo, porém a utilização de água permite trabalhar com temperaturas de evaporação que não prejudicam o rendimento. Como o gelo possui uma temperatura de evaporação de $5-10^\circ\text{C}$, a potência absorvida aumenta 20-25% o rendimento para a mesma energia acumulada (Rossi, 2002).

CONSIDERAÇÕES TÉCNICAS E ECONÔMICAS

Conforme já explicado, é evidente que a acumulação térmica pode ser adotada quando há duas conveniências: baixo custo inicial e mínimo custo de gestão.

Um baixo custo inicial é obtido quando o fator de carga é baixo, como acontece em construções como teatros, campos esportivos, igrejas, etc, ou seja, em ambientes onde existe elevada carga térmica com breve duração e grande intervalo de tempo entre uma utilização e outra. Nesses casos, ao invés de colocar uma instalação com potência igual à carga térmica máxima, é possível, através da acumulação, colocar uma instalação menor que funcionando por várias horas, recarregue o tanque de acúmulo.

A potência instalada e a energia por vez de funcionamento no estudo de caso valem:

$$P = 570,56 \text{ kW}$$

$$E = 1141,12 \text{ kWh}$$

Uma primeira escolha a ser feita consiste em decidir entre acúmulo parcial ou total. No acúmulo parcial, a máquina funciona 24 horas, acumulando nas horas da noite, compensando assim a carga do dia com o acúmulo e com a máquina em funcionamento. No acúmulo total, o grupo frigorífico trabalha apenas nas horas da noite ou em outras horas nas quais a tarifa é menor.

Sabendo que as horas de ponta são compreendidas entre 18-21 horas, horário no qual o acúmulo total é desligado, tem-se que a potência requerida pelos dois casos para garantir o acúmulo necessário de energia será:

$$Pot_{par.} = \frac{1141,12 kWh}{24h} = 47,55 kW$$

$$Pot_{Tot.} = \frac{1141,12 kWh}{21h} = 54,34 kW$$

No caso de acúmulo parcial, a potência fornecida deverá ser somente de 8,3% da potência máxima instalada. Com o sistema total a potência fornecida será apenas de 9,52% do valor máximo. De fato, esses valores muito mais baixos são devidos ao fator de carga que é muito baixo. Em fim excluindo as horas cuja instalação está ligada, a energia acumulada é de:

$$E_{par.} = 47,55 \cdot 22 = 1046,1 kWh$$

$$E_{Tot.} = 54,34 \cdot 19 = 1032,46 kWh$$

Sendo em ambos os casos a potência instalada menor que o caso sem acumulação, é importante observar que o investimento e o tamanho do grupo frigorífico são menores.

Utilizando a água, que conforme mostrado possui uma capacidade real de acúmulo de energia de 9 kWh/m³, o volume de acúmulo dos dois casos será de:

$$Parcial: 1046,1/9 = 116,23 m^3$$

$$Total: 1032,46/9 = 114,72 m^3$$

Utilizando a gelo, que possui uma capacidade máxima de acumulo de energia de 65 kWh/m³, o volume mínimo de acúmulo dos dois casos será de:

$$\text{Parcial: } 1046,1/65 = 16,09 \text{ m}^3$$

$$\text{Total: } 1032,46/65 = 15,88 \text{ m}^3$$

No estudo de caso, o acúmulo total é mais conveniente do que o parcial, pois a potência e a capacidade são aproximadamente da mesma magnitude e possuem custos de investimentos similares, mas o sistema total não trabalha nas horas de pico nas quais a tarifa é maior, ou seja, menor custo para funcionamento.

É evidente que, controlando as horas de funcionamento, pode-se variar o acúmulo e a potência até encontrar a solução que determine o menor custo total relacionado ao custo de investimento e ao de funcionamento.

Para instalação de acúmulo de água, podem-se utilizar diferentes modelos de grupos refrigeradores com compressor alternativo, centrífugo ou máquina de absorção. Para a produção de gelo, no entanto, é necessário o uso de máquinas com elevada razão de compressão (compressores alternativos, scroll ou parafuso).

Em fim, para instalações já existentes pode ser interessante a oportunidade de se obter uma maior demanda de potência, sem modificar a potência instalada e nem o grupo frigorífico, mas somente adicionando um sistema de acúmulo (Rossi, 2002).

6.2 - Geração Própria

A geração própria tem por finalidade a substituição do contrato de energia elétrica atual da igreja, zerando a demanda contratada com a concessionária de energia elétrica.

Esta atenderá o sistema de condicionamento de ar, ou seja, a igreja irá comprar energia elétrica da concessionária apenas para os outros sistemas (iluminação, som, etc).

6.2.1 - Avaliação da implantação do sistema de geração própria

A Figura 6.1 mostra as gastos com energia elétrica no período de avaliação, separando-as em demanda e consumo.

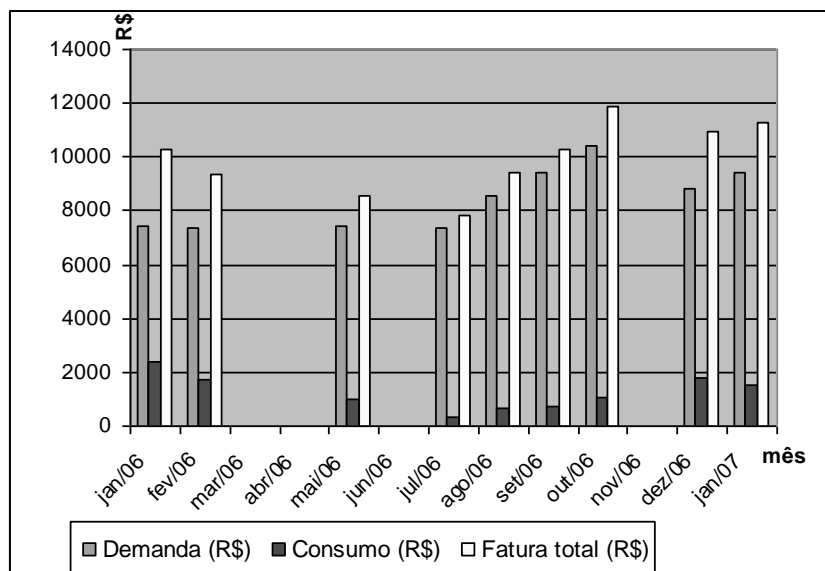


Figura 6.1: Faturas de energia elétrica de igreja

A partir de uma análise do cenário mostrado na Fig. 6.1, observa-se a importância do estudo de um grupo gerador para zerar os gastos com demanda contratada. Assim, uma proposta de geração própria com um grupo gerador STEMAC foi avaliada.

Na Fig. 6.2 é apresentado o comportamento das despesas com energia elétrica considerando duas alternativas de suprimento: concessionária e geração própria. Para tanto já está incluso no sistema de geração todos os tipos de gastos, ou seja, óleo diesel, filtros, operador etc. Somados estes gastos, tem-se o gasto por hora do grupo gerador igual a R\$ 160,36 (STEMAC,2007). A tabela 6.1 ilustra os gastos obtidos a partir de uma média em 2006 pela concessionária e os gastos previstos pela STEMAC.

Tabela 6.2: Gastos médios com a concessionária e o gerador próprio

Tempo (h)	Concessionária (R\$)	Gerador Próprio (R\$)
0	8475,208	0
10	8963,935	1603,6
20	9452,662	3207,2
30	9941,389	4810,8
40	10430,116	6414,4
50	10918,843	8018
60	11407,57	9621,6
80	12385,024	12828,8
90	12873,751	14432,4
100	13362,478	16036

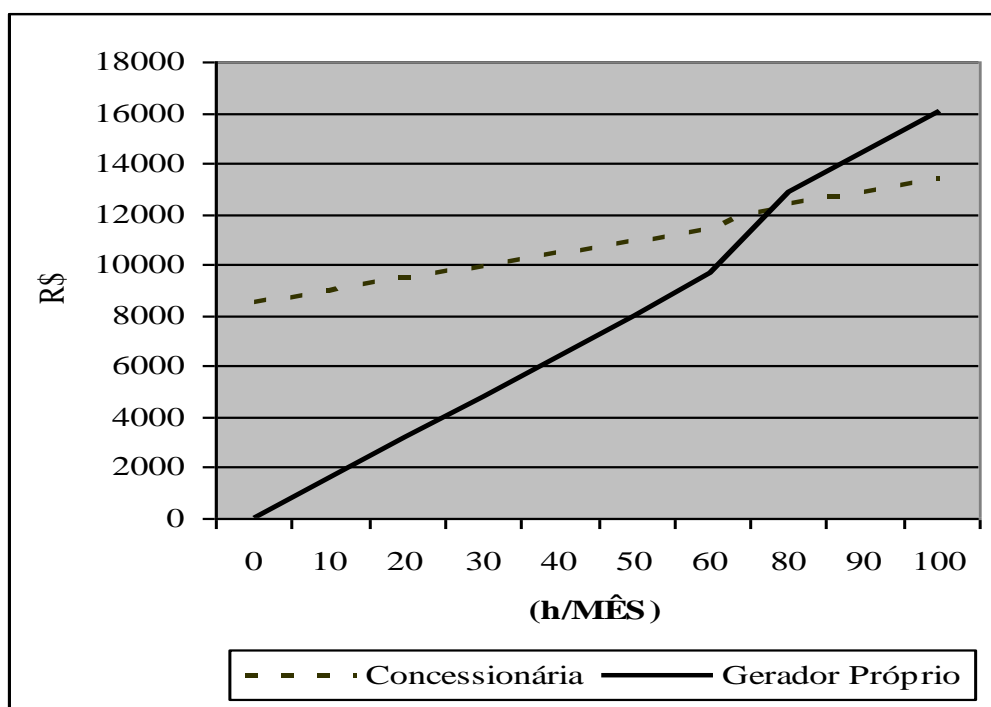


Figura 6.2: Despesas com energia elétrica em função da utilização (h/mês) da instalação de ar condicionado

Na Fig. 6.2 pode-se observar que, para a utilização da instalação de ar condicionado inferior a 76 horas por mês, o suprimento de energia elétrica através de um Gerador Próprio é mais eficaz. Caso contrário, a melhor opção recai sobre a concessionária local. Porém, sabendo-se que o sistema opera em média 30 horas por mês, conclui-se que, neste caso, o gerador próprio é a melhor opção.

Para a geração própria tem-se como proposta um grupo gerador diesel Stemac, na potência de 450/405 kVA (intermitente/contínuo), fator de potência

0,8, 220/127V - 60Hz, quadro de comando manual, acessórios, com disjuntor para saída de carga. Conforme descrição (STEMAC, 2007):

- Motor diesel

Marca SCANIA, modelo DC12 41A, 6 cilindros em linha, 1800rpm, injeção direta de combustível, 550CV em emergência, regulador eletrônico de velocidade; refrigeração líquida com radiador, ventilador e bomba centrífuga; sistema de proteção contra alta temperatura d'água e baixa pressão do óleo.

- Gerador

Síncrono, trifásico, brushless, especial para cargas deformantes, com regulador eletrônico de tensão.

- Preços:

- Grupo gerador diesel STEMAC 450/405 kVA, quadro de comando manual, para funcionamento singelo	R\$ 134.295,00
- Conjunto de atenuadores de ruído para GMG (kit padrão 85dB(A)@1,5m)	R\$ 8.900,00
- Paineis acústicos de 1800 x 2500 mm, com porta acústica de 1000 x 2100 mm (L x A), complementar ao sistema de tratamento acústico	R\$ 5.272,00
- Total de investimento	R\$ 148.467,00

Por meio do investimento com o grupo gerador e com o devido isolamento acústico, a igreja mudará o contrato de energia elétrica zerando a demanda contratada implicando na redução de 50% nos gastos com a energia elétrica considerando o uso médio de 30 horas mensais, o que corresponde aproximadamente R\$ 5.000,00 (ver Tab. 6.1).

A análise econômica do grupo gerador será feita através de dois métodos matemáticos (ASHRAE, 2003):

- Valor presente líquido (*Single Payment Present Value Analysis*);
- Análise melhorada do retorno do investimento (*Improved Payback Analysis*).

Para fazer uma rápida estimativa, pode-se aplicar também o método do Simple Retorno de Investimento (Simple Payback) que não considera a taxa de juro e a inflação. Assim sendo o tempo de retorno do investimento vale simplesmente:

$$n = \frac{\text{Investimento}}{\text{Economia _ média _ anual}} = \frac{148467}{60000} = 2,47 \text{ anos} \quad (6.2)$$

- Para análise com o valor presente líquido, o custo ou valor de investimento é uma função da taxa de juros disponível. O valor futuro (F) de uma soma presente de dinheiro (P) em cima de períodos de (n) com taxa de juros (i) por período é

$$F = P(1 + i)^n \quad (6.3)$$

e o valor presente será

$$P = \frac{F}{(1 + i)^n} \quad (6.4)$$

Para efetuar esse tipo de análise econômica é preciso atualizar os fluxos de caixa futuros. Porém, não sendo conhecidas as taxas de juros de mercado, adota-se um valor de 10%. Sendo assim é obtida a figura 6.3.

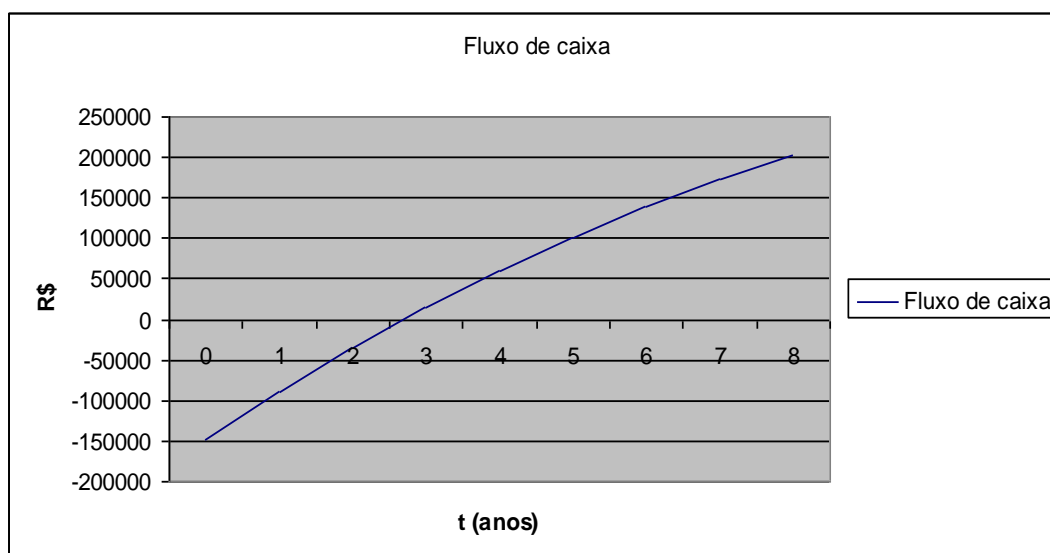


Figura 6.3: análise do valor presente líquido

Conclui-se que o retorno de investimento será entre o segundo e o terceiro ano.

- Para a análise melhorada do retorno do investimento, tem-se um método parecido com o primeiro, porém mais sofisticado que encontrar o tempo de retorno de investimento (n) variando a taxa de juros (i) com a seguinte formula:

$$n = \frac{\ln(CRF / CRF - i)}{\ln(1 + i)} \quad (6.5)$$

onde CRF é a razão entre a economia anual dividido pelo investimento inicial. Para esse estudo obtêm-se os seguintes valores na Tabela 6.2.

Tabela 6.3: Análise melhorada do retorno do investimento

Taxa	Retorno (anos)
5,00%	2,71
6,00%	2,76
7,00%	2,81
8,00%	2,87
9,00%	2,93
10,00%	2,98
11,00%	3,05
12,00%	3,11
13,00%	3,18

14,00%	3,25
15,00%	3,32

Sendo a vida útil do grupo gerador de vinte anos, a tabela acima mostra que para valor de taxa de juro escolhido entre os intervalos que caracterizam valores reais, sempre é garantido um bom valor de retorno do investimento. De fato, mesmo para valores altos de taxas de juros, os anos que seguem depois o retorno do investimento serão de economia.

Isso confirma a validade do investimento em geração própria no estudo de caso.

Capítulo 7 – Conclusão

Com os dados obtidos ao longo dessa pesquisa, foi possível alcançar os objetivos iniciais do trabalho referentes as duas situações básicas de análise de alternativas para uma instalação de ar condicionado existente e a análise caso fosse na fase de projeto.

Na primeira situação foram analisadas como tecnologias a acumulação térmica e a geração própria. A geração própria, conforme demonstrado no item 6, traz resultados satisfatórios na instalação já existente, visto que, com essa, a economia de energia elétrica conseguida durante um mês, é de 50%, que equivale a aproximadamente R\$5.000. Já a acumulação térmica, por existir uma instalação com grande vida útil, fica restrita a sua implantação na fase de projeto.

Conforme calculado nessa pesquisa os resultados da segunda situação, que estudou as tecnologias aplicáveis em renovação de ar, foram amplamente discutida no item 5. Observa-se a importância do conhecimento do projetista sobre os pontos de vista tecnológico e termodinâmico de cada tipo de aplicação. A igreja é um exemplo típico da falta de informação, onde o baixo fator de carga não justifica a instalação existente.

Esses resultados mostram que é possível alcançar eficiência energética em renovação de ar sob varias formas. Daqui a importância de se investir em pesquisa e comércio, a fim de conscientizar-se para o uso mais racional.

Capítulo 8 – Referências Bibliográficas

MME. Ministério de Minas e Energia. Disponível em: <http://www.mme.gov.br>. Acesso em (27/03/2007).

ANVISA. Agência nacional de vigilância sanitária
Disponível em: <http://www.anvisa.gov.br>. Acesso em (10/01/2007).

Macintyre, Archibald Joseph (1990). Ventilação Industrial e Controle da poluição. LTC

Creder, Helio (2004). Instalação de Ar condicionado. LTC

ASHRAE, Handbook - Fundamentals, 2001, cap. 28 “Non residencial cooling and heating load calculations”.

TRANE, Catalogo Disponível em: <http://www.trane.com>. Acesso em (18/02/2007)

ASHRAE, Handbook – HVAC Systems and Equipment, 2000, cap. 44 “Air-to-air energy recovery”.

ASHRAE, Handbook - Fundamentals, 2001, cap. 22 "Sorbents and Desiccant".

ASHRAE, Handbook - HVAC Systems and Equipment, 2000, cap. 22
"Desiccant dehumidification and pressure drying equipment".

Camargo, J.R. e Godoy Jr, E., 2005 – "An evaporative and Desiccant Cooling System for Air Conditioning in Humid Climates".

ASHRAE, Handbook - HVAC Application, 2003, cap. 51 "Evaporative Cooling Applications".

ASHRAE, Handbook - HVAC Systems and Equipment, 2000, cap. 19
"Evaporative Air Cooling Equipment".

Novel air, 2007. Disponível em: <http://www.novelair.com>. Acessado em 10/05/2007

Rotor Source, 2007 – Disponível em: <http://www.rotorsource.com/regis1.html>. Acessado em (12/05/2007)

ASHRAE, Handbook - HVAC Application, 1995, cap. 40 "Thermal Storage".

STEMAC, Stemac grupo geradores. Disponível em:
<http://www.stemac.com.br>. Acessado em (17/03/2007)

ASHRAE, Handbook – HVAC Application, 2003, cap. 36 "Owning and Operating costs".

ASHRAE, ANSI/ASHRAE 62. Disponível em:
<http://www.techcleaner.com.br/renabrava.html>. Acesso em (17/03/2007)

