SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs

Projeto para o Gerenciamento de Chillers

Projeto Demonstrativo para o Gerenciamento Integrado no Setor de Chillers

CAG Otimizada para Sistemas com Chillers em Série e Resfriamento Dedicado de Ar Externo

Eng. Francisco Dantas – Interplan

01/04/2016 - Fortaleza

Execução — SOMAR

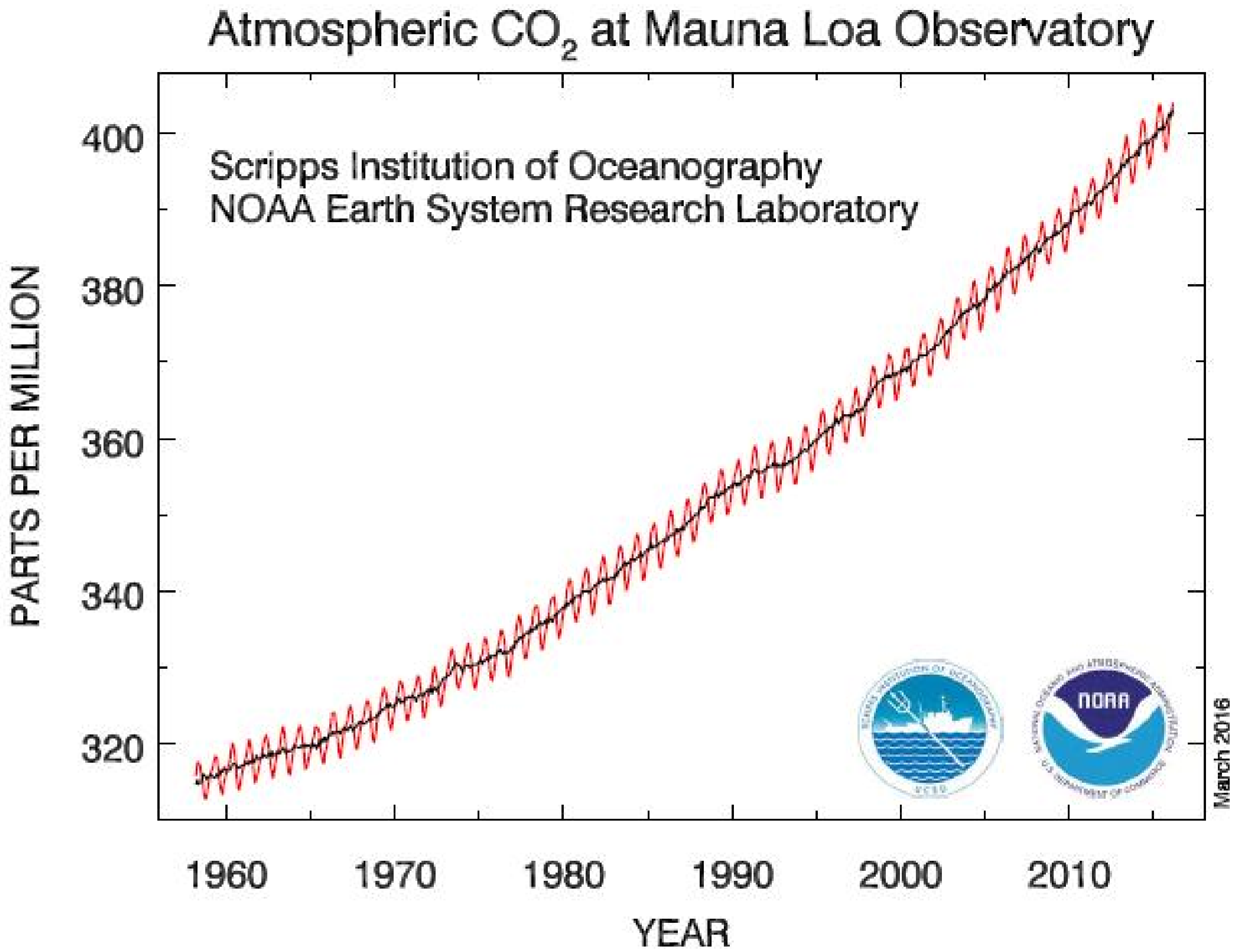
Implementação — PNUD — Empoderando vidas. Fortalecendo nações.

Realização — Ministério do Meio Ambiente — GOVERNO FEDERAL BRASIL PÁTRIA EDUCADORA

ABORDAGENS

PARTE I	CENÁRIO MUNDIAL ENERGIA X EMISSÕES
PARTE II	EFICIENTIZAÇÃO ENERGÉTICA ERV – DOAS – DCV - VAV
PARTE III	PREPARAÇÃO PSICROMÉTRICA DESACOPLAMENTO SENSÍVEL X LATENTE
III. 1 III. 2	THIC POR DESSECAGEM THIC POR RESFRIAMENTO PROFUNDO
PARTE IV	INTRODUÇÃO AOS PROCESSOS RADIANTES
IV.1 IV.2	VIGAS FRIAS PISO FRIO RADIANTE
PARTE V	OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA ESCALONAMENTO DA PRODUÇÃO FRIGORÍFICA

PARTE I	**CENÁRIO MUNDIAL ENERGIA X EMISSÕES**

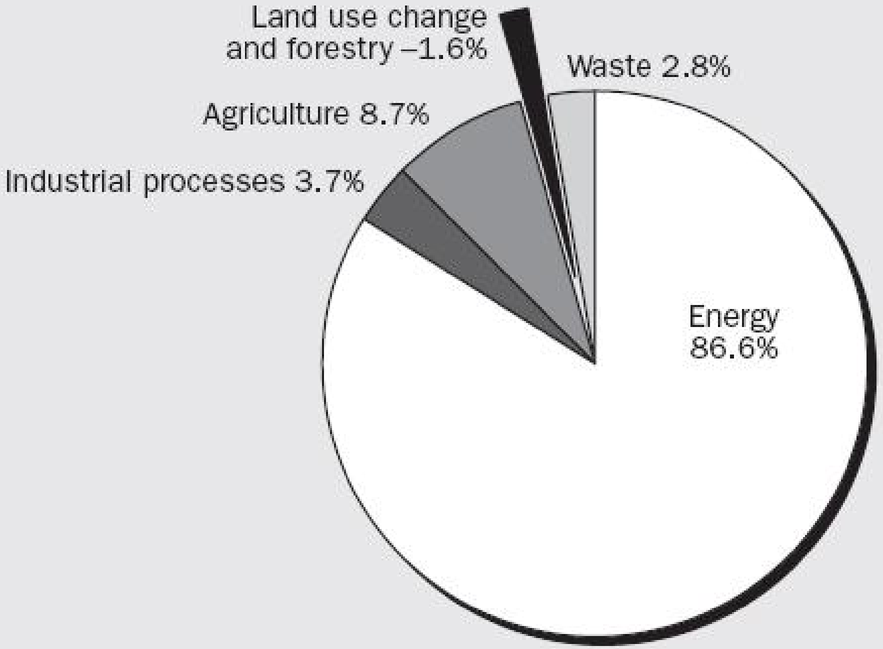


Fonte: http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/

Emissions by source, high-income and transition economies

Nearly all greenhouse gas emissions from high-income and transition economies (those listed in Annex I of the Kyoto Protocol) are linked to energy use (86.6 percent), including power generation, transport, and building heating and cooling.

Share of emissions, 2000 (Annex I)



Source: WRI 2008.

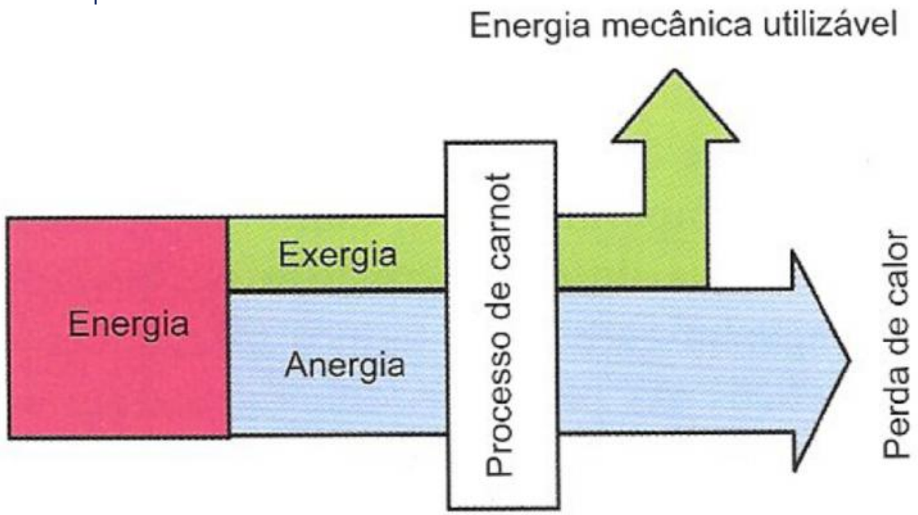


Fig. 6.4 Diagrama de transformação de energia

Classificação de diferentes tipos de energia:

- exergia pura: trabalho mecânico, energia eléctrica, cuja conversão para qualquer outro tipo de energia é possível;
- mistura de exergia/anergia: energia térmica, energia interna, combustíveis, parcialmente convertíveis para qualquer tipo de energia;
- anergia pura: energia em condições ambientes, sem possibilidade de conversão.

Fonte: Manual REHVA Nº 7
Adaptado da VDI 6022

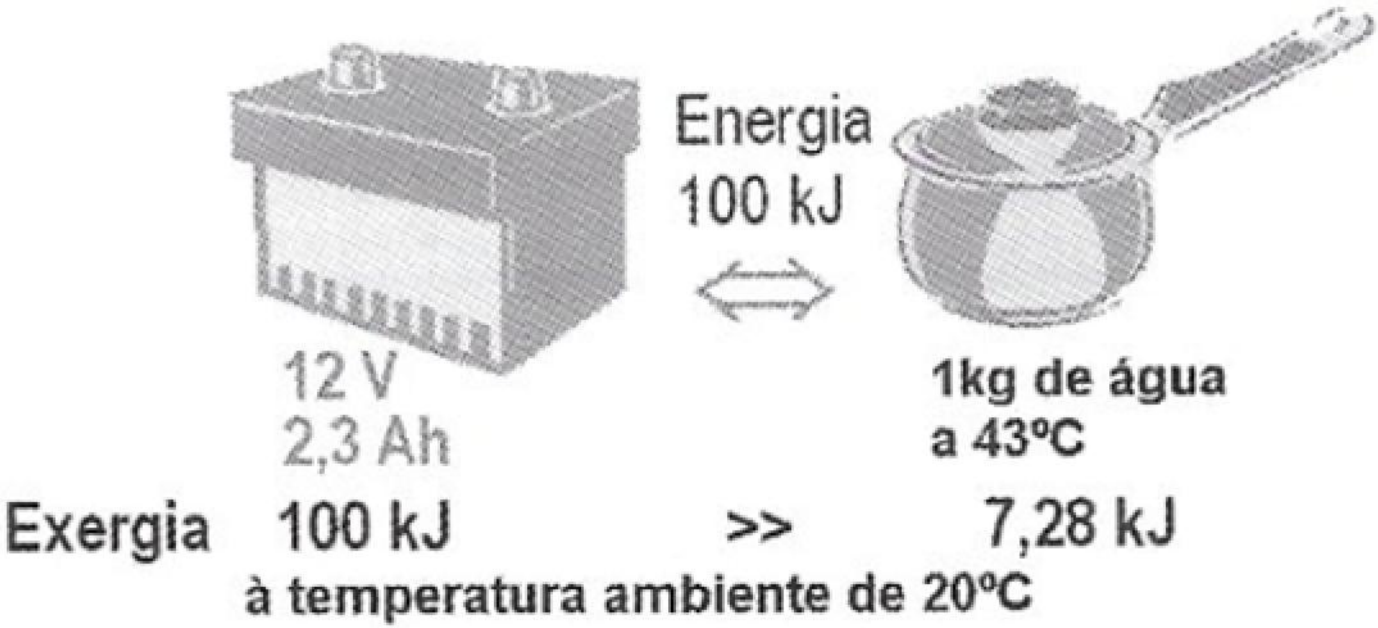


Fig. 6.5 Exemplo de energia eléctrica de elevada qualidade e energia térmica de baixa qualidade [22], [34]

Fonte: Manual REHVA Nº 7
Adaptado da VDI 6022

Table 5. Quality factors of different energy sources at reference temperature 20 °C.

Source	Quality factor q
Mechanical energy	1.00
Electrical energy	1.00
Solar radiation	0.95
Nuclear fuel	1.00
Fossil fuels	0.90
Thermal at 100°C	0.21
Thermal at 40°C	0.06
Thermal at 20°C	0.00

Fonte: **Guidebook to IEA ECBCS Annex 37**

WS 3 Low Exergy Heating and Cooling Systems for High Performance Built Environments

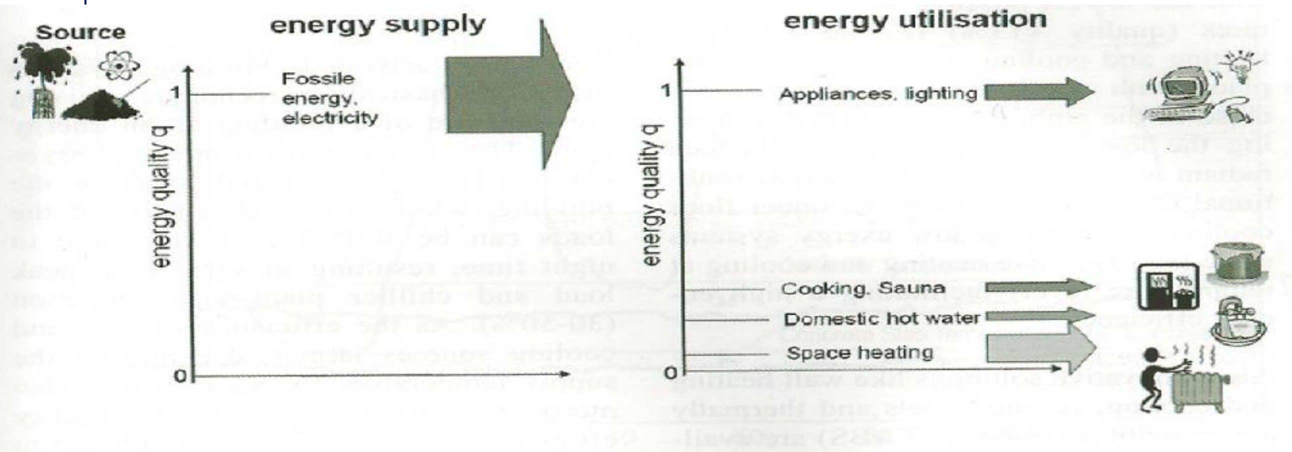


Figure 1a. Energy supply by means of high quality energy sources for a typical building with several uses at different quality levels.

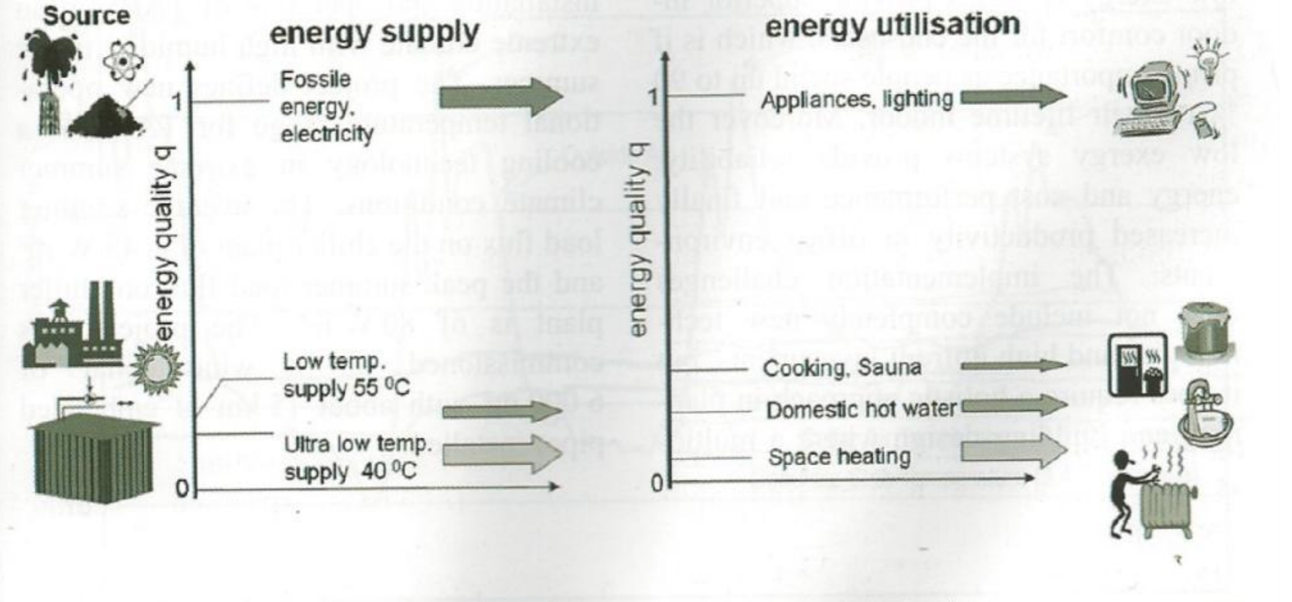


Figure 1b. Energy supply with sources at different quality levels for a building with reduced heat demand.

Fonte:
REVHA Workshops Clima 2010

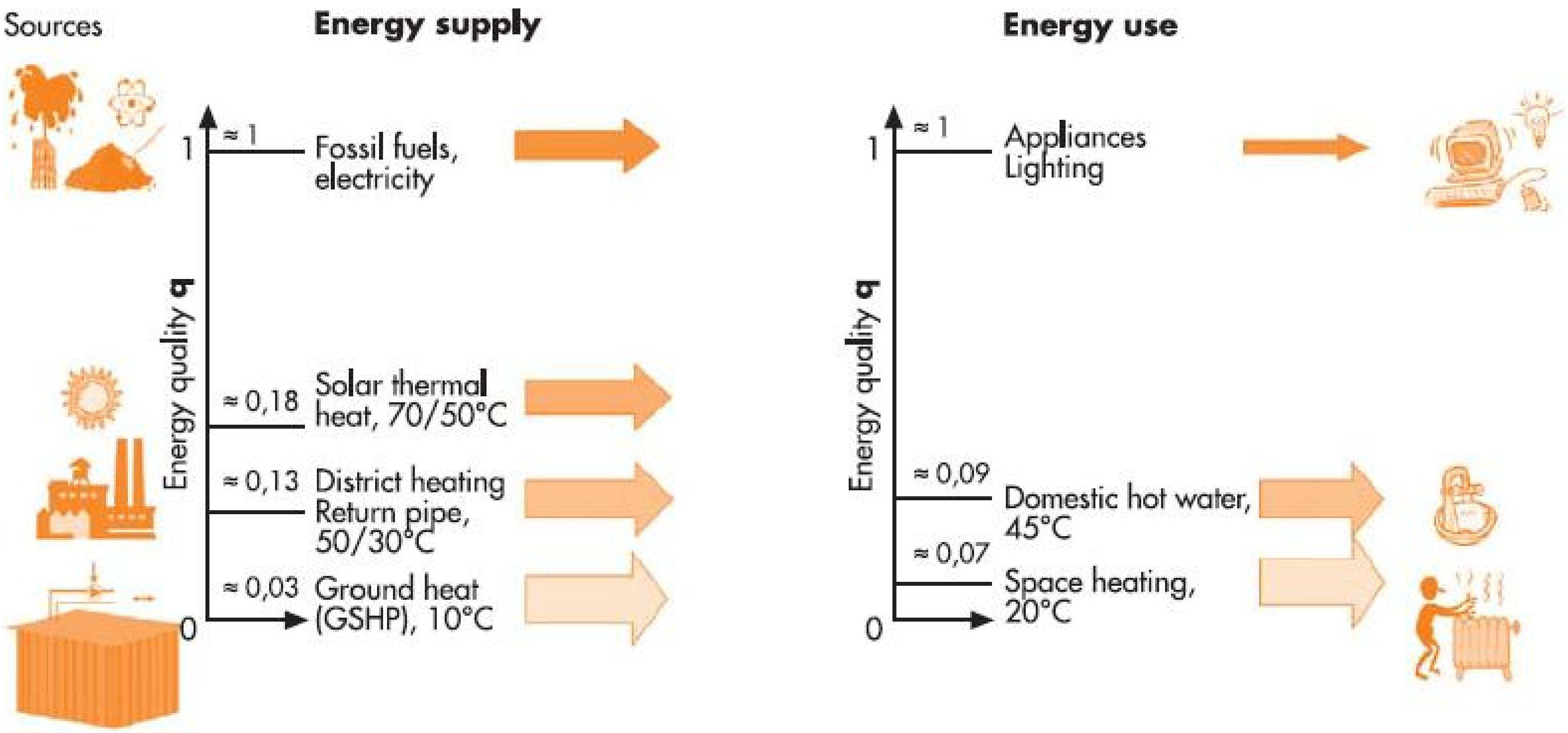
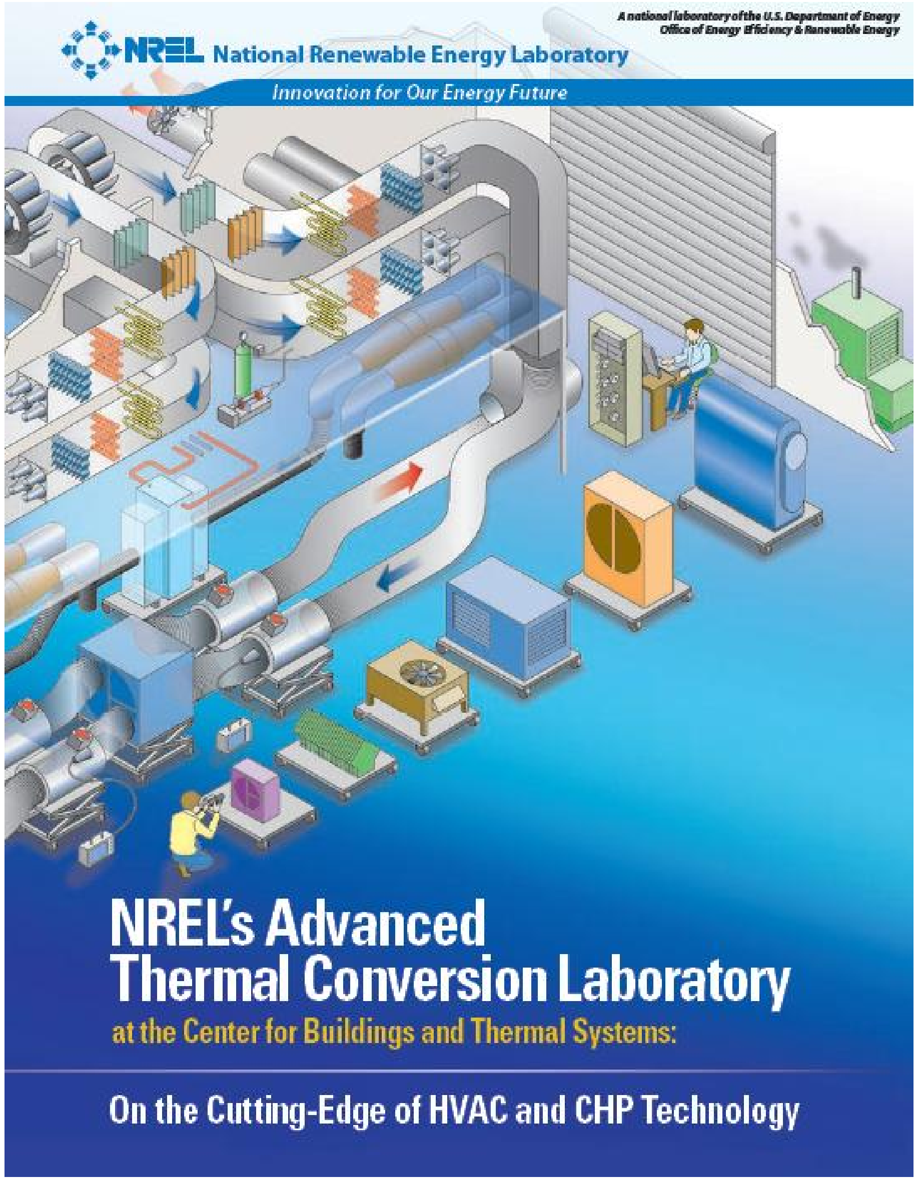


Figure 5.6: Example of an arrow diagram.

Fonte: ECBCS Annex 49

PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs


A national laboratory of the U.S. Department of Energy
Office of Energy Efficiency & Renewable Energy

NREL National Renewable Energy Laboratory

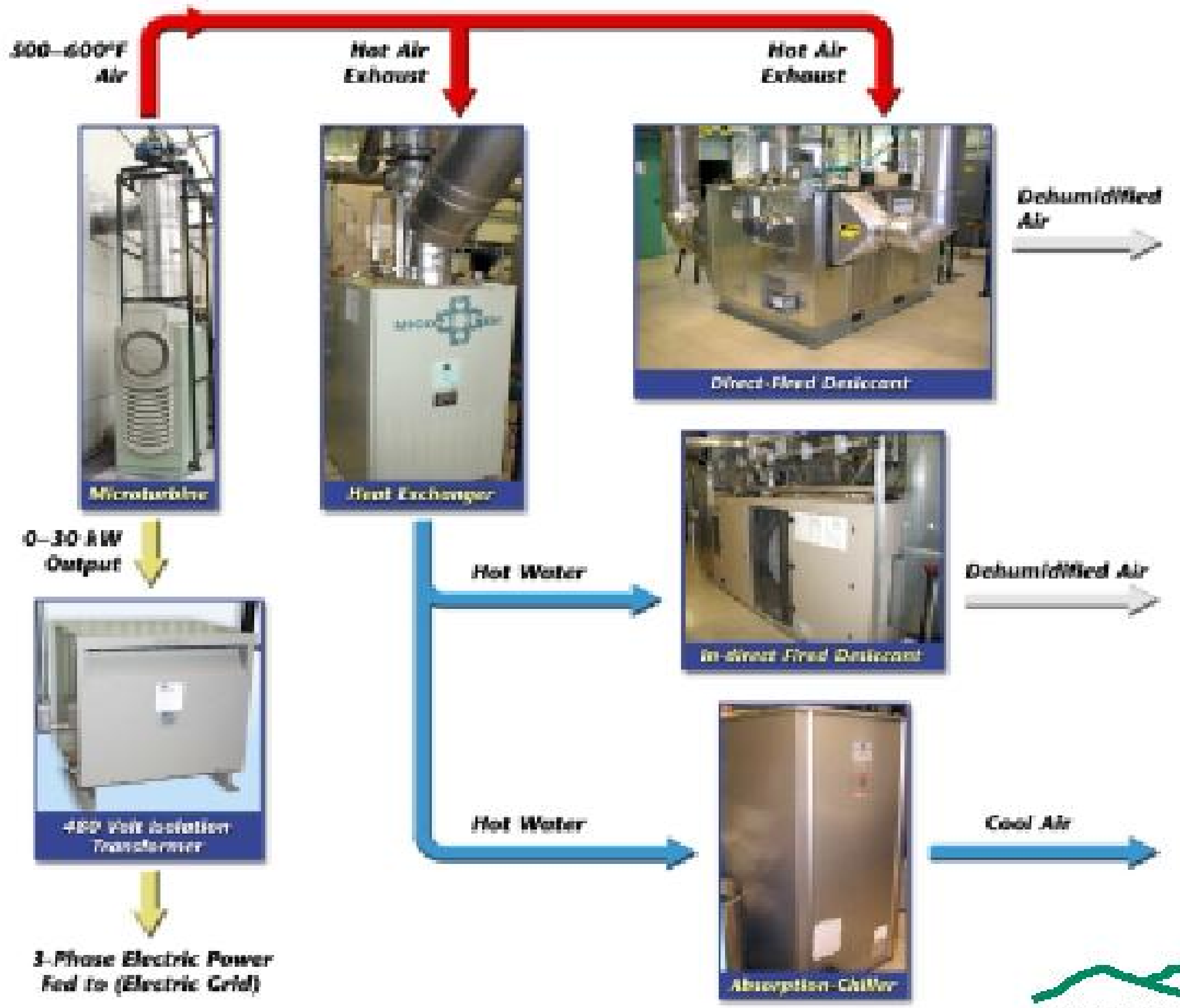
Innovation for Our Energy Future

NREL's Advanced Thermal Conversion Laboratory

at the Center for Buildings and Thermal Systems:

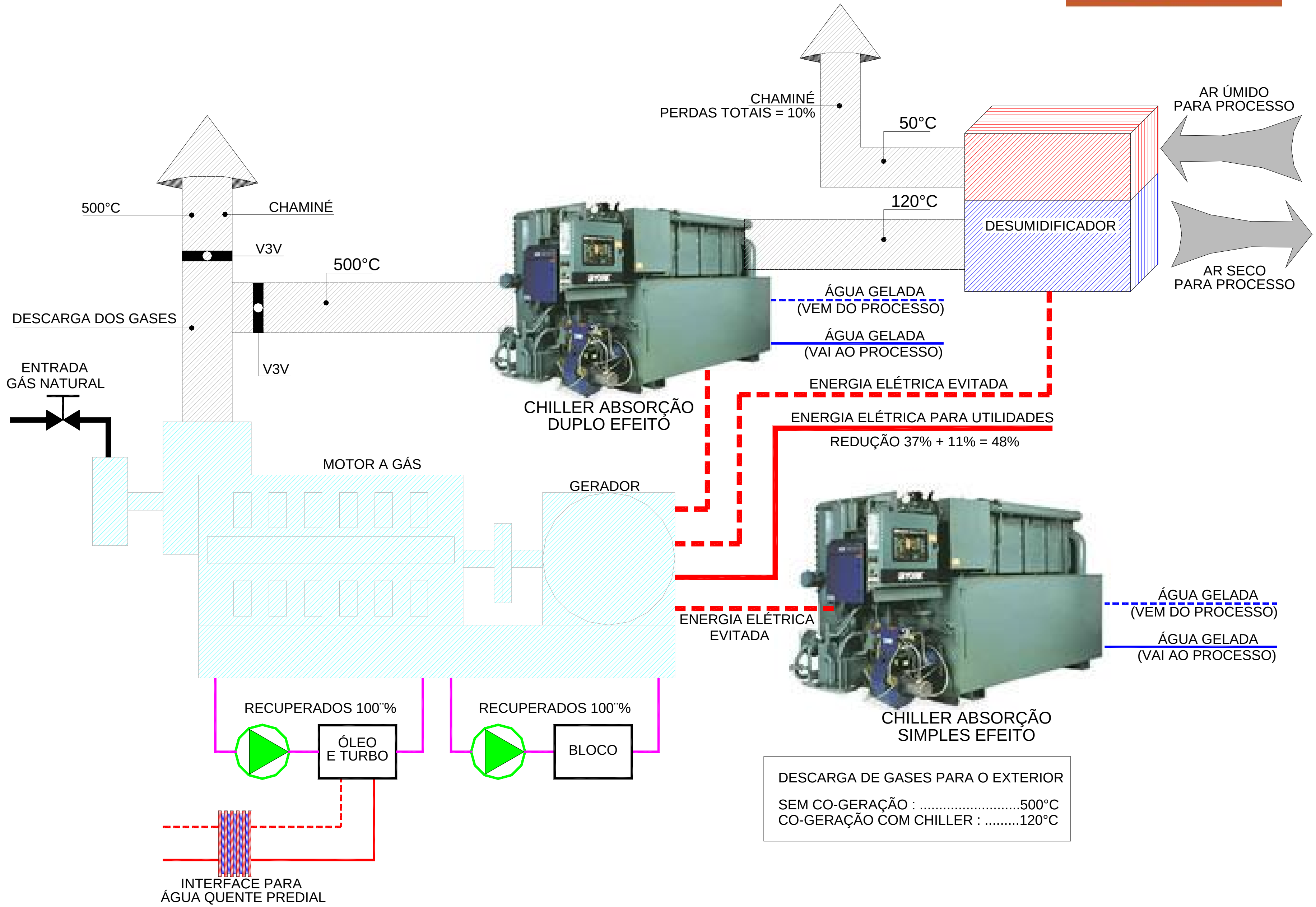
On the Cutting-Edge of HVAC and CHP Technology

PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs



UT-BATTELLE

SISTEMAS TERMICAMENTE ATIVADOS:TRANSFORMANDO ENERGIA QUE SE DEGRADARIA, EM ENERGIA NOBRE



DESCARGA DE GASES PARA O EXTERIOR

SEM CO-GERAÇÃO : ....500°C
CO-GERAÇÃO COM CHILLER : ....120°C

PARTE II	EFICIENTIZAÇÃO ENERGÉTICA ERV – DOAS – DCV - VAV


Aquecimento
a baixa temperatura
e arrefecimento
a temperatura elevada
MANUAL REHVA
Jan Babiak
Bjarne W. Olesen
Dušan Petráš
rehva
Federação de Associações Europeias de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
Manual REHVA N.º 7
Adaptado da VDI 6022
LISBOA
2009

TECNOLOGIAS DE EFICIENTIZAÇÃO

4 THE 15 TECHNOLOGY OPTIONS SELECTED FOR MORE REFINED STUDY

Section 4 of the report presents the analyses for the 15 options selected for more refined study (see Table 4-1), with each sub-section containing the results for a single technology option.

Table 4-1: Energy Savings Potential Summary for 15 Options

Technology Option	Technology Status	Technical Energy Savings Potential (quads)
Adaptive/Fuzzy Logic Controls	New	0.23
Dedicated Outdoor Air Systems	Current	0.45
Displacement Ventilation	Current	0.20
Electronically Commutated Permanent Magnet Motors	Current	0.15
Enthalpy/Energy Recovery Heat Exchangers for Ventilation	Current	0.55
Heat Pumps for Cold Climates (Zero-Degree Heat Pump)	Advanced	0.1
Improved Duct Sealing	Current/New	0.23
Liquid Desiccant Air Conditioners	Advanced	0.2 / 0.06[12]
Microenvironments / Occupancy-Based Control	Current	0.07
Microchannel Heat Exchanger	New	0.11
Novel Cool Storage	Current	0.2 / 0.03[13]
Radiant Ceiling Cooling / Chilled Beam	Current	0.6
Smaller Centrifugal Compressors	Advanced	0.15
System/Component Diagnostics	New	0.45
Variable Refrigerant Volume/Flow	Current	0.3

Fonte: http://doas.psu.edu/DOE_report.pdf

Eficiência energética dos sistemas de AVAC

Francisco Dantas

Tabela 1		
Opção de Tecnologia para economia anual	**Estágio**	**Potencial**
Lógica difusa para controles*	Nova	21.100 GWh
Sistemas dedicados ao ar exterior*	Corrente	41.300 GWh
Ventilação por deslocamento	Corrente	18.300 GWh
Motores de corrente contínua	Corrente	13.800 GWh
Recuperadores de energia para ventilação*	Corrente	50.500 GWh
Bombas térmicas para climas frios	Avançada	9.200 GWh
Implementação de selagem dos dutos*	Corrente/ Nova	21.100 GWh
Condicionadores por líquidos dessecantes	Avançada	18.300 Gwh
Trocadores de calor de microcanais	Nova	10.100 GWh
Climatizadores de microambientes de trabalho	Corrente	6.400 GWh
Novos sistemas de termoacumulação	Corrente	18.300 GWh
Tetos radiantes (vigas frias)	Corrente	55.000 GWh
Compressores centrífugos de pequeno porte	Avançada	13.800 GWh
Diagnósticos de componentes e sistemas*	Nova	41.300 GWh
Volume de refrigerante variável	Corrente	27.500 GWh

* Tecnologias com artigos já publicados na Revista da ASHRAE.

... abordagem sobre Eficientização Energética dos Sistemas de HVAC iniciada na edição nº 35 (Julho/ 2003) da **Revista Climatização** com o artigo intitulado "Tratamento do Ar".

No final do referido artigo foi apresentado um preâmbulo sobre estudos e pesquisas feitos pelo DOE e com participação, também, da ASHRAE e da Indústria do AVAC nos Estados Unidos, acerca de tecnologias emergentes que podem propiciar economia de energia nos sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC).

Os edifícios comerciais nos Estados Unidos totalizam cerca de 5,5 bilhões de metros quadrados, sendo aproximadamente 82% do total climatizados com calefação, e 61% com resfriamento.

Os sistemas de AVAC representam, isoladamente, a maior parcela de consumo de energia elétrica desses edifícios. Estima-se o consumo de energia em 1.340.000 GWh por ano, o que resulta em cerca 400.000 GWh para os sistemas de AVAC por ano, número comparável ao consumo anual de energia elétrica, no Brasil.

Em valores percentuais o ar ...

DOAS with Parallel Cooling

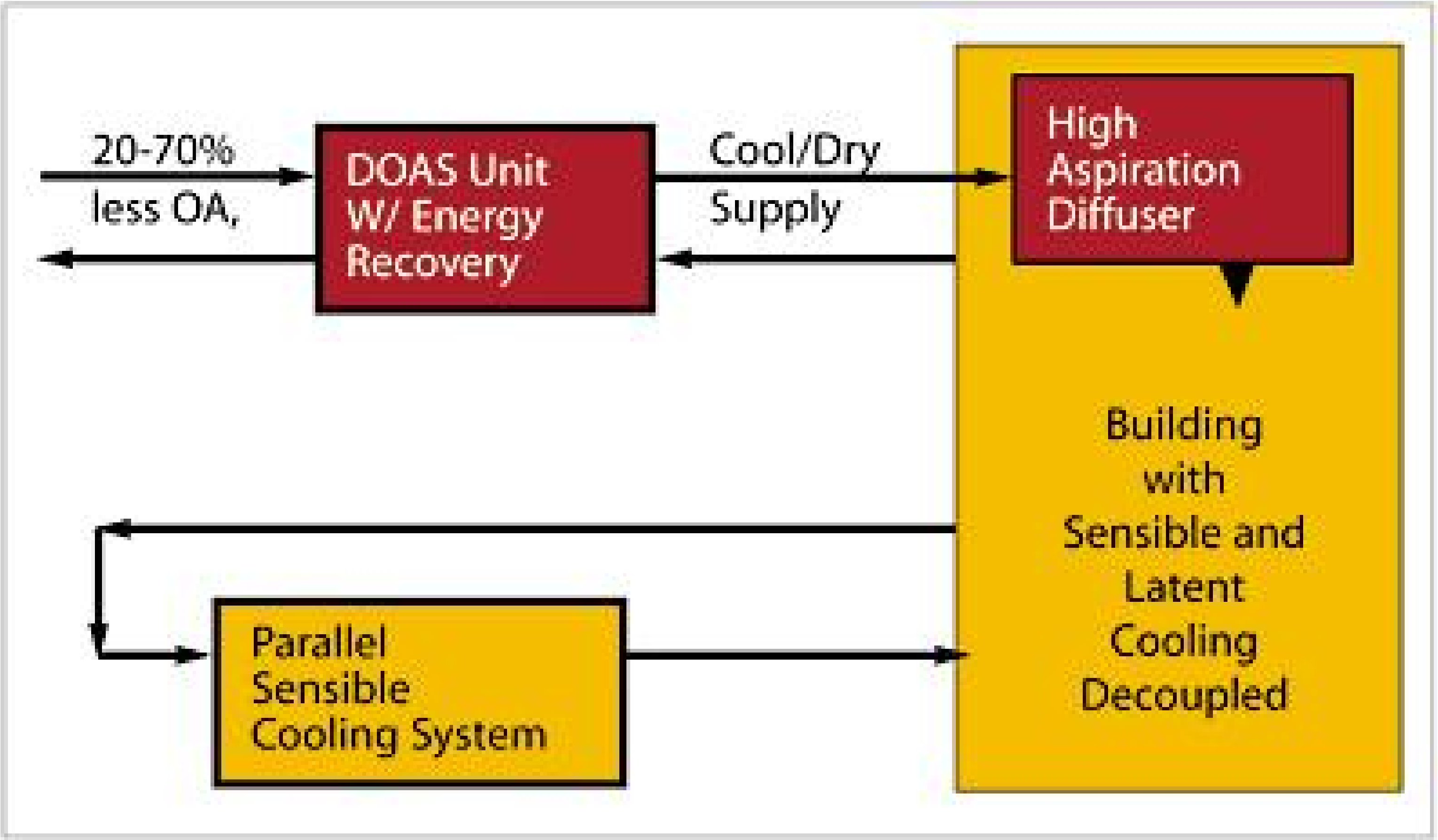


Figure 4-1: Schematic of a Dedicated Outdoor Air System (from Mumma, 2001a)

6.2 Temperature and humidity independent control (THIC) air-conditioning system[33]

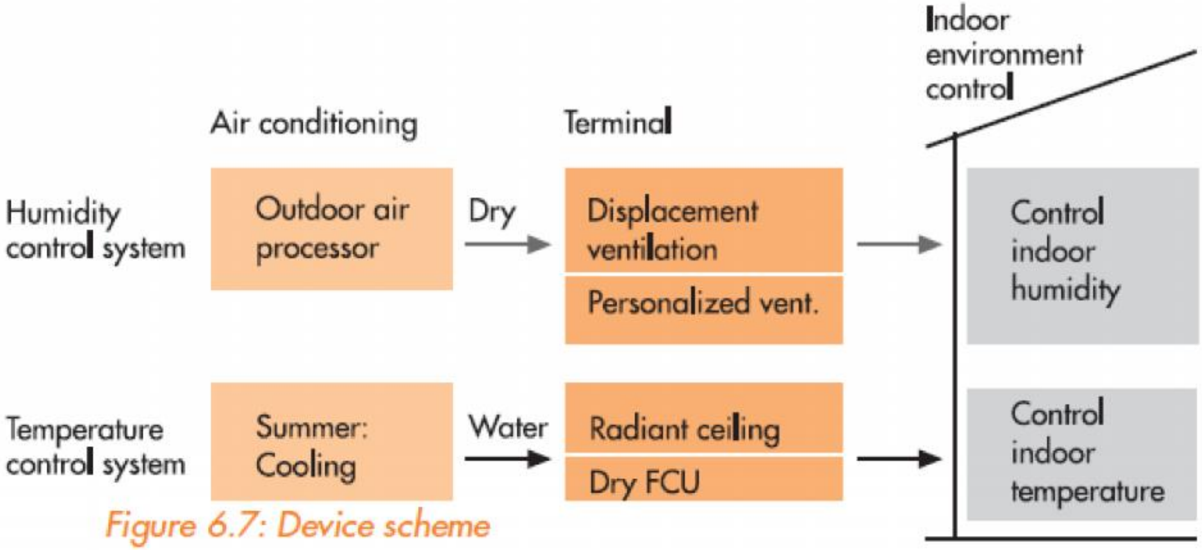


Figure 6.7: Device scheme

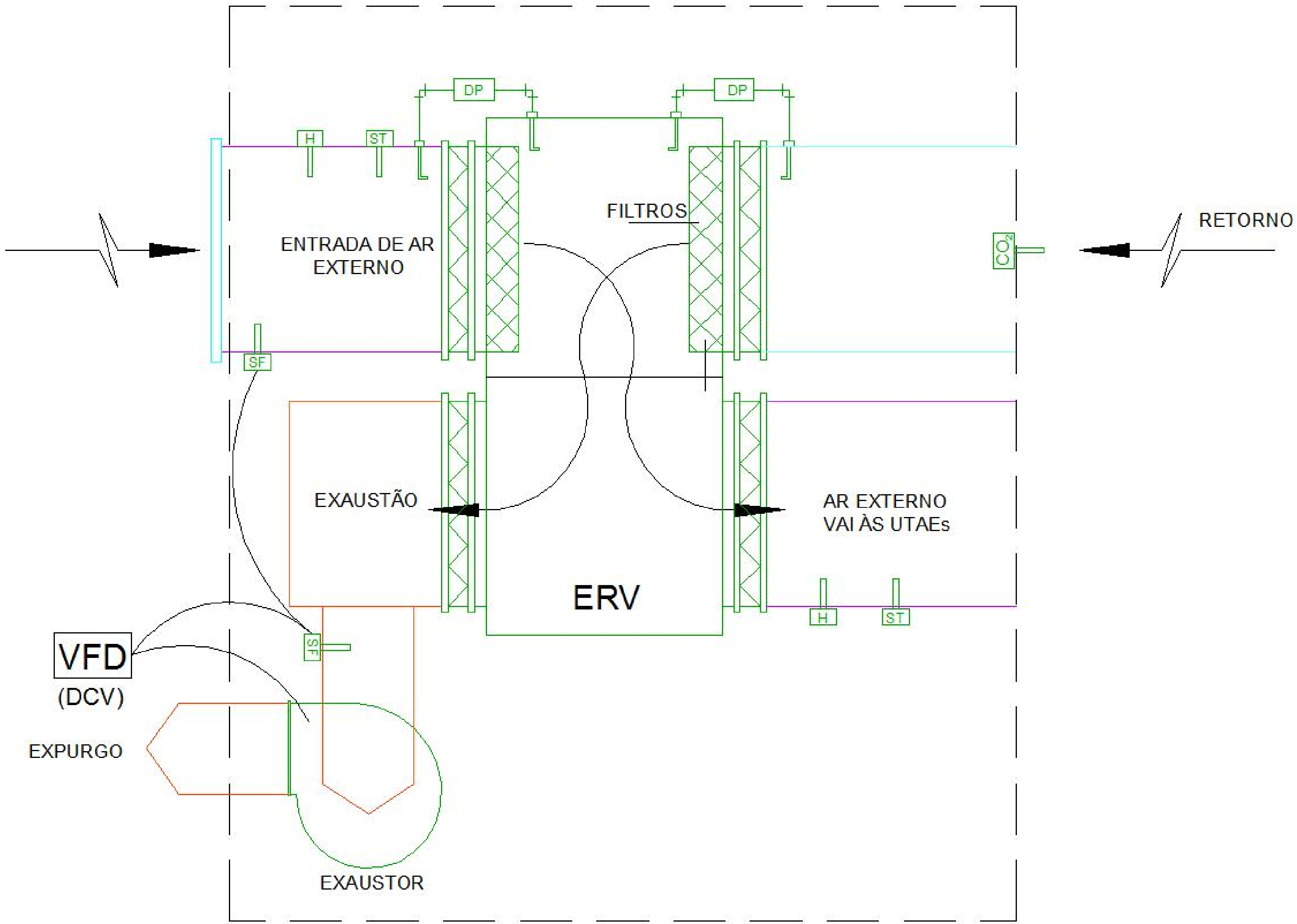
In the southeast of China, where many large buildings are located, the outdoor air is humid: the main task of air-conditioning systems is to dehumidify the air. Liquid desiccant dehumidification method is recommended.

In the northwest of China, the outdoor air is dry and the main task of air-conditioning systems is to decrease its temperature. Directly or indirectly evaporative cooling is recommended.

Demonstration projects

From 2005 so far, over 1,000,000 m^2 buildings in the southeast of China have adopted liquid desiccant based THIC systems; over 100,000 m^2 buildings in the northwest of China have adopted evaporative cooling based THIC systems.

Fonte: ECBCS Annex 49


DP
DP
H
ST
FILTROS
ENTRADA DE AR EXTERNO
RETORNO
CO_2
SF
EXAUSTÃO
AR EXTERNO VAI ÀS UTAEs
ERV
H
ST
SF
VFD
(DCV)
EXPURGO
EXAUSTOR

TECNOLOGIAS DE EFICIENTIZAÇÃO

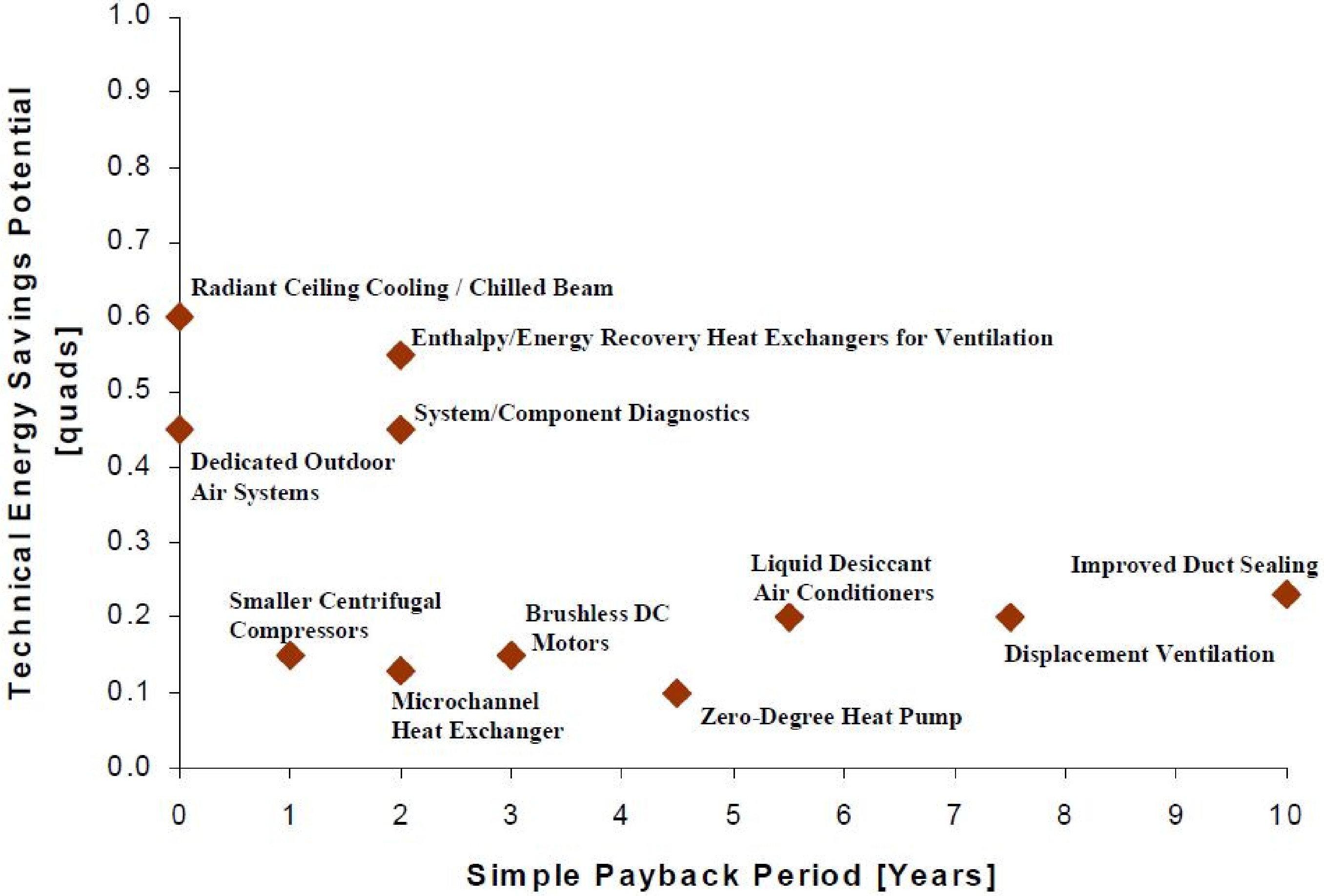
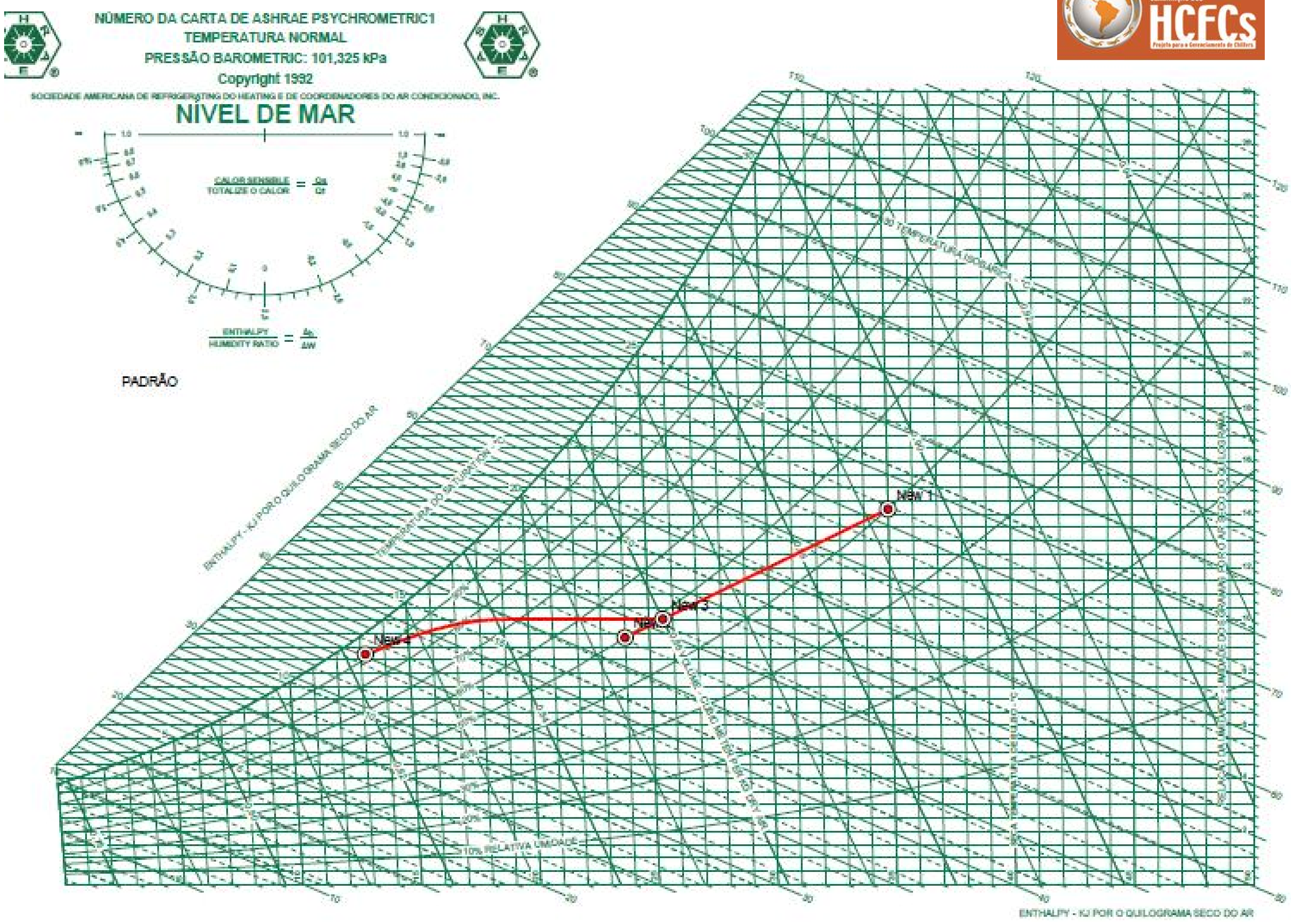


Figure 1-3: Estimated Technical Energy Savings Potential and Simple Payback Periods for the 15 Options

Fonte: http://doas.psu.edu/DOE_report.pdf

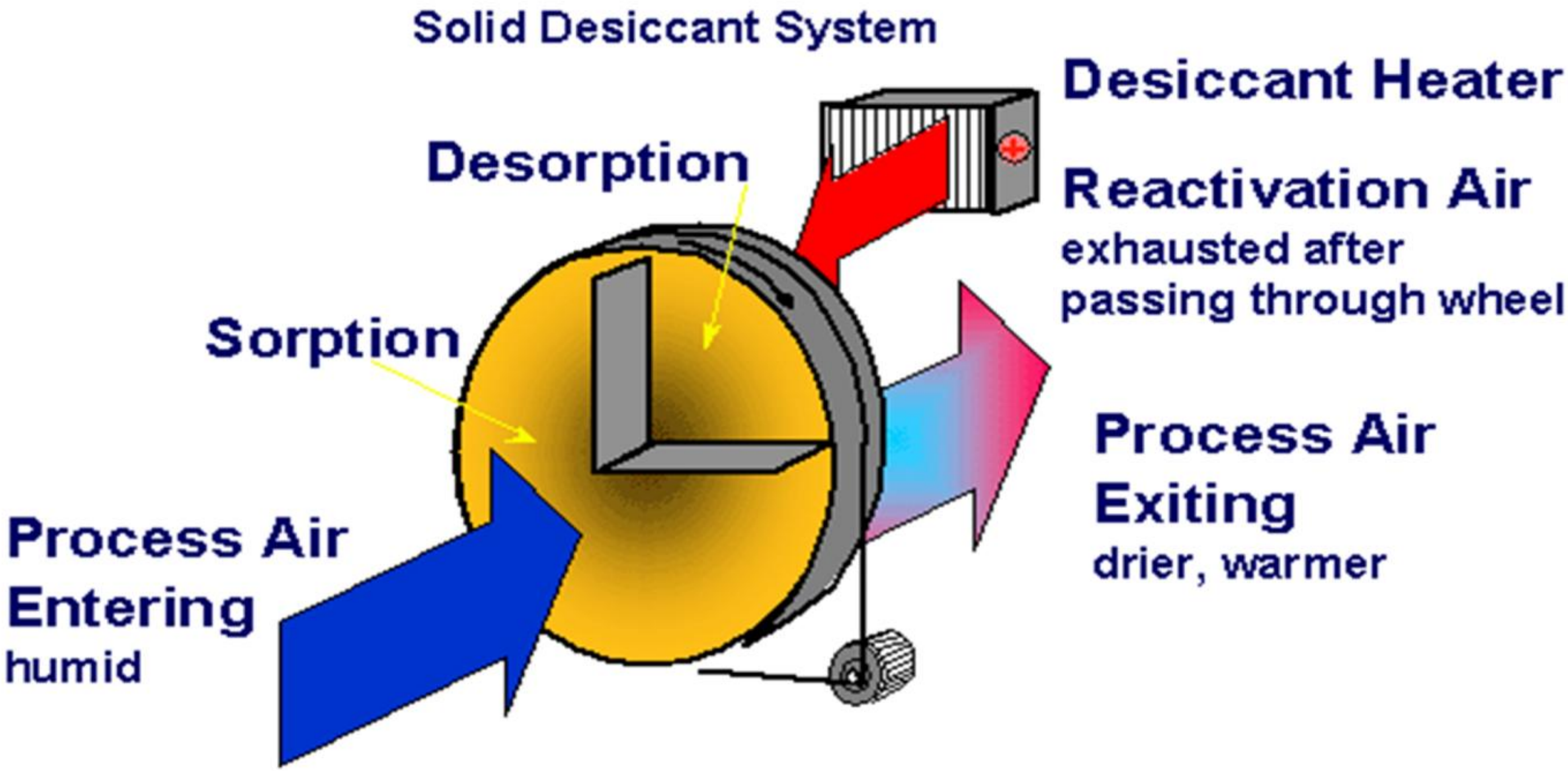
TRATAMENTO DO AR COMO MISTURA

CARGAS ACOPLADAS


NÚMERO DA CARTA DE ASHRAE PSYCHROMETRIC1
TEMPERATURA NORMAL
PRESSÃO BAROMETRIC: 101,325 kPa
Copyright 1992
SOCIEDADE AMERICANA DE REFRIGERATING DO HEATING E DE COORDENADORES DO AR CONDICIONADO, INC.
NÍVEL DE MAR
CALOR SENSIBLE / TOTALIZE O CALOR = Qs / Qt
ENTHALPY / HUMIDITY RATIO = Δh / ΔW
PADRÃO
TEMPERATURA ISOBÁRICA - °C
ENTHALPY - KJ POR O QUILOGRAMA SECO DO AR
10% RELATIVA UMIDADE
New 1
New 3
New 4
ENTHALPY - KJ POR O QUILOGRAMA SECO DO AR

PARTE III	PREPARAÇÃO PSICROMÉTRICA DESACOPLAMENTO SENSÍVEL X LATENTE (THIC)

III.1	THIC POR DESSECAGEM



Solid Desiccant System
Desiccant Heater
Desorption
Reactivation Air
exhausted after
passing through wheel
Sorption
Process Air
Exiting
drier, warmer
Process Air
Entering
humid

DISTRICT COOLING

DIAGRAMA PSICROMÉTRICO

PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs
Projeto para o Gerenciamento de Chillers

PSYCHROMETRIC CHART - NORMAL TEMPERATURES
SI METRIC UNITS
Barometric Pressure 101.325 kPa SEA LEVEL

PONTO 1
(ar externo)
32,0/26,0°C
18,8 g/kg
80,22 kJ/kg

PONTO 2
(ar externo após recuperador de energia)
26,4/21,0°C
13,4 g/kg
60,62 kJ/kg

PONTO 3
(ar externo após desumidificador)
44,3/21,0°C
6,0 g/kg
60,62 kJ/kg

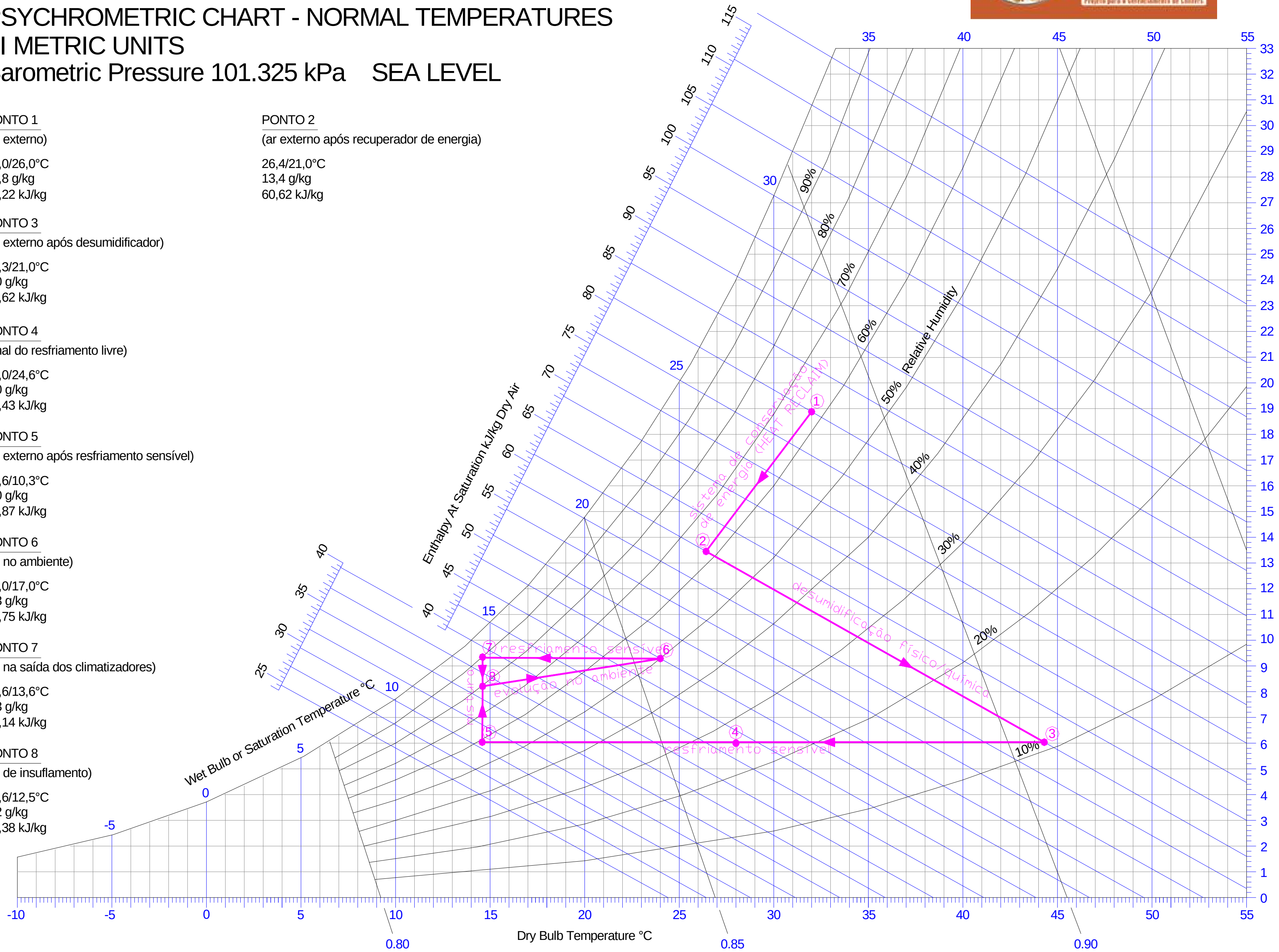
PONTO 4
(final do resfriamento livre)
28,0/24,6°C
6,0 g/kg
43,43 kJ/kg

PONTO 5
(ar externo após resfriamento sensível)
14,6/10,3°C
6,0 g/kg
29,87 kJ/kg

PONTO 6
(ar no ambiente)
24,0/17,0°C
9,3 g/kg
47,75 kJ/kg

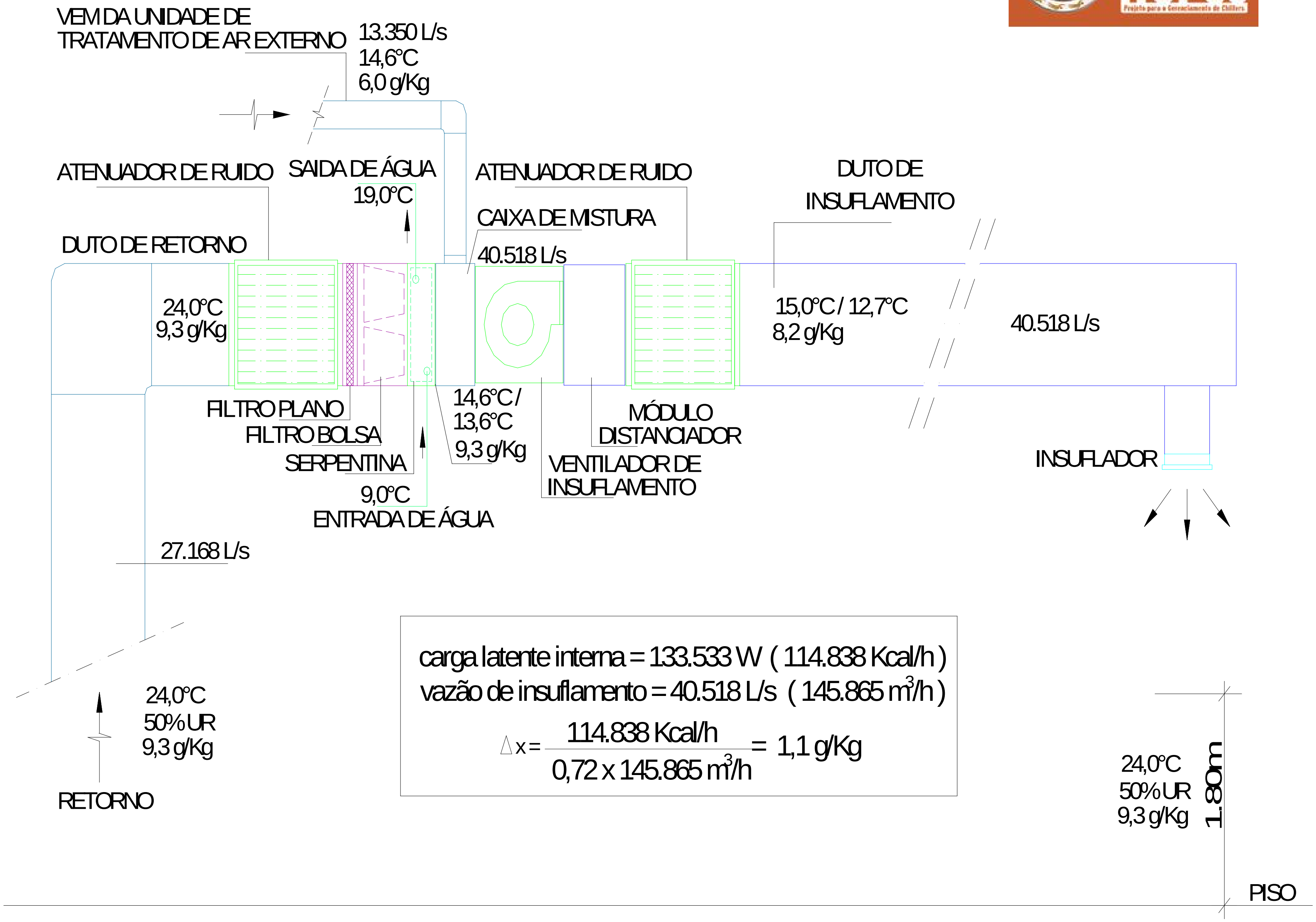
PONTO 7
(ar na saída dos climatizadores)
14,6/13,6°C
9,3 g/kg
38,14 kJ/kg

PONTO 8
(ar de insuflamento)
14,6/12,5°C
8,2 g/kg
35,38 kJ/kg



SISTEMA DE RESFRIAMENTO

EXEMPLO TÍPICO



carga latente interna = 133.533 W (114.838 Kcal/h)

vazão de insuflamento = 40.518 L/s (145.865 m³/h)

$$\Delta x = \frac{114.838 \text{ Kcal/h}}{0{,}72 \times 145.865 \text{ m}^3\text{/h}} = 1{,}1 \text{ g/Kg}$$

DISTRICT COOLING

Cosorption Test Results: Berry College "Cleaning" Effect of Composite Desiccant Active Wheel

Contaminant	Outdoor Air Concentration (ug/m3)	Supply Air Concentration (ug/m3)	Removal Efficiency
2-(2-butoxyethoxy)ethanol	66.9	9.9	85%
2-butoxyethanol	34.3	8.2	76%
ethosuximide	47.6	0.8	98%
hexadecane	26.6	5.7	79%
isopropylalcohol	29.8	0.8	97%
limonene	53.8	3.0	94%
Total VOC Concentration (considering all contaminants)	899	179	80%

Percent Removal of Outdoor Air Contaminants (contaminants with the highest concentration)
Results of DOE funded research program, completed by the Georgia Tech Research Institute

SEMCO INCORPORATED

Matéria Revista Climatização Junho/2001

Operação

Todos os condicionadores, tanto os que retiram a carga térmica interna (tratamento do ar de recirculação), quanto os que retiram a carga externa (tratamento do ar de renovação) operam com serpentina seca, permitindo elevação da temperatura da água gelada. Ao invés das temperaturas usuais (entre 5 e 7 °C), utiliza-se a água a 12 °C.

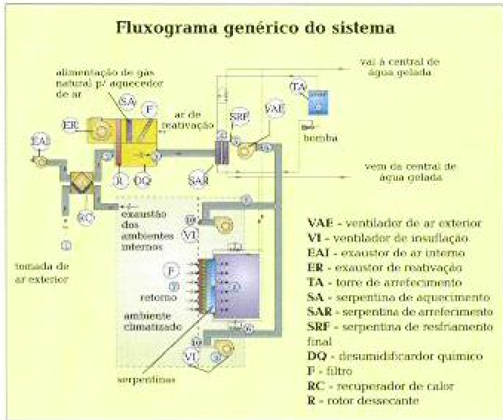
Processo alternativo de tratamento do ar externo

*Francisco Dantas

Concepção

Operação

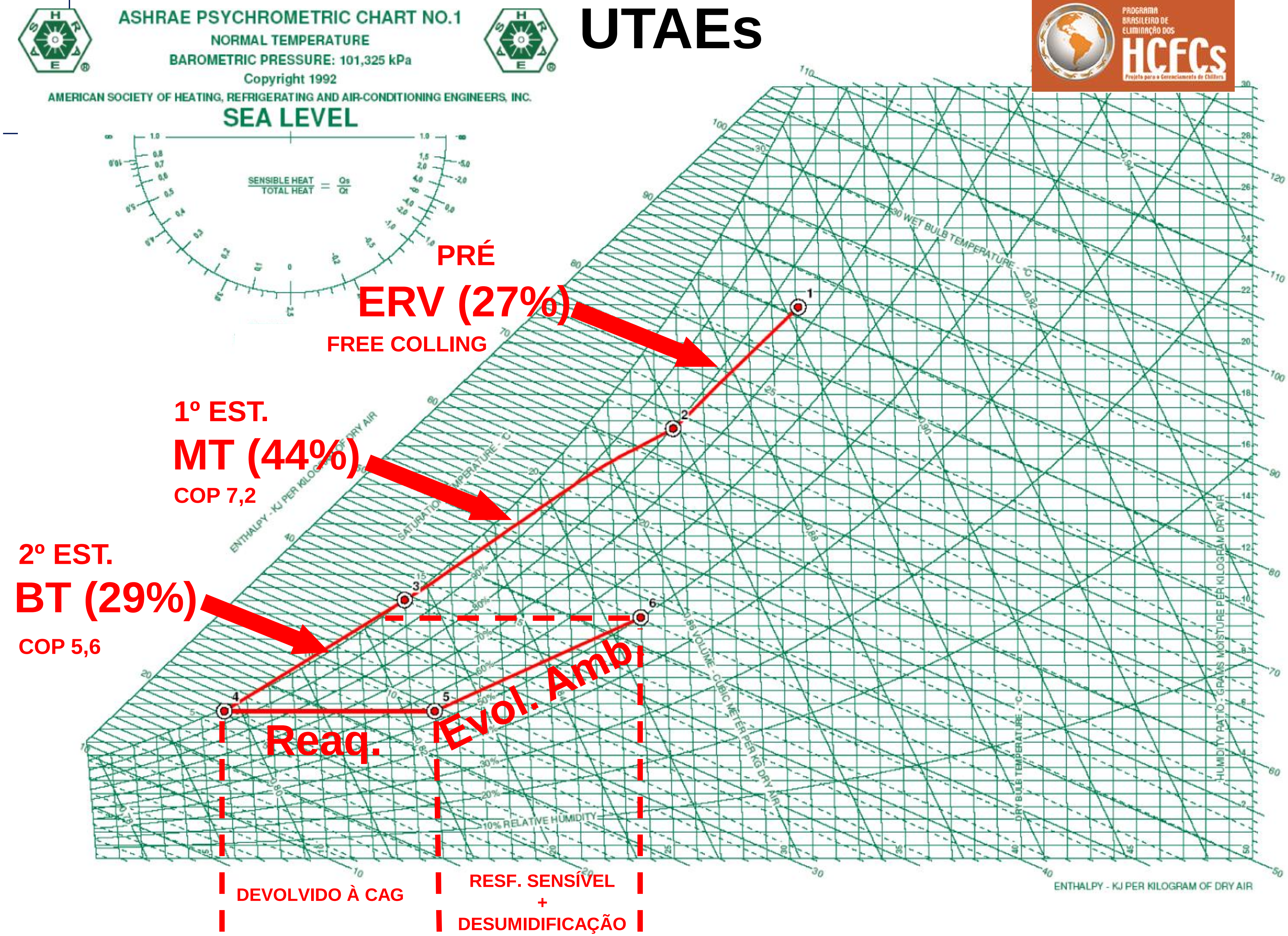
Melhoria de eficiência e majoração das capacidades



Integração

III.2	THIC POR RESFRIAMENTO PROFUNDO

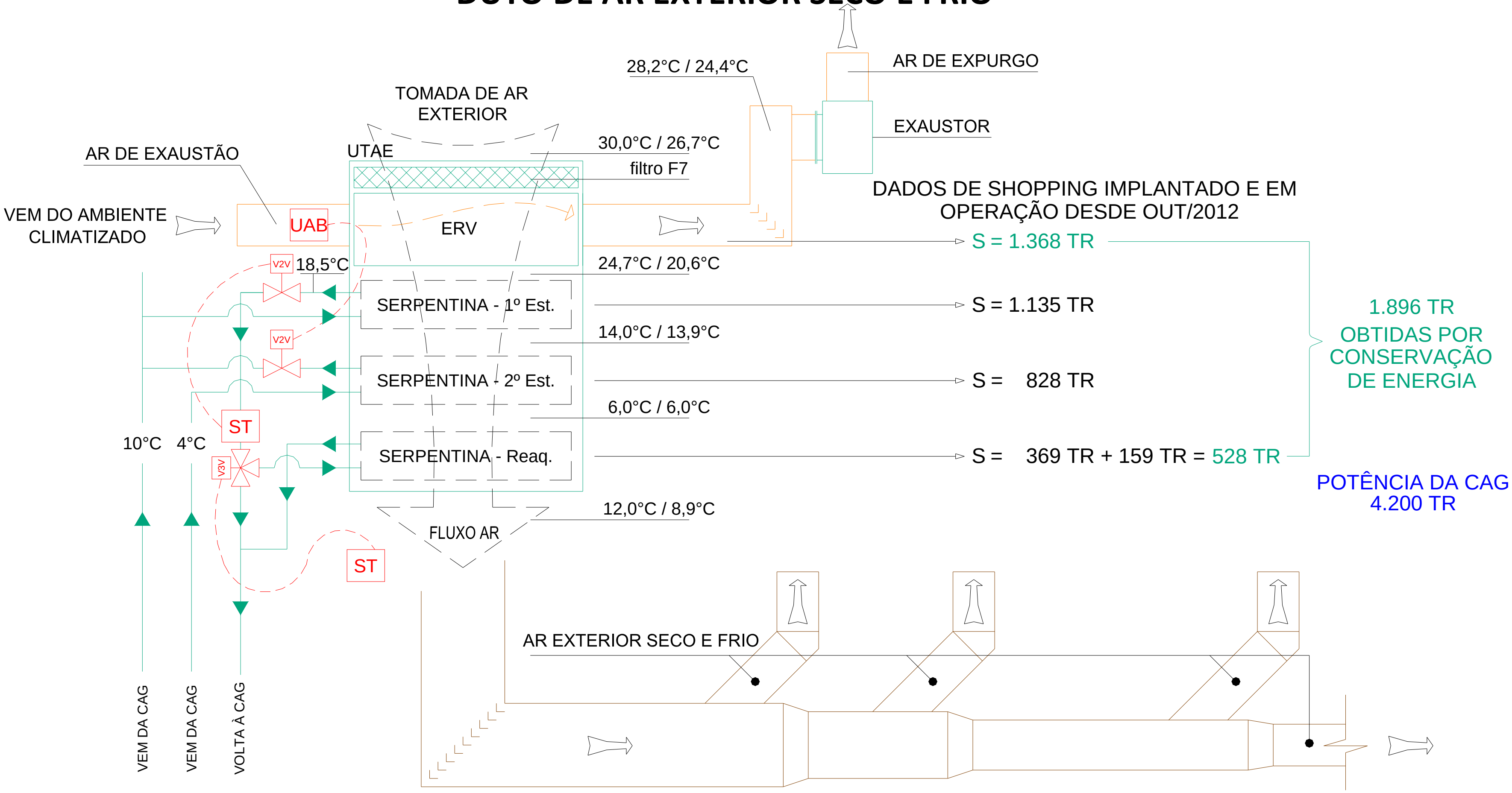
UTAEs



ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa
Copyright 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.
SEA LEVEL
SENSIBLE HEAT / TOTAL HEAT = Qs / Qt
PRÉ
ERV (27%)
FREE COLLING
1º EST.
MT (44%)
COP 7,2
2º EST.
BT (29%)
COP 5,6
Reaq.
Evol. Amb
DEVOLVIDO À CAG
RESF. SENSÍVEL
+
DESUMIDIFICAÇÃO
30 WET BULB TEMPERATURE - °C
SATURATION TEMPERATURE - °C
ENTHALPY - KJ PER KILOGRAM OF DRY AIR
0,86 VOLUME - CUBIC METER PER KG DRY AIR
10% RELATIVE HUMIDITY
DRY BULB TEMPERATURE - °C
HUMIDITY RATIO - GRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR

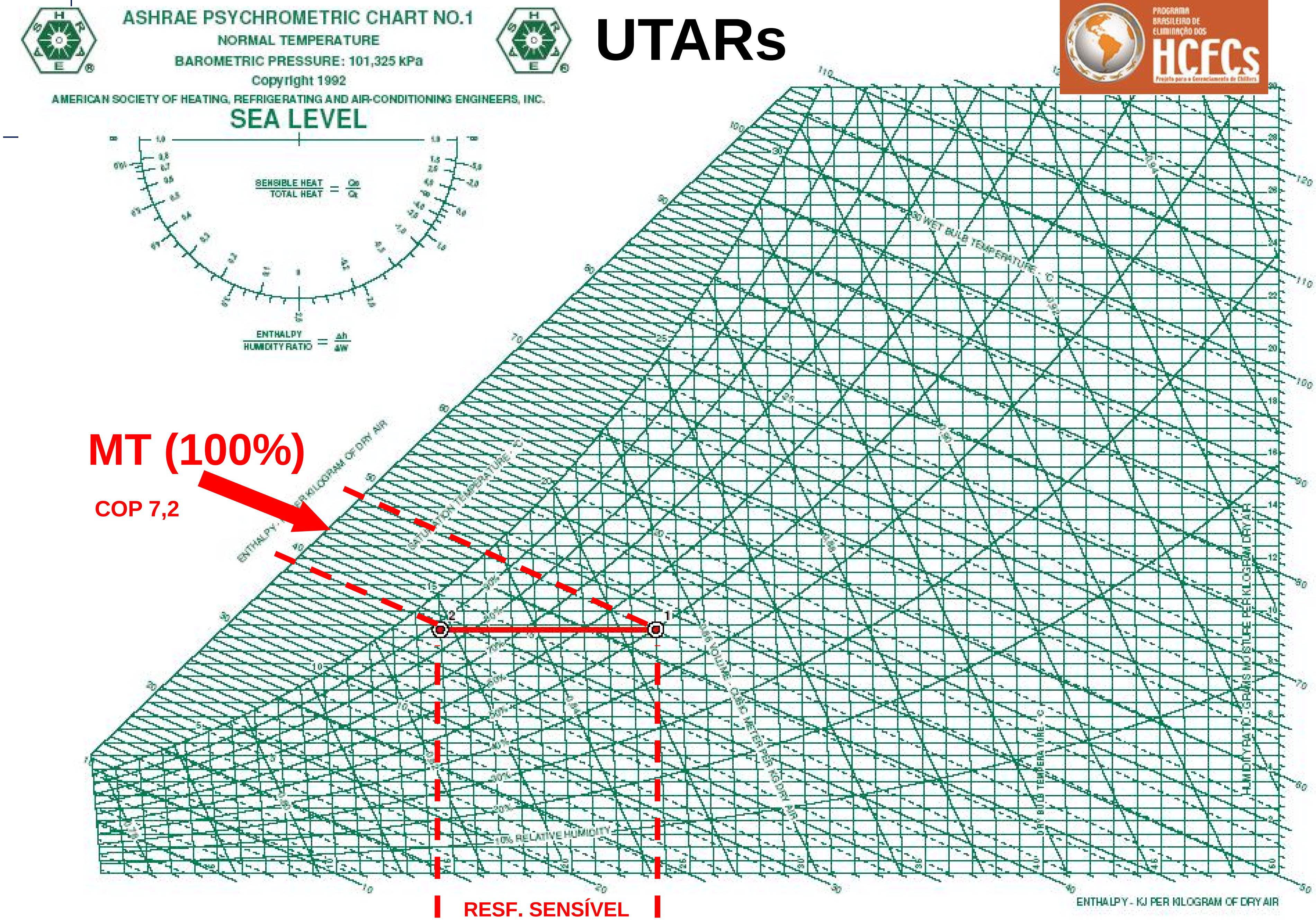
FLUXOGRAMA HIDRÁULICO E DE AR DO CONSUMO

DUTO DE AR EXTERIOR SECO E FRIO



RESFRIAMENTO SENSÍVEL

UTARs


ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa
Copyright 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.
SEA LEVEL
SENSIBLE HEAT / TOTAL HEAT = Qs / Qt
ENTHALPY / HUMIDITY RATIO = Δh / ΔW
MT (100%)
COP 7,2
ENTHALPY - KJ PER KILOGRAM OF DRY AIR
SATURATION TEMPERATURE - °C
WET BULB TEMPERATURE - °C
VOLUME - CUBIC METER PER KG DRY AIR
10% RELATIVE HUMIDITY
DRY BULB TEMPERATURE - °C
HUMIDITY RATIO - GRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR
1
2
RESF. SENSÍVEL

BALANÇO DE VAZÕES DE AR

RELATÓRIO DO PONTO & DO PROCESSO DO ESTADO

Relate A Data: segunda-feira, março 28, 2016
Informação Do Projeto: PADRÃO

Altura: 0 (Meters)
Barometric Pressão: 760,001 (mm Hg)
Atmosférica Pressão: 101,325 (kPa)

1, New 1

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Especifico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
28	35,000	23,925	40,0	14,20	0,893	71,599	19,3926	1,1366	16,8932	15,907

2, New 2

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Especifico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
160	24,000	17,057	50,0	9,34	0,854	47,886	12,9495	1,1819	11,1974	10,933

3, New 3

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Especifico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
188	25,585	18,166	48,8	10,04	0,860	51,289	14,0416	1,1751	12,0234	11,677

Process: Air Mixing

Nome Do Ponto No. 1 Do Estado	Fluxo De Ar Real (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Relação Da Umidade (g/kg)		Nome Do Ponto No. 2 Do Estado	Fluxo De Ar Real (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Relação Da Umidade (g/kg)
New 1	28,0	35,0	14,2		New 2	160,0	24,0	9,3

4, New 4

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Especifico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
179	13,200	12,428	91,7	8,70	0,822	35,235	11,8887	1,2269	10,4434	10,581

Process: Cooling Coil

Comece O Nome Do Ponto	Totalize Refrigerar (kW/hr)	Totalize A Energia (W/hr)	Energia Sensible (W/hr)	Energia Latente (W/hr)	Dehumidification (kg/hr)	Relação Do Calor Sensible	Relação De Enthalpy/Relação Da Umidade (kJ/kg / g/kg)
New 3	-3,510	-3.510	-2.765	-745	-1,1	0,788	11,983

RELATÓRIO DO PONTO & DO PROCESSO DO ESTADO

Relate A Data: segunda-feira, dezembro 14, 2015
Informação Do Projeto:

Altura: 0 (Meters)
Barometric Pressão: 760,001 (mm Hg)
Atmosférica Pressão: 101,325 (kPa)

1, New 1

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Específico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
57	32,700	26,700	62,9	19,82	0,894	83,625	24,7156	1,1416	23,3710	22,175

2, New 2

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Específico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
52	14,000	9,782	58,5	5,82	0,821	28,775	6,0073	1,2255	7,0185	7,091

Process: Cooling Coil

Comece O Nome Do Ponto	Totalize Refrigerar (kW/hr)	Totalize A Energia (W/hr)	Energia Sensible (W/hr)	Energia Latente (W/hr)	Dehumidification (kg/hr)	Relação Do Calor Sensible	Relação De Enthalpy/Relação Da Umidade (kJ/kg / g/kg)
New 1	-3,498	-3.498	-1.211	-2.287	-3,2	0,346	3,901

RELATÓRIO DO PONTO & DO PROCESSO DO ESTADO

Relate A Data: segunda-feira, dezembro 14, 2015
Informação Do Projeto:

Altura: 0 (Meters)
Barometric Pressão: 760,001 (mm Hg)
Atmosférica Pressão: 101,325 (kPa)

1, New 1

DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Específico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
294	24,000	17,057	50,0	9,34	0,854	47,886	12,9495	1,1819	11,1974	10,933

2, New 2

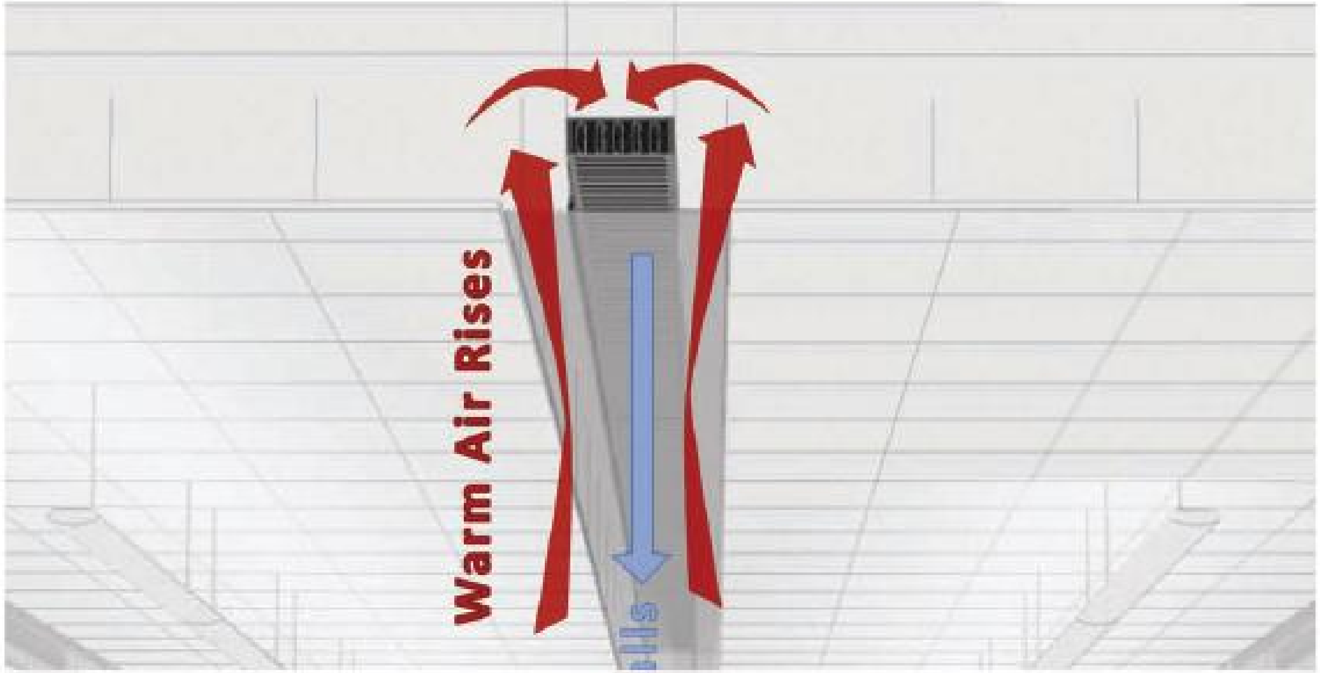
DADOS DO PONTO DO ESTADO

Fluxo De Ar (Real) (L/s)	Temperatura De Bulbo Seca (°C)	Temperatura Isobárica (°C)	Umidade Relativa (%)	Relação Da Umidade (g/kg)	Volume Específico (cu.m/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Ponto De Orvalho (°C)	Densidade (kg/cu.m)	Vaporize A Pressão (mm Hg)	Umidade Absoluta (g/cu.m)
284	14,000	13,369	93,4	9,34	0,825	37,669	12,9531	1,2230	11,2001	11,316

Process: Cooling Coil

Comece O Nome Do Ponto	Totalize Refrigerar (kW/hr)	Totalize A Energia (W/hr)	Energia Sensible (W/hr)	Energia Latente (W/hr)	Dehumidification (kg/hr)	Relação Do Calor Sensible	Relação De Enthalpy/Relação Da Umidade (kJ/kg / g/kg)
New 1	-3,516	-3.516	-3.518	2	0,0	1,001	-4.499,716

RESFRIAMENTO COM MENOS AR



Cooling With Less Air

Using Underfloor Air Distribution and Chilled Beams

By **Steve Weidner, P.E.**, Member ASHRAE; **Jerome Doerger, P.E.**, Member ASHRAE; and **Michael Walsh, P.E.**

Fonte: ASHRAE Journal December/2009

FIGURE 5-6 Approximate comparison between water and air transporting equivalent energy.

Fonte: GUIDEBOOK No. 21 REHVA Edition

PARTE IV	INTRODUÇÃO AOS PROCESSOS RADIANTES

IV. 1	VIGAS FRIAS

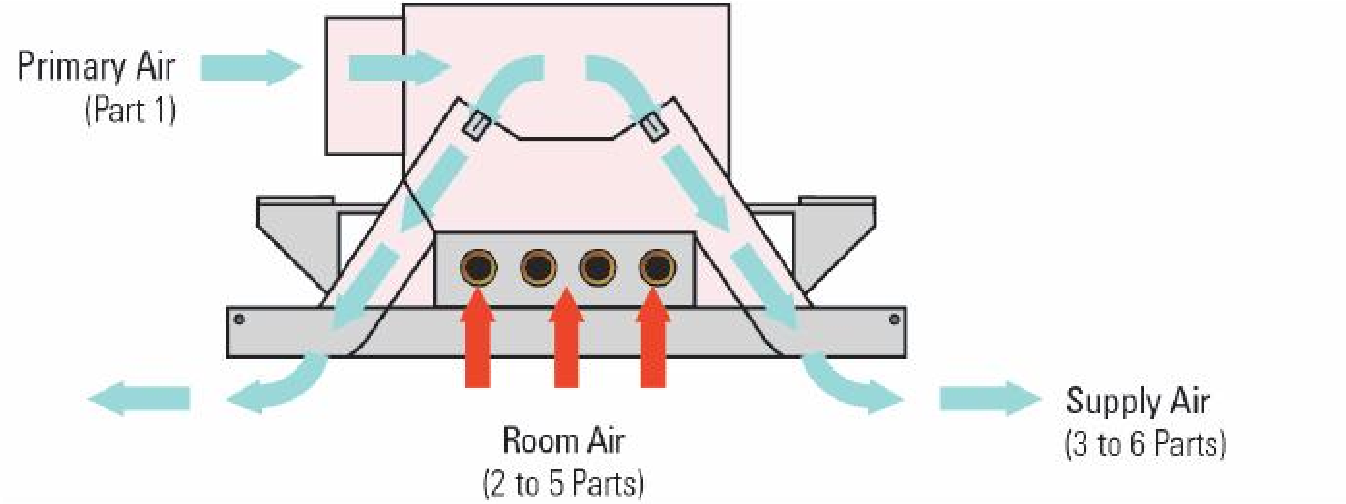


FIGURE 8-2 Typical operational principles of active beam.

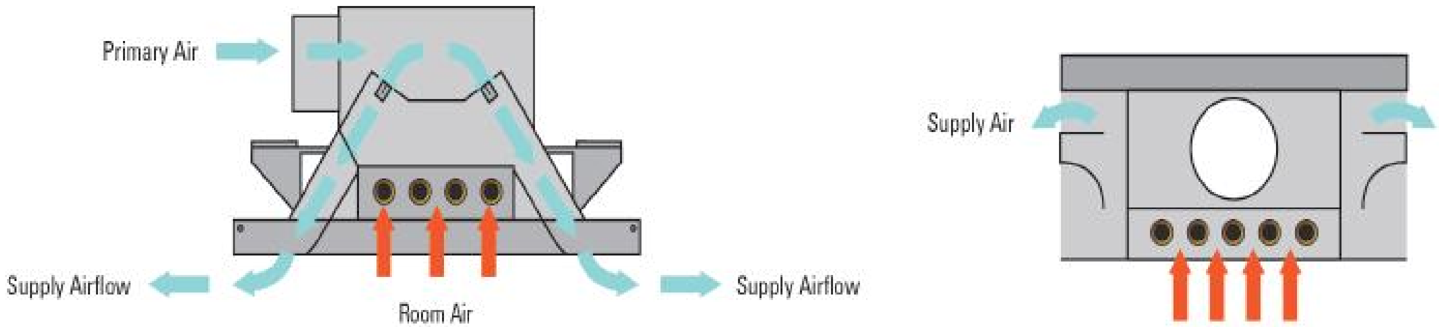


FIGURE 8-3 Typical function of different types of active beams.

Fonte: GUIDEBOOK No. 21 REHVA Edition

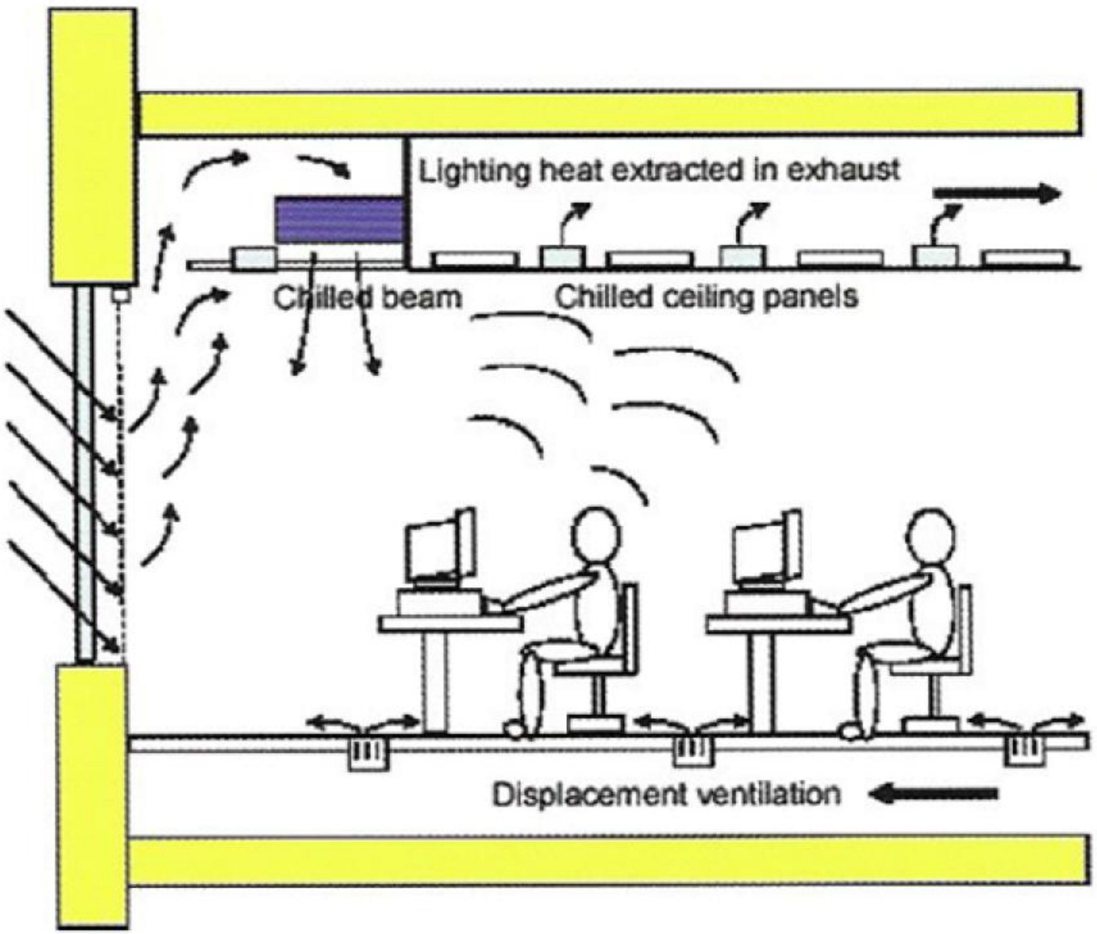


Figura 4.3. Exemplo de um sistema de vigas passivas de perímetro. Pode ser utilizado com diferentes tipos de tectos climáticos como ilustrado (paneis de tecto arrefecidos e insuflação de ar pelo chão), sendo também aplicável a sistemas de vigas activas ou passivas.

Fonte: Manual REHVA – Vigas Arrefecidas

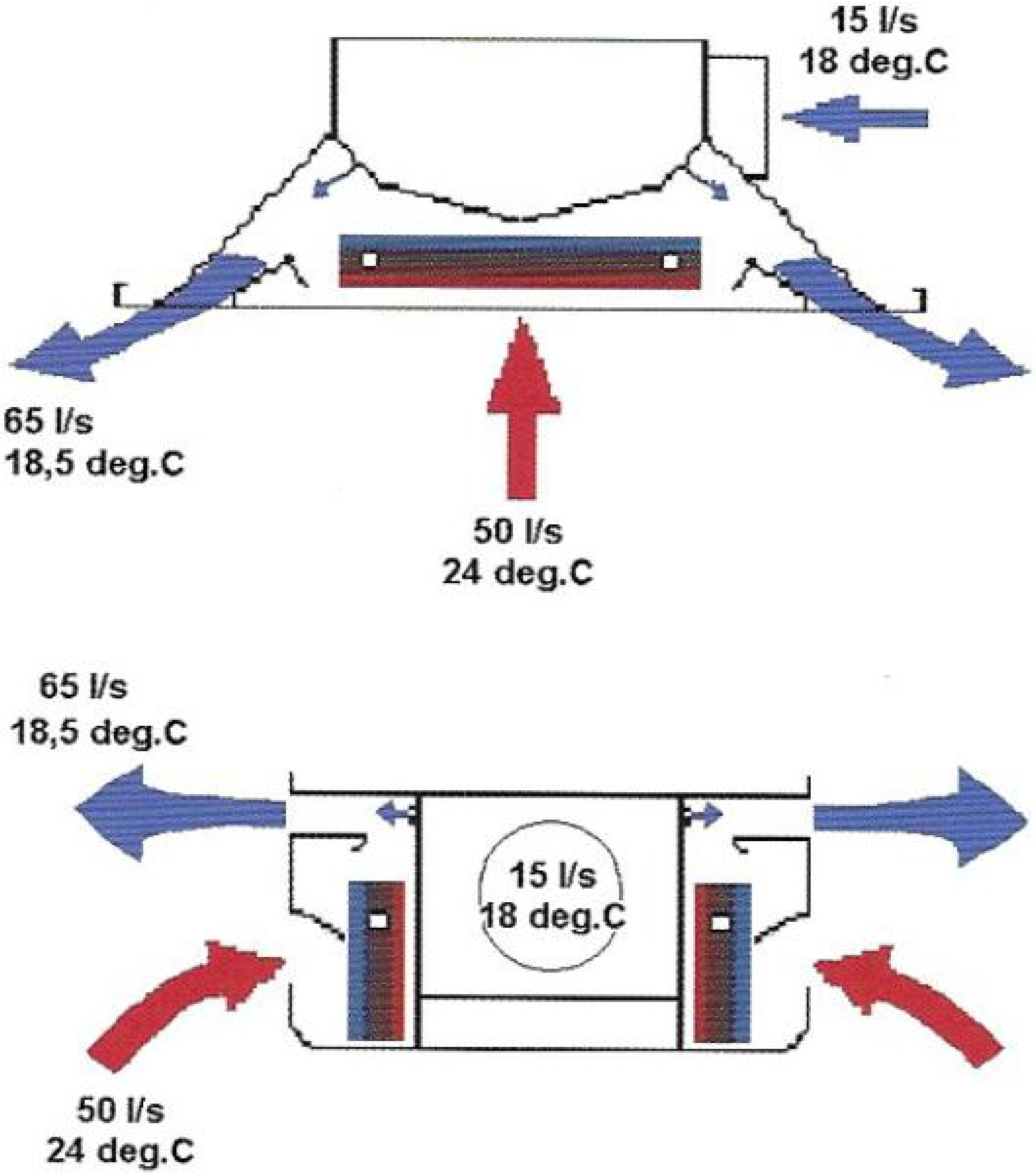


Figura 4.2 O funcionamento de vigas arrefecidas activas é baseado na indução de ar ambiente através do permutador de calor. As taxas de indução variam entre 1:3 e 1:5 consoante o projecto.

Fonte: Manual REHVA – Vigas Arrefecidas

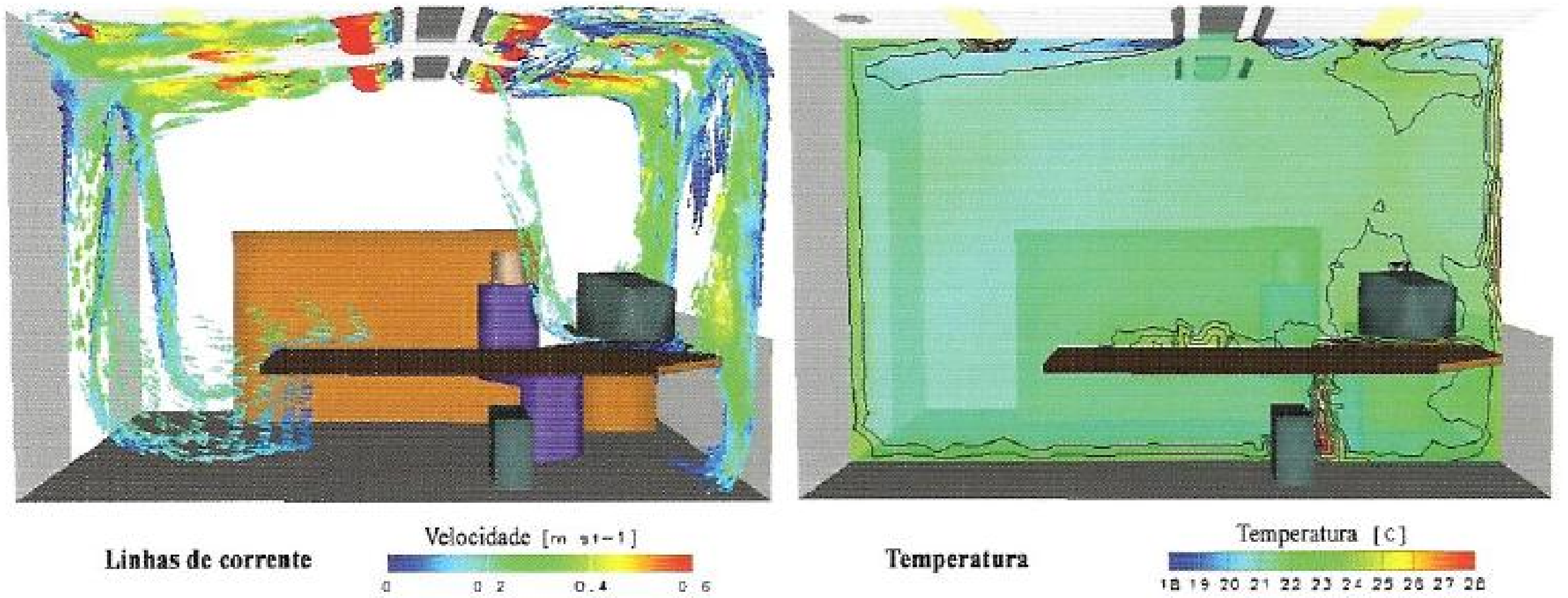


Figura 5.1 O sistema de vigas arrefecidas gera condições de conforto (velocidade do ar e temperatura) quando o projecto de sistema e de construção do edifício e bem concebido.

Fonte: Manual REHVA – Vigas Arrefecidas

Sistema de ventiloconvectores para 300 divisões, ciclo de vida de 20 anos:		
Mudança de filtros:	25 €/filtro duas vezes ao ano	300.000 €
	15min para a mudança a 20 €/hora	60.000 €
Limpeza do sistema de recolha de condensação:	3 vezes ao ano (15 min)	90.000 €
Substituição de motores:	200 € por motor	60.000 €
	2h para substituir a 20 €/hora	12.000 €
Substituição da bateria ventilada:	1000 € a unidade	150.000 €
Total		**672.000 €**
Sistema de vigas arrefecidas para 300 divisões, ciclo de vida de 20 anos:		
Limpeza das vigas a vácuo:	uma vez cada 5 anos	
	15min para limpeza a 20€/hora	6.000 €
Diferença nos custos de manutenção e substituição:		**666.000 €**

Figura 3.3 Exemplo da diferença de custos em sistemas análogos de vigas arrefecidas e ventiloconvectores.

Fonte: Manual REHVA – Vigas Arrefecidas

IV. 2	PISO FRIO RADIANTE

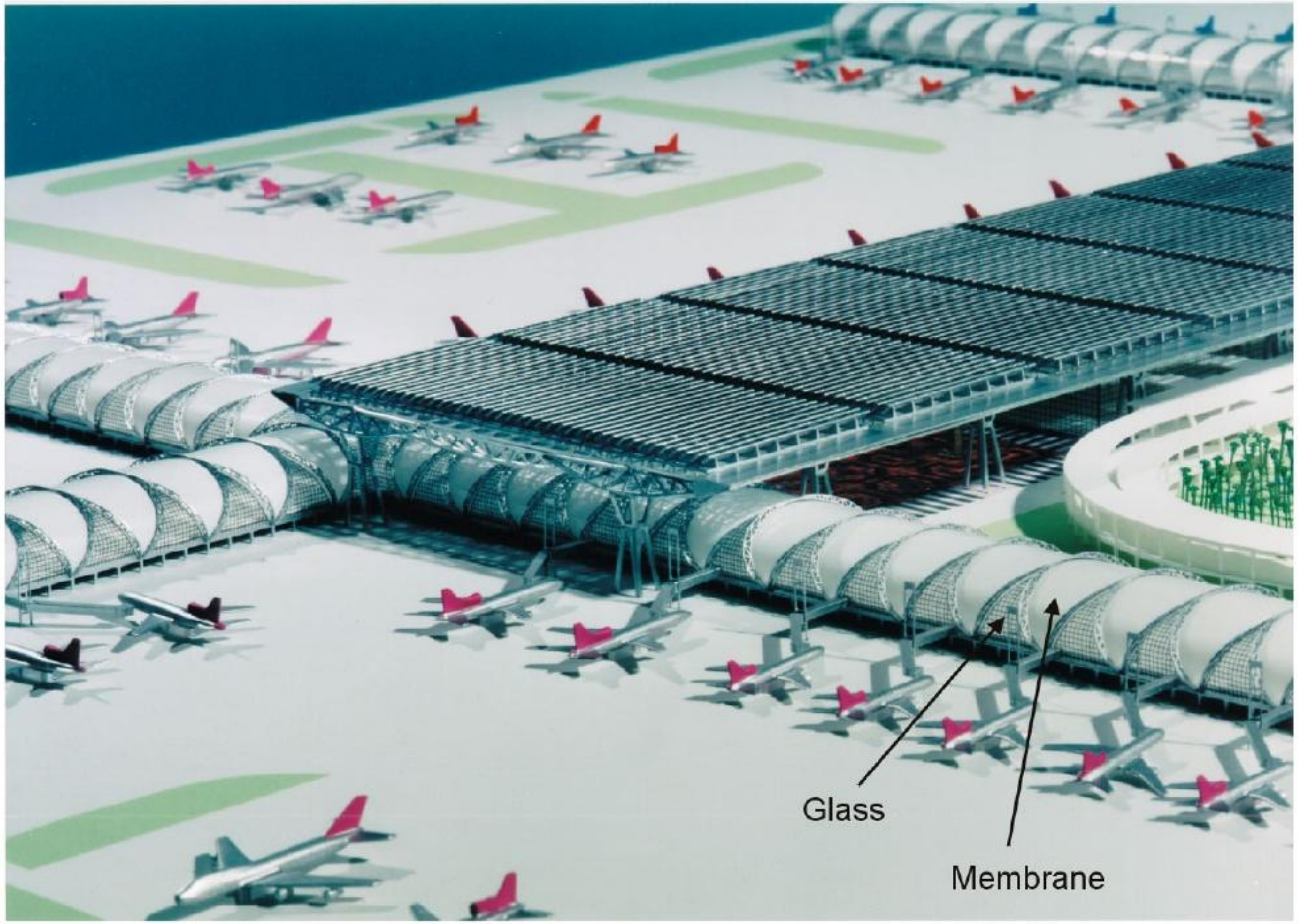


Figure 2 Model of the New International Bangkok Airport

Fonte: REHVA Guidebook nº 7

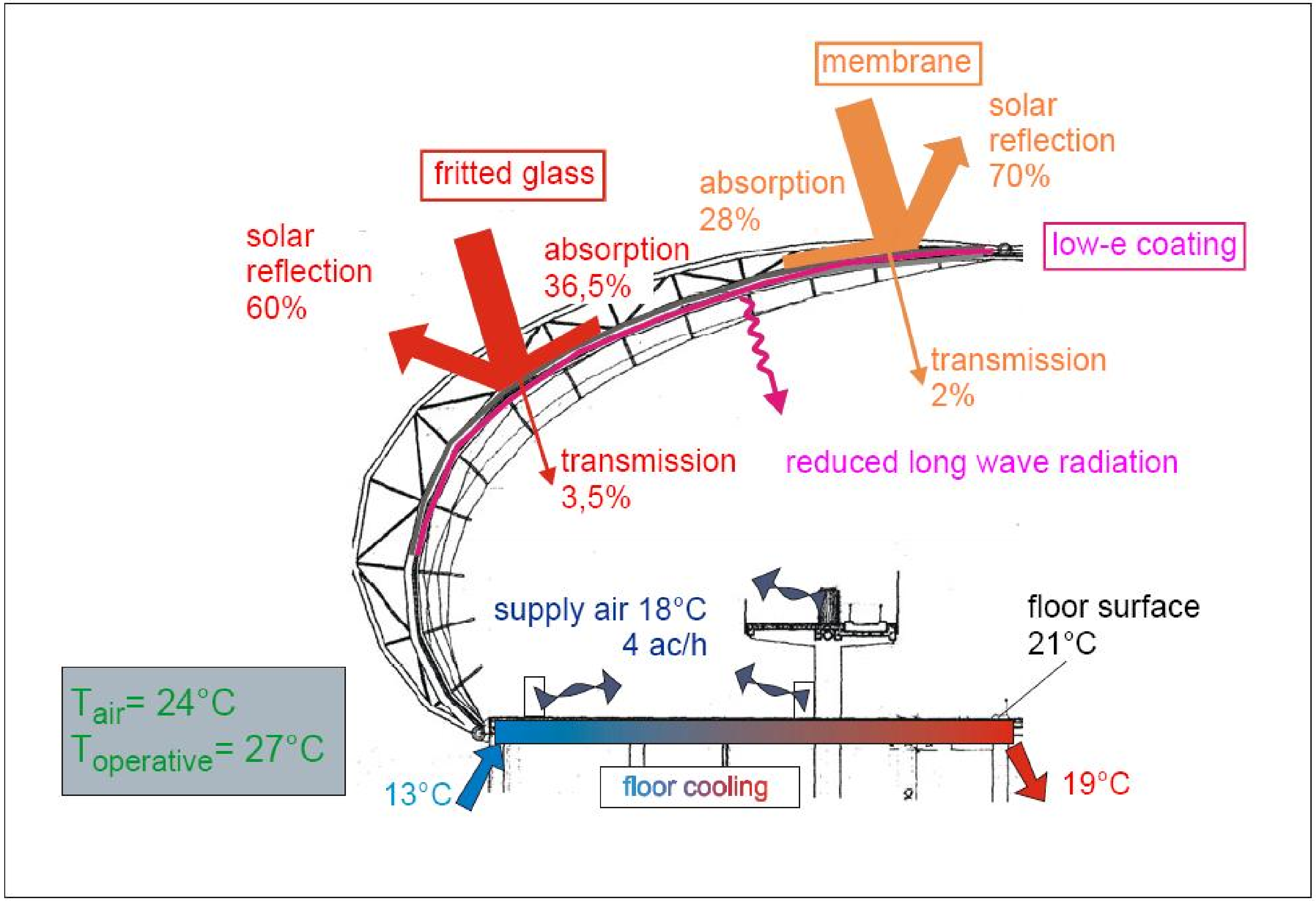
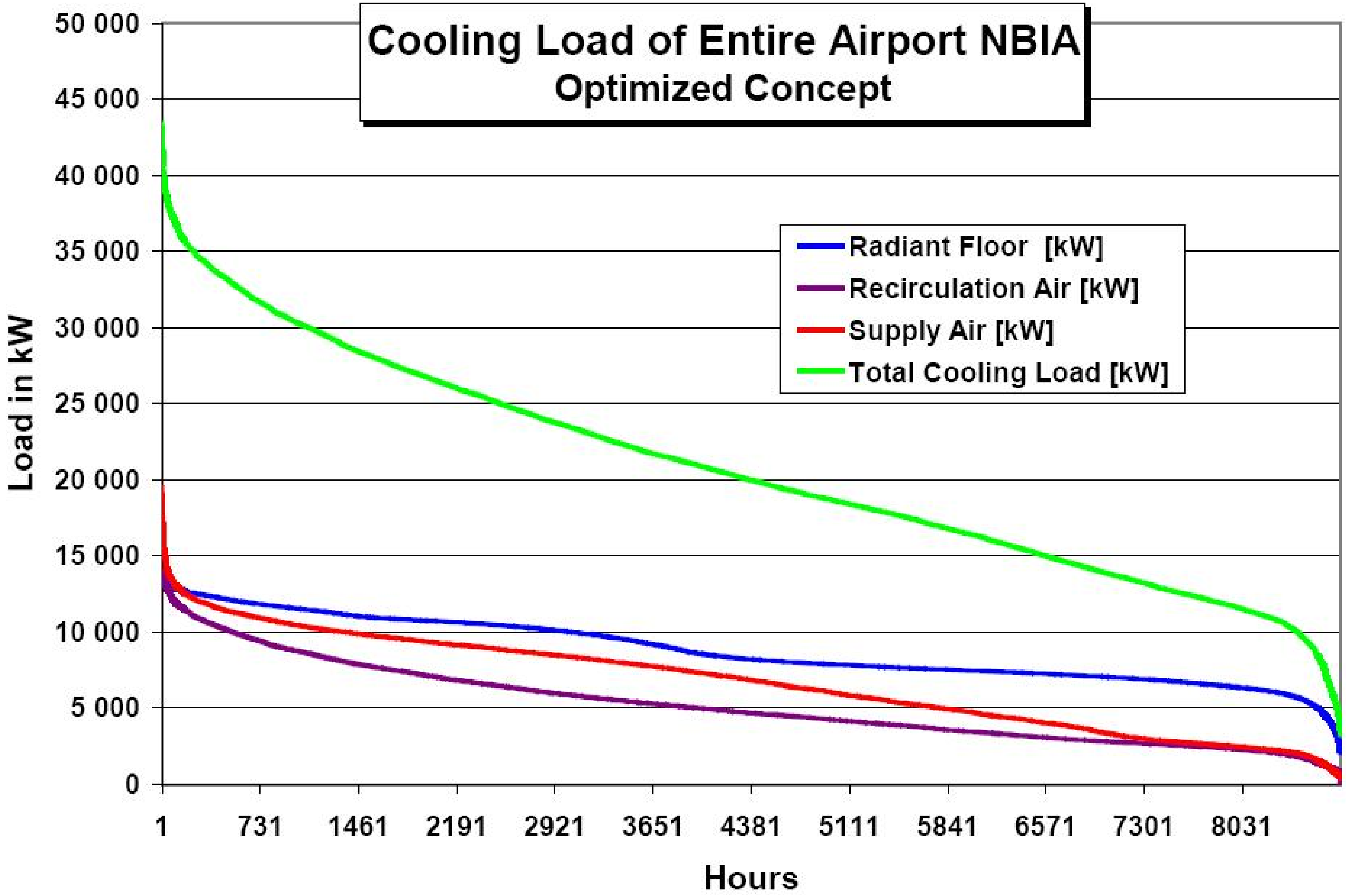


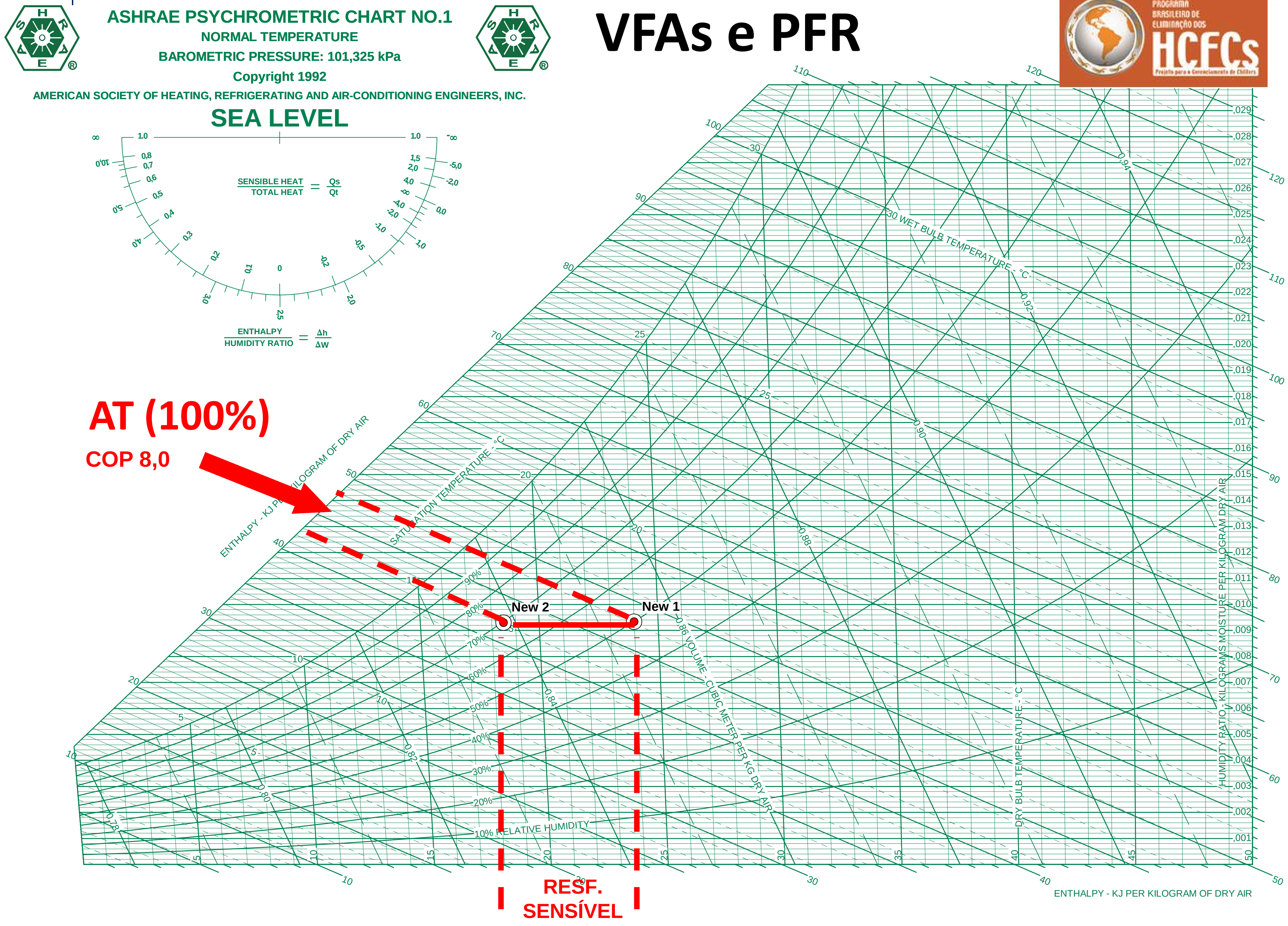
Figure 4 Climate concept for the concourse areas

Fonte: REHVA Guidebook nº 7



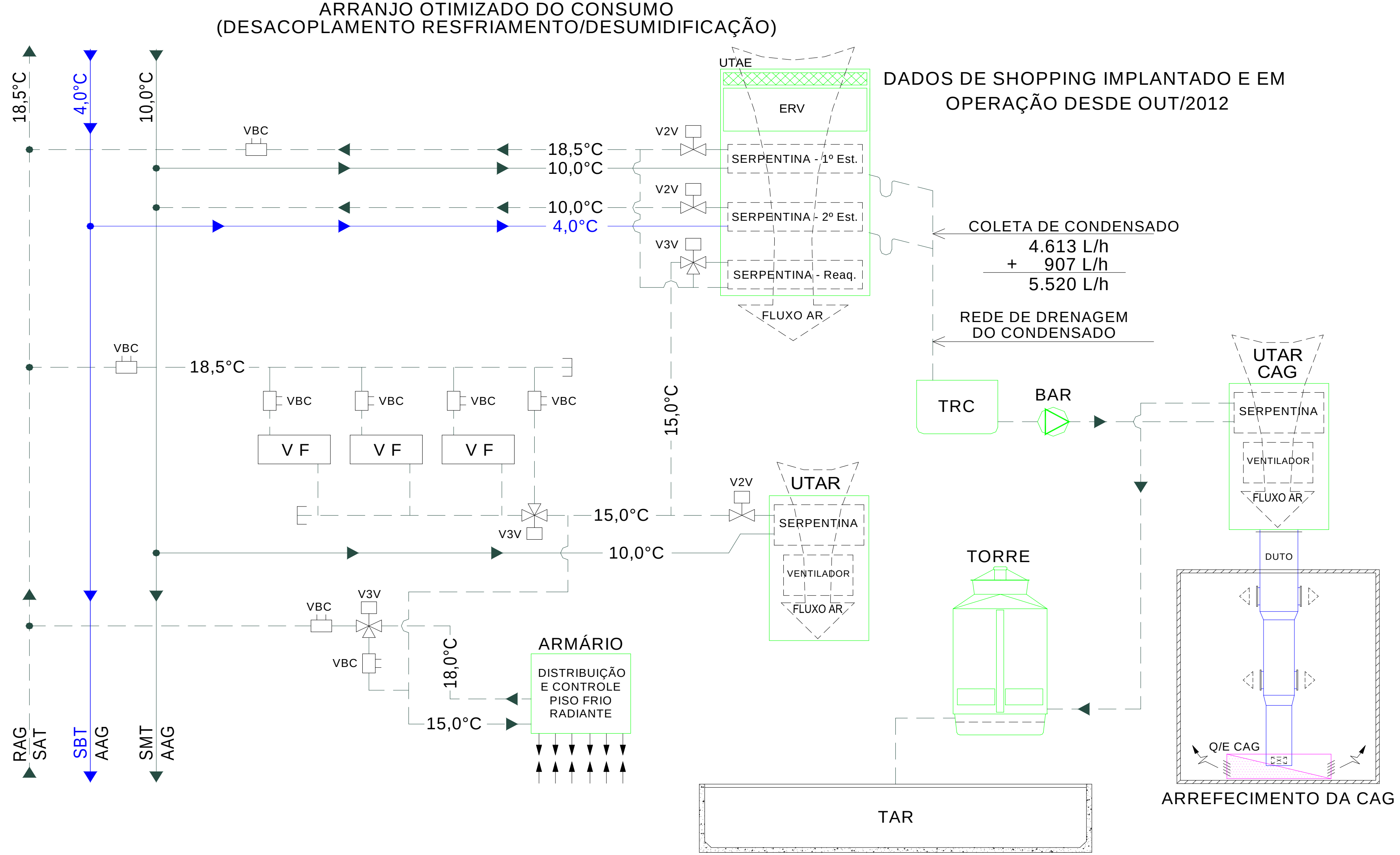
Fonte: REHVA Guidebook nº 7

VFAs e PFR



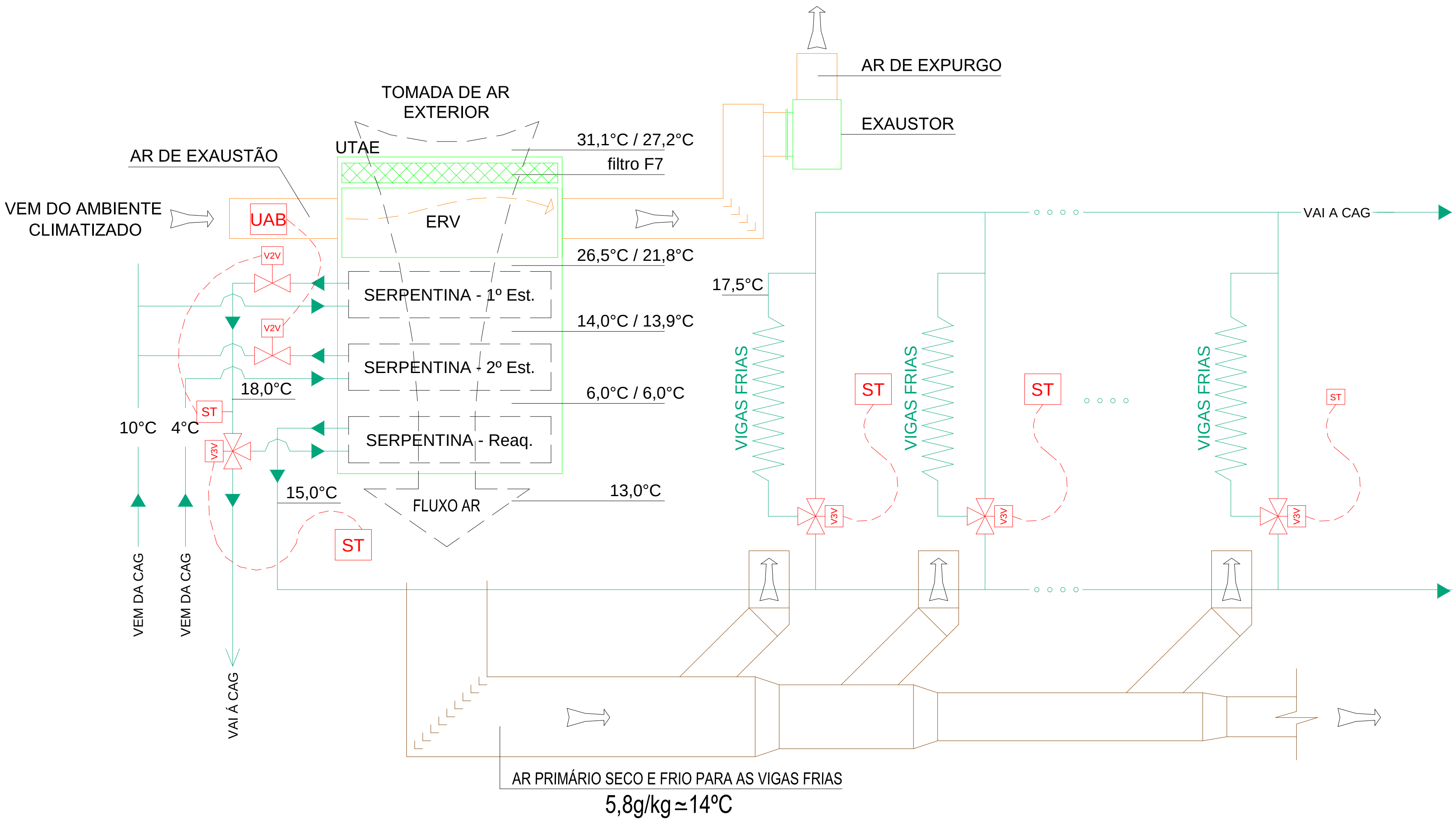
ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO.1
NORMAL TEMPERATURE
BAROMETRIC PRESSURE: 101,325 kPa
Copyright 1992
AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.
SEA LEVEL
SENSIBLE HEAT / TOTAL HEAT = Qs / Qt
ENTHALPY / HUMIDITY RATIO = Δh / ΔW
AT (100%)
COP 8,0
New 2
New 1
RESF. SENSÍVEL
ENTHALPY - KJ PER KILOGRAM OF DRY AIR
SATURATION TEMPERATURE - °C
WET BULB TEMPERATURE - °C
VOLUME - CUBIC METER PER KG DRY AIR
RELATIVE HUMIDITY
DRY BULB TEMPERATURE - °C
HUMIDITY RATIO - KILOGRAMS MOISTURE PER KILOGRAM DRY AIR

FLUXOGRAMA HIDRÁULICO DO CONSUMO



FLUXOGRAMA HIDRÁULICO E DE AR DO CONSUMO

DUTO DE AR PRIMÁRIO SECO E FRIO PARA VIGAS FRIAS ATIVAS



	UFAD Alone	UFAD With Radiant Cooled Ceilings	UFAD With Passive Chilled Beams
Supply Air Quantity (cfm)	560,000	240,000	240,000
Supply Fan Power (hp)	600	280	280
Return Fan Power (hp)	280	120	120
Total Swirl Diffusers* Required	5,600	2,400	2,400
Weighted Airflow (cfm/ft^2)	1.6	0.7	0.7
Qualitative Flexibility	Good	Fair	Good
First Cost ($)	Reference	+4,250,000	+100,000
Operating Cost Payback	N/A	>50 years	<2 years

*Swirl diffusers are floor-mounted air devices for supply air delivery into the occupied space.

Table 1: Comparison of UFAD with and without supplemental cooling systems.

Fonte: ASHRAE Journal December/2009

	Jan.	Feb.	Mar.	Apr.	May	June	July	Aug.	Sept.	Oct.	Nov.	Dec.	
Subject Building (375,909 ft²)													Avg.
Total kWh	603,191	620,557	710,214	792,539	670,842	682,702	757,313	718,749	735,248	721,284	723,278	782,832	709,896
Total kWh/ft²	1.60	1.65	1.89	2.11	1.78	1.82	2.01	1.91	1.96	1.92	1.92	2.08	1.89
Comparable Building (188,321 ft²)													Avg.
Total kWh	752,548	629,850	573,740	589,647	576,489	599,758	635,405	566,343	596,489	580,019	561,847	606,702	605,736
Total kWh/ft²	4.00	3.34	3.05	3.13	3.06	3.18	3.37	3.01	3.17	3.08	2.98	3.22	3.22

Table 2: Monthly electrical energy consumption comparison to a traditional VAV system.

Fonte: ASHRAE Journal December/2009

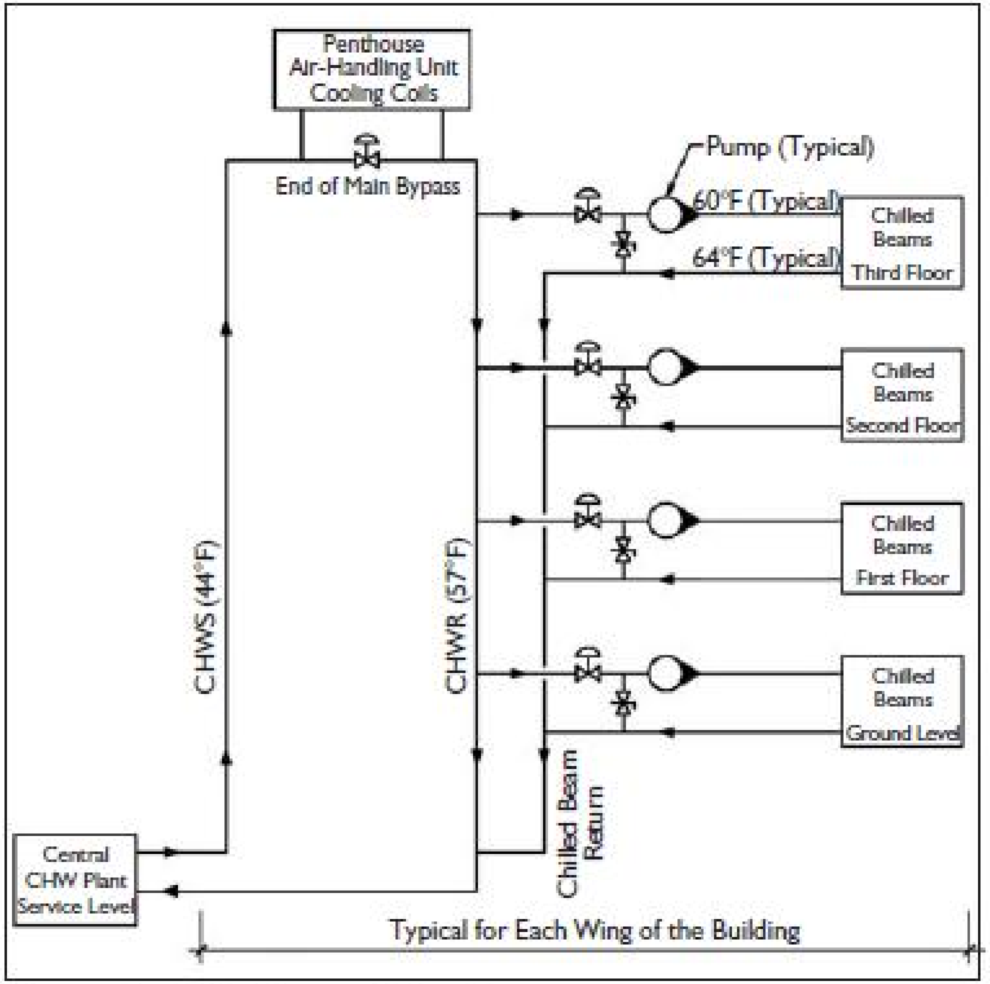
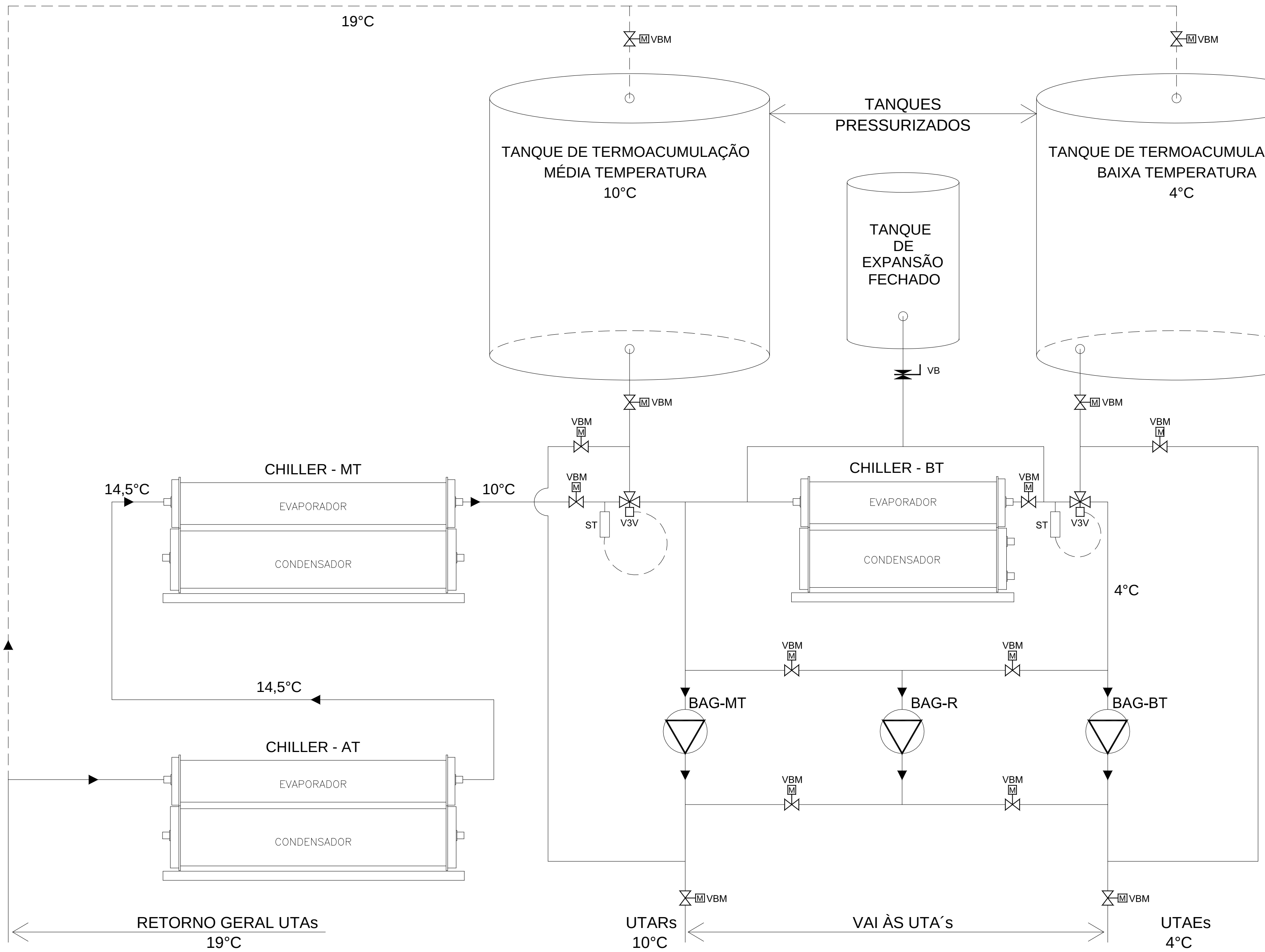


Figure 3: Chilled beam piping diagram.

Fonte: ASHRAE Journal December/2009

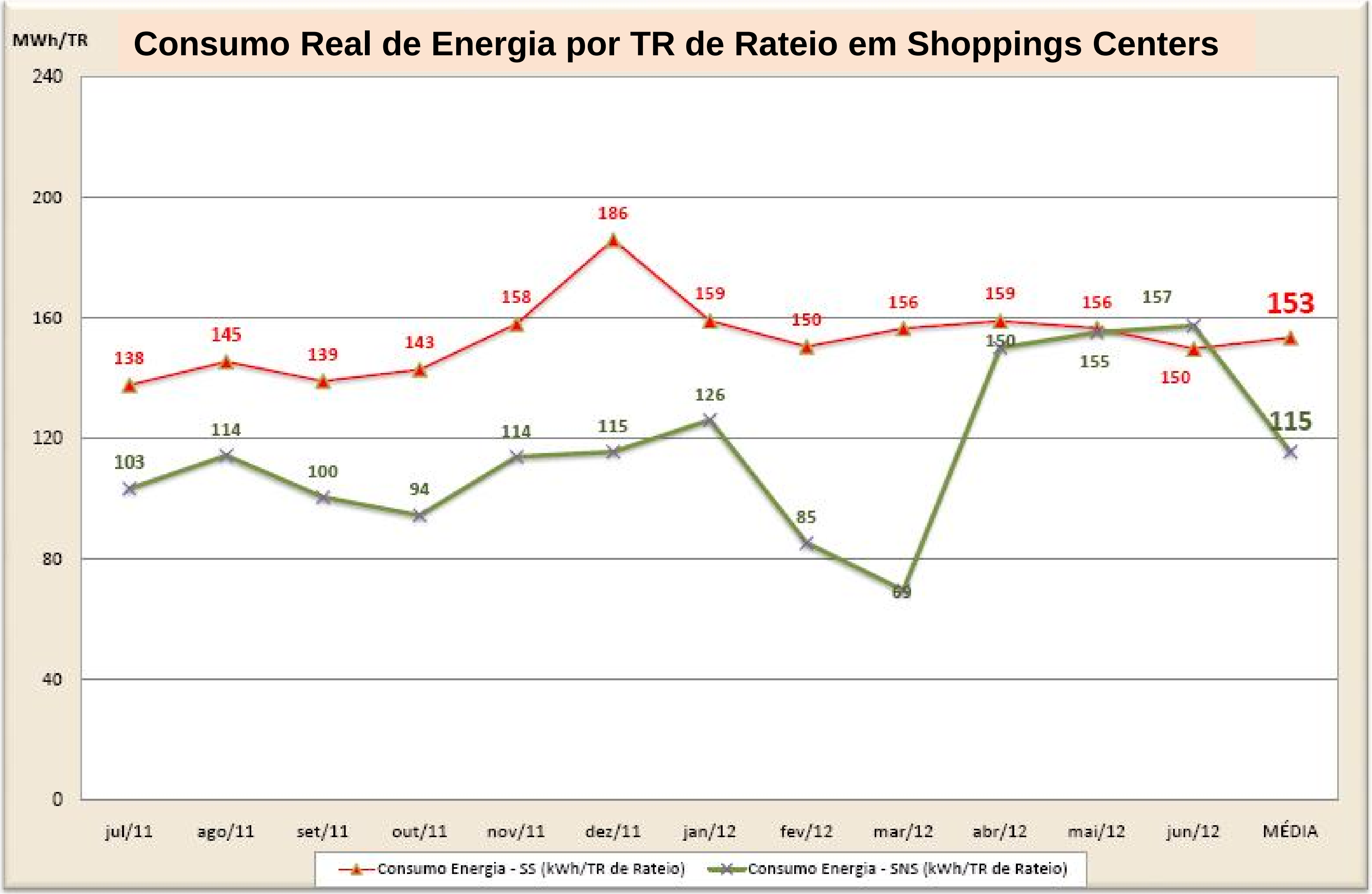
PARTE V	OTIMIZAÇÃO TERMODINÂMICA POR ESCALONAMENTO DA PRODUÇÃO FRIGORÍFICA

FLUXOGRAMA HIDRÁULICO DA PRODUÇÃO



RESULTADOS

Consumo Real de Energia por TR de Rateio em Shoppings Centers



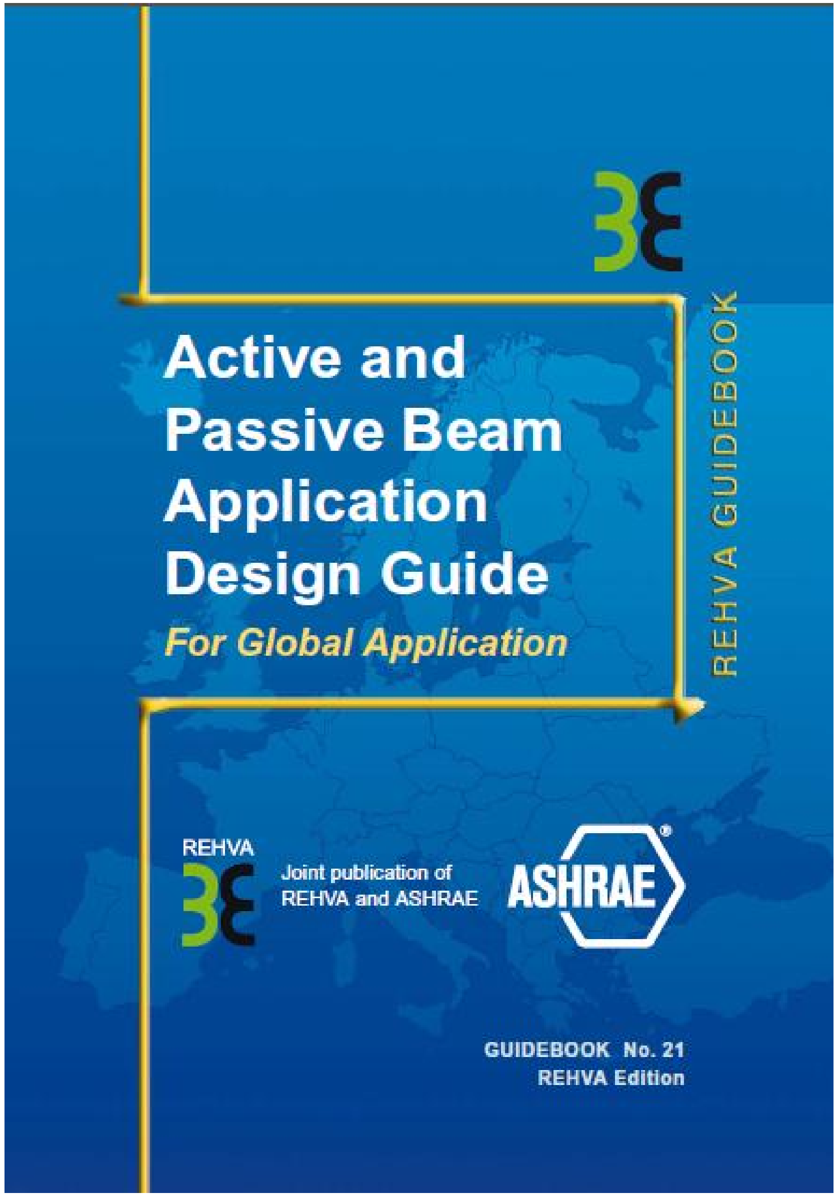
RESULTADOS DE MEDIÇÃO

SISTEMA COM CARGAS
100% DESACOPLADAS
(THIC)

X

SISTEMA COM CARGAS
63% ACOPLADAS E 37% DESACOPLADAS
(VAV) (THIC)

$$\frac{153 - 115}{153 \times 0{,}63} \times 100 = 39{,}5\%$$


REHVA GUIDEBOOK
Active and
Passive Beam
Application
Design Guide
For Global Application
REHVA
Joint publication of
REHVA and ASHRAE
ASHRAE
GUIDEBOOK No. 21
REHVA Edition

To accurately simulate beam systems (as with any other system), it is necessary to fully know and understand the technology to be simulated and the calculation method used in the simulation software. Special attention should be taken of to ensure that the simulation correctly accounts for the latent load (dehumidification) taken care at the air-handling unit and that only sensible cooling is performed at the zones. Most energy simulation software provides models for HVAC systems that can be used to simulate beam systems, namely, beam system models, induction unit models, or fan coil models (in this case, the fan energy must be subtracted from the final result).

As discussed in Chapters 7 and 8, beam systems have the following characteristics that may reduce HVAC system energy consumption:

- Higher chilled-water temperatures (14°C–18°C [57°F–64°F]), which may increase chiller efficiencies
- Lower hot-water temperatures (32°C–45°C [90°F–113°F]), which creates an opportunity for the use of low-temperature heat sources
- Use of water for zone-sensible cooling reduces transport energy costs
- Sufficient latent cooling produced at the AHU to ensure adequate humidity control, preventing condensation on the beam cooling coil
- Energy-efficient room air supply:
  - Active beams: Air distribution in the room is powered by the air pressure in the beam plenum. The pressure is produced by central, high-efficiency fans (in fan coil systems, air distribution is powered by small, low-efficiency fans and motors).
  - Passive beams: Ventilation and dehumidification air is typically supplied via a low-energy air distribution system, such as displacement ventilation or DCV.

On the other hand, compared to conventional water-based systems, beam systems consume more pump energy because of the low water temperature differential (2°C to 3°C [4°F to 6°F]) when compared to the conventional water temperature differential of 5°C (9°F). 1

The beams require chilled water at 14°C to 18°C (57°F to 64°F), but the AHU, for dehumidification purposes, typically requires chilled water at around 6°C (42°F). 2 The chiller plant may produce water at 6°C (42°F) and the required 14°C to 18°C (57°F to 64°F) water is produced by mixing with return water. This is not an ideal solution with respect to energy efficiency, but the solution has an important effect on energy consumption when compared to a conventional 6°C/12°C (42°F/54°F) chilled-water system, due to the higher temperature of water returned to the chiller plant. 3

Energy consumption is minimized if there are dedicated chilled-water production systems for the two different chilled-water temperatures required. 4 This separation enhances energy efficiency for the following reasons:

- Dedicated chillers for the beams can work with a 14°C (57°F) chilled-water temperature setpoint, highly increasing their energy efficiency rating (EER).
- Free cooling can be implemented with some of the following solutions/technologies:
  - Cooling tower (for warmer/drier climates)
  - Dry cooler (for colder climates)
  - Geothermal sources (water or ground) 5

The energy analysis should take into consideration all of these aspects.

Fonte: GUIDEBOOK No. 21 REHVA Edition

TRADUÇÃO:

Por outro lado, comparando ao sistema convencional básico à água , o sistema de vigas frias consome mais energia de bombeamento pois, o fluxo de água opera com um diferencial de temperatura de 2 a 3°C, quando comparado ao diferencial convencional de 5°C.

O sistema de vigas frias requer água resfriada de 14°C à 18°C, mas, as unidades de tratamento de ar com propósito de desumidificação, requerem tipicamente, água em torno de 6°C. A planta de água gelada pode produzir água à 6°C e o requerimento da carga é entre 14°C e 18°C. A temperatura requerida é obtida através de uma mistura entre a água produzida e a água de retorno. Isso não é uma solução ideal do ponto de vista de Eficiência Energética, mas, a solução tem um importante efeito no consumo de energia quando comparado ao sistema convencional com água à 6°C, devido à mais alta temperatura da água de retorno para a planta de resfriamento.

O consumo de energia é minimizado se houver um sistema dedicado de produção para duas temperaturas da água requeridas.

Esta separação melhora e Eficiência Energética pelas seguintes duas razões:

- **Os chillers dedicados às vigas podem trabalhar com 14°C de temperatura da água gelada, majorando altamente a sua relação de Eficiência Energética (EER).**

Resfriamento natural (free cooling) pode ser implementado com algumas das seguintes tecnologias:

- **Torres de resfriamento para climas quentes / secos;**
- **Ciclos economizadores ;**
- **Energia Geotérmica (da água ou do solo).**

A análise energética deve considerar todos esses aspectos.

Fonte Original em Inglês : Active and Passive Beam Application Design Guide GUIDEBOOK No. 21 REHVA Edition

SHOPPING HIPOTÉTICO PARA COMPARAÇÃO DE CUSTOS

SISTEMA DE AR-CONDICIONADO

ESPECIFICAÇÕES E INFORMAÇÕES PARA AS COMPOSIÇÕES ORÇAMENTÁRIAS DAS POSSÍVEIS CONFIGURAÇÕES PARA O MALL

SETEMBRO/2014

1 - CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS:

			POT. EQUIVALENTE UTAS (TR NOM.)	ESTIMATIVA DUTOS (Kg)
CONF. 1 TODO AR	AR/EXT	31.722 L/s	200 (4 x 50)	12.600
	AR/DES	39.851 L/s	250 (5 x 50)	15.800
	AR/REC	98.795 L/s	435 (9 x 50)	39.200
	TOTAL	170.368 L/s	895 **(18 x 50)**	**67.600**
CONF. 2 AR + PFR	AR/EXT	31.722 L/s	200 (4 x 50)	12.600
	AR/DES	39.851 L/s	250 (5 x 50)	15.800
	PFR	Eq. 52.948 L/s	-	-
	AR/REC	45.847 L/s	200 (4 x 50)	18.200
	TOTAL	Eq. 170.368L/s	650 **(13 x 50)**	**46.600**
CONF. 3 AR + VFAs	AR/EXT	31.722 L/s	200 (4 x 50)	12.600
	AR/DESM	39.851 L/s	250 (5 x 50)	15.800
	VGF/SEC	Eq. 45.960 L/s	-	-
	AR/REC	52.835 L/s	240 (5 x 50)	21.000
	TOTAL	Eq. 170.368L/s	690 **(14 x 50)**	**49.400**
CONF. 4 AR + PFR + VFAs	AR/EXT	31.722 L/s	200 (4 x 50)	12.600
	AR/DES	39.851 L/s	250 (5 x 50)	15.800
	PFR	Eq. 52.948 L/s	-	-
	VGFS/SEC	Eq. 45.960 L/s	-	-
	AR/REC	-	-	-
	TOTAL	Eq. 170.481 L/s	450 **(9 x 50)**	**28.400** (42%)

2 - QUADRO COMPARATIVO DE QUANTITATIVOS DAS DISTINTAS CONFIGURAÇÕES PARA O SISTEMA DO MALL:

	CONF. 1	CONF. 2	CONF. 3	CONF. 4
UTAEs	200 TR	200 TR	200 TR	200 TR
UTADs	250 TR	250 TR	250 TR	250 TR
UTARs	450 TR	200 TR	250 TR	-
PFR	-	13.000 m²	-	13.000 m²
VFAs	-	-	675 Pç	675 Pç
DUTOS	67.600 Kg	46.600 Kg	49.400 Kg	28.400 Kg

OBS: Utilizar sempre unidades de 50 TR nominais para todas as UTAs em todas as configurações.

3 - LEGENDA:

PFR – Piso Frio Radiante;

VFAs – Vigas Frias Ativas

QUADRO COMPARATIVO DE CUSTOS INICIAIS E OPERACIONAIS EM R$ x 1.000							
ALTERNATIVA		CUSTO INICIAL DO SISTEMA	CUSTO ADICIONAL DA INFRAESTRUTURA		CUSTO ADICIONAL DA OPERAÇÃO ANUAL		PAY-BACK (ANOS)
			ELÉTRICA	CIVIL	INSUMOS	REPOSIÇÃO E MÃO DE OBRA	
TODO AR	CONF. 1	18.200	+ 300 (300 kVA)	+ 800 (400 m²)	+ 488	+ 180	-
AR + PFR	CONF. 2	19.820	+ 135 (135 kVA)	+ 360 (180 m²)	+ 220	+ 80	-
AR + VFAs	CONF. 3	21.110	+ 165 (165 kVA)	+ 440 (220 m²)	+ 268	+ 100	-
AR + PFR + VFAs	CONF. 4	21.616	+ ZERO	+ ZERO	+ ZERO	+ ZERO	-

DIFERENÇA ENTRE CUSTOS				
RELAÇÃO	DIF. CUSTOS INICIAIS	DIF. CUSTOS INFRAESTRUTURA	DIF. CUSTOS OPERACIONAIS ANUAIS	PAY-BACK (ANOS)
4-1	- 3.416	+ 1.100	+ 668	3,5
4-2	- 1.796	+ 495	+ 300	4,3
4-3	- 506	+ 605	+ 368	-

SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFCs

Apoio Institucional:

ASHRAE Brasil Chapter

ABRAVA

ABESCO

ABRAFAC

ANPRAC

ASBRAV

GBC BRASIL

BCxA BRASIL CHAPTER

SINDRATAR

Execução

SOMAR

Implementação

PNUD

Empoderando vidas.
Fortalecendo nações.

Realização

Ministério do Meio Ambiente

GOVERNO FEDERAL
BRASIL
PÁTRIA EDUCADORA