



ENG176

REFRIGERAÇÃO E

AR CONDICIONADO

PARTE II

AR CONDICIONADO

Prof. Dr. Marcelo José Pirani



ÍNDICE

CAPÍTULO 1 – CONFORTO TÉRMICO	1
1.1 – Introdução.....	1
1.2 –Parâmetros Básicos em Condicionamento de Ar.....	2
1.3 – Diagramas de Conforto	5
1.3.1 – O Diagrama Bioclimático dos Irmãos Olgyay.....	5
1.3.2 – A Temperatura Efetiva de Houghton e Yaglou	5
1.3.3 – Norma ASHRAE 55.....	6
1.3.4 – As Equações de Conforto de Fanger.....	7
1.3.5 – As Zonas de Conforto de Givoni.....	10
1.4 –Qualidade do Ar Interno	11
CAPÍTULO 2 – CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	17
2.1 – Introdução.....	17
2.2 – Definições	17
2.3 – Propriedades Termodinâmicas de uma Substância.....	19
2.4 – Diagramas de <i>MOLLIER</i> para Fluidos Refrigerantes.....	20
2.5 – Primeira Lei da Termodinâmica.....	21
CAPÍTULO 3 – CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR.....	24
3.1 – Introdução.....	24
3.2 – Ciclo Teórico de Refrigeração por Compressão de Vapor	24
3.3 – Ciclo Real de Compressão de Vapor	26
3.4 – Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor.....	27
3.4.1 – Capacidade frigorífica.....	27
3.4.2 – Potência teórica de compressão	28
3.4.3 – Calor rejeitado no condensador	29
3.4.4 – Dispositivo de expansão.....	30
3.4.5 – Coeficiente de performance do ciclo.....	31
CAPÍTULO 4 – REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO DE VAPOR.....	38
4.1 – Introdução.....	38
4.2 - Ciclo de Absorção	39
CAPÍTULO 5 – ESTIMATIVA DE CARGA TÉRMICA SENSÍVEL E LATENTE.....	41
5.1 – Introdução.....	41
5.2 – Características do Recinto	41
5.3 – Fatores Que Influenciam na Carga Térmica do Ambiente.....	42
5.3.1 – Insolação	42
5.3.1.1 – Determinação do Fator de Sombreamento -FS.....	45
5.3.2 – Insolação Através de Vidros.....	46
5.4 – Armazenamento de Calor.....	49



5.5 – Insolação nas paredes externas.....	52
5.6 – Insolação sobre Telhados	53
5.7 – Transmissão de Calor devido à diferença de Temperatura	55
5.7.1 – Vidros Externos	55
5.7.2 – Vidros Internos	55
5.7.3 – Paredes Internas	55
5.7.4 – Tetos e Pisos.....	55
5.8 – Carga de Iluminação	56
5.8.1 – Lâmpadas Incandescentes	56
5.8.2 – Lâmpadas Fluorescentes	56
5.9 – Carga de Ocupantes	56
5.10 – Carga de Motores Elétricos	56
5.10.1 – Motor e máquina se encontram nos recintos	56
5.10.2 – Apenas a máquina se encontra no recinto.....	57
5.10.3 – Só o motor se encontra no recinto	57
5.11 – Equipamentos Eletrônicos.....	57
5.12 – Zoneamento.....	57
CAPÍTULO 6 – PSICROMETRIA	60
6.1 – Definições Fundamentais	60
6.1.1 – Pressão Parcial (Lei de Dalton).....	60
6.1.2 – Ar seco.	60
6.1.3 – Ar Não Saturado e Ar Saturado.	61
6.1.4 Umidade Absoluta (W).	61
6.1.5 – Umidade Relativa (ϕ).....	62
6.1.6 – Entalpia Específica do Ar Úmido.....	62
6.1.7 – Volume Específico do Ar Úmido.....	64
6.1.8 – Temperatura de Bulbo Seco.	64
6.1.9 – Saturação Adiabática.	64
6.1.10 – Temperatura de Bulbo Úmido.	65
6.1.11 – Temperatura de Orvalho.	66
6.1.12 – A Carta Psicrométrica.....	66
6.2 – Transformações Psicrométricas.....	69
6.2.1 – Mistura Adiabática de Duas Correntes de Ar Úmido.	69
6.2.2 – Aquecimento Sensível ou Aquecimento Seco.	69
6.2.3 – Resfriamento Sensível.	70
6.2.4 – Resfriamento e Desumidificação.....	71
6.2.5 – Resfriamento e Umidificação.	73
6.2.6 – Aquecimento e Umidificação.....	74
6.2.7 – Aquecimento e Desumidificação.	74
6.3 – Introdução ao Cálculo Psicrométrico.....	75
6.3.1 – Definições.....	75
6.3.2 – Carga Térmica.....	77
6.3.3 – Curva de Carga do Recinto.....	77
6.3.4 – Condicionamento de Ar de Verão	79



CAPÍTULO 7 – CARACTERÍSTICAS DOS SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR	84
7.1 – Introdução	84
7.2 – Instalações Apenas Ar	85
7.2.1 – Instalações com um Duto e Variação da Temp. e/ou da Vazão (Zona Única)	85
7.2.1.1 – Instalações com regulagem da serpentina de resfriamento.	85
7.2.1.2 - Instalações com by-pass da serpentina de resfriamento.	86
7.2.1.3 – Instalações com regulagem da serpentina de reaquecimento.	87
7.2.2 – Instalações com um Duto e Variação da Temp. e/ou da Vazão (Múltiplas Zonas)	88
7.2.2.1 – Instalações com vazão constante e temperatura variável.	88
7.2.2.2 – Instalações com temperatura constante e vazão variável.	88
7.2.2.3 – Instalações com temperatura e vazão variável.	90
7.2.2.4 – Instalações com vazão variável e recirculação local.	90
7.2.2.5 Instalações Duplo Duto.	91
7.3 – Instalações Ar-Água	95
7.3.1 – Instalações de Indução a Dois Tubos.	95
7.3.2 – Instalações de Indução a Três Tubos.	100
7.3.3 – Instalações de Indução a Quatro Tubos.	102
7.3.4 - Instalações de Fan-Coils Com Ar Primário.	103
7.3.4.1 – Instalação de fan-coil a dois tubos com ar primário.	104
7.3.4.2 – Instalação de fan-coil a três tubos com ar primário.	105
7.3.4.3 – Instalação de fan-coil a quatro tubos com ar primário.	107
7.4 – Instalações Apenas Água	109
7.4.1 - Instalação de Fan-Coils a Dois Tubos.	109
7.4.2 – Instalação de Fan-Coils a Três Tubos.	111
7.4.3 – Instalação de Fan-Coils a Quatro Tubos.	112
7.5 – Instalações de Expansão Direta	113
CAPÍTULO 8 – TERMOACUMULAÇÃO	118
8.1 – Introdução	118
8.2 – Escolhendo Armazenagem Total ou Parcial	121
CAPÍTULO 9 – MELHORIAS ENERGÉTICAS POSSÍVEIS	124
9.1 – Estrutura	124
9.2 – Sistemas de Condicionamento de Ar	126
9.3 – Redução do Consumo de Energia em Instalações de Ar Condicionado.	130
9.3.1 – Sistemas Com Vazão de Ar Variável (VAV)	130
9.3.2 – Sistemas Com Vazão Constante (VAC)	131
9.3.3 – Sistemas de Indução	131
9.3.4 – Sistemas Duplo Duto	131
9.3.5 – Sistemas de Zona Única.	132
9.3.6 – Sistemas Com Reaquecimento Terminal	132
9.4 – O Ciclo Economizador	133
9.4.1 – Ciclo Economizador Controlado por Temperatura de Bulbo Seco.	133
9.4.2 – Ciclo Economizador Controlado por Entalpia.	134
9.5 – Resfriamento Evaporativo.	135
9.6 – Controle e Regulagem	137



9.7 – Uso de Motores Eficientes.....	137
9.8 - Uso de Inversores de Frequência (VSD)	138
9.9 – Troca de Centrais de Água Gelada (CAG).....	140
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	147
ANEXO I: DIAGRAMAS DE MOLLIER PARA OS REFRIGERANTES R22 E R134A.	149
ANEXO II: ROTEIRO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA	151
ANEXO III: EXEMPLO COMPLETO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.....	156
ANEXO IV - TABELAS	169



Capítulo 1– Conforto Térmico

1.1 – Introdução

Nesta seção são apresentados quatro índices e critérios existentes utilizados para análise e avaliação de conforto térmico de edifícios. Frota (Frota, Manual de Conforto Térmico, p.17), estima em três dezenas os índices de conforto existentes e disponíveis para a avaliação de edifícios, como habitações, escolas escritórios etc..

Não se pode afirmar que exista hoje um índice ideal para se estabelecer uma zona de conforto adequada para ambientes climatizados e não climatizados no Brasil. Existem alguns índices propostos por pesquisadores do exterior e existem também alguns trabalhos desenvolvidos por pesquisadores brasileiros que analisaram estes índices, buscando avaliar a sua aplicabilidade no nosso país e buscando identificar zonas de conforto nas quais, brasileiros, possam se sentir confortáveis.

Estabelecer os limites de uma zona de conforto é uma tarefa extremamente difícil porque a sensação de conforto, além de estar ligada a uma série de variáveis, está também ligada à adaptação ao meio em que se vive, dificultando ainda mais a tarefa de encontrar um limite para o qual se possa afirmar, que dentro dele, se tem conforto e fora dele se tem desconforto.

Conforto Térmico: condições ambientais de temperatura e umidade que proporcionam sensação de bem-estar às pessoas que ali estão.

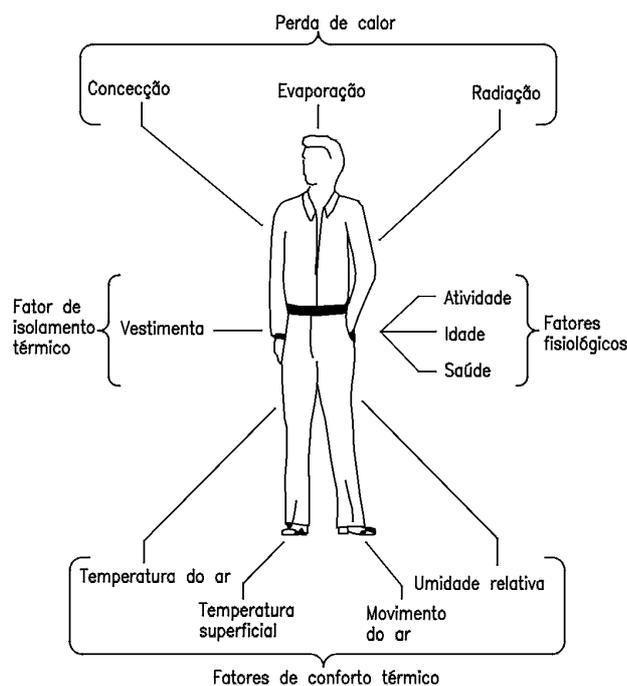


Figura 1.1 – Fatores que afetam o conforto térmico.



Metabolismo: processo pelo qual o corpo converte a energia dos alimentos em calor e trabalho.

O calor que é gerado continuamente pelo corpo deve ser eliminado a fim de que a temperatura interna se mantenha constante. A energia total, M , produzida no interior do corpo é dissipada da seguinte maneira:

- Trabalho externo realizado pelos músculos, W .
- Dissipação de calor sensível através da porção exposta da pele e roupas por convecção e radiação, $C + R$.
- Dissipação de calor latente por transpiração, E_{rsw} , e difusão de umidade pela pele, E_{diff} .
- Dissipação de calor sensível por meio da respiração, C_{resp} .
- Dissipação de calor latente devida à respiração, E_{resp} .

Em condições de regime permanente,

$$M - W = (C + R + E_{rsw} + E_{diff}) + (C_{resp} + E_{resp}) \quad (1.1)$$

A taxa de liberação de calor pelo corpo humano pode variar de 120 W para atividade sedentária até 440 W para atividade intensa (ver Tab. 48, pg. 1-94 Carrier). Este calor representa uma parcela muitas vezes importante da carga térmica de resfriamento de um sistema de ar condicionado.

Embora nem todos os fatores que afetam o conforto sejam completamente entendidos, sabe-se que o conforto é diretamente afetado pelos seguintes fatores:

- Temperatura
- Umidade
- Circulação do ar
- Radiação de superfícies vizinhas
- Odores
- Poeira
- Ruído

1.2 –Parâmetros Básicos em Condicionamento de Ar

Um sistema de ar condicionado deve controlar diretamente quatro parâmetros ambientais:



- Temperatura do ar (bulbo seco)
- Temperatura das superfícies circundantes
- Umidade do ar
- Velocidade do ar

A temperatura do ar é facilmente medida enquanto que a umidade do ar pode ser descrita, para uma dada pressão, utilizando-se termos definidos em psicrometria. Estes incluem a temperatura de bulbo úmido e de orvalho, que podem ser medidas diretamente, e a umidade relativa, que deve ser determinada indiretamente a partir das duas temperaturas acima. A velocidade do ar pode ser medida diretamente e, até certo ponto, estimada dos conceitos teóricos desenvolvidos em mecânica dos fluidos. A temperatura das superfícies circundantes está diretamente relacionada com as trocas radiantes entre uma pessoa e a sua vizinhança. O parâmetro básico utilizado para descrever as condições de troca radiante em um espaço condicionado é a temperatura radiante média, definida a seguir.

Temperatura radiante média: temperatura superficial uniforme de um invólucro negro imaginário com o qual a pessoa trocaria a mesma quantidade de calor por radiação que aquela trocada com o invólucro real.

O instrumento mais comumente utilizado para se medir a temperatura radiante média é o *termômetro de globo de Vernon*. Este consiste de uma esfera oca de 6" de diâmetro, pintada de preto, com um termopar ou termômetro de bulbo no seu centro. De um balanço de energia, pode-se mostrar que a temperatura de equilíbrio do globo (*temperatura do globo*) está relacionada à temperatura radiante média por

$$T_{mrt}^4 = T_g^4 + C\bar{V}^{1/2}(T_g - T_a) \quad (1.2)$$

onde: T_{mrt} ≡ temperatura radiante média, R ou K

T_g ≡ temperatura do globo, R ou K

T_a ≡ temperatura do ar ambiente (bulbo seco), R ou K

V ≡ velocidade do ar, ft/min ou m/s

$C = 0,103 \times 10^9$ (unidades inglesas) e $0,247 \times 10^9$ (SI)

Pode-se definir ainda:



Temperatura operacional: temperatura uniforme de um ambiente imaginário com o qual a pessoa trocaria a mesma quantidade de calor por convecção e radiação que aquela trocada com o meio real.

A temperatura operacional é a média entre a temperatura radiante média e a temperatura do ar ambiente ponderadas pelos respectivos coeficientes de transferência de calor. Entretanto, para as aplicações práticas usuais, a temperatura operacional pode ser tomada simplesmente como:

$$T_{op} = \frac{T_{bs} + T_{mrt}}{2} \quad (1.3)$$

denominada *temperatura de bulbo seco ajustada*.

As restrições à utilização da aproximação acima são:

- Temperatura radiante média menor que 50 °C
- Velocidade do ar menor que 0,4 m/s

Considerada o parâmetro ambiental mais comum e de aplicação mais difundida, a *temperatura efetiva*, ET^* , é a temperatura de um ambiente com 50% de umidade relativa que causaria a mesma perda total pela pele que aquela verificada no ambiente real. Portanto, a temperatura efetiva combina a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa em um único índice de maneira que dois ambientes com a mesma temperatura efetiva causariam a mesma sensação térmica embora os valores individuais de temperatura e umidade possam diferir de um caso a outro. Uma vez que a sensação térmica de indivíduos depende das vestimentas e do nível de atividade física, define-se uma *temperatura efetiva padrão*, SET^* , para condições internas típicas. Estas são:

- Isolamento devido às vestimentas = 0,6 clo*
- Índice de permeabilidade à umidade = 0,4
- Nível de atividade metabólica = 1,0 met **
- Velocidade do ar < 0,10 m/s
- Temperatura ambiente = temperatura radiante média

* 1 clo = 0,155 m² °C/W admitindo-se um isolamento uniforme sobre todo o corpo.

** 1 met = 58,2 W/m², taxa metabólica de uma pessoa sedentária (sentada, em repouso) por unidade de área superficial do corpo.



1.3 – Diagramas de Conforto

1.3.1 – O Diagrama Bioclimático dos Irmãos Olgay

Os irmãos Victor e Aladar Olgay foram, segundo Izard (1983), os primeiros cronologicamente a estudar com profundidade a noção de conforto térmico e, segundo Scarazzato (1987), os primeiros a tentar estabelecer suas relações com os ambientes interiores das edificações, através do chamado diagrama bioclimático, que representa uma preocupação em estabelecer relações entre conforto fisiológico, clima e arquitetura. As pesquisas dos irmãos Olgay resultaram em um gráfico conhecido como Diagrama Bioclimático de Olgay que relaciona a temperatura do ar e a umidade relativa, criando uma zona de conforto entre estes dois parâmetros. A Figura 1.2 indica este diagrama para pessoas que estejam realizando trabalho sedentário e vestindo um “clo” em climas quentes. um “clo” é equivalente a uma pessoa exercendo uma atividade sentada em edifício de escritório e trajando paletó de lã, gravata e camisa, para o sexo masculino ou o equivalente para o sexo feminino. Trata-se de um diagrama muito utilizado por alguns pesquisadores e algumas vezes criticado por outros.

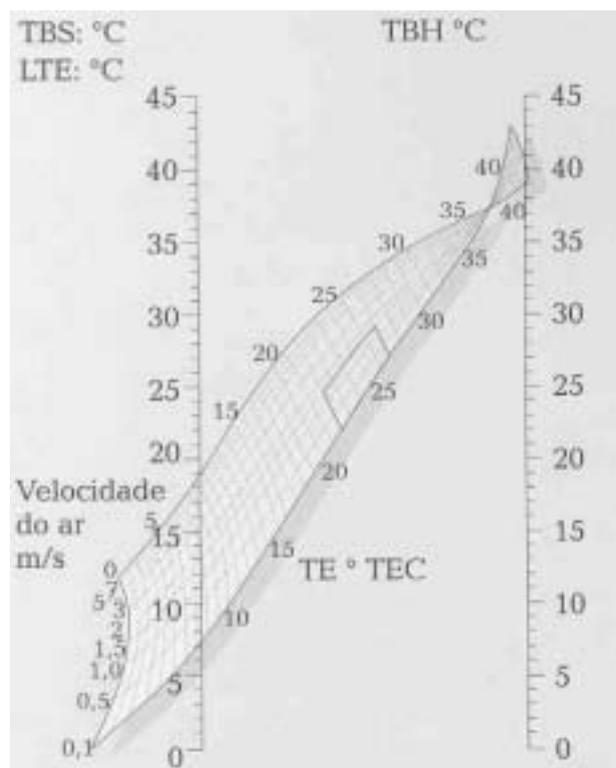


Figura 1.2: Diagrama bioclimático dos irmãos Olgay.

1.3.2 – A Temperatura Efetiva de Houghton e Yaglou

O diagrama da temperatura efetiva -TE, conforme indicado na Figura 1.3, foi construído sobre escalas de temperatura, umidade relativa e velocidade do ar, onde, pelo cruzamento destes três



dados, obtém-se a temperatura efetiva corrigida -TEC. Ramón (1980) ressalta que este foi o primeiro índice que considerou a umidade relativa na definição de conforto ambiental, além da temperatura do ar. O diagrama proposto contém uma área com hachuras que indica uma zona de conforto para pessoas em trabalho normal, leve, e vestindo um clo.

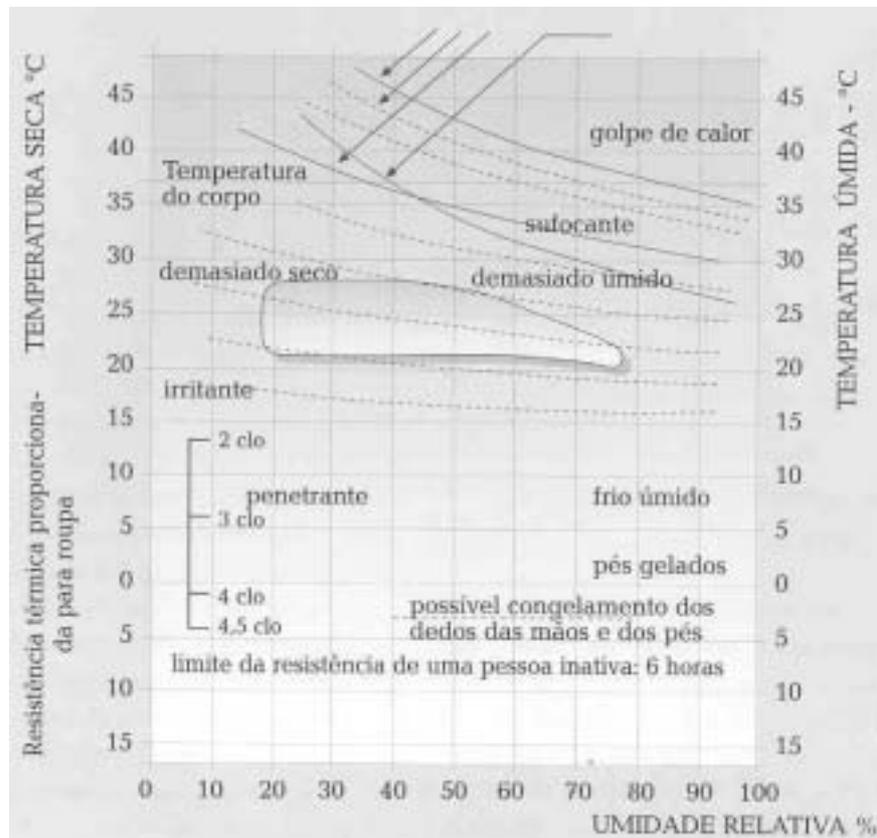


Figura 1.3: Diagrama de Temperatura Efetiva de Houghton e Yaglou.

1.3.3 – Norma ASHRAE 55

A norma ASHRAE Standard 55 define as condições para um ambiente termicamente aceitável, mostradas esquematicamente como *zonas de conforto* na Figura 1.4. Os limites superiores e inferiores foram tomados considerando-se fenômenos associados à umidade do ar, como por exemplo, ressecamento da pele, irritação dos olhos, dificuldades respiratórias, proliferação de microorganismos, etc. As linhas limítrofes oblíquas correspondem a valores determinados de ET^* .

As coordenadas das zonas de conforto são:

Inverno: $T_{op} = 20$ a $23,5$ °C e 60% de umidade de relativa

$T_{op} = 20,5$ a $24,5$ °C e $T_d = 2$ °C

ET^* igual a 20 e 23,5 °C



Verão: $T_{op} = 22,5$ a 26 °C e 60% de umidade de relativa
 $T_{op} = 23,5$ a 27 °C e $T_d = 2$ °C
 ET^* igual a 23 e 26 °C

Finalmente, as zonas de conforto da Figura 1.4 podem sofrer alterações quando houver variações da velocidade do ar. Por exemplo, temperaturas mais altas do ar podem ser toleradas quando houver um aumento da velocidade do ar.

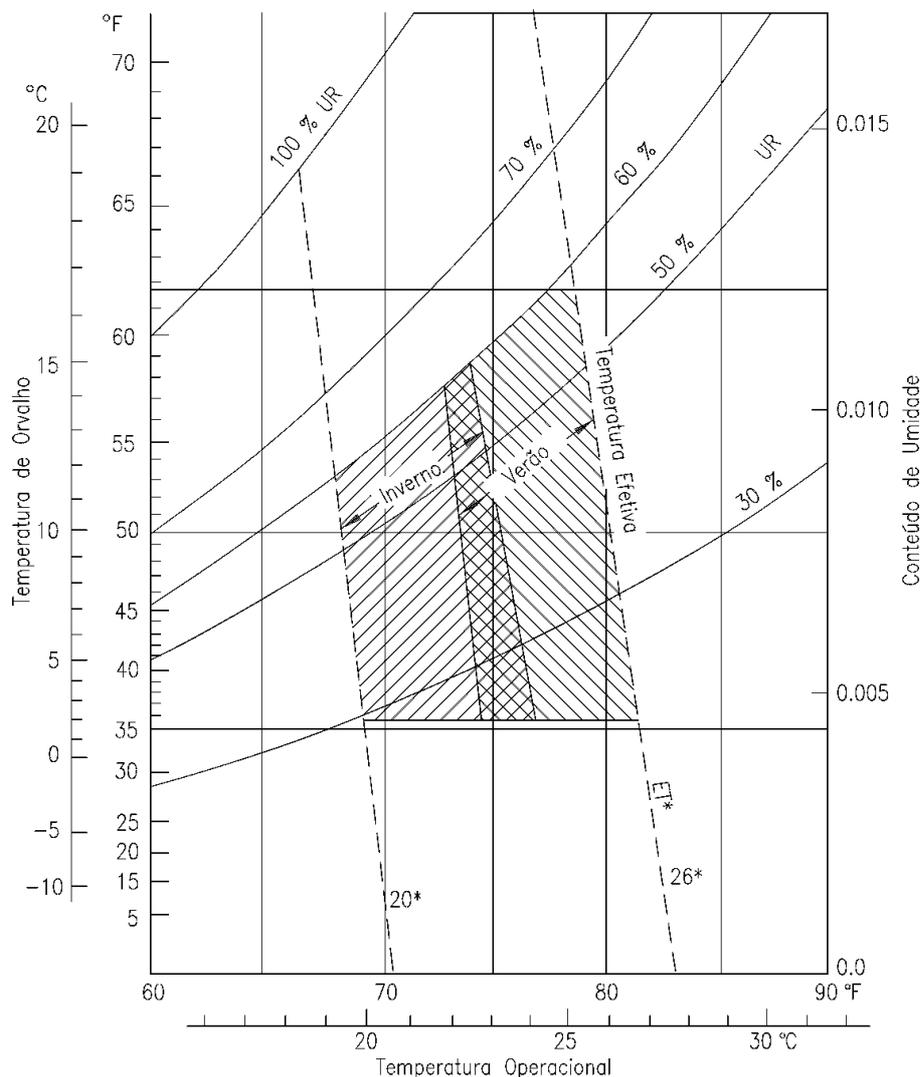


Figura 1.4 – Faixas aceitáveis para a temperatura operacional e umidade para pessoas em roupas típicas de verão e inverno e exercendo atividade sedentária (< 1,2 met).

1.3.4 – As Equações de Conforto de Fanger

Os estudos de Fanger na área de conforto iniciaram-se na "KSU - Kansas State University" em 1966 e 1967 e continuaram por um período mais longo na "Technical University of Denmark". O



objetivo principal de Fanger foi estabelecer uma condição preditiva de conforto que pudesse ser calculada mediante sete parâmetros, sendo quatro do próprio meio ambiente e três dos usuários, a saber:

- Temperatura de bulbo seco;
- Umidade relativa;
- Temperatura radiante média;
- Velocidade do ar;
- Taxa metabólica por atividade;
- Resistência térmica da roupa;
- Eficiência mecânica.

Eficiência mecânica no índice de Fanger é a componente da energia metabólica que não é transformada em calor e devolvida ao ambiente, mas é transformada em trabalho. Em atividades típicas de escritório esta componente é igual a 1 e portanto desconsiderada nas equações. Por meio de equações, Fanger possibilitou o cálculo de determinadas variáveis como, por exemplo, a temperatura de conforto do ar ou a temperatura radiante necessária para o conforto ou a temperatura de conforto de um indivíduo vestindo 2,0 clo. Uma outra possibilidade de aplicação do trabalho de Fanger consiste na determinação do Voto Estimado Médio -VEM (do inglês PMV - Predicted Mean Vote) ou do Percentual de Pessoas Insatisfeitas - PPI (do inglês PPD - Predicted Percentage Dissatisfied). Neste caso, as equações de Fanger são utilizadas de forma a comparar os resultados do VEM e PPI obtidos por elas mediante a entrada dos dados reais medidos nos estudos de caso, com os resultados dos níveis de satisfação dos usuários obtidos por meio dos questionários. Como forma de acelerar os cálculos e a aplicação das equações de Fanger, utilizou-se uma rotina computacional elaborada por Vittorino e testada em inúmeras pesquisas conduzidas pelo Laboratório de Higrotermia e Iluminação do Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo -IPT. As equações propostas por Fanger foram normatizadas pelas normas ISO (International Organization for Standardization, (1984). ISO - 7730 - Moderate Thermal Environments -Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort. Switzerland) e vêm sendo aplicadas por pesquisadores de diversas instituições no Brasil e no exterior, sendo também reconhecidas pela ASHRAE, como umas das referências de avaliação do nível de satisfação de conforto ambiental. Os critérios adotados pela ASHRAE e pela norma ISO-7730 para os valores aceitáveis de Fanger, são apresentados na Tabela 1.1.

Nota-se pela Tabela 1.1 que os valores da norma ISO são mais restritivos que os valores da ASHRAE. Entretanto, as aplicações de Fanger feitas pelo IPT em edifícios dos mais variados na cidade de São Paulo, têm demonstrado a escala de valores da ASHRAE é mais adequada para



ambientes não climatizados enquanto que a escala da ISO é adequada para ambientes climatizados. Fanger trabalha com uma escala de sete pontos, sendo uma situação ideal e neutra, três situações tendendo para o quente e três situações tendendo para o frio, segundo a classificação apresentada na Tabela 1.2

Tabela 1.1 – Variações de valores aceitáveis em Fanger.

Variações de valores aceitáveis em Fanger		
Entidade	VEM	PPI
ISO-7730	-0,5 a +0,5	≤ 10%
ASHRAE	-0,85 a +0,85	≤ 20%

Tabela 1.2 – Escala de Fanger.

-3 = gelado
-2 = frio
-1 = ligeiramente frio
0 = neutro
+1 = ligeiramente quente
+2 = quente
+3 = muito quente

A ASHRAE aceita uma população máxima de insatisfeitos de 20% enquanto que a Norma ISO aceita um máximo de 10% de insatisfeitos. A título de exemplo, aplicando as equações de Fanger para uma situação bastante usual e utilizada no projeto de climatização de edifícios no Brasil, obtêm-se os resultados apresentados na Tabela 1.3

Tabela 1.3 – Resultados da aplicação das equações de Fanger.

T (°C)	24,0
URA (%)	50,0
TR (°C)	24,5
Resistência da Vestimenta (clo)	1,0
Velocidade do Ar (m/s)	0,1
Taxa de Metabolismo (%)	70,0
Resultados para esta simulação:	
VME	+0,58
PPI	12,1 %



Na análise de Fanger, um usuário nas condições de simulação possui Voto Médio Estimado de +0,58 e sente-se entre o neutro (O) e ligeiramente quente (+1), não atendendo, portanto, a norma ISO-7730, atendendo apenas a ASHRAE. A População Média de Insatisfeitos para as mesmas condições é de 12,1%, não atendendo também a norma ISO-7730, atendendo somente as recomendações da ASHRAE. Este é um dado interessante tendo em vista que a simulação realizada, feita com base na norma internacional ISO, indica que uma parcela significativa dos projetos de climatização para os edifícios de escritório na cidade de São Paulo não atende a esta norma.

1.3.5 – As Zonas de Conforto de Givoni.

As pesquisas de Givoni e Berner-Nir no BRS - Building Research Station em Haifa, Israel, em 1967, resultaram na proposição de um novo índice chamado IFT - Índice de Fadiga Térmica ou "Index of Thermal Stress" que descreve os mecanismos de troca de calor entre o corpo e o meio. A partir da aplicação e aferição do IFT, Givoni propôs um diagrama baseado na carta psicrométrica, com uma zona de conforto térmico e quatro outras zonas, nas quais os níveis de conforto podem ser atingidos mediante o fornecimento ou a retirada de calor de forma passiva ou ativa, conforme a Figura 1.5. Os índices de conforto térmico assumem uma importância maior quando se considera que são eles que fornecem os parâmetros para a realização de projetos de climatização. Suas concepções foram baseadas em avaliações comportamentais e níveis de satisfação de usuários entrevistados em diversos cantos do planeta. Na verdade, utilizam-se hoje no Brasil índices para concepção de projetos que foram baseados em populações não adaptadas e não familiarizadas com as condições climáticas brasileiras.

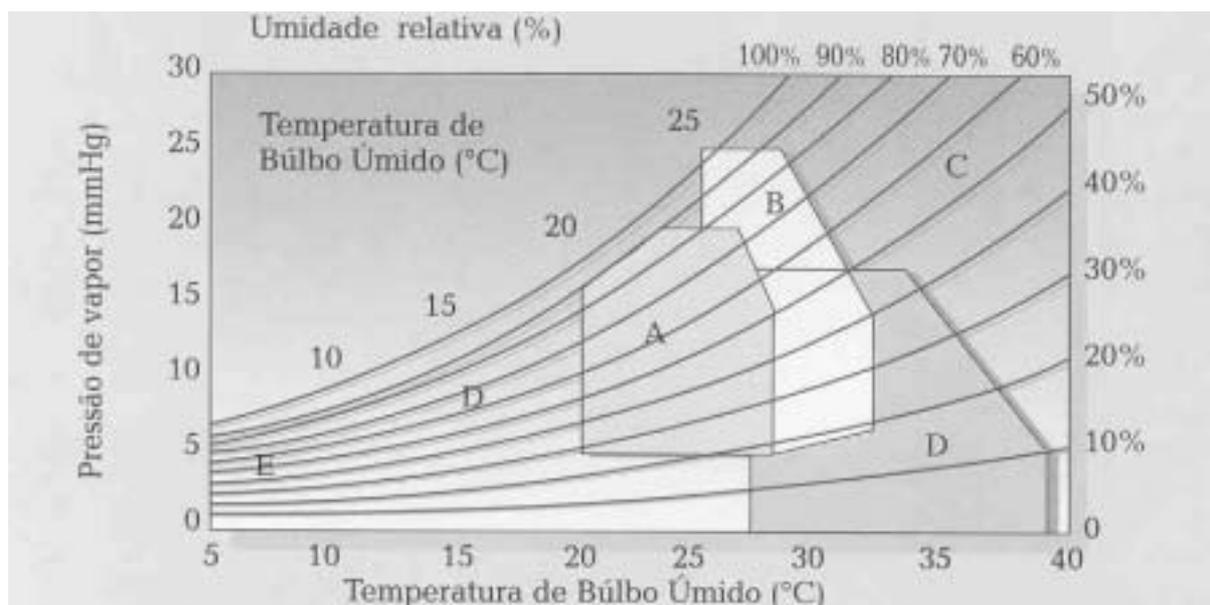


Figura 1.5: Zona de conforto de Givoni.



1.4 – Qualidade do Ar Interno

Um ambiente interno pode ser confortável sem ser saudável. Atualmente, as condições essenciais à saúde humana, tanto quanto o conforto, fazem parte das considerações do projetista de sistemas de condicionamento de ar. Porém, apesar da saúde, segurança e custo terem crescido em importância, conforto ainda é a preocupação principal da indústria RAVA.

Qualidade do Ar Interno (IAQ). Termo usado para designar condições do ar interno que assegurem conforto aos seus ocupantes em um ambiente limpo, saudável e sem odores.

Qualidade Aceitável do Ar Interno – ar no qual não há nenhum contaminante conhecido em concentrações consideradas nocivas à saúde pelas autoridades competentes e no qual 80% ou mais das pessoas ali presentes não manifestam insatisfação.

As fontes de contaminação do ar interno são divididas em quatro grandes grupos:

Grupo I – Contaminação Interior:

- Pessoas, plantas e animais.
- Liberação de contaminantes pela mobília e acessórios domésticos.
- Produtos de limpeza.
- Tabagismo.
- Ozônio resultante de motores elétricos, copiadoras, etc.

Grupo II – Contaminação Exterior:

A necessidade de ventilação e renovação do ar interno pode levar à introdução de ar externo contaminado. Dependendo de sua condição normal e ponto de captação, o ar externo pode se apresentar com concentrações significativas de vários gases e materiais particulados poluentes.

Grupo III – Contaminação oriunda do Sistema de Condicionamento de Ar:

O próprio equipamento condicionador de ar, caso não seja tratado e limpo regularmente, pode se tornar fonte de algas, fungos, poeiras, etc. Em especial, devem ser mencionados:

- Dutos. A poeira acumulada pode dar origem ao desenvolvimento de fungos e outros microrganismos;
- Unidades de tratamento de ar. As bandejas de condensado reúnem as condições básicas para o desenvolvimento de bactérias e outros microrganismos.



Grupo IV – Deficiências do Projeto Global de Condicionamento:

Agrupam-se aqui os fatores não diretamente ligados aos contaminantes ou ao equipamento condicionador, mas que têm uma influência direta sobre a qualidade do ar interno. Por exemplo:

- Insuficiência de ar externo.
- Má distribuição do ar interno.
- Operação incorreta do equipamento condicionador.
- Modificações inadequadas do edifício, etc...

Síndrome do Prédio Doente (“*Sick Building Syndrome*”) – termo utilizado para designar prédios onde uma porcentagem atípica dos ocupantes ($\geq 20\%$) apresenta problemas de saúde tais como irritação dos olhos, garganta seca, dores de cabeça, fadiga, sinusite e falta de ar.

Os contaminantes mais comuns são:

1. CO₂

- Produto da respiração de todos os mamíferos
- Não constitui um risco direto à saúde humana
- A sua concentração é indicativa da boa ou má ventilação de um ambiente

2. CO

- Fontes mais comuns: a combustão incompleta de hidrocarbonetos e fumaça de cigarro.
- Fornalhas mal ventiladas, chaminés, aquecedores de água e incineradores causam problemas muitas vezes.
- Gás altamente tóxico.
- Prédios com tomadas de ar externo localizadas próximas a locais de muito tráfego apresentam altos níveis de CO.

3. Óxidos de enxofre

- Produzidos pela utilização de combustíveis contendo enxofre
- Na presença de água pode formar ácido sulfúrico, o que causará problemas respiratórios aos ocupantes.
- Penetram em um edifício através das tomadas de ar externo ou de vazamentos em equipamentos de combustão no interior do mesmo.

4. Óxidos de nitrogênio

- Produzidos pela combustão com ar a altas temperaturas (motores a combustão interna e efluentes industriais).



- Opiniões divergem quanto à sua toxicidade
- Dentro de limites práticos, a sua concentração deve ser mantida a mais baixa possível.
- Penetram em um edifício através das tomadas de ar externo ou de vazamentos em equipamentos de combustão no interior do mesmo.

5. Radônio

- Gás radioativo naturalmente produzido pelo decaimento do rádio
- Risco de câncer do pulmão
- A sua entrada em um prédio pode se dar por frestas no piso ou paredes de porões, através do suprimento de água ou através de materiais de construção contendo urânio ou tório.
- A pressurização do espaço condicionado, a ventilação de porões e a vedação de frestas são medidas eficazes para a diminuição de sua concentração.

6. Compostos Orgânicos Voláteis (COV)

- Presentes em um ambiente interno como produtos de combustão, mas também presentes em pesticidas, materiais de construção, produtos de limpeza, solventes, etc.
- Normalmente as concentrações estão abaixo dos limites recomendados, mas algumas pessoas são hipersensíveis.
- O gás formaldeído é um dos COV mais comuns, sendo irritante dos olhos e das mucosas e com possível ação cancerígena.

7. Material Particulado

- Uma amostra típica de ar externo contém fuligem, fumaça, sílica, argila, matéria vegetal e animal putrefata, fibras vegetais, fragmentos metálicos, fungos, bactérias, pólen e outros materiais vivos.
- Há ainda material particulado originário do próprio ambiente como fungos e poeira de tapetes, roupas de cama, etc..
- Algumas partículas são muito pequenas ($0,01 \mu\text{m}$), o que dificulta e encarece a limpeza do ar.
- Quando esta mistura se encontra suspensa no ar é denominada aerossol.
- Podem ser a causa de alergias e outros males.

A importância das questões relativas à qualidade do ar de interiores (QAI) se faz evidente pela publicação em 28 de agosto de 1998 da portaria N° 3.523 do Ministério da Saúde. Esta portaria, em vista da íntima correlação entre a qualidade do ar de interiores, a produtividade e a saúde dos



ocupantes, determina que serão objeto de regulamento técnico, a ser elaborado por aquele Ministério, medidas específicas referentes a padrões de qualidade do ar em ambientes climatizados. Estas medidas dirão respeito:

- À definição de parâmetros físicos e composição química do ar de interiores;
- À identificação de poluentes de natureza física, química e biológica, suas tolerâncias e métodos de controle;
- Aos pré-requisitos de projetos de instalação e de execução de sistemas de climatização.

Diretamente relacionados a estas medidas estão os quatro métodos básicos para a manutenção da qualidade do ar de interiores (McQuiston e Parker, 1994):

1. Eliminação ou modificação da fonte de contaminantes – método mais eficiente para se reduzir a concentração de contaminantes não gerados diretamente pelos ocupantes ou pelas atividades no interior do edifício.
2. Distribuição do ar interno – remoção de contaminantes gerados por fontes localizadas antes que se espalhem pelo ambiente climatizado.
3. Uso de ar externo – necessário para manter-se uma porcentagem mínima de oxigênio no ar interno e ao mesmo tempo diluir-se a concentração de contaminantes.
4. Limpeza do ar – passo final de um projeto de condicionamento para se assegurar um ambiente limpo e saudável.

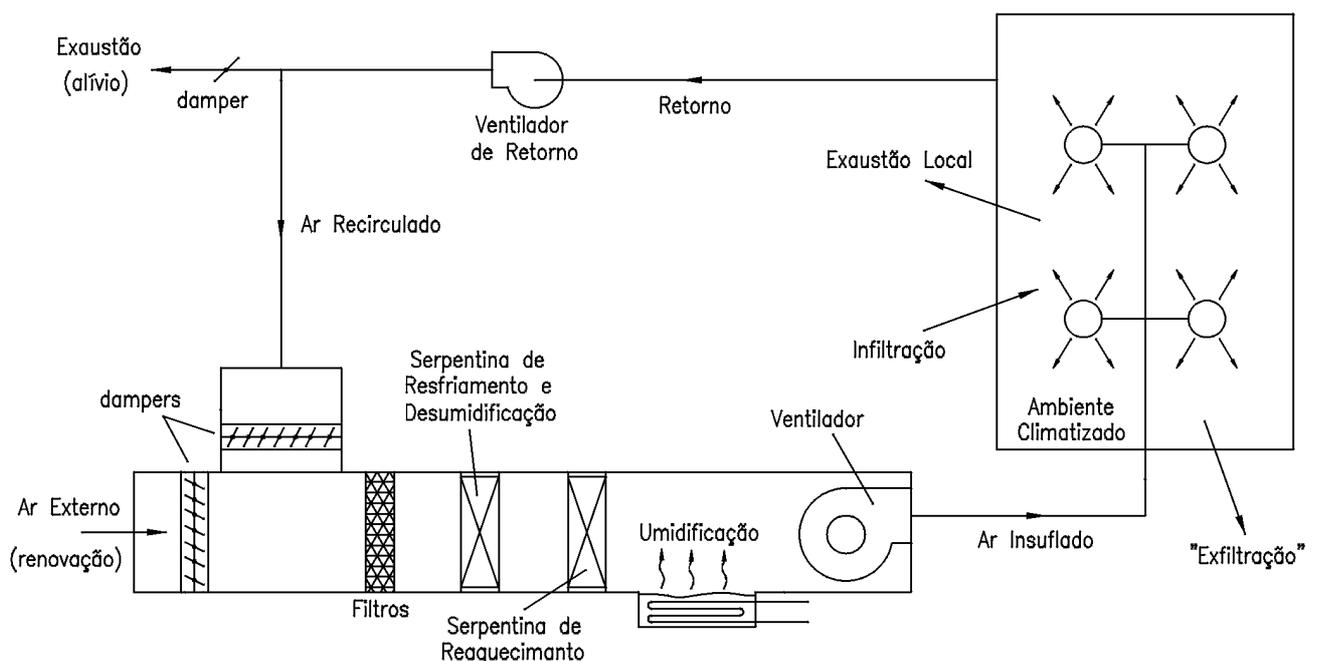


Figura 1.6 - Sistema de climatização típico.



A utilização de ar externo tem um efeito direto sobre a carga térmica e por isto é estudada em detalhe. Referindo-se à Figura 1.6, são definidas as seguintes vazões:

- $Q_{\text{insuflado}}$: vazão de ar suprido ao ambiente climatizado que passou por processos de condicionamento.
- $Q_{\text{infiltração}}$: vazão não intencional de ar externo para o interior do ambiente climatizado através de frestas, portas e janelas.
- Q_{retorno} : vazão de ar conduzido pelo sistema de condicionamento para fora do ambiente climatizado.
- $Q_{\text{alívio}}$: vazão de ar removida do ambiente climatizado e descarregada na atmosfera.
- $Q_{\text{recirculado}}$: vazão de ar removida do ambiente condicionado que se pretende reutilizar como parte do ar insuflado (suprido). Esta vazão será diferente da vazão de retorno somente se houver alguma exaustão ou alívio, isto é, se $Q_{\text{alívio}}$ for diferente de zero.
- $Q_{\text{exfiltração}}$: vazão não intencional de ar interno para o exterior do ambiente climatizado através de frestas, portas e janelas.
- $Q_{\text{exaustão}}$: vazão de ar para o exterior do ambiente através de chaminés, lareiras, etc.
- $Q_{\text{renovação}}$: vazão de ar fresco da atmosfera externa, admitida livre de contaminantes, requerida pelos ocupantes para compensar as vazões de exaustão, alívio e exfiltração. Sendo também denominada de *ar de renovação*.

Em alguns casos, a vazão de ar de ventilação requerida para se manter a qualidade do ar interno pode ser menor do que a vazão de ar suprido devido a exigências de conforto (manutenção da temperatura e umidade). Em outros casos, a vazão mínima de ar suprido é fixada por requerimentos de ventilação para se manter a qualidade do ar interno.

Aplicando-se a equação da continuidade a um VC em torno do ambiente climatizado e admitindo-se um valor constante para a densidade do ar:

$$Q_t = Q_{\text{suprido}} + Q_{\text{infiltração}} = Q_{\text{retorno}} + Q_{\text{exfiltração}} + Q_{\text{exaustão}} \quad (1.4)$$

A lei da conservação da massa se aplica igualmente para qualquer contaminante entrando e saindo do ambiente climatizado. Admitindo-se:

- Operação em regime permanente.
- Mistura completa.
- Taxa de geração do contaminante no ambiente constante.
- Concentração uniforme do contaminante no espaço climatizado e no ar que entra.
- Densidade constante.



Tem-se: $Q_t C_e + N = Q_t C_s$ (1.5)

onde: Q_t vazão total de ar entrando ou saindo do ambiente
 C_s concentração média do contaminante no interior do ambiente
 N taxa de geração do contaminante no espaço
 C_e concentração do contaminante no ar que entra

Desta equação obtém-se a concentração do contaminante no espaço climatizado, C_s , ou a vazão de ar necessária, Q_t , para se manter o nível de concentração deste contaminante aquém de um valor limite. A norma ASHRAE Standard 62 descreve dois métodos para se estabelecer e manter a qualidade do ar interno requerida pelos ocupantes. O primeiro destes métodos, denominado *Ventilation Rate Procedure*, prescreve as vazões mínimas de ar fresco necessárias a cada tipo de ambiente climatizado e os métodos aplicáveis de condicionamento deste mesmo ar. Uma versão simplificada desta norma é dada na Tab. 4-2 de McQuiston e Parker (1994). O *Manual de Aire Condicionado Carrier* também apresenta uma tabela semelhante (Cap. 6, Tab. 45), porém mais simples. Deve-se enfatizar que qualquer tentativa de redução das vazões mínimas como forma de conservação de energia requererá a limpeza do ar de recirculação.



Capítulo 2– Conceitos Fundamentais

2.1 – Introdução

Este capítulo tem por objetivo apresentar algumas definições termodinâmicas e as propriedades das substâncias mais usadas na análise de sistemas frigoríficos. Mostrará ainda, as relações entre as propriedades termodinâmicas de uma substância pura, que é o caso dos fluidos frigoríficos. Esta apresentação, contudo, não se deterá em análises termodinâmicas rigorosas, ao contrário, fará apenas uma apresentação superficial de tais definições e das propriedades termodinâmicas e suas inter-relações suficientes para o propósito deste estudo. Também serão apresentados os conceitos básicos relacionados com transferência de calor.

2.2 – Definições

Propriedades termodinâmicas - São características macroscópicas de um sistema, como: volume, massa, temperatura, pressão etc.

Estado Termodinâmico - Pode ser entendido como sendo a condição em que se encontra a substância, sendo caracterizado pelas suas propriedades.

Processo - É uma mudança de estado de um sistema. O processo representa qualquer mudança nas propriedades da substância. Uma descrição de um processo típico envolve a especificação dos estados de equilíbrio inicial e final.

Ciclo - É um processo, ou mais especificamente uma série de processos, onde o estado inicial e o estado final do sistema (substância) coincidem.

Substância Pura - É qualquer substância que tenha composição química invariável e homogênea. Ela pode existir em mais de uma fase (sólida, líquida e gasosa), mas a sua composição química é a mesma em qualquer das fases.

Temperatura de saturação - O termo designa a temperatura na qual se dá a vaporização de uma substância pura a uma dada pressão. Essa pressão é chamada “pressão de saturação” para a temperatura dada. Assim, para a água (utiliza-se a água para facilitar o entendimento da definição dada acima) a 100 °C, a pressão de saturação é de 1,01325 bar, e para a água a 1,01325 bar de pressão, a temperatura de saturação é de 100 °C. Para uma substância pura há uma relação definida entre a pressão de saturação e a temperatura de saturação correspondente.



Líquido Saturado - Se uma substância se encontra como líquido à temperatura e pressão de saturação, diz-se que ela está no estado de líquido saturado.

Líquido Sub-resfriado - Se a temperatura do líquido é menor que a temperatura de saturação, para a pressão existente, o líquido é chamado de líquido sub-resfriado (significa que a temperatura é mais baixa que a temperatura de saturação para a pressão dada), ou líquido comprimido, (significando ser a pressão maior que a pressão de saturação para a temperatura dada).

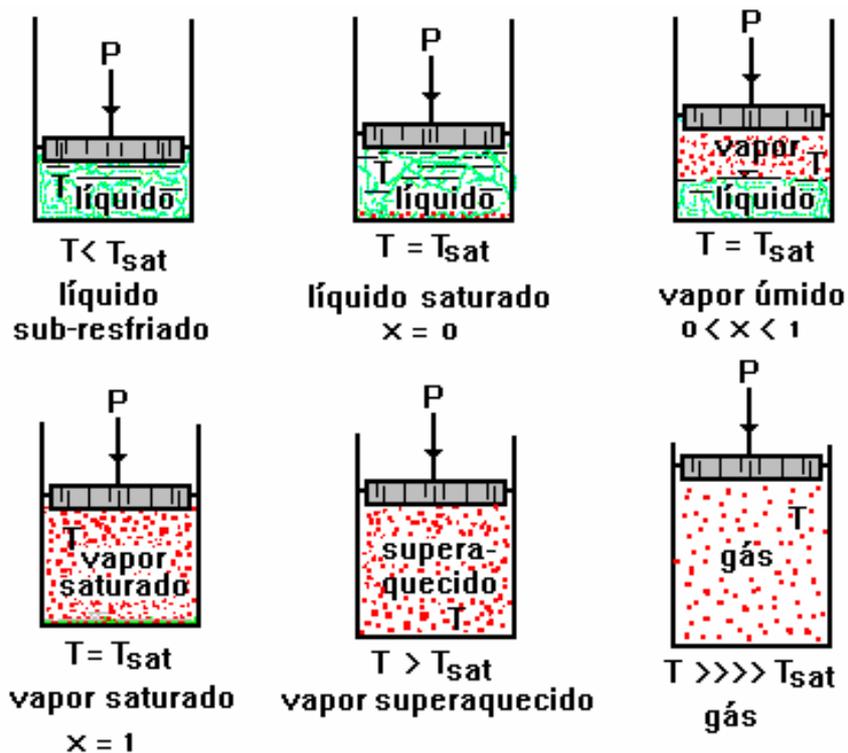


Figura 2.1 - Estados de uma substância pura.

Título (x) - Quando uma substância se encontra parte líquida e parte vapor, na temperatura de saturação (isto ocorre, em particular, nos sistemas de refrigeração, no condensador e no evaporador), a relação entre a massa de vapor e a massa total, isto é, a massa de líquido mais a massa de vapor, é chamada de título (x). Matematicamente, tem-se:

$$x = \frac{m_v}{m_l + m_v} = \frac{m_v}{m_t} \quad (2.1)$$

Vapor Saturado - Se uma substância se encontra completamente como vapor na temperatura de saturação, é chamada de “vapor saturado”, e neste caso o título é igual a 1 ou 100%, pois a massa total (m_t) é igual à massa de vapor (m_v).



Vapor Superaquecido - Quando o vapor está a uma temperatura maior que a temperatura de saturação é chamado “vapor superaquecido”. A pressão e a temperatura do vapor superaquecido são propriedades independentes, e neste caso, a temperatura pode ser aumentada para uma pressão constante. Em verdade, as substâncias que chamamos de gases são vapores altamente superaquecidos.

A **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** retrata a terminologia que acabou de ser definida, para os diversos estados termodinâmicos em que se pode encontrar uma substância pura.

2.3 – Propriedades Termodinâmicas de uma Substância

Uma propriedade de uma substância é qualquer característica observável dessa substância. Um número suficiente de propriedades termodinâmicas independentes constitui uma definição completa do estado da substância.

As propriedades termodinâmicas mais comuns são: temperatura (T), pressão (P), volume específico (v) e massa específica (ρ). Além destas propriedades termodinâmicas mais familiares, e que são mensuráveis diretamente, existem outras propriedades termodinâmicas fundamentais para a análise de transferência de calor, trabalho e energia, não mensuráveis diretamente, que são: energia interna (u), entalpia (h) e entropia (s).

Energia Interna (u). É a energia que a matéria possui devido ao movimento e/ou forças intermoleculares. Esta forma de energia pode ser decomposta em duas partes:

- a) Energia cinética interna \Rightarrow relacionada à velocidade das moléculas;
- b) Energia potencial interna \Rightarrow relacionada às forças de atração entre as moléculas.

As mudanças na velocidade das moléculas são identificadas, macroscopicamente, pela alteração da temperatura da substância (sistema), enquanto que as variações na posição são identificadas pela mudança de fase da substância (sólido, líquido ou vapor).

Entalpia (h). Na análise térmica de alguns processos específicos, freqüentemente são encontradas certas combinações de propriedades termodinâmicas. Uma dessas combinações ocorre quando se tem um processo a pressão constante, resultando a combinação $u + pv$. Assim é conveniente definir uma nova propriedade termodinâmica chamada “entalpia”, a qual é representada pela letra h. Matematicamente, tem-se:

$$h = u + p v \quad (2.2)$$



Entropia (s). Esta propriedade termodinâmica representa, segundo alguns autores, uma medida da desordem molecular da substância ou, segundo outros, a medida da probabilidade de ocorrência de um dado estado da substância.

Cada propriedade de uma substância, em um dado estado, tem somente um valor finito. Essa propriedade sempre tem o mesmo valor para um estado dado independentemente de como foi atingido tal estado.

2.4 – Diagramas de *MOLLIER* para Fluidos Refrigerantes.

As propriedades termodinâmicas de uma substância são freqüentemente apresentadas, além das tabelas, em diagramas que podem ter por ordenada e abscissa, temperatura e entropia, entalpia e entropia, pressão absoluta e volume específico ou pressão absoluta e entropia.

Os diagramas tendo como ordenada pressão absoluta (P) e como abscissa a entalpia específica (h) são bastante utilizados para apresentar as propriedades dos fluidos frigoríficos, visto que estas coordenadas são mais adequadas à representação do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Estes diagramas são conhecidos como diagramas de Mollier. A Figura 2.2 mostra os elementos essenciais dos diagramas pressão-entalpia, para qualquer substância pura. Diagramas completos para leitura de dados a serem usados nas análises térmicas de sistemas frigoríficos, são dados em anexo.

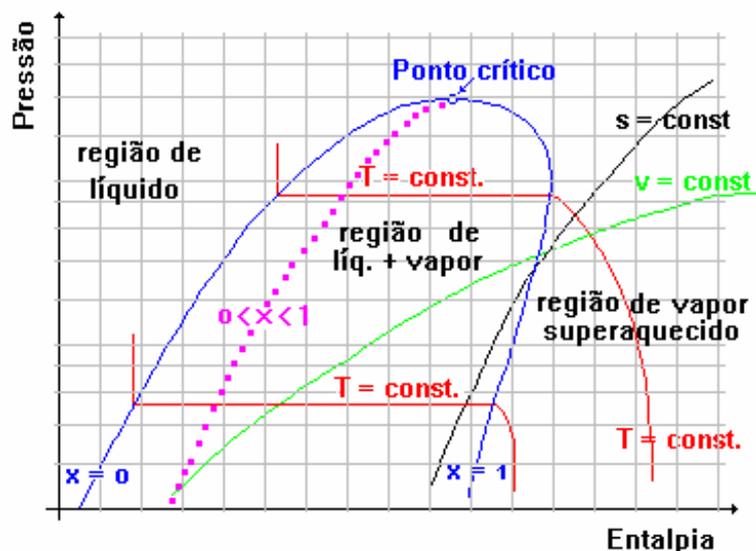


Figura 2.2 - Esquema de um diagrama de P_xh (Mollier) para um refrigerante.

Estes diagramas são úteis, tanto como meio de apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas, como porque possibilitam a visualização dos processos que ocorrem em cada uma das partes do sistema. Assim, no estudo de um ciclo de refrigeração será utilizado o diagrama de



Mollier para mostrar o que ocorre em cada componente do sistema de refrigeração (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador). O ciclo completo de refrigeração por compressão de vapor também será representado sobre o diagrama de Mollier.

No diagrama de Mollier podem se destacar três regiões características, que são:

- A região à esquerda da linha de líquido saturado ($x=0$), chamada de região de líquido sub-resfriado.
- A região compreendida entre as linhas de líquido saturado ($x=0$) e vapor saturado ($x=1$), chamada de região de vapor úmido ou região de líquido mais vapor.
- A região à direita da linha de vapor saturado ($x=1$), chamada de região de vapor superaquecido.

Para determinar as propriedades termodinâmicas de um estado nas condições saturadas, basta conhecer uma propriedade e o estado estará definido. Para as regiões de líquido sub-resfriado e vapor superaquecido é necessário conhecer duas propriedades para definir um estado termodinâmico.

2.5 – Primeira Lei da Termodinâmica.

A primeira lei da termodinâmica também é conhecida como o “Princípio de Conservação de Energia”, o qual estabelece que a energia não pode ser criada nem destruída, mas somente transformada, entre as várias formas de energia existentes.

Para se efetuar balanços de energia, isto é, para se aplicar a primeira lei da termodinâmica, é necessário primeiro estabelecer o conceito de sistema termodinâmico. Assim, o sistema termodinâmico consiste em uma quantidade de matéria (massa), ou região, para a qual a atenção está voltada. Demarca-se um sistema termodinâmico em função daquilo que se deseja analisar, e tudo aquilo que se situa fora do sistema termodinâmico é chamado meio ou vizinhança.

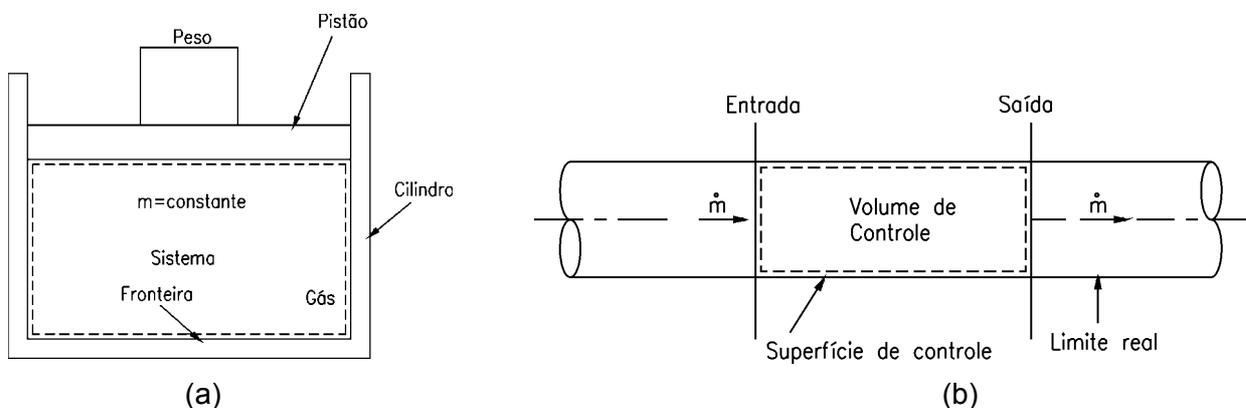


Figura 2.3 – (a) Sistema Fechado e (b) Sistema aberto (volume de controle).



O sistema termodinâmico é delimitado através de suas fronteiras, as quais podem ser móveis, fixas, reais ou imaginárias. O sistema pode ainda ser classificado em sistema fechado (Figura 2.3.a), correspondendo a uma região onde não ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras (tem massa fixa), e sistema aberto (Figura 2.3.b), que corresponde a uma região onde ocorre fluxo de massa através de suas fronteiras, sendo também conhecido por volume de controle.

O balanço de energia estabelece que, para um determinado intervalo de tempo, o somatório dos fluxos de energia entrando no volume de controle, é igual ao somatório dos fluxos de energia saindo do volume de controle mais a variação da quantidade de energia armazenada pelo mesmo, durante o intervalo de tempo considerado. Matematicamente, tem-se:

$$\sum \dot{E}_{\text{ent}} = \sum \dot{E}_{\text{sai}} + \frac{\Delta E_{\text{vc}}}{\Delta t} \quad (2.3)$$

onde: E_{ent} representa qualquer forma de energia entrando no volume de controle.
 E_{sai} representa qualquer forma de energia saindo do volume de controle.
 E_{vc} representa a quantidade total de energia armazenada no volume de controle.
 Δt representa o intervalo de tempo considerado.

É importante ressaltar que, do ponto de vista termodinâmico, a energia é composta de energia cinética (E_c), energia potencial (E_p) e energia interna (U). A energia cinética e a energia potencial são dadas pelas equações (2.4) e (2.5), respectivamente, e, conforme mencionado anteriormente, a energia interna está associada ao movimento e/ou forças intermoleculares da substância em análise.

$$E_c = m \frac{V^2}{2} \quad (2.4)$$

$$E_p = m g z \quad (2.5)$$

onde: m representa a massa do sistema;
 V representa a velocidade do sistema.
 g representa a aceleração da gravidade;
 z representa a cota (elevação) com relação a um referencial adotado para o sistema.

Entre as formas de energia que podem atravessar a fronteira de um volume de controle, isto é, entrar ou sair do volume de controle, estão incluídos os fluxos de calor (\dot{Q}), os fluxos de trabalho (\dot{W}) e os fluxos de energia associados à massa atravessando estas fronteiras. Uma quantidade de



massa em movimento possui energia cinética, energia potencial e energia cinética. Além disto, como geralmente o fluxo mássico (\dot{m}) é gerado por uma “força motriz”, há ma outra forma de energia associada ao fluxo, a qual está relacionada com a pressão. Esta última forma de energia é chamada de “trabalho de fluxo”, sendo dada pelo produto da pressão pelo volume específico do fluido. Assim, após algumas simplificações, a primeira lei da termodinâmica pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) = \sum \dot{W} + \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(\frac{V^2}{2} + gz + u + pv \right) + \frac{\Delta E_{vc}}{\Delta t} \quad (2.6)$$

Duas observações importantes podem ser efetuadas com relação à equação acima. A primeira se refere à soma das parcelas “ $u + pv$ ” que, como visto anteriormente (Eq. 2), corresponde à entalpia da substância (h). A segunda observação está relacionada ao fato de que, para a grande maioria dos sistemas industriais, a variação da quantidade de energia armazenada no sistema (ΔE_{vc}) é igual a zero. Para esta condição, diz-se que o sistema opera em regime permanente, e a equação acima pode ser escrita como:

$$\sum \dot{Q} + \sum_{\text{ent}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) = \sum_{\text{sai}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) + \sum \dot{W} \quad (2.7)$$

Para aplicação da primeira lei da termodinâmica, é necessário estabelecer uma convenção de sinais para trabalho e calor. A Figura 2.4 mostra esta convenção de sinais e, como pode ser observado, o trabalho realizado pelo sistema e o calor transferido ao sistema têm sinal positivo, ao mesmo tempo em que o trabalho realizado sobre sistema e o calor transferido pelo sistema têm sinal negativo. No Sistema Internacional, a unidade de fluxo de trabalho e calor é o Watt [W], a unidade da vazão mássica é [kg/s], a unidade da entalpia é [J/kg], a de velocidade é [m/s] e a unidade da cota é [m]. A aceleração da gravidade, que pode ser considerada constante, é igual a $9,81 \text{ m/s}^2$.

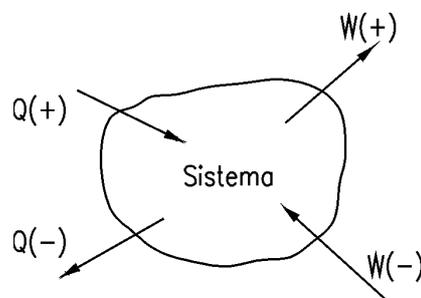


Figura 2.4 - Convenção dos sinais para trabalho e calor.



Capítulo 3– Ciclos de Refrigeração por Compressão de Vapor.

3.1 – Introdução

Se um líquido for introduzido num vaso onde existe, inicialmente, um grau de vácuo e cujas paredes são mantidas a temperatura constante, ele se evaporará imediatamente. No processo, o calor latente de vaporização, ou seja, o calor necessário para a mudança do estado líquido para o estado vapor é fornecido pelas paredes do vaso. O efeito de resfriamento resultante é o ponto de partida do ciclo de refrigeração, que será examinado neste capítulo.

À medida que o líquido se evapora, a pressão dentro do vaso aumenta até atingir, eventualmente, a pressão de saturação para a temperatura considerada. Depois disto nenhuma quantidade de líquido evaporará e, naturalmente, o efeito de resfriamento cessará. Qualquer quantidade adicional de líquido introduzido permanecerá no neste estado, isto é, como líquido no fundo do vaso. Se for removida parte do vapor do recipiente conectando-o ao lado de sucção de uma bomba, a pressão tenderá a cair, isto provocará uma evaporação adicional do líquido. Neste aspecto, o processo de resfriamento pode ser considerado contínuo. E, para tal, necessita-se: de um fluido adequado, o refrigerante; um recipiente onde a vaporização e o resfriamento sejam realizados, chamado de evaporador; e um elemento para remoção do vapor, chamado de compressor.

O sistema apresentado até agora não é prático, pois envolve um consumo contínuo de refrigerante. Para evitar este problema é necessário converter o processo num ciclo. Para fazer o vapor retornar ao estado líquido, o mesmo deve ser resfriado e condensado. Usualmente, utiliza-se a água ou o ar, como meio de resfriamento, os quais se encontram a uma temperatura, substancialmente, mais elevada do que a temperatura reinante no evaporador. A pressão de vapor correspondente à temperatura de condensação deve, portanto, ser bem mais elevada do que a pressão no evaporador. O aumento desejado de pressão é promovido pelo compressor.

A liquefação do refrigerante é realizada num condensador que é, essencialmente, um recipiente resfriado externamente pelo ar ou água. O gás refrigerante quente (superaquecido) com alta pressão é conduzido do compressor para o condensador, onde é condensado. Resta agora completar o ciclo, o que pode ser feito pela inclusão de uma válvula ou outro dispositivo regulador, que será usado para injeção de líquido no evaporador. Este é um componente essencial de uma instalação de refrigeração e é chamado de válvula de expansão.

3.2 – Ciclo Teórico de Refrigeração por Compressão de Vapor

Um ciclo térmico real qualquer deveria ter para comparação o ciclo de CARNOT, por ser este o ciclo de maior rendimento térmico possível. Entretanto, dado as peculiaridades do ciclo de



refrigeração por compressão de vapor, define-se um outro ciclo que é chamado de **ciclo teórico**, no qual os processos são mais próximos aos do ciclo real e, portanto, torna-se mais fácil comparar o ciclo real com este ciclo teórico (existem vários ciclos termodinâmicos ideais, diferentes do ciclo de Carnot, como o ciclo ideal de Rankine, dos sistemas de potência a vapor, o ciclo padrão ar Otto, para os motores de combustão interna a gasolina e álcool, o ciclo padrão ar Brayton, das turbinas a gás, etc). Este ciclo teórico ideal é aquele que terá melhor performance operando nas mesmas condições do ciclo real.

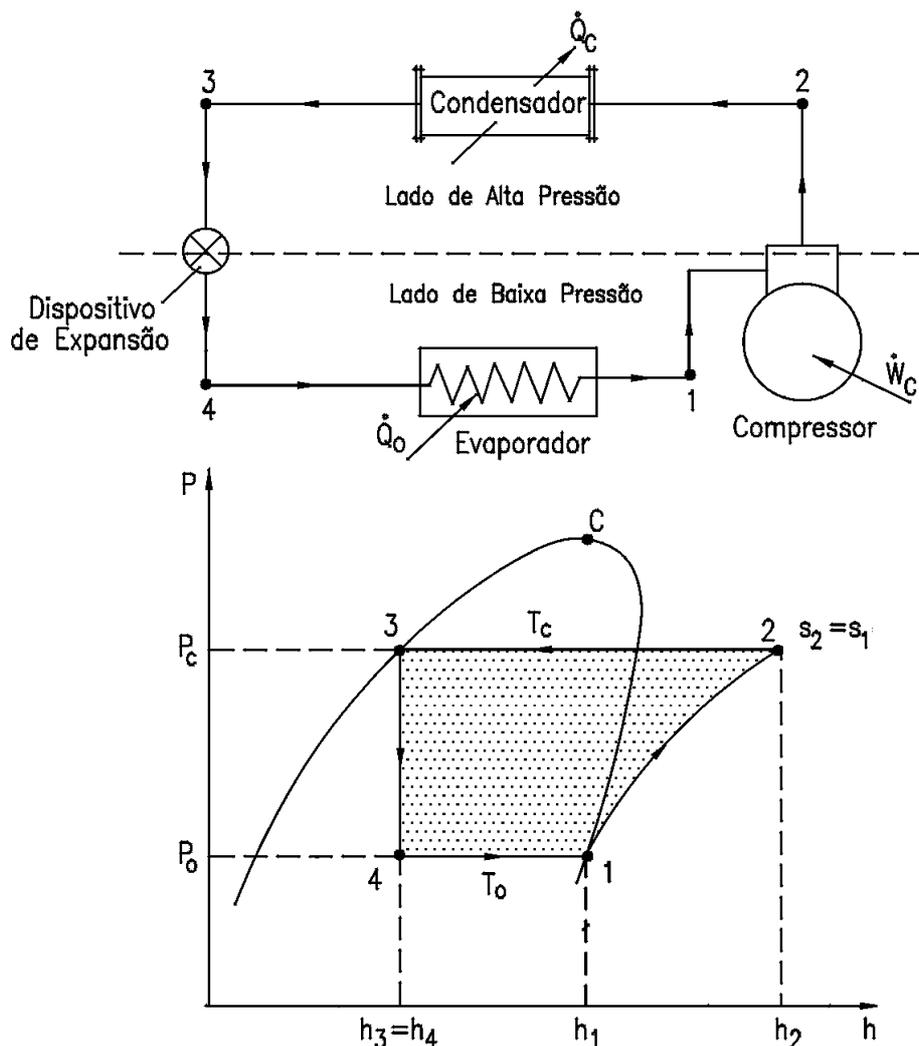


Figura 3.1 - Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor.

A Figura 3.1 mostra um esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor com seus principais componentes, e o seu respectivo ciclo teórico construído sobre um diagrama de Mollier, no plano P-h. Os equipamentos esquematizados na Figura 3.1 representam, genericamente, qualquer dispositivo capaz de realizar os respectivos processos específicos indicados.



Os processos termodinâmicos que constituem o ciclo teórico em seus respectivos equipamentos são:

- a) Processo 1→2. Ocorre no compressor, sendo um processo adiabático reversível e, portanto, isentrópico, como mostra a Figura 3.1. O refrigerante entra no compressor à pressão do evaporador (P_o) e com título igual a 1 ($x=1$). O refrigerante é então comprimido até atingir a pressão de condensação (P_c) e, ao sair do compressor está superaquecido à temperatura T_2 , que é maior que a temperatura de condensação T_c .
- b) Processo 2→3. Ocorre no condensador, sendo um processo de rejeição de calor, do refrigerante para o meio de resfriamento, à pressão constante. Neste processo o fluido frigorífico é resfriado da temperatura T_2 até a temperatura de condensação T_c e, a seguir, condensado até se tornar líquido saturado na temperatura T_3 , que é igual à temperatura T_c .
- c) Processo 3→4. Ocorre no dispositivo de expansão, sendo uma expansão irreversível a entalpia constante (processo isentálpico), desde a pressão P_c e líquido saturado ($x=0$), até a pressão de vaporização (P_o). Observe que o processo é irreversível e, portanto, a entropia do refrigerante na saída do dispositivo de expansão (s_4) será maior que a entropia do refrigerante na sua entrada (s_3).
- d) Processo 4→1. Ocorre no evaporador, sendo um processo de transferência de calor a pressão constante (P_o), conseqüentemente a temperatura constante (T_o), desde vapor úmido (estado 4), até atingir o estado de vapor saturado seco ($x=1$). Observe que o calor transferido ao refrigerante no evaporador não modifica a temperatura do refrigerante, mas somente muda sua qualidade (título).

3.3 – Ciclo Real de Compressão de Vapor

As diferenças principais entre o ciclo real e o ciclo teórico estão mostradas na Figura 3.2, as quais serão descritas a seguir. Uma das diferenças entre o ciclo real e o teórico é a queda de pressão nas linhas de descarga, líquido e de sucção assim como no condensador e no evaporador. Estas perda de carga ΔP_d e ΔP_s estão mostradas na Figura 3.2.

Outra diferença é o sub-refriamento do refrigerante na saída do condensador (nem todos os sistemas são projetados com sub-refriamento), e o superaquecimento na sucção do compressor, sendo este também um processo importante que tem a finalidade de evitar a entrada de líquido no compressor. Outro processo importante é o processo de compressão, que no ciclo real é politrópico ($s_1 \neq s_2$), e no processo teórico é isentrópico.

Devido ao superaquecimento e ao processo politrópico de compressão a temperatura de descarga do compressor (T_2) pode ser muito elevada, tornando-se um problema para os óleos



lubrificantes usados nos compressores frigoríficos. A temperatura de descarga não deve ser superior a 130 °C, o que, por vezes, exige o resfriamento forçado do cabeçote dos compressores, principalmente quando são utilizados os refrigerantes R717 e R22, (com baixas temperaturas de evaporação). Muitos outros problemas de ordem técnica, dependendo do sistema e sua aplicação, podem introduzir diferenças significativas além das citadas até aqui. Problemas técnicos e de operação serão abordados nos próximos capítulos.

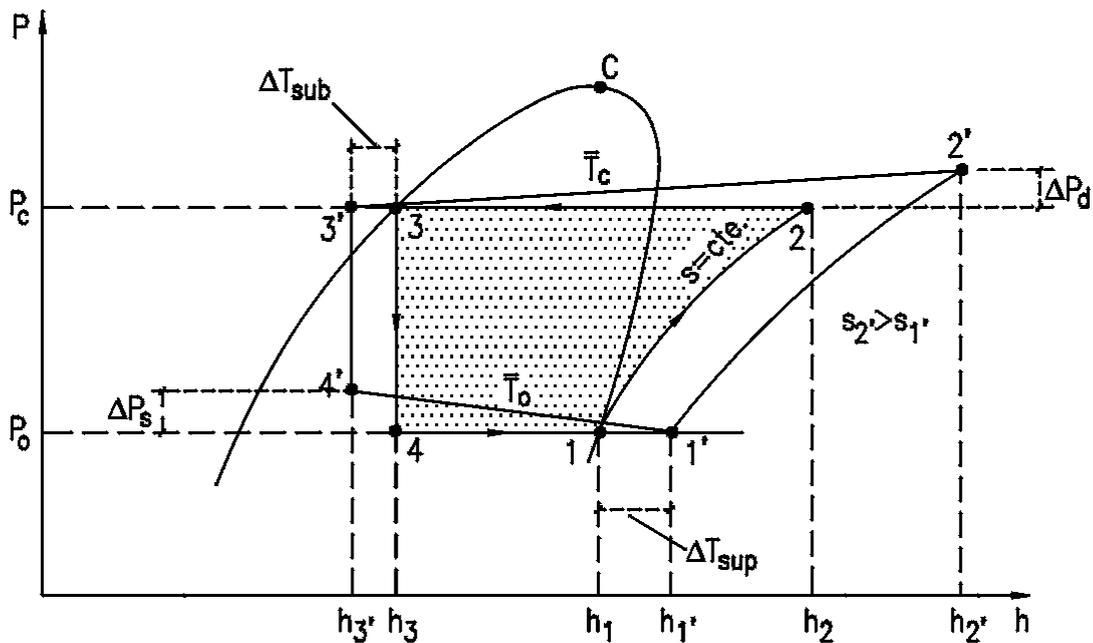


Figura 3.2 – Diferenças entre o ciclo teórico e o real de refrigeração.

3.4 – Balanço de Energia para o Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c), e temperatura de vaporização (T_o). Os sistemas reais e teóricos têm comportamentos idênticos, tendo o ciclo real apenas um desempenho pior. A análise do ciclo teórico permitirá, de forma simplificada, verificar quais parâmetros têm influência no desempenho do ciclo.

3.4.1 – Capacidade frigorífica

A capacidade frigorífica (\dot{Q}_o), é a quantidade de calor, por unidade de tempo, retirada do meio que se quer resfriar (produto), através do evaporador do sistema frigorífico. Este processo está indicado na Figura 3.3. Considerando-se que o sistema opera em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, pela primeira lei da termodinâmica, tem-se:

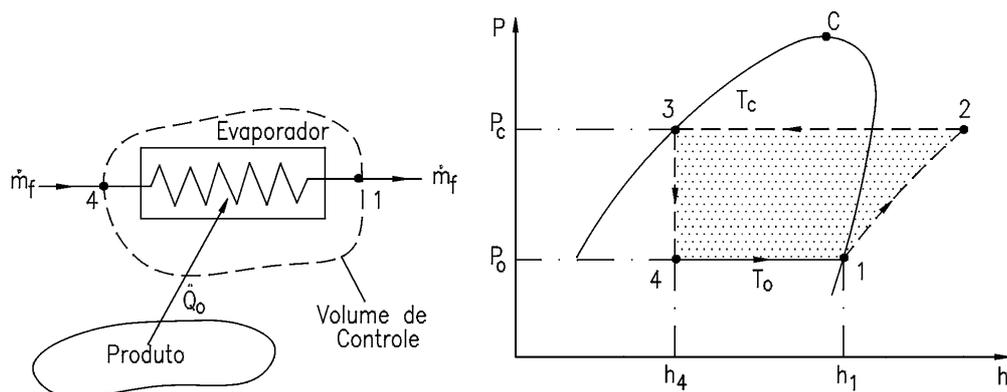


Figura 3.3 – Processo de transferência de calor no evaporador.

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_f(h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

Normalmente, se conhece a capacidade frigorífica de um sistema de refrigeração, a qual deve ser igual à carga térmica, para operação em regime permanente. Se for estabelecido o ciclo e o fluido refrigerante com o qual o sistema deve trabalhar, pode-se determinar o fluxo mássico que circula através dos equipamentos, pois as entalpias h_1 e h_4 são conhecidas e, conseqüentemente o compressor fica determinado.

A quantidade de calor por unidade de massa de refrigerante retirada no evaporador é chamada de “Efeito Frigorífico” (EF), e é um dos parâmetros usados para definir o fluido refrigerante que será utilizado em uma determinada instalação.

$$EF = h_1 - h_4 \quad (3.2)$$



Figura 3.4 – Evaporador para resfriamento de ar (câmaras frigoríficas)

3.4.2 – Potência teórica de compressão

Chama-se de potência teórica de compressão à quantidade de energia, por unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, no compressor, para se obter a elevação de pressão necessária ao do ciclo teórico. Neste ciclo o processo de compressão é adiabático reversível

(isentrópico), como indicado na Figura 3.5. No sistema de refrigeração real o compressor perde calor para o meio ambiente, entretanto, este calor é pequeno quando comparado à energia necessária para realizar o processo de compressão. Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, no volume de controle da figura baixo e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial tem-se Eq. (3.3).

$$\dot{W}_C = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

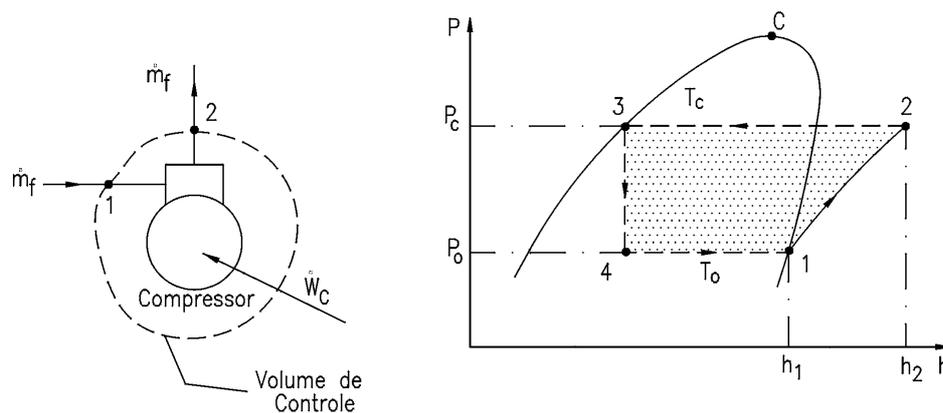


Figura 3.5 – Processo de compressão adiabático reversível no compressor.

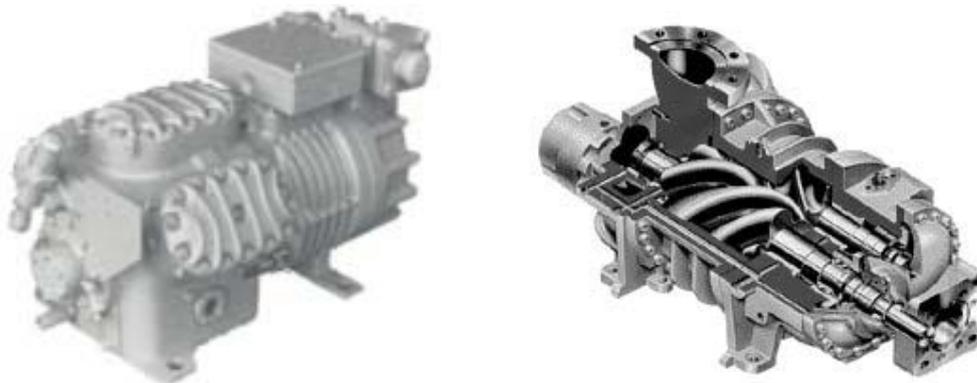


Figura 3.6 – Compressor Alternativo semi-hermético e compressor parafuso.

3.4.3 – Calor rejeitado no condensador

Conforme mencionado, a função do condensador é transferir calor do fluido refrigerante para o meio de resfriamento do condensador (água ou ar). Este fluxo de calor pode ser determinado através de um balanço de energia no volume de controle da Figura 3.8. Assim, considerando o regime permanente, tem-se:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f (h_2 - h_3) \quad (3.4)$$



Figura 3.7 – Condensador a ar (remoto)

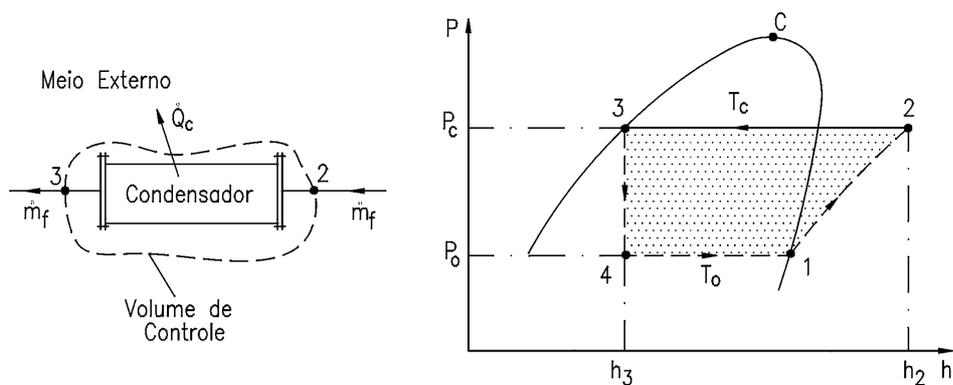


Figura 3.8 – Processo de transferência de calor no condensador.

Assim, o condensador a ser especificado para o sistema de refrigeração deve ser capaz de rejeitar a taxa de calor calculada pela Eq. (3.4), a qual depende da carga térmica do sistema e da potência de compressão.

3.4.4 – Dispositivo de expansão

No dispositivo de expansão, que pode ser de vários tipos, o processo teórico é adiabático, como mostra a Figura 3.9, e, neste caso, aplicando-se a primeira lei da termodinâmica, em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial, tem-se:

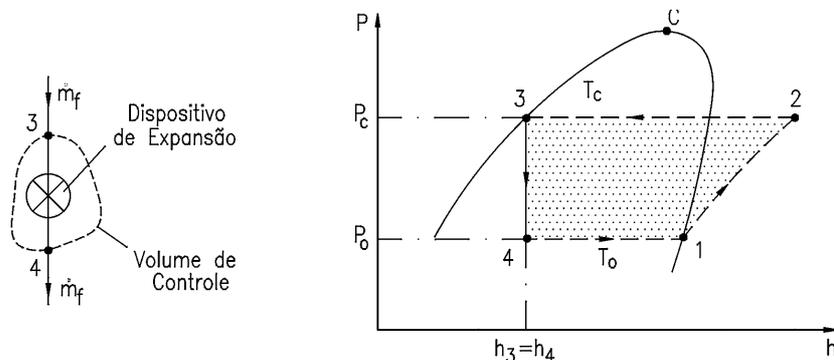


Figura 3.9 – Processo no dispositivo de expansão.



Figura 3.10 – Válvula de expansão termostática.

$$h_3 = h_4 \quad (3.5)$$

3.4.5 – Coeficiente de performance do ciclo

O coeficiente de performance, COP, é um parâmetro importante na análise das instalações frigoríficas. Embora o COP do ciclo real seja sempre menor que o do ciclo teórico, para as mesmas condições de operação, pode-se, com o ciclo teórico, verificar que parâmetros influenciam no desempenho do sistema. Assim, o COP é definido por:

$$\text{COP} = \frac{\text{Energia Util}}{\text{Energia Gasta}} = \frac{\dot{Q}_o}{\dot{W}_c} \quad (3.6)$$

Pode-se inferir da Eq. (3.6) que, para ciclo teórico, o COP é função somente das propriedades do refrigerante, conseqüentemente, depende das temperaturas de condensação e vaporização. Para o ciclo real, entretanto, o desempenho dependerá em muito das propriedades na sucção do compressor, do próprio compressor e dos demais equipamentos do sistema, como será visto adiante.

Outra forma de indicar eficiência de uma máquina frigorífica é a Razão de Eficiência Energética (EER), cujo nome se deriva do inglês “Energy Efficiency Rate”, sendo dada pela expressão abaixo:

$$\text{EER} = \frac{\text{EF}}{W_c} \left[\frac{\text{Btu/h}}{\text{Watts}} \right] \quad (3.7)$$

Uma forma bastante usual de indicar a eficiência de um equipamento frigorífico é relacionar o seu consumo, em kW/TR, com a capacidade frigorífica, em TR, o que resulta em:

$$\text{kW/TR} = \frac{\dot{W}_c}{\dot{Q}_o} \left[\frac{\text{Watts}}{\text{TR}} \right] \quad (3.8)$$



$$kW / TR = \frac{12}{EER} \left[\frac{\text{Watts}}{TR} \right] \quad (3.9)$$

3.5 Parâmetros que Influenciam o COP do Ciclo de Refrigeração

Vários parâmetros influenciam o desempenho do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. A seguir será analisada a influência de cada um deles separadamente.

3.5.1 – Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico

Para ilustrar o efeito que a temperatura de evaporação tem sobre a eficiência do ciclo será considerado um conjunto de ciclos em que somente a temperatura de evaporação (T_o), é alterada. Estes ciclos estão mostrados na Figura 3.11. Nesta análise utilizou-se R22 como refrigerante, o qual é típico de sistemas de ar condicionado. Como pode ser observado, uma redução na temperatura de evaporação resulta em redução do COP, isto é, o sistema se torna menos eficiente.

3.5.2 Influência da temperatura de condensação no COP do ciclo teórico

Como no caso da temperatura de vaporização, a influência da temperatura de condensação é mostrada em um conjunto de ciclos onde apenas se altera a temperatura de condensação (T_c). Esta análise está mostrada na Figura 3.12. Observe que uma variação de 15 °C na temperatura de condensação, resultou em menor variação do COP, se comparado com a mesma faixa de variação da temperatura de evaporação.

3.5.3 – Influência do sub-resfriamento do líquido no COP do ciclo teórico

De forma idêntica aos dois casos anteriores, a Figura 3.13 mostra a influência do sub-resfriamento do líquido na saída do condensador sobre a eficiência do ciclo. Embora haja um aumento no COP do ciclo com o aumento do sub-resfriamento, o que é ótimo para o sistema, na prática se utiliza um sub-resfriamento para garantir que se tenha somente líquido na entrada do dispositivo de expansão, o que mantém a capacidade frigorífica do sistema, e não com o objetivo de se obter ganho de eficiência.

3.5.4 Influência do superaquecimento útil no COP do ciclo teórico

Quando o superaquecimento do refrigerante ocorre retirando calor do meio que se quer resfriar, chama-se a este superaquecimento de “superaquecimento útil”. Na Figura 3.14 é mostrada a influência desse superaquecimento na performance do ciclo de refrigeração. Como pode ser observado no último “slide” desta figura, a variação do COP com o superaquecimento depende do refrigerante. Nos casos mostrados, para o R717 o COP sempre diminui, para R134a o COP sempre aumenta e para o R22, o caso mais complexo, há um



aumento inicial e depois uma diminuição. Para outras condições do ciclo, isto é, T_0 e T_c , poderá ocorrer comportamento diferente do aqui mostrado. Mesmo para os casos em que o superaquecimento melhora o COP ele diminui a capacidade frigorífica do sistema de refrigeração. Assim, só se justifica o superaquecimento do fluido, por motivos de segurança, para evitar a entrada de líquido no compressor.

Este aspecto da influência do superaquecimento na capacidade frigorífica do sistema será estudada com mais detalhes quando da análise operacional dos compressores alternativos e de sua eficiência volumétrica.

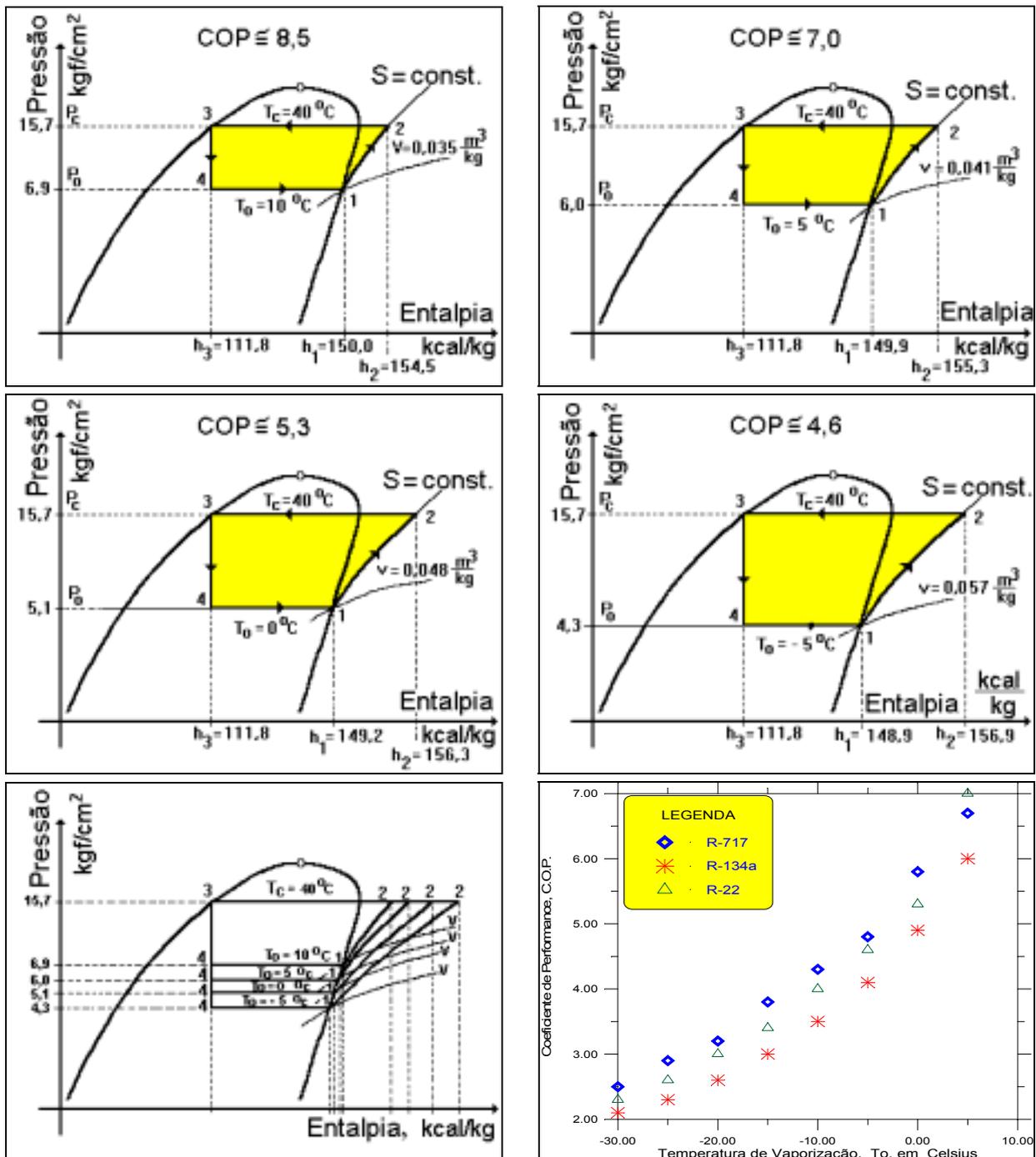


Figura 3.11 – Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico.

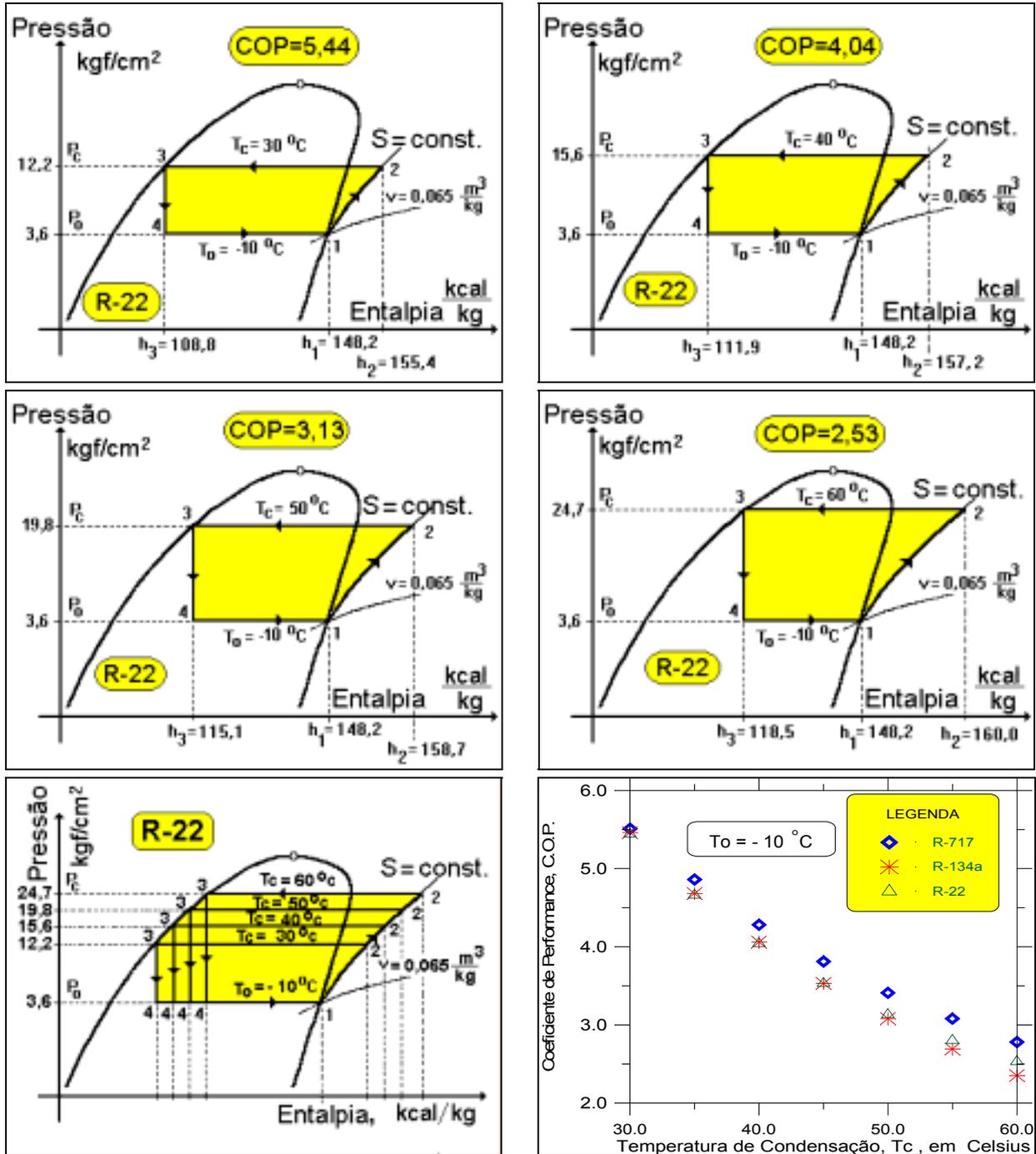


Figura 3.12 - Influência da temperatura de evaporação no COP do ciclo teórico.

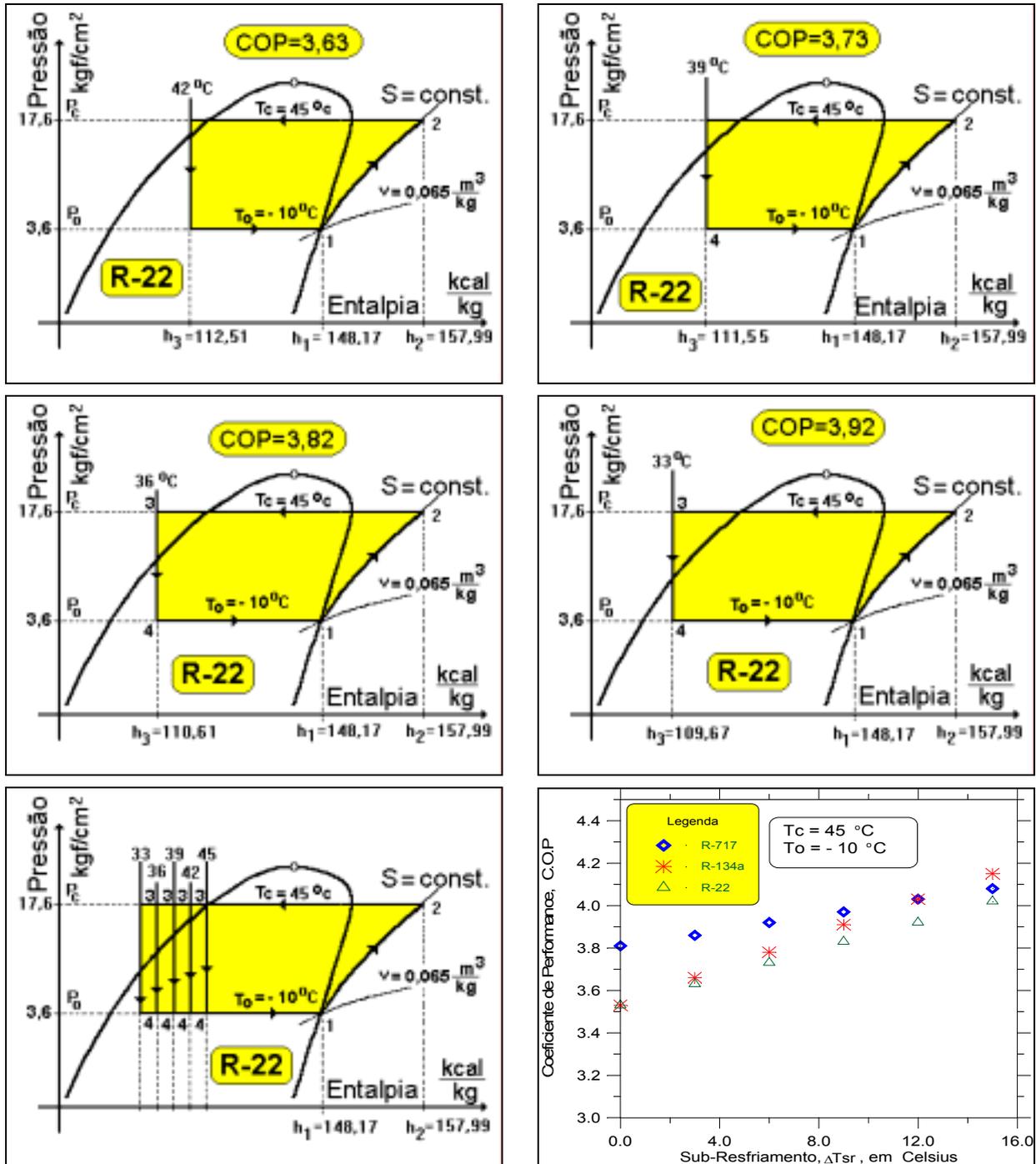


Figura 3.13 – Influência do sub-resfriamento no COP do ciclo teórico.

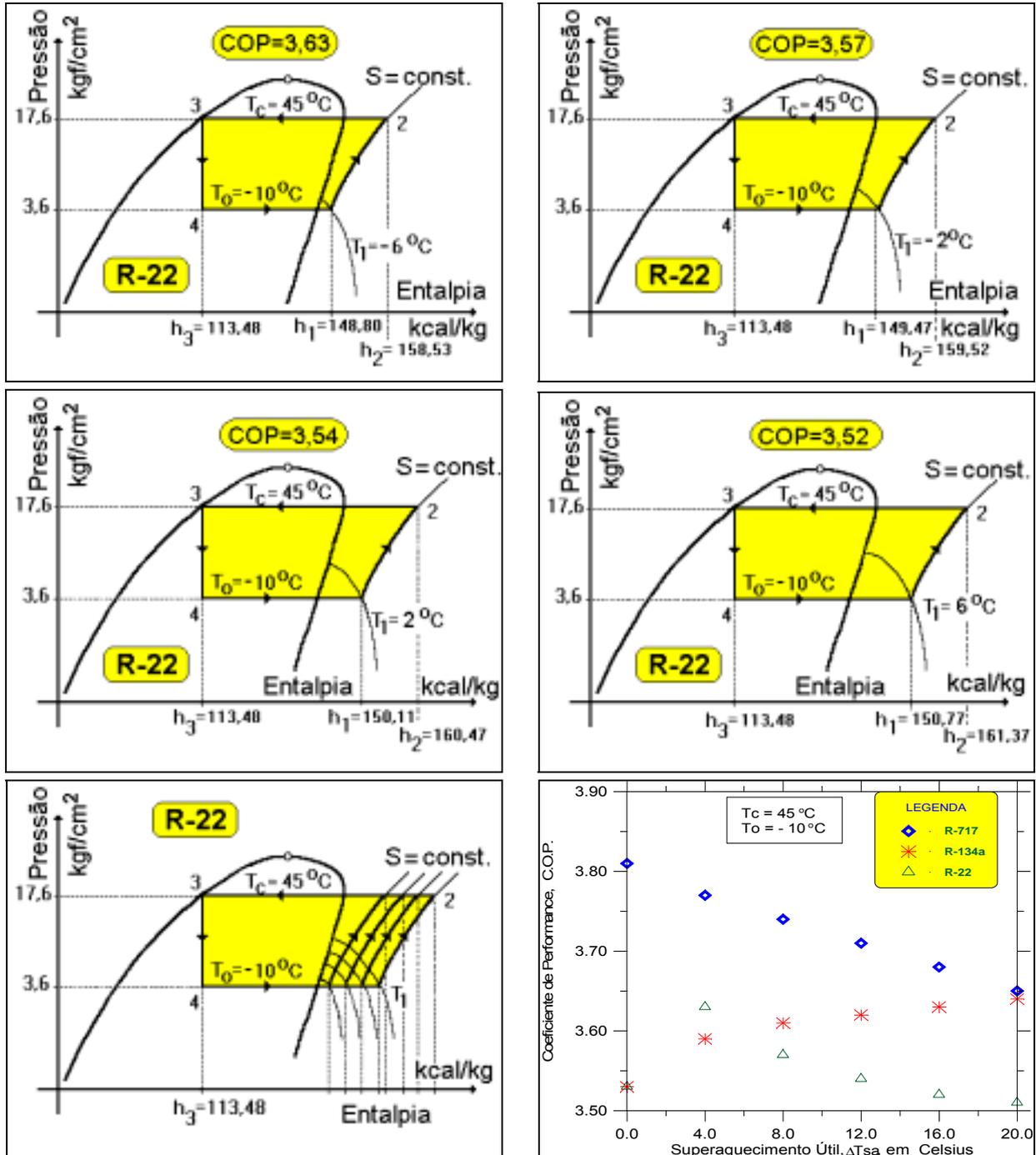


Figura 3.14 - Influência do superaquecimento no COP do ciclo teórico.

**CONVERSÃO DE UNIDADES**

Pressão	
1,0 kgf/cm ²	9,8067x10 ⁴ Pa
1,0 bar	10 ⁵ Pa
1,0 kgf/cm ²	14,2234 Psi
1,0 atm	1,0332 kgf/cm ²
1,0 atm	14,6959 Psi

Potência	
1,0 Hp	641,13 kcal/h
1,0 hp	745,5 W
1,0 kW	860,0 kcal/h
1,0 TR	3024 kcal/h
1,0 TR	12000 BTU/h
1,0 TR	3,516 kW

Temperatura	
°C	K - 273,15
°C	(°F - 32)/1,8
°R	°F + 459,67

Energia	
1,0 kcal	4,1868 kJ
1,0 kcal	3,968 Btu



Capítulo 4 – Refrigeração Por Absorção De Vapor

4.1 – Introdução

Suponhamos que um líquido seja introduzido num vaso em que inicialmente havia vácuo e que as paredes do recipiente sejam mantidas a uma temperatura constante. O líquido se evapora imediatamente e no processo seu calor latente de vaporização é extraído dos lados do vaso. O efeito resultante de resfriamento é o ponto de partida do ciclo de refrigeração a ser examinado.

À medida que o líquido se evapora a pressão dentro do vaso sobe até que eventualmente atinja uma pressão de vapor de saturação para a temperatura em consideração. A partir daí, a evaporação cessa e o efeito de resfriamento nas paredes do vaso não é mantido pela introdução contínua do refrigerante. O último simplesmente permanece no estado líquido e se acumula no fundo do recipiente. Para tornar o processo de resfriamento contínuo é necessário, conforme visto anteriormente, remover o refrigerante no estado de vapor na mesma taxa pela qual ela é formada. No ciclo de compressão de vapor esta remoção é feita conectando-se o evaporador ao lado da sucção da bomba. Um resultado semelhante pode ser obtido conectando-se o evaporador a um outro vaso que contém uma substância capaz de absorver o vapor. Assim, se o refrigerante fosse a água, um material higroscópico, como o brometo de lítio, poderia ser usado no absorvedor. A substância utilizada para absorção do vapor refrigerante é chamada de “portadora” (ou absorvedora).

Para se obterem ciclos fechados tanto para o refrigerante como para o portador o estágio seguinte do processo deve ser a liberação do refrigerante absorvido numa pressão conveniente para sua subsequente liquefação num condensador. Isto é conseguido no “gerador”, onde o calor é fornecido à solução (portadora + refrigerante) e o refrigerante é liberado como vapor.

O absorvedor e o gerador juntos substituem o compressor no ciclo de compressão de vapor. Com relação ao refrigerante, o restante do ciclo de absorção é semelhante ao ciclo de compressão, isto é, o vapor se liquefaz no condensador e é trazido para o evaporador através de expansão. O líquido absorvente, ao sair do gerador naturalmente retorna ao absorvedor para outro ciclo.

Num sistema de refrigeração por absorção, requer-se resfriamento do condensador e do absorvedor, o que pode ser feito através da água de uma torre de resfriamento.

As principais vantagens do ciclo de absorção em relação a outros sistemas de refrigeração são que ele pode operar com energia de baixa qualidade termodinâmica em forma de calor (vapor de exaustão, água quente a pressão elevada) e que tem poucas partes móveis. Teoricamente, apenas uma única bomba é necessária, para transportar a solução (absorvedora + refrigerante) do absorvedor a baixa pressão para o gerador a relativamente elevada pressão. Na prática, duas bombas adicionais são muitas vezes usadas, uma para recircular a solução sobre as serpentinas de

resfriamento no absorvedor e outra para recircular o refrigerante sobre a serpentina de água gelada no evaporador.

4.2 – Ciclo de Absorção

Os ciclos de refrigeração por absorção mais comuns utilizam os pares água-amônia (absorvedor-refrigerante) ou brometo de lítio e água (absorvedor-refrigerante). Em termos do ciclo mostrado na Figura 4.1, a solução de brometo de lítio e água entra no gerador, sendo aquecida, e liberando vapor de água. O vapor de água liberado no gerador segue rumo ao condensador, onde é condensado. Após a redução da pressão da água, esta segue para o evaporador, onde irá retirar calor da água de processo (água gelada do sistema de condicionamento de ar). O vapor de água de baixa pressão, formado no evaporador, é então absorvido pelo brometo de lítio, contido no absorvedor. No ciclo, o trabalho da bomba para a circulação do fluido é muito pequeno, uma vez que a bomba opera com líquido de baixo volume específico.

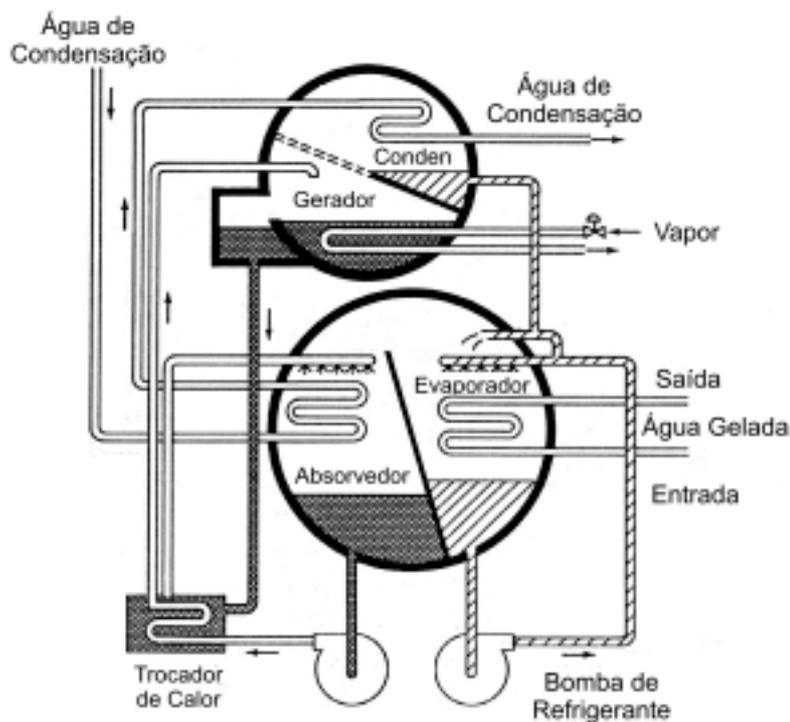


Figura 4.1 – Máquina de Refrigeração por absorção.

O maior inconveniente das máquinas de absorção é o seu consumo de energia, muito mais elevado que o das máquinas de compressão de vapor. As máquinas de absorção podem consumir uma quantidade de energia superior a sua produção frigorífica. Por outro lado, estas máquinas têm a vantagem de utilizar a energia térmica (calor) em lugar de energia elétrica que é mais cara e mais nobre.



Elas permitem por esta razão, uma melhor utilização das instalações de produção de calor, ociosas. É o caso, por exemplo, das instalações de aquecimento, destinadas ao conforto humano durante o inverno, as quais podem fornecer energia térmica a preço acessível durante o verão.

As máquinas de absorção permitem também a recuperação do calor perdido no caso de turbinas e, outros tipos de instalações que utilizam o vapor d'água.

Atualmente em instalações importantes, está sendo utilizada para a refrigeração a combinação de máquinas de compressão mecânica, tipo centrifugas, acionadas por turbinas a vapor, com máquinas de absorção aquecidas pelo vapor parcialmente expandido nas turbinas, o que aumenta grandemente o rendimento do conjunto.

Além das vantagens apontadas, as instalações de absorção se caracterizam, pela sua simplicidade, por não apresentarem partes internas móveis (as bombas são colocadas à parte), o que lhes garante um funcionamento silencioso e sem vibração.

Elas se adaptam bem as variações de carga (até cerca de 10% da carga máxima), apresentando um rendimento crescente com a redução da mesma.

Sua principal desvantagem é o elevado custo inicial, variando de 550 a 900 US\$/TR (GPG-256, 1999) e, conforme mencionado, o seu baixo COP, o qual segundo Wang (2000), varia de acordo com o tipo de equipamento, como mostrado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – COP de máquinas de absorção

Tipo	COP
Resfriada a Ar (1 estágio)	0,48* a 0,60
Resfriada a Água (1 estágio)	0,60* a 0,70
2 Estágios	0,95* a 1,0
Queima Direta – 2 Estágios	0,95* a 1,08

* corresponde aos valor mínimo, segundo a ASHRAE/IESNA Standard 90.1-1999



Capítulo 5 – Estimativa de Carga Térmica Sensível e Latente

5.1 – Introdução

A função básica de um sistema de condicionamento de ar é manter:

- Condições de conforto para o homem;
- Condições requeridas por um produto ou processo industrial.

Para atender uma ou outra destas necessidades deve-se instalar um equipamento com capacidade adequada. Esta capacidade é determinada pelos picos instantâneos de carga térmica. Geralmente, é impossível medir o pico real de carga térmica em um dado recinto; por isto normalmente estas cargas são estimadas.

Duas condições são básicas para a estimativa da carga térmica, isto é, as “condições internas” e as “condições externas”. A norma ABNT NBR6401 apresenta indicações para estas condições para várias localizações e tipos de ambientes.

5.2 – Características do Recinto

Antes de proceder com a estimativa da carga térmica, devem ser considerados os seguintes aspectos físicos para o ambiente a ser condicionado:

- a) Orientação da construção. Localização do recinto a ser condicionado com relação a:
 - Posição geográfica – Efeitos do sol e vento;
 - Efeitos de sombreamento de estruturas vizinhas;
 - Superfícies refletoras – água areia, estacionamentos, entre outras.
 - b) Uso do recinto. Escritório, residencial, hospital, comercial, industrial, etc;
 - c) Dimensões físicas do recinto. Comprimento, largura e altura.
 - d) Materiais de construção. Materiais e espessuras de paredes, teto, assoalho, divisórias, entre outros.
 - e) Condições exteriores. Cor exterior de paredes e telhados, forros ventilados ou não, espaços condicionados ou não – temperaturas dos ambientes;
 - f) Janelas. Tamanho e localização, caixilho em madeira ou metal, tipo de vidro, tipo de equipamento para sombreamento (toldo, cortina, etc.)
 - g) Portas. Localização, tipo, tamanho e frequência de uso;
 - h) Elevadores e escadas. Localização e temperatura se forem ligados a ambientes não condicionados;
 - i) Pessoas. Número, horas de permanência, natureza da atividade;
-



- j) Iluminação. Tipo (fluorescente ou incandescente);
- k) Motores. Localização e potência nominal;
- l) Equipamentos eletrônicos.

5.3 – Fatores Que Influenciam na Carga Térmica do Ambiente

- a) Insolação pelos vidros das janelas, insolação sobre paredes e telhados;
- b) Transferência de calor devido à diferença de temperatura entre partes externas e o ambiente a ser condicionado, através de paredes, vidros de janelas, telhado e assoalho.
- c) Transferência de calor devido à diferença de temperatura entre partes internas não condicionadas e o ambiente a ser condicionado;
- d) Calor de iluminação e de equipamentos;
- e) Calor de ocupantes (sensível e latente);
- f) Ar de ventilação;
- g) Infiltração de ar e umidade.
- h) Ganho de calor em dutos.

5.3.1 – Insolação

A terra faz uma rotação em torno do seu eixo em 24 horas e completa uma revolução ao redor do sol em aproximadamente 365,25 dias, em uma trajetória aproximadamente circular, com o sol deslocado ligeiramente do centro do círculo. A distância média da terra ao sol é de $1,5 \cdot 10^8$ Km. Próximo a primeiro de janeiro, a terra encontra-se mais próxima do sol, e em torno de primeiro de julho encontra-se mais afastada em cerca de 3,3%. Tendo em vista que a intensidade da radiação solar incidente no topo da atmosfera varia inversamente com o quadrado da distância terra-sol, conclui-se que a terra receberá mais energia solar (radiação) em janeiro do que em julho.

O eixo de rotação da terra está inclinado de $23,5^\circ$ em relação ao plano de sua órbita em torno do sol. Esta inclinação é bastante significativa, pois juntamente com os movimentos de rotação e translação, promovem a distribuição da radiação solar sobre a superfície da terra, variando a duração dos dias e das noites, e mudando as estações do ano. Na Figura 5.1 apresenta-se o efeito da inclinação da terra em várias épocas do ano. Na Figura 5.2 mostra-se a posição relativa da terra em relação aos raios solares para o solstício de verão do hemisfério sul.

Mostra-se, esquematicamente, na Figura 5.3 um caminho aparente do sol e definem-se os ângulos azimute ϕ solar e altitude solar β . O ponto P representa a posição de um observador na superfície da terra para uma dada latitude. A Tabela 18, apresentada no anexo IV, fornece os valores



dos ângulos altitude solar e azimute solar para latitudes, épocas do ano e hora solar do dia considerado.

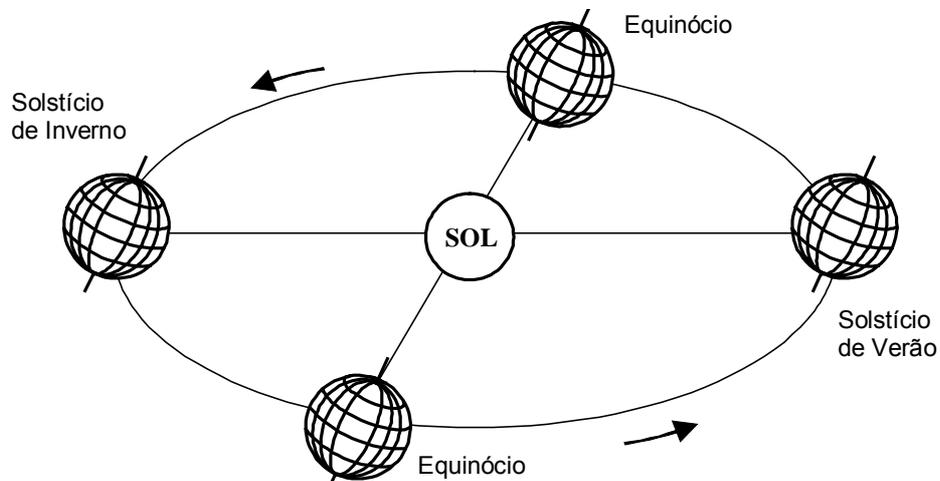


Figura 5.1: Movimento da terra em torno do sol.

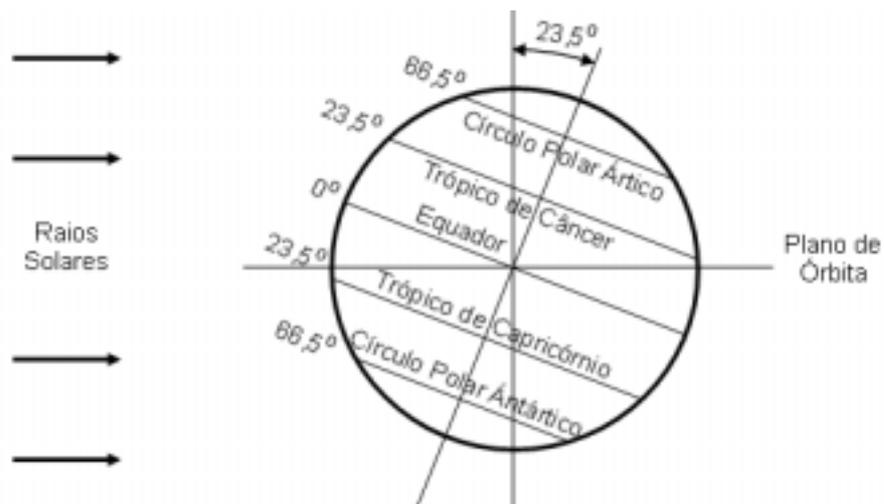


Figura 5.2: Solstício de verão hemisfério sul.

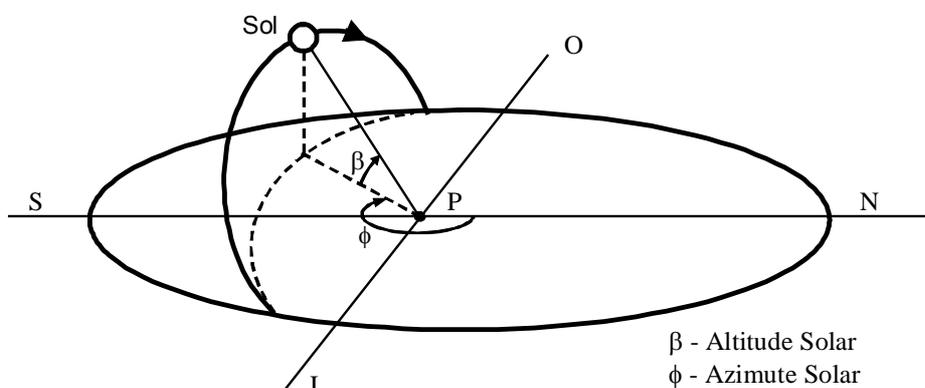


Figura 5.3: Ângulos de altitudes e azimute solar.



Exemplo 4.1. Determinar os ângulos de altitude solar e azimute solar para o dia 21 de maio às 14 horas em relação a um observador na cidade o Rio de Janeiro (latitude = $22^{\circ}55'S$, longitude = $43^{\circ}12'W$)?

Solução: Consultando a Tabela 18 para 21 de maio, 2:00 PM e latitude do Rio de Janeiro de aproximadamente 20° , tem-se $\beta = 40^{\circ}$ e $\phi = 218^{\circ}$

Na Figura 5.4 apresenta-se o caminho aparente do sol para um observador localizado no hemisfério norte, na latitude 34° , para os solstícios de verão e de inverno e os equinócios. Pode-se observar que no solstício de verão o sol está na sua posição mais alta ao meio-dia solar, enquanto ao meio-dia solar do solstício de inverno tem-se o menor valor do ângulo de altitude solar.

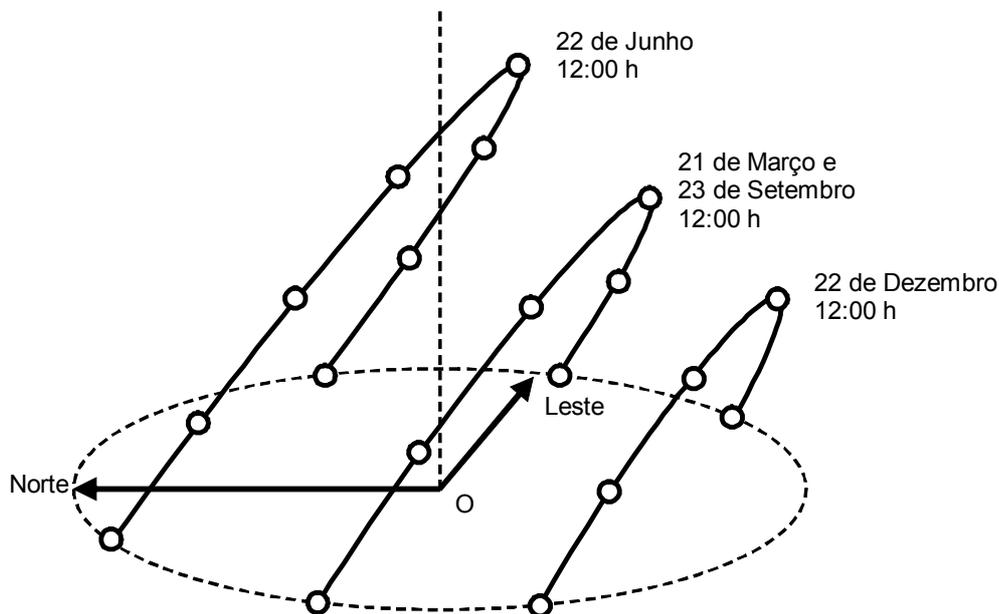


Figura 5.4: Caminhos aparentes do sol.

A radiação solar que chega à superfície externa, radiação solar extraterrestre, varia ao longo do ano devido a inclinação do eixo da terra e da variação da distância sol-terra. Na Figura 4.5 apresenta-se a relação entre a radiação solar e a constante solar, cujo valor médio I_{sc} é de 1367 W/m^2 (451 Btu/h.ft^2). Deve-se ressaltar que a radiação que atinge a superfície terrestre é menor em virtude da absorção parcial da radiação por elementos existentes na atmosfera, tais como: vapor d'água, dióxido de carbono, ozônio e poeiras. A radiação solar total (I_t) que atinge uma superfície na face da terra é a soma da radiação direta ou especular (I_e) e da difusa (I_d), ou seja:

$$I_t = I_e + I_d$$

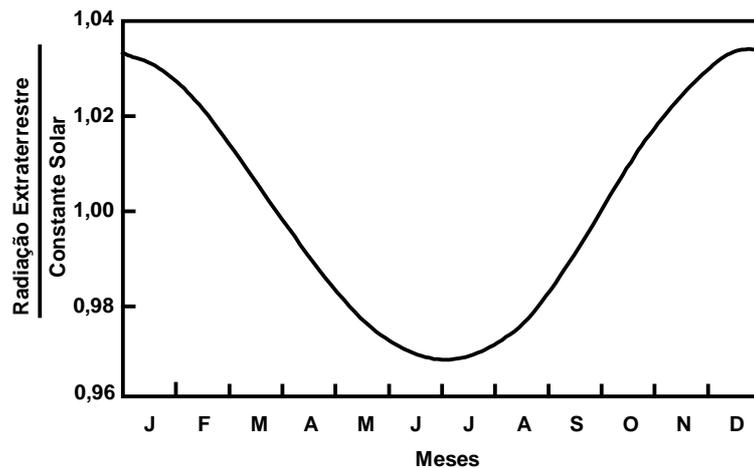


Figura 5.5: Relação entre a radiação extraterrestre e a constante solar.

Freqüentemente, existe a necessidade de se determinar a sombra projetada por prédios vizinhos, marquises e paredes. Lembrando que a sombra só reduz o ganho de radiação direta (I_e), conclui-se que a radiação solar total incidente sobre uma fachada sujeita a sombreamento é dada por:

$$I_t = I_e \cdot FS + I_d$$

onde: $FS = 1 - \frac{A_s}{A}$

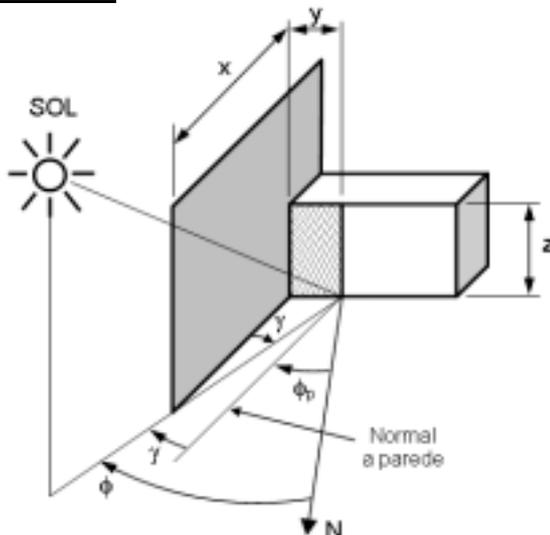
FS – Fator de sombreamento

A_s – Área sombreada e

A – Área total da fachada.

5.3.1.1 – Determinação do Fator de Sombreamento -FS

Primeiro Caso – Sombreamento Lateral



ϕ = azimute solar

ϕ_p = azimute da parede

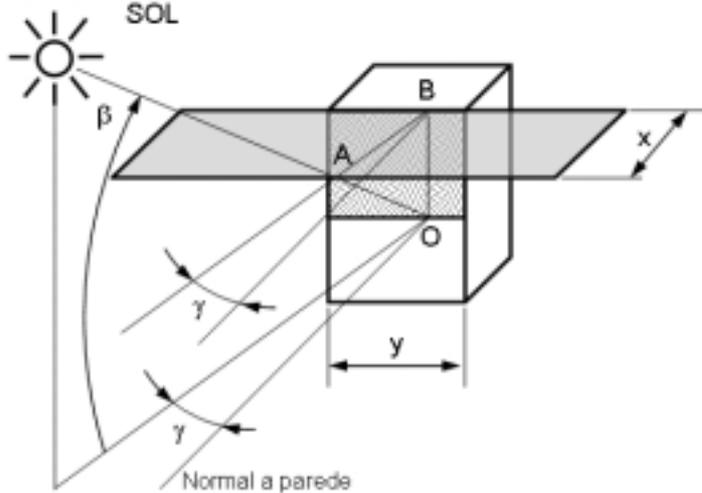
$$\gamma = \phi - \phi_p$$

$$\therefore \operatorname{tg} \gamma = \frac{y}{x} \Rightarrow y = x \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

como $A_s = z \cdot y$

então $A_s = z \cdot x \cdot \operatorname{tg} \gamma$

Segundo Caso – Sombreamento Superior



$$A_s = y \cdot \overline{OB}$$

$$\text{mas } \operatorname{tg} \beta = \frac{\overline{OB}}{\overline{A'B}} \Rightarrow \overline{OB} = \overline{A'B} \cdot \operatorname{tg} \beta$$

$$\text{e } \cos \gamma = \frac{x}{\overline{A'B}} \text{ ou } \overline{A'B} = \frac{x}{\cos \gamma}$$

$$\text{logo: } A_s = y \cdot x \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma}$$

5.3.2 – Insolação Através de Vidros

O ganho de calor devido à radiação solar através de vidros depende da localização na superfície da terra (latitude), da hora do dia, da direção da fachada da janela. Quando a radiação solar atinge a superfície do vidro, ela é parcialmente absorvida, parcialmente refletida, e parcialmente transmitida, conforme indicada na Figura 4.6.

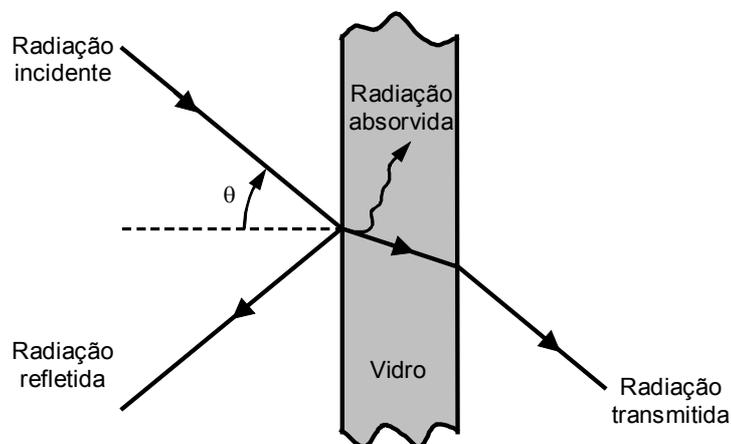
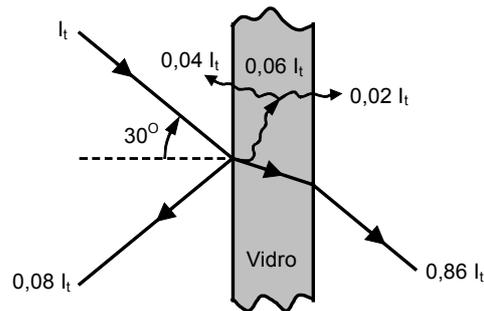


Figura 5.6: Radiação solar incidente sobre uma superfície de vidro.

A quantidade de energia refletida ou transmitida através de um vidro depende do ângulo de incidência (θ). No caso de um vidro comum e limpo, para ângulo de incidência de 30° , tem-se:

$$\alpha = 0,06 \quad \tau = 0,86 \quad \rho = 0,08$$

onde: α é a absorvância, τ é a transmitância e ρ é a refletância.



Portanto a energia que entra no ambiente é aproximadamente igual a $(0,86 + 0,02)I_t \approx 0,88I_t$

A Tabela 15, apresentada em anexo, fornece os valores de $0,88 I_t$ para vidro comum de acordo com a localização na superfície da terra (latitude), hora do dia, direção da fachada da janela. Deve-se ter o cuidado de fazer as correções necessárias no valor lido de acordo com as indicações do pé da tabela.

Exemplo 4.2. Determinar o pico de radiação solar para uma fachada norte com janelas de esquadrias de alumínio, localizada no Rio de Janeiro (latitude = $22^{\circ}55'S$, longitude = $43^{\circ}12'W$)?

Solução: Pela análise da Tabela 6, conclui-se que a fachada norte ($20^{\circ}S$) tem o máximo de radiação solar em junho e o valor é 404 kcal/h.m^2 .

Consultando a Tabela 6 para $20^{\circ}S$, fachada norte e mês de junho, tem-se:

$$I_t = 404 \text{ kcal/h.m}^2 \quad \text{e} \quad \text{no dia 21 de junho às 12h}$$

Correções para I_t :

1. O valor de I_t tem que ser corrigido pois a esquadria é de alumínio e não de madeira:
Fator = 1,17
2. A segunda correção seria pelo escurecimento da atmosfera devido a contaminação (Haze):
Correção nula, pois considerou-se que não há poluição.
3. A terceira correção seria pela altitude;
Correção nula, pois o Rio de Janeiro está ao nível do mar.
4. Ponto de Orvalho (Para o Rio de Janeiro, tem-se $T_o = 24,4^{\circ}C$):
Reduzir em 5% o valor de I_t para cada $10^{\circ}C$ acima de $19,5^{\circ}C$, assim:



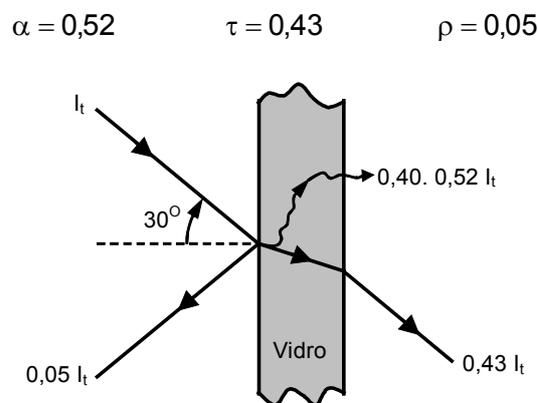
Como $24,4 > 19,5 \Rightarrow$ fator $= 1 - 0,05 \frac{4,9}{10} = 0,975$

5. Correção devido a proximidade do sol:

Não há correção, pois o mês é junho.

Logo valor de I_t corrigido será: $I_{t,max} = 1,17 \cdot 0,975 \cdot 404 = 461,1 \text{ kcal/h.m}^2$ (dia 21 de Junho às 12h).

Para um vidro absorvedor de radiação solar e para ângulo de incidência de 30° , tem-se:



Portanto a energia que entra no ambiente é aproximadamente igual a $(0,40 \cdot 0,52 + 0,43) I_t \approx 0,64 I_t$

Comparando o vidro comum com o vidro absorvedor conclui-se que:

$$\frac{\text{Radiação através de vidro absorvedor}}{\text{Radiação através de vidro comum}} = \varphi = \frac{0,64 I_{it}}{0,88 I_{it}} = 0,73$$

O fator φ é chamado de fator de redução do vidro e encontra-se tabelado para diversos tipos de vidros com as mais variadas combinações de dispositivos de sombreamento na Tabela 16.

Exemplo 4.3. Determinar o pico de radiação solar para o exemplo 4.2, considerando-se a utilização de vidro bronze absorvedor ($\alpha = 0,52$)?

Solução. A Tabela 15 indica que para a fachada norte o pico ocorre em 21 de junho às 12h e vale 404 kcal/h.m^2 , para o caso de transmissão da radiação solar através de vidro comum. Assim além das correções do exemplo 4.2, deve-se considerar a correção devido ao fator de redução do vidro absorvedor.



Da Tabela 16 (vidro absorvedor 50%), tem-se: $\varphi = 0,73$

$$\therefore I_{t_{\max}} = 404 \cdot 0,73 \cdot 1,17 \cdot 0,939 \quad I_{t_{\max}} = 324,0 \text{ kcal/h.m}^2$$

Correspondendo a uma redução de 27% no ganho de calor devido à radiação solar através das janelas da fachada norte ao meio-dia do dia 21 de junho.

De maneira geral o ganho de calor devido à radiação solar através de vidros é dado por:

$$I_t \cdot A \cdot \varphi$$

- onde: I_t Intensidade de radiação (Tabela 15 e correções);
 A Área envidraçada externa;
 φ Fator de redução do vidro (Tabela 16)

5.4 – Armazenamento de Calor

Os processos normais de estimativa de carga térmica baseados no cálculo instantâneo de calor recebido pelo ambiente, conduz a seleção de um equipamento com capacidade de remover calor nesta taxa. Geralmente, o equipamento assim escolhido é capaz de manter temperaturas menores do que as de projeto. Análise e pesquisas mostraram que uma das razões para isto é o armazenamento de calor pela estrutura. Na Figura 4.7 mostra-se a relação entre a radiação solar instantânea que penetra em um ambiente em função da hora e a carga térmica real para o período de 24 h de funcionamento do equipamento.

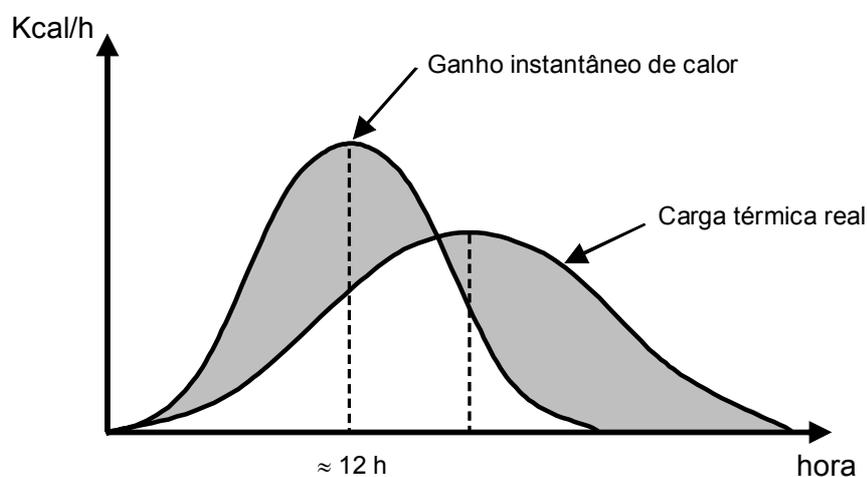


Figura 5.7: Defasagem entre a radiação solar instantânea e carga térmica real

Na Figura 4.8 mostra-se a curva de ganho de calor instantâneo e real para lâmpada fluorescente com o ambiente mantido a temperatura constante.

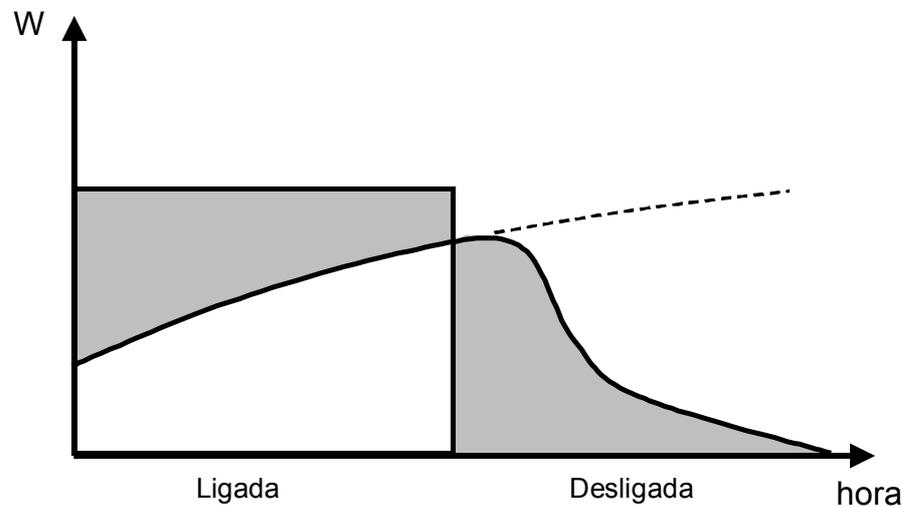


Figura 5.8: Relação entre carga térmica instantânea e real devido às lâmpadas.

A curva mais elevada da Figura 4.9 representa o ganho instantâneo de radiação solar enquanto as outras curvas são as cargas térmicas reais para construções leve, média e pesada, respectivamente.

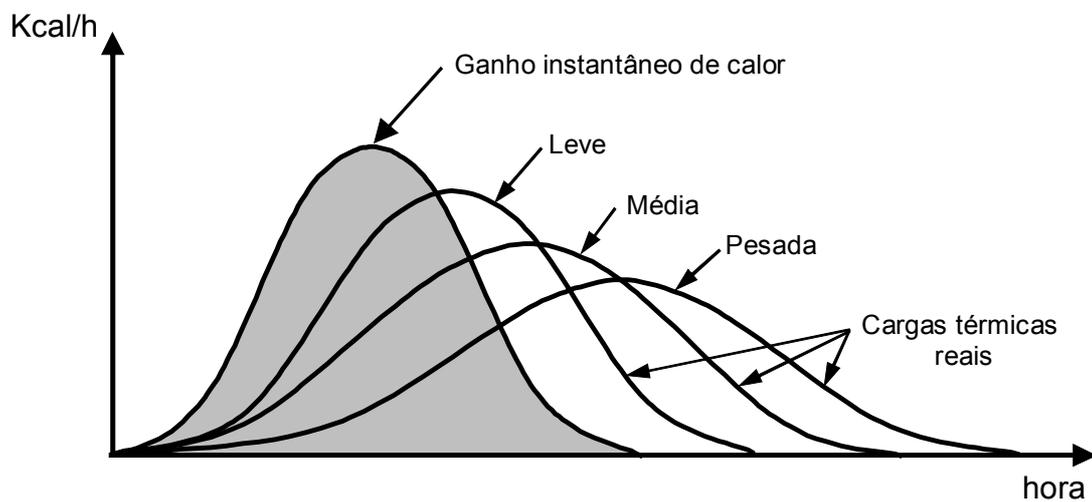


Figura 5.9: Efeito do peso da construção no armazenamento de calor.

Nas Tabelas 7, 8 e 11 apresentam-se valores do fator de armazenamento de calor (a) para o ganho de radiação solar através de vidros. Os valores das tabelas são dados em função de:

- Localização (latitude sul ou norte)
- Exposição da fachada;



- Hora solar;
- Tipo de construção: - Leve (150 kg/m²)
- Média (500 kg/m²)
- Pesada (750 kg/m²)

A Tabela 7 apresenta o fator de armazenamento (a), considerando-se que o vidro tem sombreamento interno “internal shade”, isto é, persianas, cortinas, e 24 horas de funcionamento do sistema de ar condicionado com temperatura constante no ambiente.

Na Tabela 8 apresenta-se o fator de armazenamento (a) para vidros sem sombreamento externo (external shade), isto é, toldos, brises, marquises, e 24 horas de funcionamento do sistema de ar condicionado com temperatura constante no ambiente.

Na Tabela 11 apresentam-se valores para o fator de armazenamento (a) tanto para vidros sombreados como não sombreados, sendo que neste caso consideram-se apenas 12 horas de funcionamento diário do sistema de ar condicionado com temperatura constante no ambiente.

Assim levando-se em conta o armazenamento de calor, conclui-se que a carga térmica real devido ao ganho de calor através de vidros será:

$$\text{Carga Térmica Sensível Real} = I_t A \varphi a$$

onde: A Área envidraçada externa;

I_t Intensidade de radiação (Tabela 15 e correções);

φ Fator de redução do vidro (Tabela 16);

a Fator de armazenamento (Tabelas 7, 8 ou 11);

Exemplo 4.4. Para uma janela de fachada nordeste localizada no hemisfério sul, determinar o fator de armazenamento (a) nos seguinte horário (10, 11, 12, 13, 14, 15 horas), considerando que a janela possui cortina, que a construção é leve e que o equipamento funciona 24 horas.

Solução. Recorrendo-se a Tabela 7 para latitude sul, fachada nordeste e construção leve (150 kg/m²), obtém-se:

Hora	10	11	12	13	14	15
a	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20



Exemplo 4.5. Para uma janela de fachada sudoeste localizada no hemisfério sul, determinar o fator de armazenamento (a) nos seguintes horários (10, 11, 12, 13, 14, 15 horas), considerando que a janela não possui sombreamento interno “bare glass”, que a construção é pesada e que o equipamento funciona 12 horas. Neste janela existe tela montada no exterior

Solução. A janela não tem sombreamento interno (bare glass) e o equipamento funciona 12 horas, logo deve-se usar a Tabela 11.

Recorrendo a tabela 11, para latitude sul, fachada sudoeste e construção pesada (750 kg/m²), obtém-se:

Hora	10	11	12	13	14	15
a	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30

5.5 – Insolação nas paredes externas

A técnica para o cálculo desta componente de carga térmica é baseada no conceito de TEMPERATURA SOL-AR. A temperatura sol-ar é a temperatura do ar exterior, que na ausência de todas as trocas radiantes, seria capaz de fornecer um fluxo de calor ao recinto condicionado igual ao que existiria na realidade, devido à combinação da radiação solar incidente, das trocas radiantes com o meio ambiente, e das trocas convectivas com o ar exterior.

Na prática o cálculo é feito pela diferença de temperatura equivalente, a qual é dada na Tabela 19. Assim, tem-se:

$$\text{Ganho de Calor Solar Sensível sobre Paredes} = U A \Delta T_e$$

onde: U Coeficiente global de transferência de calor através da parede;

A Área da parede;

ΔT_e Diferença de Temperatura Equivalente (Tabelas 19 e correções). O valor de ΔT_e inclui a diferença de temperatura devido a insolação e a transmissão de calor, simultaneamente.

ΔT_e é retirado da Tabela 19 em função de:

- Exposição da fachada;
- Hora solar;
- Peso da parede.



São apresentados abaixo alguns valores típicos de peso de paredes:

- Paredes de Tijolos Maciços

10 cm → 160kg/m² (32,7lb/ft²) (inclusive revestimento)

15 cm → 240kg/m² (49lb/ft²)

25 cm → 400kg/m² (81,5lb/ft²)

- Paredes de Tijolos Furados

10 cm → 120kg/m² (24,4lb/ft²) (inclusive revestimento)

15 cm → 180kg/m² (36,8lb/ft²)

25 cm → 300kg/m² (61,2lb/ft²)

- Paredes de concreto ou Pedra

10 cm → 245kg/m² (50lb/ft²) (inclusive revestimento)

25 cm → 612kg/m² (125lb/ft²)

5.6 – Insolação sobre Telhados

Esta parcela também é calculada com o conceito de temperatura sol-ar. Na prática o cálculo é feito pela diferença de temperatura equivalente dada pela Tabela 20. Assim:

$$\text{Ganho de Calor Solar Sensível sobre Telhados} = U A \Delta T_e$$

onde: U Coeficiente global de transferência de calor através do telhado; (Ver Tabela)

A Área projetada do telhado;

ΔT_e Diferença de Temperatura Equivalente (Tabelas 20 e correções)

ΔT_e é retirado da Tabela 20 em função de:

- Condição do teto;
- Hora solar;
- Peso do teto

Como as Tabelas 19 e 20 foram elaboradas para situações específicas, seus valores devem ser corrigidos, quando o caso em análise apresenta condições diferentes da listadas abaixo:



- Superfícies escuras;
- Amplitude Diária de 11 °C (Amplitude Diária de Temperatura, ou “Daily Range”, é a diferença entre as temperaturas de bulbo seco máxima e mínima para um dia típico de projeto (período de 24 horas)
- Diferença entre a temperatura externa e interna ($T_{ext} - T_{int}$) de 8°C
- Latitude de 40° S, para as 15:00 horas do mês de janeiro (ou 40° N, 15:00 horas, julho).

Correções:

- a) $(T_{ext} - T_{int}) \neq 8 \text{ °C}$ ou Amplitude Diária $\neq 11 \text{ °C}$, tem-se:

$$(\Delta T_e)_{\text{corrigido}} = (\Delta T_e) + \text{Correção da Tabela 20a}$$

- b) Latitudes diferentes de 40° S e/ou meses diferentes de janeiro.

O valor (ΔT_e) , para qualquer parede ou telhado em qualquer latitude e mês é dado por:

$$(\Delta T_e) = (\Delta T_e)_s + b \frac{R_s}{R_m} ((\Delta T_e)_m - (\Delta T_e)_s)$$

(ΔT_e) Diferença de Temperatura Equivalente para o mês, hora do dia e latitude considerada;

$(\Delta T_e)_s$ Diferença de Temperatura Equivalente para a mesma parede ou telhado na sombra e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto;

$(\Delta T_e)_m$ Diferença de Temperatura Equivalente para a parede ou telhado exposto ao sol e hora do dia desejado, corrigido, para as condições de projeto.

R_s Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês e latitude desejados (Tabela 6);

R_m Radiação solar máxima através de vidros para a fachada da parede ou para a horizontal, no caso de telhados, para o mês de janeiro, 40° S (para o hemisfério norte devem ser utilizados os valores relativos a julho a 40°N).

b Coeficiente que considera a coloração da parede exterior. Assim, para paredes escuras (azul escuro, verde escuro, marrom escuro, etc...) b é igual a 1,0. Para paredes de cor média (verde claro, azul claro, etc...) b é igual a 0,78, e para paredes claras (creme, branco, etc) b é igual a 0,55.



Observação: Os valores apresentados na Tabela 19, são aproximadamente corretos para as fachadas LESTE ou OESTE em qualquer latitude, durante o verão.

5.7 – Transmissão de Calor devido à diferença de Temperatura

5.7.1 – Vidros Externos

$$\text{Ganho de Calor Sensível} = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

- onde: U Coeficiente global de transferência de calor, tabelado tanto para verão como inverno.
A Área envidraçada;
 T_{ext} Temperatura do ar exterior; e
 T_{int} Temperatura do recinto.

5.7.2 – Vidros Internos

$$\text{Ganho de Calor Sensível} = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3 \text{ } ^\circ\text{C})$$

5.7.3 – Paredes Internas

$$\text{Ganho de Calor Sensível} = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3 \text{ } ^\circ\text{C})$$

- onde: U Coeficiente global de transferência de calor tabelado para diversos materiais e dimensões de parede;
A Área da parede;

5.7.4 – Tetos e Pisos

$$\text{Ganho de calor sensível} = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3 \text{ } ^\circ\text{C})$$

- onde: U Coeficiente global de transferência de calor tabelado para diversos materiais e dimensões de lajes;
A Área do teto ou piso;



5.8 – Carga de Iluminação

5.8.1 – Lâmpadas Incandescentes

$$\text{Ganho de calor Sensível} = n P_L 0,86 \quad \text{em kcal/h}$$

onde: n número de lâmpadas;
 P_L Potência da lâmpada, em watts.

5.8.2 – Lâmpadas Fluorescentes

Deve-se considerar a carga das lâmpadas e dos reatores:

$$\text{Ganho de calor Sensível} = n (1+r) P_L 0,86 \quad \text{em kcal/h}$$

onde: n número de lâmpadas;
 P_L Potência da lâmpada, em watts.
 r corresponde a porcentagem de calor dissipado pelos reatores, sendo igual a:
 $r = 0,250$ para reatores eletromagnéticos.
 $r = 0,075$ para reatores eletrônicos.

5.9 – Carga de Ocupantes

Em função do grau de atividade e da temperatura de bulbo seco os ocupantes dissipam calor sensível e latente. Consultar o manual da ASHRAE - Fundamental ou a norma ABNT-NBR6401, para as indicações de calor liberado. O anexo IV também apresenta um resumo destas tabelas.

5.10 – Carga de Motores Elétricos

5.10.1 – Motor e máquina se encontram nos recintos

$$\text{Ganho de Calor Sensível} = \frac{\text{HP } 641}{\eta} \quad \text{em kcal/h}$$

onde: η Rendimento do motor.
HP Potência do motor, em hp.



5.10.2 – Apenas a máquina se encontra no recinto.

Ganho de Calor Sensível = HP 641 em kcal/h

5.10.3 – Só o motor se encontra no recinto

$$\text{Ganho de Calor Sensível} = \frac{\text{HP } 641}{\eta} (1 - \eta) \text{ em kcal/h}$$

5.11 – Equipamentos Eletrônicos

A potência nominal de todos os equipamentos eletrônicos existentes no ambiente, tais como, máquinas de escrever, equipamentos de som e vídeo, computadores, impressoras, entre outros, deverá ser considerada como carga térmica sensível para o ambiente. Sendo o ganho de calor é dado por:

$$\text{Ganho de Calor sensível} = \sum_i P_{\text{eq},i} 0,86 \text{ em kcal/h}$$

onde: $P_{\text{eq},i}$ Potência nominal do equipamento i , em watts.

5.12 – Zoneamento

Considere que o ambiente cuja carga térmica é calculada no exemplo do anexo faça parte do edifício indicado no desenho abaixo.

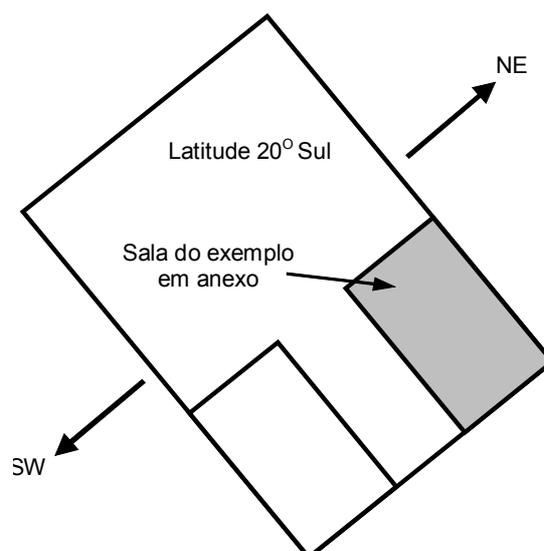


Figura 5.10: Esquema de um edifício.

Do exemplo no anexo, sabe-se que o máximo valor de carga térmica para a fachada nordeste (NE) ocorre no dia 21 de junho às 10 horas. Seja considerada uma sala localizada no mesmo andar da sala do exemplo, de tal modo que as suas janelas sejam voltadas para o sudoeste (SO). Pode-se mostrar que o pico de carga térmica para essa fachada ocorrerá no dia 22 de dezembro às 17 horas.

Foi visto que a vazão de ar necessária para manter as condições de projeto e para atender o pico de carga térmica da fachada NE deve ser Q_{NE} às 10 horas do dia 21 de junho. Da mesma forma pode-se obter para a fachada (SW) o valor Q_{SO} , para atender o pico de carga térmica às 17 horas do dia 21 de dezembro.

Assim os dois ambientes podem ser atendidos por um único condicionador de ar como indicado na Figura 5.11.

Suponha-se que no dia 22 de dezembro seja possível manter a temperatura de projeto de 24°C na sala da fachada sudoeste (SO). Como consequência pode-se esperar que a temperatura da sala (NE) seja menor que 24°C no mesmo dia; dependendo do valor da temperatura final de equilíbrio para a sala (NE) e da utilização do ambiente, esta situação pode ser crítica.

Para evitar estas situações utiliza-se como solução para este problema o ZONEAMENTO. O zoneamento consiste em estabelecer zonas de tal modo que ambientes de uma mesma zona apresentam picos de carga térmica para a mesma época e horário do ano.

Assim percebe-se que para o edifício em questão têm-se duas zonas distintas e cada uma deverá ser atendida por um sistema de ar condicionado independente, como indicado na Figura 5.12.

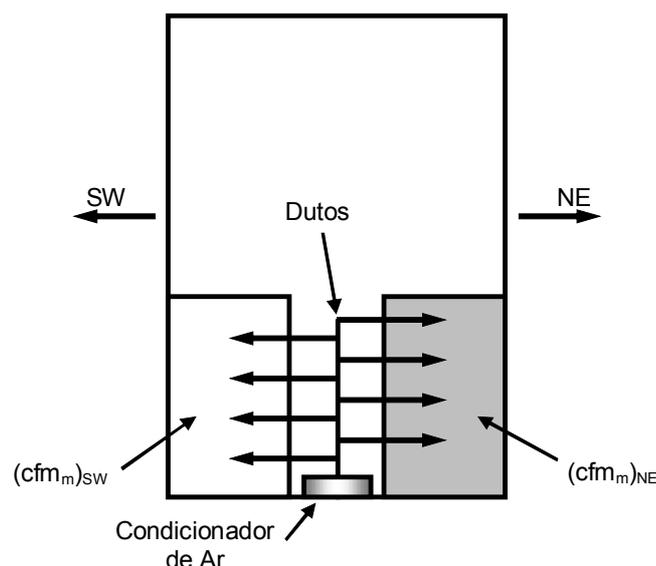


Figura 5.11: Ambientes atendidos por um único condicionador.

Para o projeto de um sistema de ar condicionado recomenda-se que seja feito inicialmente o zoneamento, para depois efetuar o cálculo da carga térmica de cada ambiente (ou zona).

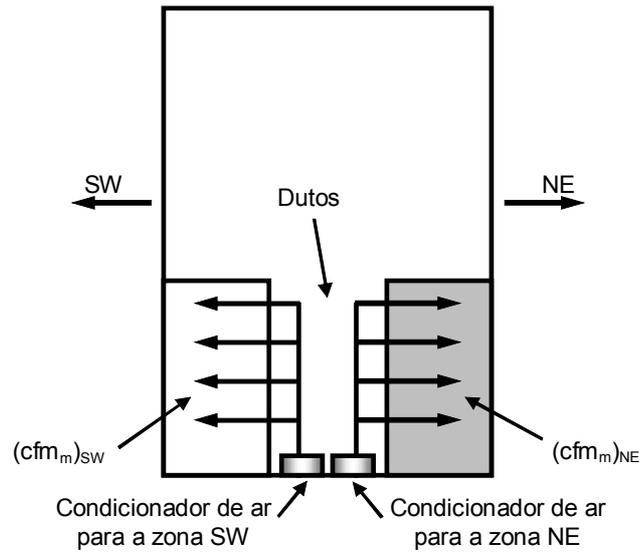


Figura 5.12: Ambientes atendidos individualmente.



Capítulo 6 – Psicrometria

6.1 – Definições Fundamentais

A psicrometria é o estudo das misturas de ar e de vapor de água. Nos sistemas de ar condicionado o ar não pode ser considerado seco, mas sim como uma mistura de ar e de vapor d'água, resultando daí a importância da psicrometria. Em alguns processos a água é removida do ar, enquanto em outros é adicionada.

6.1.1 – Pressão Parcial (Lei de Dalton).

A pressão total de uma mistura de gases é igual a soma das pressões parciais de cada um dos componentes da mistura. A pressão parcial de cada componente da mistura é a pressão que ele exerceria se ocupasse sozinho um volume igual ao da mistura, na mesma temperatura. A Lei de Dalton pode ser melhor ilustrada pela figura abaixo, que se trata da mistura dos gases A e B, sendo que o volume ocupado pela mistura é V e a temperatura T .

$$P_A \quad V \quad T$$

para a mistura de A e B:

$$P V = n \bar{R} T$$
$$n = n_A + n_B$$

$$P_B \quad V \quad T$$

para os componentes:

$$P_A V = n_A \bar{R} T$$
$$P_B V = n_B \bar{R} T$$

Fazendo as substituições necessárias:

$$\frac{P V}{\bar{R} T} = \frac{P_A V}{\bar{R} T} + \frac{P_B V}{\bar{R} T}$$
$$P = P_A + P_B$$

onde P_A , n_A , P_B e n_B são respectivamente as pressões parciais e o número de moles, dos gases A, B.

Quando considerado o ar úmido, isto é, a mistura de ar seco e vapor de água, tem-se que a pressão atmosférica local (P_{atm}), que corresponde à pressão total, é igual a soma da pressão parcial do ar seco (P_{ar}) com a do vapor de água (P_v), como mostra a Eq. (5.1).

$$P_{atm} = P_{ar} + P_v \quad (6.1)$$

6.1.2 – Ar seco.

É a mistura dos gases que constituem o ar atmosférico, com exceção do vapor de água. A tabela abaixo mostra a composição aproximada do ar seco ao nível do mar.



Tab. - 1: *Composição do ar seco ao nível do mar.*

Componente	% em volume	% em peso
O ₂	20,99	23,19
N ₂	78,03	75,47
Ar (argônio)	0,94	1,29
CO ₂	0,03	0,05
H ₂	0,01	0,00

6.1.3 – Ar Não Saturado e Ar Saturado.

Ar não saturado é a mistura de ar seco e vapor de água superaquecido, e ar saturado é a mistura de ar seco e de vapor de água saturado. Mais precisamente é o vapor de água que está saturado e não o ar.

A Figura 6.1 mostra o esquema de uma carta psicrométrica, tendo como eixo das abscissas a temperatura e como eixo das ordenadas a umidade absoluta, que será definida no próximo item, onde somente aparece a linha de saturação. Quando o ar está saturado, o estado do mesmo se dá sobre a linha de saturação da carta psicrométrica, significando que uma redução de temperatura causará uma condensação do vapor de água do ar.

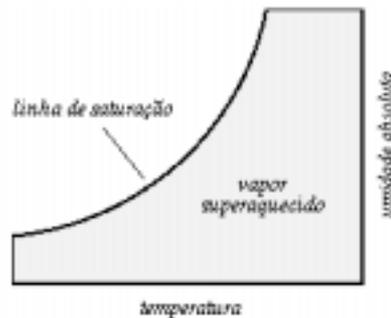


Figura 6.1 - Esquema de uma carta psicrométrica para o ar saturado.

6.1.4 – Umidade Absoluta (W).

A umidade absoluta é definida como a razão entre a massa de vapor e a massa de ar seco, como mostra a Eq. (5.2), onde m_v é a massa de vapor e m_{ar} é a massa de ar seco.

$$W = \frac{m_v}{m_{ar}} \quad (6.2)$$

Nas aplicações usuais de ar condicionado, tanto o ar quanto o vapor de água podem ser admitidos como gases perfeitos. Assim, a determinação da umidade absoluta (W), pode ser efetuada pela substituição da equação dos gases perfeitos na Eq. (5.2).



$$W = \frac{P_v V / R_v T}{P_{ar} V / R_{ar} T} = \frac{R_{ar}}{R_v} \cdot \frac{P_v}{P_{ar}} \quad (6.3)$$

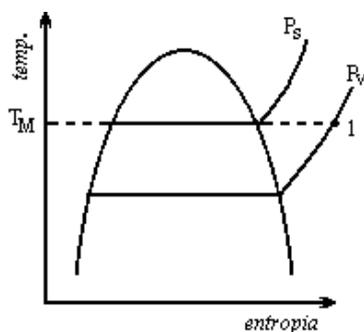
onde: T é a temperatura absoluta da mistura [K];
 V é um volume arbitrário para a mistura [m³];
 R_{ar} é a constante de gás do ar seco, que é igual a 287,0 [J/kg.K];
 R_v é a constante de gás do vapor, que é igual a 461,5 [J/kg.K];

Substituindo os valores de R_{ar} e R_v na equação acima, e utilizando também a Eq. (5.1) para determinar a valor da pressão parcial do ar seco (P_{ar}), obtém-se:

$$W = 0,622 \cdot \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (6.4)$$

6.1.5 – Umidade Relativa (ϕ).

A umidade relativa é definida como a relação ente a pressão parcial do vapor de água na mistura e a pressão de saturação correspondente à temperatura da mistura. Esta definição de umidade relativa é ilustrada na Figura 6.2, onde T_M é a temperatura da mistura.



$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \quad (6.5)$$

Figura 6.2 -Diagrama T x s para o ar.

6.1.6 – Entalpia Específica do Ar Úmido

A entalpia de uma mistura de gases é igual a soma das entalpias dos componentes da mistura. Assim, para o ar úmido, a entalpia (H) é igual à soma das entalpias do ar seco (H_{ar}) e do vapor de água (H_v), como mostra a Eq. (5.6).

$$H = H_{ar} + H_v = m_{ar} h_{ar} + m_v h_v \quad (6.6)$$

onde: h_{ar} entalpia específica do ar seco [J/kg];



- h_v entalpia específica do vapor de água [J/kg];
 m_{ar} massa de ar seco na mistura [kg];
 m_v massa de vapor de água na mistura [kg].

Dividindo-se a Eq. (5.6) pela massa de ar seco, obtém-se a entalpia específica do ar úmido (h).

$$h = h_{ar} + \frac{m_v}{m_{ar}} h_v = h_{ar} + W h_v \quad [\text{J/kg ar seco}] \quad (6.7)$$

Tomando como referência a entalpia do ar úmido, $h = 0$, para a temperatura de zero grau Celsius, tem-se:

$$\begin{aligned} h_{ar} &= \bar{c}_{p,ar} T \\ h_v &= h_{lv} + \bar{c}_{p,v} T \end{aligned} \quad (6.8)$$

Assim a equação para a entalpia do ar úmido pode ser escrita como segue:

$$h = \bar{c}_{p,ar} T + W (h_{lv} + \bar{c}_{p,v} T) \quad (6.9)$$

- onde: $\bar{c}_{p,ar}$ é o calor específico médio à pressão constante do ar seco;
 $\bar{c}_{p,v}$ é o calor específico médio à pressão constante do vapor superaquecido;
 h_{lv} é o calor latente de vaporização da água.

O calor específico à pressão constante do ar seco varia com a temperatura, mas pode ser tomado como um valor médio constante sem incorrer em erros significativos, o mesmo acontecendo para o calor específico do vapor superaquecido. Os valores médios para estas grandezas são:

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p,ar} &= 1,004 \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C]} & \bar{c}_{p,v} &= 1,805 \text{ [kJ/kg } ^\circ\text{C]} & h_{lv} &= 2502,0 \text{ [kJ/kg]} \\ h &= 1,004 T \text{ [} ^\circ\text{C]} + W (2502 + 1,805 T \text{ [} ^\circ\text{C]}) \text{ [kJ/kg]} \end{aligned} \quad (6.10)$$

Observação: Utilizando a temperatura em $^\circ\text{C}$, pode-se obter também:

$$h = 0,24 T + W (595 + 0,46 T) \text{ [kcal/kg]}$$



6.1.7 – Volume Específico do Ar Úmido.

O volume específico do ar úmido (v) é definido com a razão entre o volume da mistura em m^3 e a massa de ar seco em kg, como mostra a Eq. (5.11):

$$v = \frac{V}{m_{ar}} = \frac{R_{ar} T}{P_{ar}} = \frac{R_{ar} T}{P_{atm} - P_v} \quad (6.11)$$

Utilizando a Eq. (5.4) para expressar a pressão parcial do vapor (P_v), obtém-se:

$$v = (1 + 1,6078 W) \cdot \frac{R_{ar} T}{P_{atm}} \quad (6.12)$$

6.1.8 – Temperatura de Bulbo Seco.

A temperatura de bulbo seco (T_{BS}) é a temperatura indicada por um termômetro comum, não exposto à radiação.

6.1.9 – Saturação Adiabática.

A Figura 6.3 mostra um sistema termicamente isolado, onde o ar escoava sobre uma névoa de água. Admite-se que a energia fornecida pela bomba é desprezível, e que a água evaporada no processo é repostada por água à mesma temperatura do reservatório. A água é pulverizada de forma a propiciar uma área de transferência de calor e massa tal que o ar deixa o sistema em equilíbrio termodinâmico com a água.

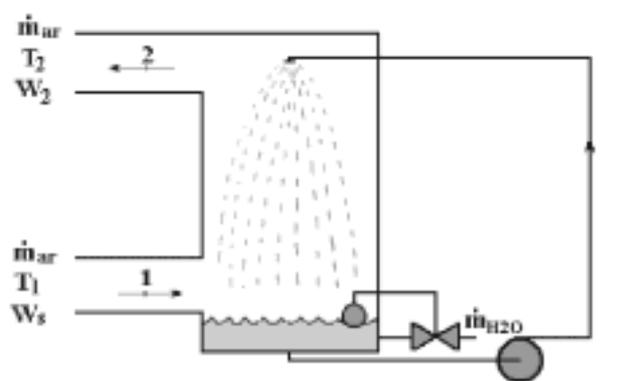


Figura 6.3 - Saturador Adiabático.

Quando atingido o regime permanente, a temperatura da água no reservatório é denominada de Temperatura de Bulbo Úmido Termodinâmica. A aplicação da 1ª lei da termodinâmica e a equação da continuidade, no sistema da Figura 6.3, resulta em:



Continuidade:

$$\dot{m}_{ar,1} = \dot{m}_{ar,2} \quad (6.13)$$

$$\dot{m}_{v,1} + \dot{m}_{H2O} = \dot{m}_{v,2} \Rightarrow W_1 \dot{m}_{ar,1} + \dot{m}_{H2O} = W_2 \dot{m}_{ar,2} \quad (6.14)$$

$$\dot{m}_{H2O} = \dot{m}_{ar}(W_2 - W_1) \quad (6.15)$$

1ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{m}_{ar,1} h_1 + \dot{m}_{H2O} h_{H2O} = \dot{m}_{ar,2} h_2 \quad (6.16)$$

$$\dot{m}_{ar,1} h_1 + \dot{m}_{ar}(W_2 - W_1)h_{H2O} = \dot{m}_{ar,2} h_2 \quad (6.17)$$

Da Eq. (5.7), tem-se:

$$\bar{c}_{p,ar} T_1 + W_1 h_{v,1} + (W_2 - W_1)h_{H2O} = \bar{c}_{p,ar} T_2 + W_2 h_{v,2} \quad (6.18)$$

Como o ar deixa o saturador em equilíbrio com a água, a temperatura T_2 é igual à temperatura de bulbo úmido do ar. Resolvendo a Eq. (18) para W_1 , tem-se:

$$W_1 = \frac{W_2(h_{v,2} - h_{H2O}) - \bar{c}_{p,ar}(T_1 - T_{BU})}{h_{v,1} - h_{H2O}} \quad (6.19)$$

6.1.10 – Temperatura de Bulbo Úmido.

O saturador adiabático não é um equipamento conveniente para medidas freqüentes, sendo possível, neste caso a utilização de um sistema semelhante ao indicado na figura abaixo.

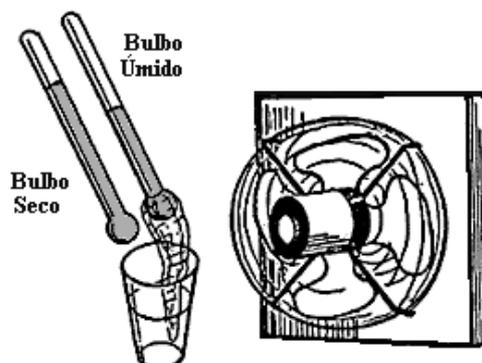


Figura 6.4 - Termômetros de Bulbo Úmido e Bulbo Seco.



Se o bulbo de um termômetro for coberto com uma mecha de algodão saturado com água, a sua temperatura descerá, primeiro rapidamente e depois lentamente até atingir um ponto estacionário. A leitura neste ponto é chamada de temperatura de bulbo úmido (T_{BU}) do ar (Figura 6.4), sendo que esta temperatura é aproximadamente a que seria indicada pelo saturador adiabático. Para se obter valores corretos para a temperatura de bulbo úmido, a velocidade do ar, que se deseja medir a temperatura deve ser de 5 m/s, com relação ao bulbo.

6.1.11 – Temperatura de Orvalho.

A temperatura de orvalho (T_o) é a temperatura na qual o vapor de água se condensa, ou solidifica, quando resfriado a pressão e umidade absoluta constante.

O diagrama T-S da Figura 6.5 ilustra esta definição. Nesta figura, o ponto 1 representa um estado do ar úmido tal que o vapor de água presente na mistura se encontra superaquecido. Quando resfriado à pressão constante, o vapor passa pelo ponto 2, que corresponde ao ponto de orvalho, e onde tem início a condensação do vapor.

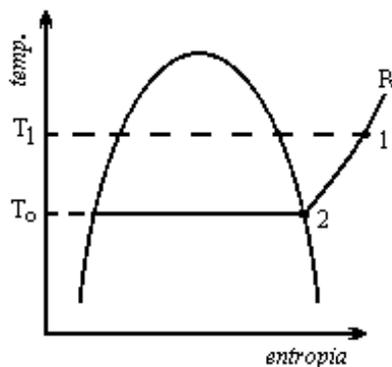


Figura 6.5 - Temperatura de orvalho (T_o).

6.1.12 – A Carta Psicrométrica.

O uso das cartas psicrométricas permite a análise gráfica dos processos que envolvem o ar úmido, facilitando assim a solução de muitos problemas típicos dos sistemas de condicionamento de ar. A Figura 6.6.a apresenta a carta psicrométrica para o nível do mar e a Figura 6.6.b apresenta a carta psicrométrica para a cidade de São Paulo. Essas cartas contêm todas as propriedades do ar úmido discutidas anteriormente.

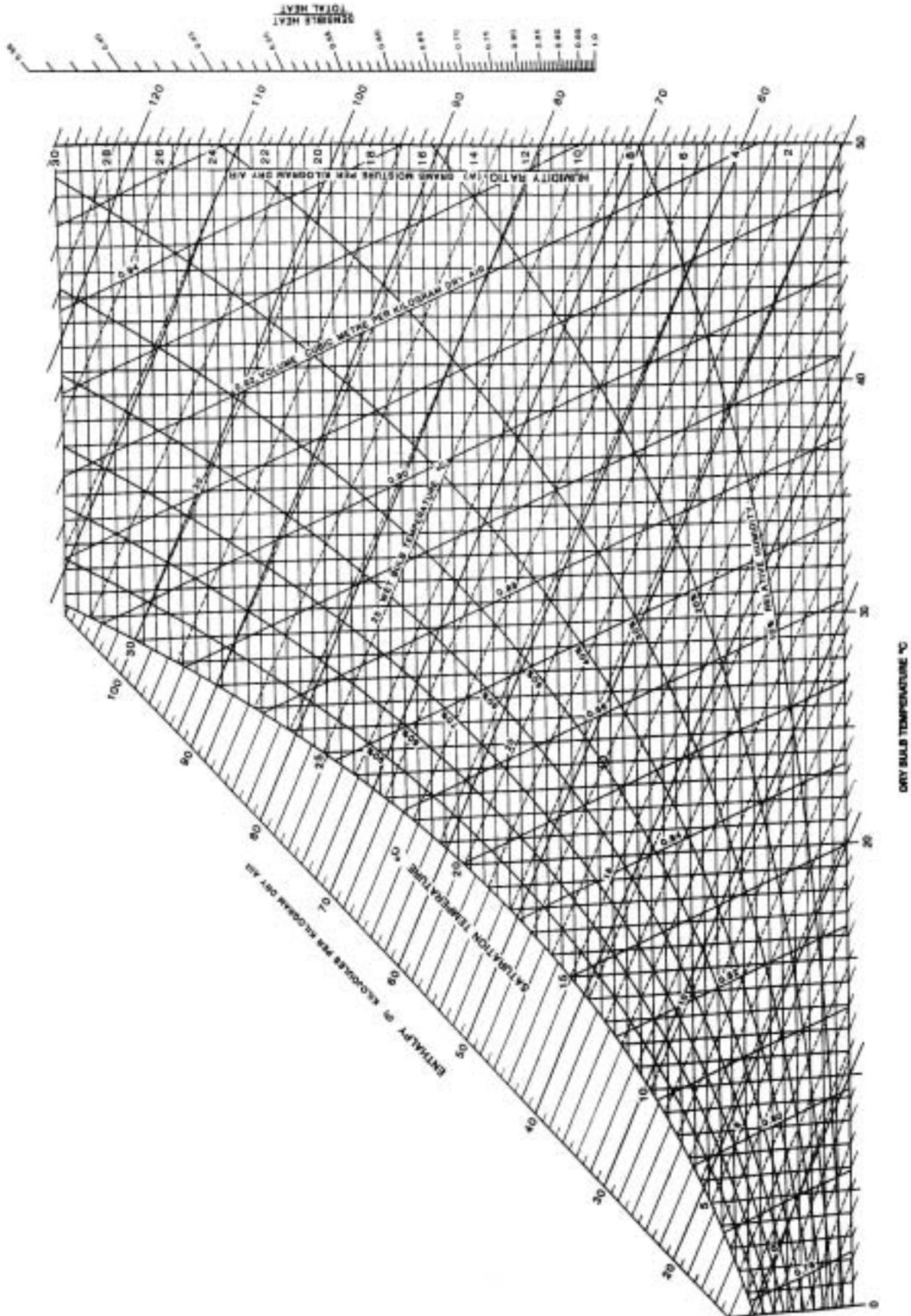


Figura 6.6.a - Carta Psicrométrica Para o Nível do Mar.

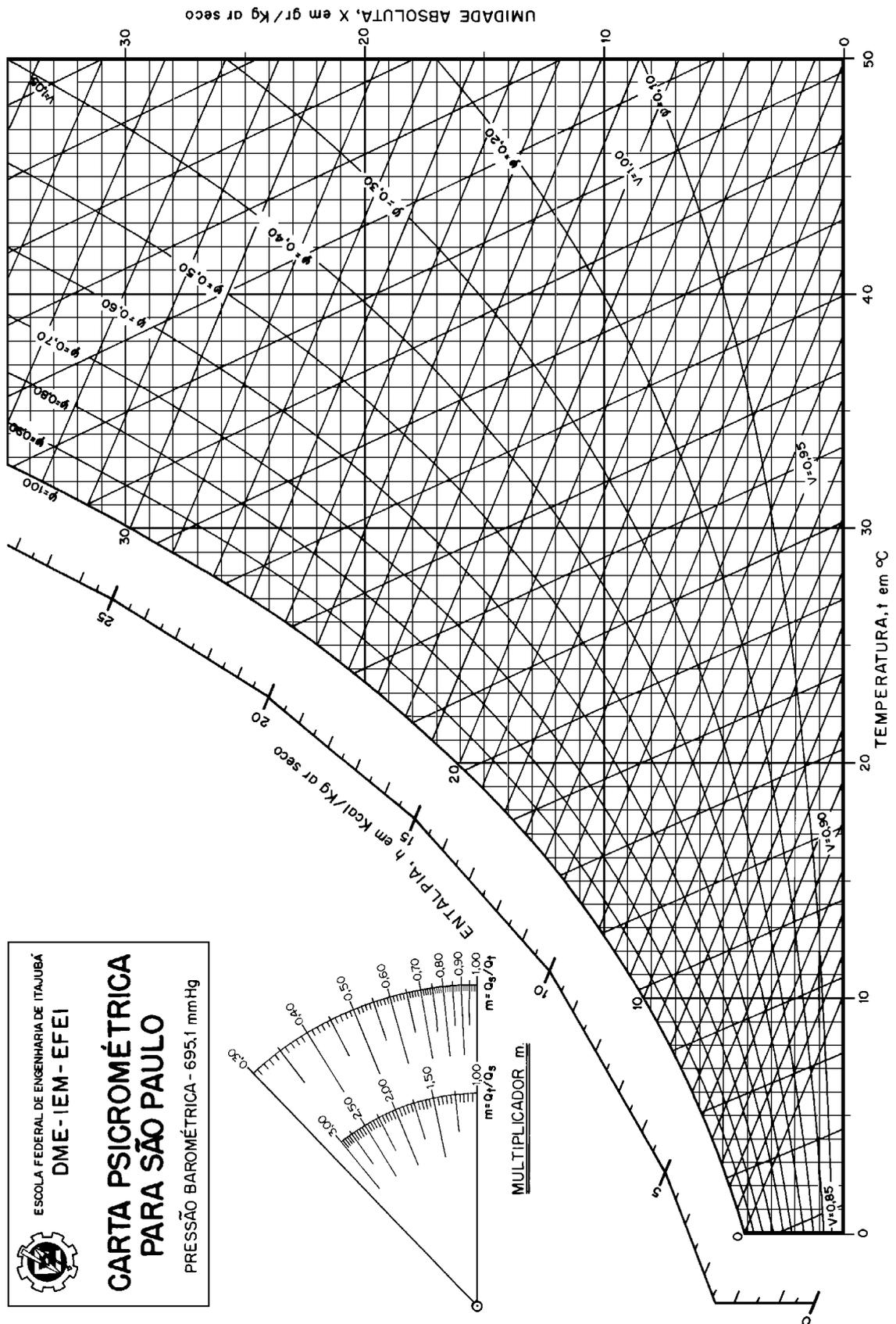


Figura 5.6.b – Carta Psicrométrica Para São Paulo

6.2 – Transformações Psicrométricas.

6.2.1 – Mistura Adiabática de Duas Correntes de Ar Úmido.

A mistura de duas correntes de ar úmido é um processo muito comum em condicionamento de ar. A Figura 6.7, mostra a mistura de \dot{m}_1 kg/s de ar no estado 1, com \dot{m}_2 kg/s de ar no estado 2, resultando numa mistura no estado 3. A aplicação da equação da energia e continuidade, para a mistura, resulta em:

$$\text{Energia:} \quad \dot{m}_{\text{ar},1} h_1 + \dot{m}_{\text{ar},2} h_2 = (\dot{m}_{\text{ar},1} + \dot{m}_{\text{ar},2}) h_3 \quad (6.20)$$

$$\text{Continuidade:} \quad \dot{m}_{\text{ar},1} W_1 + \dot{m}_{\text{ar},2} W_2 = (\dot{m}_{\text{ar},1} + \dot{m}_{\text{ar},2}) W_3 \quad (6.21)$$

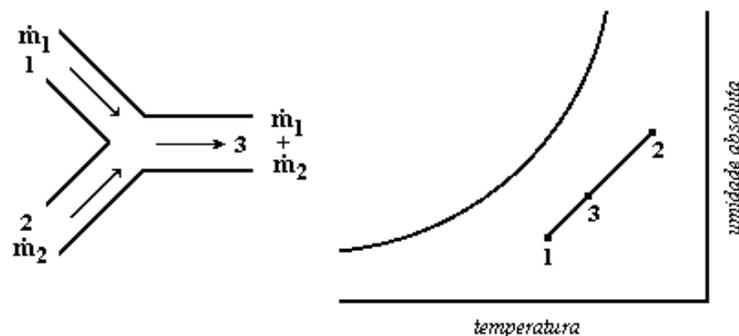


Figura 6.7 - Mistura adiabática de suas correntes de ar.

Como pode ser observado, a entalpia e a umidade absoluta do ponto 3, são iguais as médias ponderadas das entalpias e umidades absolutas das correntes que se misturam, respectivamente. Uma maneira aproximada de determinar o ponto 3, é a utilização da média ponderada das temperaturas de bulbo seco, sendo que o erro desta aproximação, que é da ordem de 1%, ocorre devido à variação do calor específico do ar.

6.2.2 – Aquecimento Sensível ou Aquecimento Seco.

Quando o ar é aquecido sem a presença de água, a sua temperatura de orvalho permanece constante. Assim, qualquer processo de aquecimento, durante o qual apenas se adiciona calor sensível, pode ser representado na carta psicrométrica por uma linha horizontal.

O processo 1-2, da Figura 6.8 corresponde a um processo de aquecimento sensível. A aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica, para este sistema de aquecimento, resulta em:

$$\dot{Q}_s + \dot{m}_{\text{ar},1} h_{\text{ar},1} + \dot{m}_{\text{v},1} h_{\text{v},1} = \dot{m}_{\text{ar},2} h_{\text{ar},2} + \dot{m}_{\text{v},2} h_{\text{v},2} \quad (6.22)$$

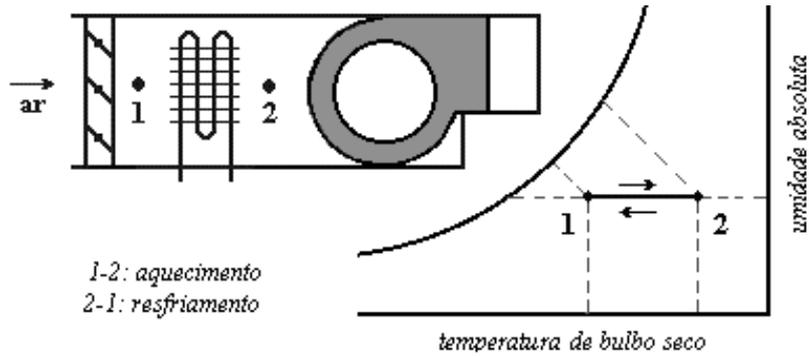


Figura 6.8 - Aquecimento e Resfriamento Sensível.

mas:

$$\dot{m}_{ar,1} = \dot{m}_{ar,2} = \dot{m}_{ar} \quad \left. \begin{array}{l} \dot{m}_{v,1} = \dot{m}_{ar,1} W_1 \\ \dot{m}_{v,2} = \dot{m}_{ar,2} W_2 \end{array} \right\} \dot{m}_{v,1} = \dot{m}_{v,2} = \dot{m}_{ar} W$$

$$\frac{\dot{Q}_s}{\dot{m}_{ar}} = \dot{q}_s = (h_{ar,2} - h_{ar,1}) + W (h_{v,2} - h_{v,1}) \quad (6.23)$$

$$\dot{q}_s = (h_{ar,2} + W h_{v,2}) - (h_{ar,1} + W h_{v,1}) \quad (6.24)$$

Utilizando a definição de entalpia do ar úmido (Eq. 5.7), tem-se finalmente:

$$\dot{q}_s = h_2 - h_1 \quad (6.25)$$

Considerando ainda que $\Delta h \cong c_p \Delta T$, tem-se também:

$$\dot{q}_s = c_p (T_2 - T_1) \quad (6.26)$$

$$\dot{q}_s = c_{p,ar} (T_2 - T_1) + c_{p,v} W (T_2 - T_1) \quad (6.27)$$

6.2.3 – Resfriamento Sensível.

Se o ar for resfriado sem haver condensação, isto é, se somente ocorrer remoção de calor sensível do ar úmido, o processo de resfriamento também pode ser representado na carta psicrométrica por uma linha horizontal.

O processo 2-1 da Figura 6.8 corresponde a um processo de resfriamento sensível. O calor removido do ar pode ser calculado pelas equações apresentados no item anterior.

6.2.4 – Resfriamento e Desumidificação.

Um processo que envolva resfriamento e desumidificação resulta em uma redução da temperatura de bulbo seco e da umidade absoluta do ar úmido. O equipamento mais utilizado para realizar este processo (Figura 6.9), é a serpentina de resfriamento e desumidificação, sendo que esta pode ser de expansão direta ou indireta (água gelada).

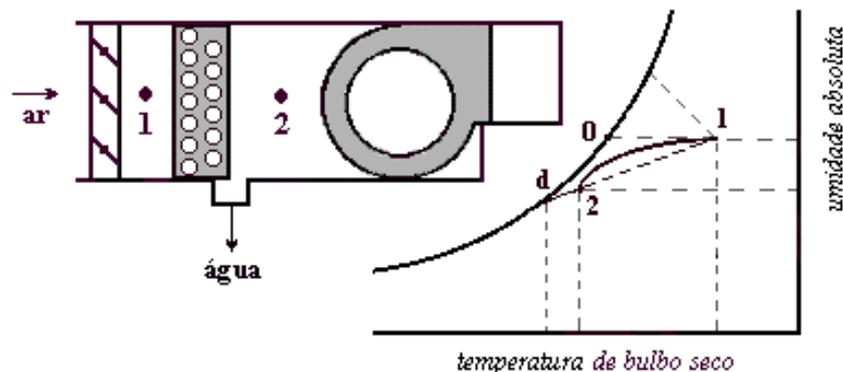


Figura 6.9 - Resfriamento e Desumidificação.

Para que ocorra condensação da umidade do ar, este deve ser resfriado a uma temperatura inferior à sua temperatura de orvalho. Assim, considerando o processo de resfriamento e desumidificação ideal, representado pelo processo 1-0-d na Figura 6.9, onde toda a massa de ar mantém um contato direto e uniforme com a superfície da serpentina de resfriamento, só ocorrerá condensação da umidade quando for atingido o estado indicado pelo ponto 0, isto é, quando a temperatura média do ar for igual à temperatura de orvalho.

No entanto, em um processo real, nem toda a massa de ar mantém um contato direto e uniforme com a superfície da serpentina. A parcela do ar que está em contato com esta superfície se resfria primeiro e, portanto terá uma temperatura inferior à da massa de ar que não está em contato direto com a serpentina. Assim, pode ocorrer condensação da umidade do ar mesmo que a temperatura média de toda a massa de ar seja superior à do ponto de orvalho. Como na carta psicrométrica representa-se a temperatura média da massa de ar, o processo real pode ser representado pela linha 1-2 da Figura 6.9.

A aplicação da 1ª Lei da Termodinâmica, para o sistema de resfriamento e desumidificação da Figura 6.9, resulta na Eq. (5.28), onde h_{H_2O} é a entalpia da água no estado líquido à temperatura T_2 .

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{ar}(h_1 - h_2) - \dot{m}_{H_2O} h_{H_2O} \quad (6.28)$$

Da equação da continuidade tem-se que: $\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{ar}(W_1 - W_2)$ (6.29)

Finalmente, em termos específicos, o calor total removido pode ser calculado por:

$$\dot{q}_{1-2} = (h_1 - h_2) - h_{H_2O}(W_1 - W_2) \quad (6.30)$$

Fator de By-pass (ou Fator de Desvio): Uma forma de analisar o processo de resfriamento e desumidificação é considerar que somente uma parcela do ar sofre resfriamento (Figura 6.10). Sendo que esta parcela está em contato direto e uniforme com a superfície de resfriamento e, portanto se resfria de acordo com o processo ideal, e deixa a serpentina à temperatura T_d . A outra parcela do ar não sofre resfriamento (ar de by-pass).

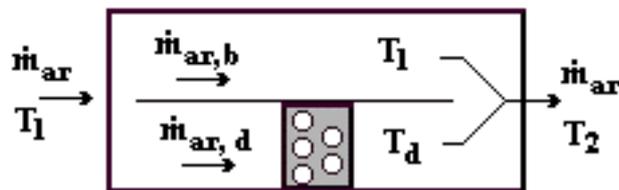


Figura 6.10 - Representação esquemática do Bypass de ar.

O estado final do ar (ponto 2), é então o resultado da mistura adiabática da parcela de ar resfriada à temperatura T_d , com a parcela de ar que não foi resfriada e se encontra à temperatura T_1 . Define-se então o fator de by-pass (b), como sendo:

$$b = \frac{\dot{m}_{ar,b}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{T_2 - T_d}{T_1 - T_d} \quad (6.31)$$

O fator de by-pass depende das características da serpentina de resfriamento e desumidificação e das condições de funcionamento. Podendo-se dizer que:

1. A diminuição da superfície externa de troca de calor (número de tubos e espaçamento de aletas) provoca um aumento do fator de by-pass;
2. A diminuição da velocidade do ar provoca uma diminuição do fator de by-pass (aumenta o tempo de contato entre o ar e as superfícies de troca térmica).

As tabelas abaixo mostram o fator de bypass para serpentinas de resfriamento e desumidificação. A Tabela 6.1 foi obtida para tubos com diâmetro exterior de 16 mm fonte, 315 aletas por metro linear e relação entre superfície externa e superfície interna igual a 12,3. A Tabela 6.2 é válida para diâmetro exterior do tubo de 16 mm, 552 aletas por metro linear e relação superfície externa/interna de 21,5.



Tabela 6.1 - Fatores de bypass de serpentinas de resfriamento e desumidificação (Pizzeti, 1970).

Número de Filas	Velocidade Frontal (m/s)			
	1,5	2,0	2,5	3,0
	Fatores de bypass			
1	0,61	0,63	0,65	0,67
2	0,38	0,40	0,42	0,43
3	0,23	0,25	0,27	0,29
4	0,14	0,16	0,18	0,20
5	0,09	0,10	0,11	0,12
6	0,05	0,06	0,07	0,08
7	0,03	0,04	0,05	0,06
8	0,02	0,02	0,03	0,04

Diâmetro exterior do tubo = 16 mm
315 aletas onduladas por metro linear
Relação superfície externa/interna = 12,3

Tabela 6.2 -- Fatores de bypass de serpentinas de resfriamento e desumidificação

Número de Filas	Velocidade Frontal (m/s)			
	1,5	2,0	2,5	3,0
	Fatores de bypass			
1	0,48	0,52	0,56	0,59
2	0,23	0,27	0,31	0,35
3	0,11	0,14	0,18	0,20
4	0,05	0,07	0,10	0,12
5	0,03	0,04	0,06	0,07
6	0,01	0,02	0,03	0,04

Diâmetro exterior do tubo = 16 mm
552 aletas onduladas por metro linear
Relação superfície externa/interna = 21,5

6.2.5 – Resfriamento e Umidificação.

Se ar não saturado entra em um equipamento semelhante ao da Figura 6.3, o ar será resfriado e umidificado. O processo, que está representado na Figura 6.11 pelo segmento de reta 1-2, ocorre praticamente com temperatura de bulbo úmido constante. Para este processo pode-se definir a “Eficiência de Saturação”, como sendo:

$$\text{Eficiência de Saturação} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_2'} \quad (6.32)$$

Na prática, se o equipamento de resfriamento e umidificação possui uma área de transferência de calor e massa (área da superfície da água nebulizada) suficientemente grande, a eficiência de saturação pode chegar a 92% ou mais.

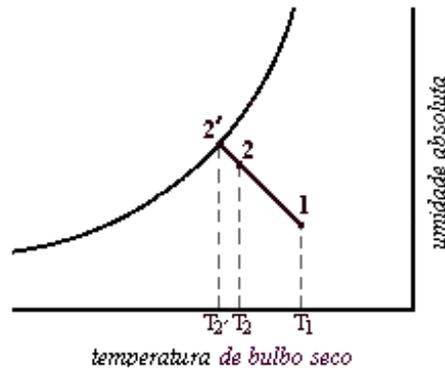


Figura 6.11 - Resfriamento e Umidificação.

6.2.6 – Aquecimento e Umidificação.

O ar pode ser aquecido e umidificado ao mesmo tempo, fazendo-o passar sobre uma bandeja de água quente ou simplesmente pela injeção direta de água quente ou vapor. A água deve ser aquecida durante o processo a fim de fornecer o calor latente necessário para a sua evaporação.

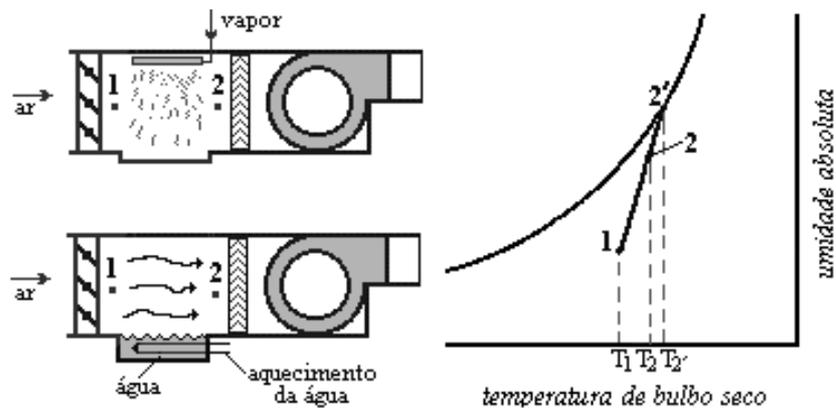


Figura 6.12 - Aquecimento e Umidificação.

Este processo é caracterizado por um aumento de entalpia e umidade específica do ar tratado. Se a temperatura da água é maior que a temperatura de bulbo seco do ar na entrada do condicionador, o ar terá sua temperatura de bulbo seco aumentada, conforme pode ser observado no processo 1-2, da Figura 6.12.

6.2.7 – Aquecimento e Desumidificação.

Quando o ar passa por um desumidificador químico o vapor de água é absorvido ou adsorvido por uma substância higroscópica, como por exemplo, a sílica gel, a alumina ativada e o cloreto de cálcio ou lítio. No caso ideal o processo ocorre adiabaticamente, portanto a entalpia do ar se mantém constante. Assim, desde que a umidade absoluta do ar é reduzida, a sua temperatura deve aumentar, como mostrado no processo 1-2 da Figura 6.13.

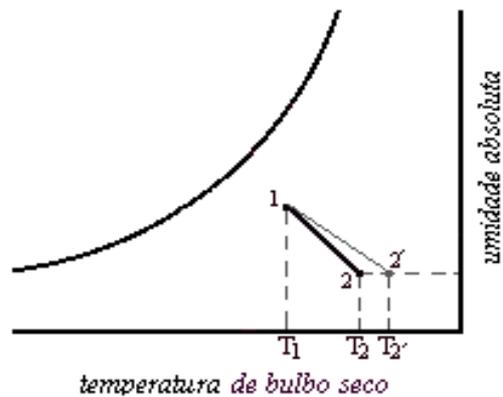


Figura 6.13- Desumidificação Química.

No processo real, há um aumento de entalpia e, portanto o estado final do ar corresponde ao 2' da Figura 6.13. Este aumento de entalpia ocorre porque o calor liberado durante o processo de absorção ou adsorção é maior que o calor latente de condensação do vapor de água, e também porque na prática os materiais utilizados nestes desumidificadores cedem ao ar uma parte do calor absorvido durante seu processo de regeneração.

6.3 – Introdução ao Cálculo Psicrométrico

6.3.1 – Definições

De maneira geral, as instalações de ar condicionado são compostas por: equipamento que promove o condicionamento do ar, dutos de insuflamento de ar nos recintos, dutos para retorno do ar dos recintos; dutos de exaustão de ar; e dutos de renovação de ar. Na Figura 6.14 apresenta-se o desenho esquemático de uma instalação de ar condicionado.

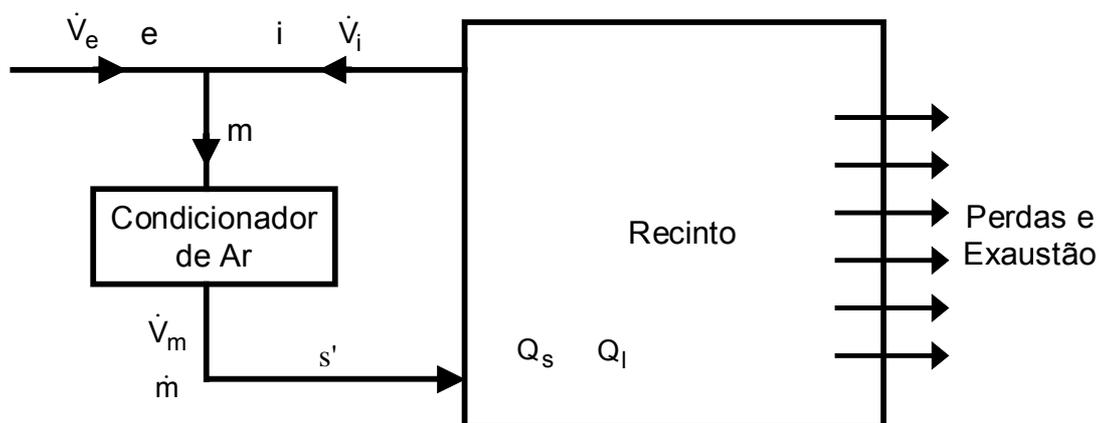


Figura 6.14: Desenho esquemático da instalação de ar condicionado.

onde: e ar nas condições exteriores (ar de renovação ou ventilação);
i ar nas condições internas do ambiente;

- m ar nas condições de mistura do ar de retorno e de ventilação;
- s' ar nas condições de insuflação após sair do condicionador;
- \dot{V}_m vazão de ar de insuflação;
- \dot{m} vazão em massa
- \dot{V}_i vazão de ar de retorno;
- \dot{V}_e vazão de ar de ventilação;
- \dot{Q}_s carga térmica sensível interna do ambiente;
- \dot{Q}_l carga térmica latente interna do ambiente.

Existem variantes de equipamentos que podem atender aos objetivos de condicionamento do ar em função das necessidades do ambiente, tanto no que diz respeito a temperatura e umidade como em termos de limpeza do ar.

Como exemplo, apresenta-se a descrição do funcionamento do condicionador do tipo “Self-contained”. Na Figura 6.15 apresenta-se o corte de um equipamento autônomo “self-contained” resfriado a água. O ventilador aspira o ar, que entra pela veneziana, passa pelo filtro e passa através de uma serpentina, onde é resfriado e desumidificado. As gotículas de água condensada na serpentina são recolhidas pela bandeja. Na parte inferior encontra-se o condensador e o compressor.

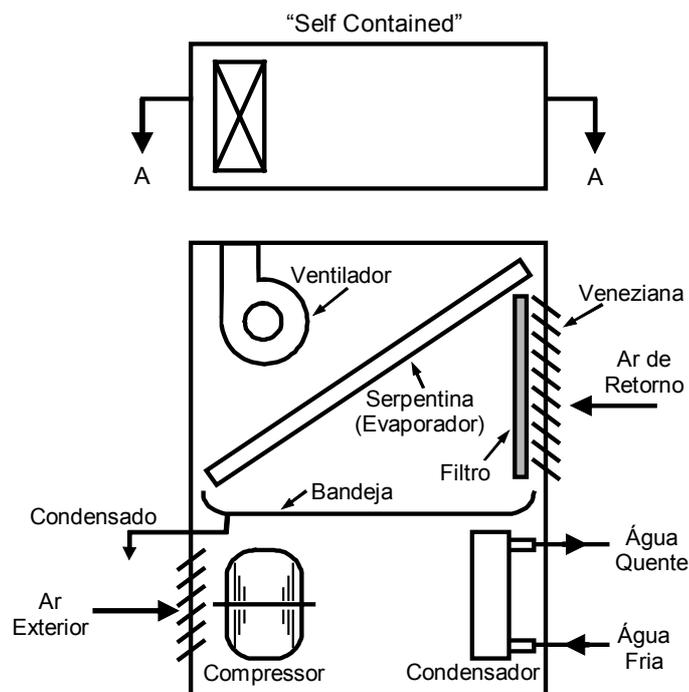


Figura 6.15: Condicionador Self-Contained.



6.3.2 – Carga Térmica

O ar fornecido ao recinto condicionado deve ter baixa entalpia e baixa umidade para compensar as adições de calor e umidade do recinto devido às fontes internas e externas. A vazão de ar de ventilação \dot{V}_e é sempre conhecida e encontra-se tabelada de acordo com o uso do ambiente e número de ocupantes do recinto (ABNT NBR6401).

A carga térmica sensível interna do ambiente inclui: calor conduzido através da estrutura, radiação através de janelas e calor sensível liberado por fontes internas. As fontes de carga térmica latente são as pessoas, equipamentos que liberam umidade e migração de umidade através da estrutura (paredes permeáveis).

Os valores de \dot{Q}_s e \dot{Q}_l também incluem o calor sensível e latente do ar de infiltração do recinto, mas não inclui o calor que é adicionado ao sistema de ar condicionado pelo ar de ventilação ou renovação.

6.3.3 – Curva de Carga do Recinto

O ar ao ser insuflado no ambiente, nas condições s' , deve ter certas propriedades que combinadas satisfaçam as equações (5.33) e (5.34) ao mesmo tempo, isto é, o aquecimento sensível do ar insuflado será igual a carga térmica sensível interna (\dot{Q}_s), enquanto que o ganho de calor devido a umidade será igual a carga térmica latente interna (\dot{Q}_l).

Logo para o aquecimento sensível, tem-se:

$$\dot{m}_m \cdot (T_i - T_{s'}) \cdot c_p = \dot{Q}_s$$

Considerando-se o ar padrão tem-se:

$$1,2 \dot{V}_m (T_i - T_{s'}) c_p = \dot{Q}_s \quad (6.33)$$

Para o ganho de calor devido a umidade tem-se:

$$\dot{m}_m \cdot (W_i - W_{s'}) h_{lv} = \dot{Q}_l$$

$$\dot{V}_m \rho_a (W_i - W_{s'}) h_{lv} = \dot{Q}_l \quad (6.34)$$

Dividindo (5.33) por (5.34) obtém-se:



$$\frac{(T_i - T_{s'})}{(W_i - W_{s'})} = \frac{\dot{Q}_s c_p}{\dot{Q}_l h_{lv}} \quad (6.35)$$

Esta equação representa uma reta na carta psicrométrica, que une os pontos (i) e (s')

$$W_{s'} = W_i - \frac{\dot{Q}_s c_p}{\dot{Q}_l h_{lv}} (T_i - T_{s'}) \quad (6.36)$$

A equação (5.36) é a curva de carga do recinto. O coeficiente da curva de carga indica a proporção entre a carga sensível e a latente. Uma curva muito inclinada ocorrerá quando o ambiente tiver uma carga latente elevada.

Uma outra forma de indicar a relação entre as cargas latente e sensível é através do “fator de calor sensível” (fcs). O fator de calor sensível é definido como:

$$fcs = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_l} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_l} \quad (6.37)$$

Valores elevados do fator de calor sensível correspondem à pequena carga latente e a curva de carga menos inclinada. Valores típicos do fator de calor sensível variam entre 0,60 a 0,85.

Exemplo 3.1. Uma loja comercial tem carga térmica sensível de 150000 kJ/h e carga térmica latente de 45000 kJ/h, devido a fontes internas e externas, não incluindo o ar de ventilação. A loja é mantida a 24°C e 50% de umidade relativa. Determinar:

- O fator de calor sensível; e
- A temperatura na interseção da reta de carga com a linha de saturação (UR=100%)

Obs: Utilizar a carta psicrométrica dada pela Figura 6.6.a.

$$\text{Solução. } fcs = \frac{Q_s}{Q_l} = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} = \frac{150000}{150000 + 45000} \therefore fcs = 0,77$$

a) Para facilitar o traçado da reta de carga basta tomarmos dois pontos. Um ponto já conhecido, ou seja, o ponto que corresponde às condições internas (i). O outro será arbitrado de tal forma que a equação da reta de carga seja satisfeita. Assim, para o ponto (y) a temperatura de 15°C, calcula-se a entalpia do ponto (y), isto é I_y :

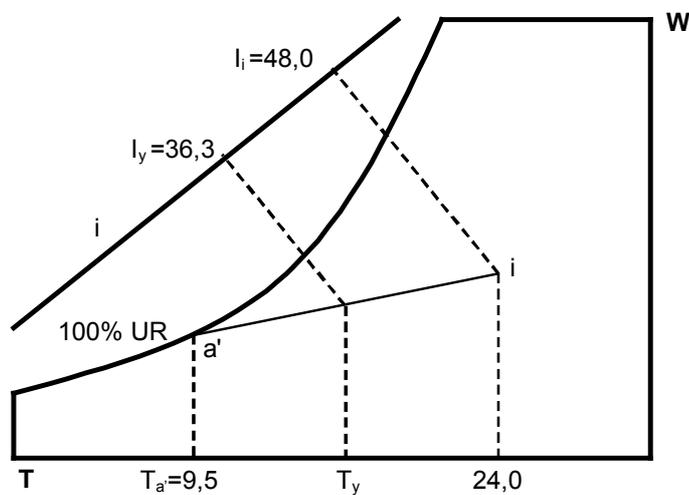


$$fcs = \frac{Q_s}{Q_l} = \frac{\dot{m}.c_p.(T_i - T_{s'})}{\dot{m}.(l_i - l_{s'})} = \frac{c_p(T_i - T_{s'})}{(l_i - l_{s'})} = \frac{1,004(24,0 - 15,0)}{(48 - l_y)} = 0,77$$

$$h_y = 36,3 \text{ kJ/kg}$$

logo, do diagrama psicrométrico $T_{s'} = 9,5^\circ\text{C}$

Com os pontos *i* e *y* pode-se então traçar na carta psicrométrica a curva de carga para o recinto e determinar-se a temperatura T_a , assim tem-se:



6.3.4 – Condicionamento de Ar de Verão

Normalmente no verão $T_e > T_i$ e $W_e > W_i$, considerando o sistema de ar condicionado padrão da Figura 6.16 tem-se a evolução na carta psicrométrica dada na Figura 6.17.

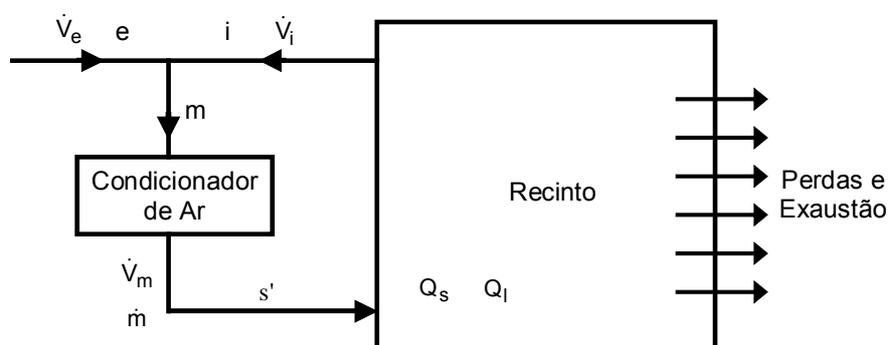


Figura 6.16 Sistema de ar condicionado padrão

onde: *e* ar nas condições exteriores (ar de renovação ou ventilação)
i ar nas condições internas do ambiente;



- m ar nas condições de mistura do ar de retorno e de ventilação;
- s' ar nas condições de insuflação após sair do condicionador;
- \dot{m} vazão em massa

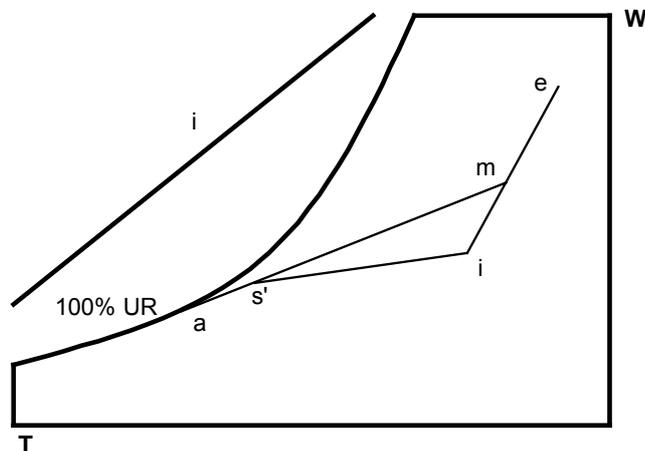


Figura 6.17: Evolução na carta psicrométrica - Sistema de ar condicionado padrão

O ar entra na serpentina na condição m e sai na condição s'. Assim, tem-se:

- $\overline{ms'}$ evolução do ar na serpentina;
- $\overline{s'i}$ evolução do ar no interior do ambiente condicionado;
- s' condição em que o ar é insuflado (saída do condicionador);
- a ponto de orvalho do aparelho (ADP)

A condição s' poderia ser obtida pela mistura de uma quantidade de ar na condição m com uma quantidade de ar na condição a. Lembrando que a vazão de ar em s' é \dot{V}_m , pode-se mostrar que:

$$\frac{\overline{as'}}{\overline{am}} V_m \quad \text{Parcela de ar que ao passar pela serpentina permaneceu na condição m}$$

$$\frac{\overline{s'm}}{\overline{am}} V_m \quad \text{Parcela de ar que ao passar pela serpentina permaneceu na condição a}$$

Assim pode-se calcular o “Fator de bypass” ou Desvio (b), através dos segmentos de reta, mostrados na figura acima.



$$f = \frac{\overline{as'}}{\overline{am}} \frac{V_m}{V_m} \Rightarrow f = \frac{\overline{as'}}{\overline{am}}$$

Da mesma forma pode-se definir o “Fator de Contato”:

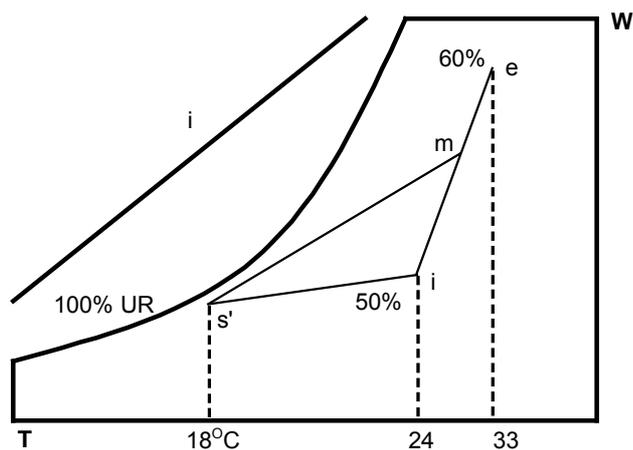
$$(1-f) = \frac{\overline{s'm}}{\overline{am}}$$

Exemplo 3.2. Considere que no exemplo 3.1 a loja seja servida por uma instalação de ar condicionado. Condições a serem mantidas na loja: 24,0°C e 50% UR. No sistema são empregados 25% de ar, nas seguintes condições: Temperatura de Bulbo Seco = 33,0°C e Umidade Relativa = 60%. O ar é insuflado na sala com uma temperatura 6°C abaixo da que deve ser mantida na sala. Pede-se calcular:

- O esquema na carta psicrométrica mostrando a evolução
- A vazão de ar insuflado;
- As cargas térmicas (sensível e latente); e
- O peso de água retirada pelo condicionador na desumidificação do ar.

Obs: Utilizar a carta psicrométrica dada pela Figura 6.6.a.

Solução. a)



$$b) \quad \dot{Q}_s = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_i - T_{s'}) \quad \therefore 150000 = \dot{m} \cdot 1004 \cdot (24,0 - 18,0) \quad \therefore \dot{m} = 24900 \text{ kg/h}$$

$$\text{ou} \quad \dot{V}_m = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{ar}}} = \frac{24900}{1,16} = 21465 \text{ m}^3/\text{h} \quad \text{ou ainda} \quad \dot{V}_m = \frac{21465}{3600} \text{ m}^3/\text{s} = 6 \text{ m}^3/\text{s}$$



c) Da carta pode ser medido geometricamente o valor do segmento $\bar{i}e = 7,0\text{ cm}$, lembrando que:

$$\frac{\bar{i}m}{\bar{i}e} = 0,25 \quad \text{vem que} \quad \bar{i}m = 1,75\text{ cm} \Rightarrow T_m = 26,3^\circ\text{C}$$

Logo, os outros valores são:

$$h_m = 56,0\text{ kJ/kg}$$

$$h_{s'} = 40,0\text{ kJ/kg}$$

$$W_m = 11,6\text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$$

$$W_{s'} = 8,5\text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$$

Assim, tem-se:

$$\dot{Q}_s = \dot{m}.c_p.(T_m - T_{s'})$$

$$\dot{Q}_s = 24900.1,004.(26,3 - 18) \Rightarrow \dot{Q}_s = 207496,7\text{ kJ/h}$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}.\lambda.(W_m - W_{s'}) = 24900.2449,3.\frac{(11,6 - 8,5)}{1000} \Rightarrow \dot{Q}_l = 189061,5\text{ kJ/h}$$

$$d) \quad \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}.\frac{(W_m - W_{s'})}{1000} = 77,19\text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$$



PROBLEMAS:

- 1) Para o projeto de sistemas de ar condicionado, devem ser utilizadas temperaturas de 31 e 24 °C, para bulbo seco e bulbo úmido, respectivamente, como condições externas de verão na cidade de São Paulo, segundo a norma NBR-6401. Determinar, para estas condições, a umidade relativa, o conteúdo de umidade, a entalpia, o volume específico e a temperatura de orvalho do ar.
- 2) Ar exterior a 35 °C BS e 24 °C BU é misturado com ar de uma sala a 25 °C BS e 18 °C BU. A mistura final consistirá em 30% de ar exterior e 70% de ar da sala. Determine as temperaturas BS e BU, a entalpia, o volume específico e a umidade absoluta da mistura.
- 3) Um sistema de ar condicionado que opera na cidade de Santos – SP, está projetado para manter o ambiente com 24 °C de temperatura de bulbo seco e 50% de umidade relativa. A vazão total de ar insuflada no ambiente é igual a 6800 m³/h, e a taxa de renovação de ar é igual 15%. Determinar as condições da mistura (ar externo + ar de retorno) na entrada da serpentina do condicionador de ar. (Observação: utilizar $T_{BS} = 33$ °C e $T_{BU} = 27$ °C como condições externas para Santos - NBR6401).
- 4) Um sistema deve utilizar resistências elétricas para aquecer 4000 m³/h de ar desde a temperatura de 10 °C (bulbo seco) e 70% de umidade relativa, até a temperatura de 25 °C (bulbo seco). Qual a umidade relativa na saída das resistências elétricas? Qual deve ser a potência destas resistências? (considere que o processo ocorre em São Paulo).
- 5) Uma vazão volumétrica de ar de 17000 m³/h a $T_{BS} = 30$ °C e 50% de umidade relativa, passa por uma serpentina de resfriamento, sendo resfriado até 14 °C (BS) e 90% de umidade relativa. Considerando que este processo ocorre ao nível do mar, qual o calor trocado no processo?
- 6) Ar úmido entra em um lavador de ar (resfriador evaporativo) a 35 °C de temperatura de bulbo seco e 10% de umidade relativa. O lavador tem uma eficiência de saturação de 85%. Determine a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar na saída deste equipamento, considerando que o mesmo opera ao nível do mar.
- 7) Uma vazão de ar úmido igual 100 kg/min a 20 °C BS e 8 °C BU, passa por um umidificador, do qual sai com temperatura de bulbo seco igual 20,2 °C e temperatura de orvalho igual a 13 °C. Calcule a vazão de água evaporada no umidificador. (considere que o processo ocorre na cidade de São Paulo).



Capítulo 7 – Características dos Sistemas de Condicionamento de Ar

7.1 – Introdução

Uma instalação de ar condicionado deve ser capaz de manter ao longo de todo o ano e em todos os ambientes condicionados, as condições de temperatura e umidade especificadas. Deve também promover a higienização dos ambientes, mediante a introdução de uma quantidade de ar externo adequada, a qual, juntamente com o ar de recirculação, deve ser devidamente filtrada. O sistema de ar condicionado necessita ainda ser capaz de manter a velocidade do ar, nos ambientes ocupados, dentro dos limites requeridos para proporcionar um máximo conforto aos seus ocupantes.

O controle da pureza e do movimento do ar normalmente não apresenta grandes dificuldades, bastando um cálculo correto da vazão de ar, um projeto eficiente do sistema de distribuição e a seleção adequada do sistema de filtragem.

O grande problema apresentado pelas instalações de ar condicionado para conforto, é conseguir manter as temperaturas nos diferentes ambientes, dentro dos limites estabelecidos em projeto, durante todo o ano. Este problema se torna ainda mais importante quando são considerados edifícios que estão submetidos simultaneamente a cargas térmicas positivas (necessidade de resfriamento) e negativas (necessidade de aquecimento), em diferentes zonas.

Os diferentes tipos de instalações de ar condicionado se classificam de acordo com o fluido(s) utilizado(s) para “transportar energia”, de forma a equilibrar as cargas térmicas sensíveis e latentes do ambiente. Assim, se distinguem as seguintes instalações:

1. Instalações Apenas Ar. Utilizam unicamente o ar, com o objetivo citado acima.
2. Instalações Ar-Água. Utilizam estes dois fluidos para atender as cargas.
3. Instalações Apenas Água. Utilizam somente a água, para equilibrar as cargas.
4. Instalações de Expansão Direta.

Os sistemas Apenas Ar e Ar-Água podem por sua vez ser subdivididos em instalações de alta e baixa velocidade. Nas instalações de alta velocidade o ar, dentro dos dutos, se desloca a velocidades superiores a 11 m/s, o que resulta em um menor espaço ocupado pela rede de dutos. Nestas instalações é freqüente há necessidade de se efetuar um tratamento acústico nos dutos e insufladores (grelhas, difusores, etc.), devido ao maior nível sonoro do ventilador e do aumento dos ruídos no interior dos próprios dutos, o que é raro nas instalações de baixa velocidade. É importante salientar que a adoção de alta velocidade está normalmente relacionada a problemas arquitetônicos, estruturais ou econômicos.



Do ponto de vista funcional, é importante salientar que as nas edificações se distinguem, em geral, dois tipos fundamentais de zonas: as internas e as perimetrais.

- Zonas Internas. Caracterizam-se por possuir uma carga térmica positiva e uniforme ao longo de todo o ano. Estas zonas são normalmente condicionadas por uma instalação independente, freqüentemente de duto único com reaquecimento ou com vazão de ar variável. A diferença entre o ar ambiente e o ar insuflado é geralmente baixa.
- Zonas Perimetrais (ou externas). Estas zonas são caracterizadas por possuírem cargas térmicas fortemente variáveis em função da hora e da estação do ano, podendo ser positivas ou negativas, de acordo com as condições exteriores. Assim, as instalações destinadas a condicionar estas zonas devem ser dotadas de grande flexibilidade.

A seguir é feito um estudo dos principais tipos de sistemas de ar condicionado, evidenciando suas possibilidades e limitações para atender as diferentes cargas térmicas, durante todas as estações do ano.

7.2 – Instalações Apenas Ar

7.2.1 – Instalações com um Duto e Variação da Temp. e/ou da Vazão (Zona Única).

Estas instalações se caracterizam por baixo custo inicial e manutenção centralizada, apresentando a possibilidade de funcionar com ar exterior durante as estações intermediárias. A regulação da temperatura ambiente (resfriamento) pode ser efetuada por meio de um termostato de ambiente, ou no ar de recirculação, que atua de acordo com uma das formas descritas a seguir.

7.2.1.1 – Instalações com regulação da serpentina de resfriamento.

Ao diminuir a temperatura do ar de recirculação (ou do ambiente) o termostato (T), de duas posições, provoca o fechamento da válvula solenóide (S). O compressor continua funcionando até que seja desligado por ação do pressostato de baixa (P). Quando a temperatura aumenta o termostato (T) abre a válvula solenóide (S) e põe em funcionamento o compressor.

Como variante do sistema de regulação descrito, o termostato pode fechar a válvula solenóide e desligar o compressor. Um travamento entre o motor do compressor e o do ventilador, não permite que o primeiro entre em operação se o segundo já não estiver funcionando.

A umidade relativa ambiente tende a aumentar durante os períodos em que o compressor está desligado, já que o ar externo de ventilação é introduzido no ambiente sem que seja desumidificado.

Pode-se obter o mesmo tipo de regulação para um sistema de expansão indireta, isto é, um sistema com serpentina de água gelada, mediante a utilização de uma válvula de 2 vias (tudo-nada) no circuito de água gelada. Este tipo de instalação se adapta muito bem a ambientes que possuem

uma carga térmica fundamentalmente constante, e a ambientes em que a porcentagem de ar externo de ventilação é baixa.

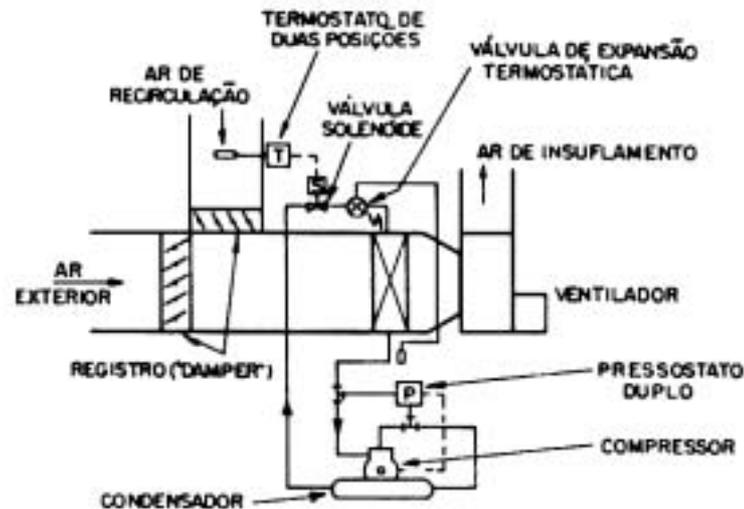


Figura 7.1. Instalação de Expansão Direta Com Regulagem Tudo-Nada.

7.2.1.2 - Instalações com by-pass da serpentina de resfriamento.

Ao diminuir a temperatura do ar de recirculação (ou do ambiente) o termostato (T), faz diminuir a vazão de ar que atravessa a serpentina de resfriamento e aumenta a vazão de ar de by-pass. Este termostato (T) comanda o servomotor (M), que por sua vez posiciona os dampers de forma a obter as vazões desejadas.

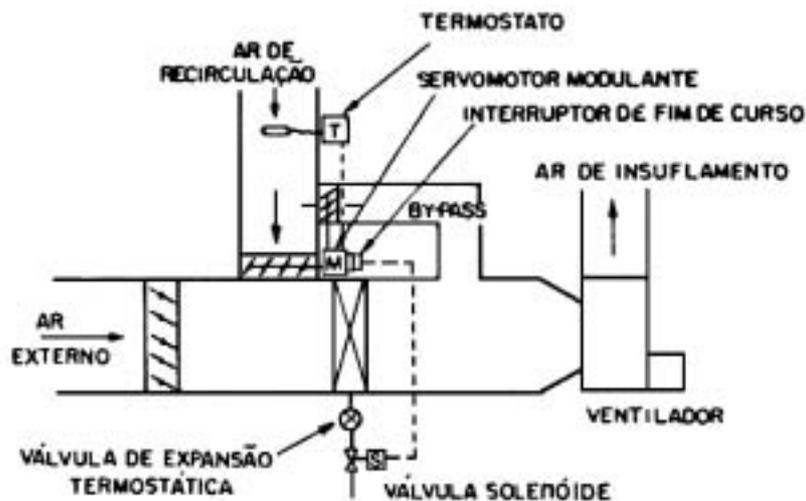


Figura 7.2. Instalação de Expansão Direta Com Bypass do Ar de Recirculação.

Para evitar a formação de gelo sobre a serpentina em condições de carga mínima, existe um interruptor de fim de curso (I), acionado pelo servomotor (M), que fecha a válvula solenóide (S),

quando o damper da serpentina está próximo da posição completamente fechado. O compressor é então desligado pelo pressostato de baixa, e fica nesta condição até que o interruptor (I), abra novamente a válvula solenóide (S).

Deve-se observar que é mais conveniente “bypassar” o ar de recirculação, em lugar do ar exterior ou da mistura de ar exterior e ar de recirculação, pois estes últimos possuem umidade absoluta maior. Quando é efetuado o by-pass do ar de recirculação, tem-se um controle da umidade notavelmente melhor que a instalação do item anterior, além de uma temperatura ambiente bem mais constante.

7.2.1.3 – Instalações com regulação da serpentina de reaquecimento.

Ao aumentar a temperatura do ar de recirculação o termostato (T) abre a válvula solenóide (S), e coloca o equipamento frigorífico em operação. Ao diminuir a temperatura do ar de recirculação o termostato (T) fecha a válvula solenóide (S) e abre progressivamente a válvula modulante (V), colocada no circuito de água da serpentina de reaquecimento. Quando a umidade relativa do ar de recirculação aumenta, o umidistato (H) abre a válvula solenóide (S) e o equipamento frigorífico entra em funcionamento, resfriando e desumidificando o ar. O termostato (T) regula o reaquecimento do ar, de maneira que a temperatura no ambiente seja a requerida.

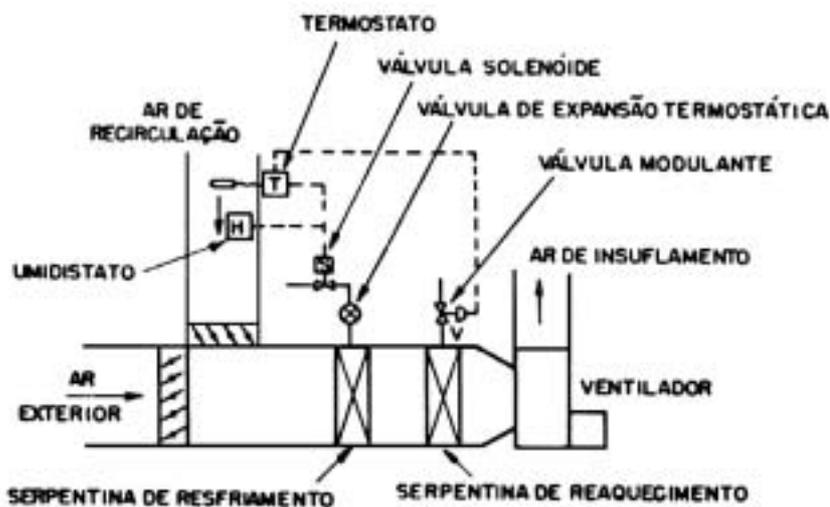


Figura 7.3. Instalação de Expansão Direta Com Reaquecimento.

A instalação descrita anteriormente permite manter no ambiente a temperatura desejada e uma umidade relativa igual ou inferior a de projeto. Este tipo de instalação, caso seja for completado com alguns acessórios, como, por exemplo, umidificadores, permite realizar um uma excelente regulação da temperatura e da umidade relativa do ambiente. No entanto, apresenta um elevado custo inicial e de operação.

7.2.2 – Instalações com um Duto e Variação da Temp. e/ou da Vazão (Múltiplas Zonas).

7.2.2.1 – Instalações com vazão constante e temperatura variável.

Este tipo de instalação, destinado ao condicionamento de múltiplas zonas, representa uma evolução das instalações descritas nos itens anteriores. A vazão total de ar a ser insuflada (soma da vazão de todas as zonas), é resfriada em um único condicionador, a uma temperatura que permita atender as exigências do ambiente com maior carga de resfriamento. Para cada zona, a regulação da temperatura se realiza independentemente, através de reaquecimento até à temperatura necessária para satisfazer a carga da zona correspondente.

Da mesma forma que a instalação com reaquecimento para zona única, este tipo de sistema permite um bom controle da temperatura e da umidade ambiente, mas também apresenta um elevado custo inicial e de operação.

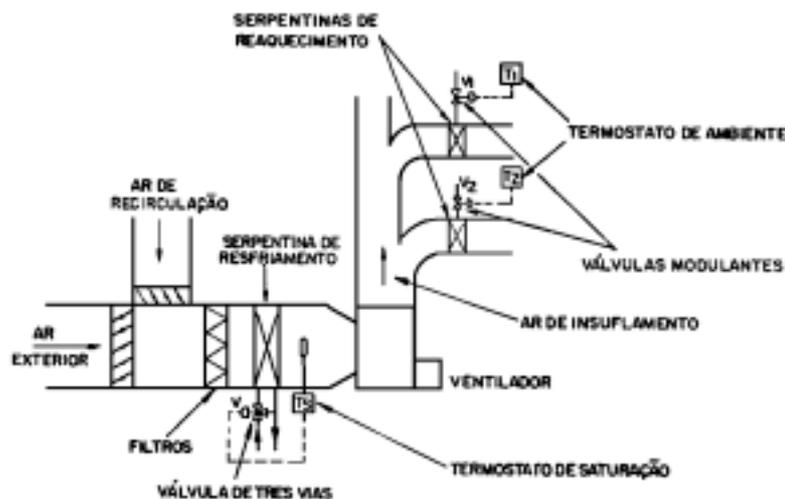


Figura 7.4. Instalação Com Reaquecimento Para Múltiplas Zonas.

A vazão de ar de cada zona é calculada em função do máximo calor sensível da mesma, e da diferença de temperaturas entre o ar da sala e o introduzido. A central frigorífica deverá ser dimensionada para a carga que se obtém ao multiplicar a soma das vazões de cada uma das zonas, pela diferença de entalpia do ar entre entrada e saída da serpentina de resfriamento.

Este sistema é indicado para condicionamento de zonas internas de edifícios, que são caracterizadas por possuir cargas térmicas uniformes e positivas, para ambientes com baixo fator de calor sensível e instalações que exigem controle rigoroso de temperatura.

7.2.2.2 – Instalações com temperatura constante e vazão variável.

Ao diminuir a temperatura de uma determinada zona o respectivo termostato ambiente (T_1 , T_2 , etc.), reduz a vazão de ar introduzida na zona em questão. O termostato ambiente atua sobre um

servomotor (M_1 , M_2 , etc.) acoplado ao seu respectivo damper. E o termostato (T_S), controla o ponto de orvalho do ar na saída da serpentina de resfriamento, atuando sobre a válvula (V_e).

O controlador de pressão estática (P), comanda um damper motorizado situado na aspiração do ventilador, de forma a manter uma diferença de pressão estática constante entre a descarga do ventilador e o ambiente de referência. Este controle impede que, ao fechar o damper de alguma zona, a vazão de ar que chega às demais aumente sensivelmente, como consequência do aumento de pressão estática.

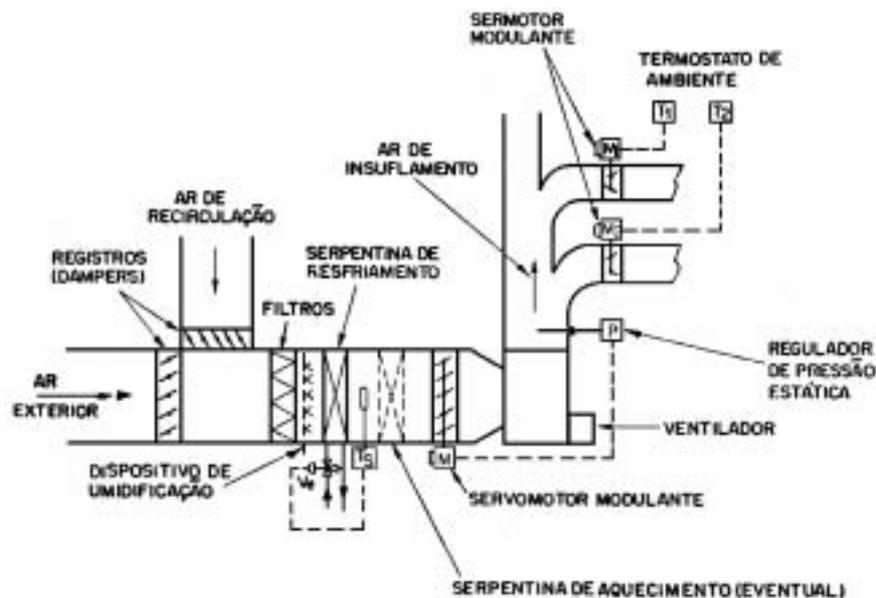


Figura 7.5. Instalação Com Temperatura Constante e Vazão Variável (Múltiplas Zonas).

Este sistema é mais econômico, uma vez que a vazão de ar que chega nas diferentes zonas é função das cargas a que elas estão submetidas. Por outro lado, seu campo de aplicação é limitado, pois para obter bons resultados é necessário que a vazão para cada zona não seja reduzida além de 55% a 80% da vazão máxima, para evitar que se produzam grandes alterações no sistema de distribuição de ar do ambiente. O limite inferior citado pode variar muito, influenciado pelo sistema adotado para a distribuição do ar nas zonas.

Na Figura 7.5, é mostrada uma serpentina de aquecimento para inverno, que controla a temperatura do ar em função da temperatura do ar externo, e também um umidificador. Deve-se observar que durante o inverno a ação do termostato do ambiente deve ser invertida, isto é, ele deve agir no sentido de abrir o damper quando a temperatura no respectivo ambiente diminui.

A vazão de ar, para cada zona, deve ser calculada considerando o calor sensível da mesma e uma temperatura de insuflamento do ar igual à requerida pela maior parte das zonas consideradas, com o respectivo fator de calor sensível.

7.2.2.3 – Instalações com temperatura e vazão variável.

Ao diminuir a temperatura de uma determinada zona, o termostato ambiente (T_1 , T_2 , etc.) fecha o damper correspondente reduzindo a vazão de ar insuflado na respectiva zona. O sistema opera reduzindo a vazão até que se atinja um valor pré-determinado e, uma vez atingido este valor, qualquer posterior redução da temperatura ambiente faz com que o termostato abra gradualmente a válvula instalada no circuito de água, da serpentina de aquecimento. Com relação à pressão estática na saída do ventilador e ao controle da temperatura do ar na saída da serpentina de resfriamento, o sistema opera da mesma forma que a instalação descrita no item anterior.

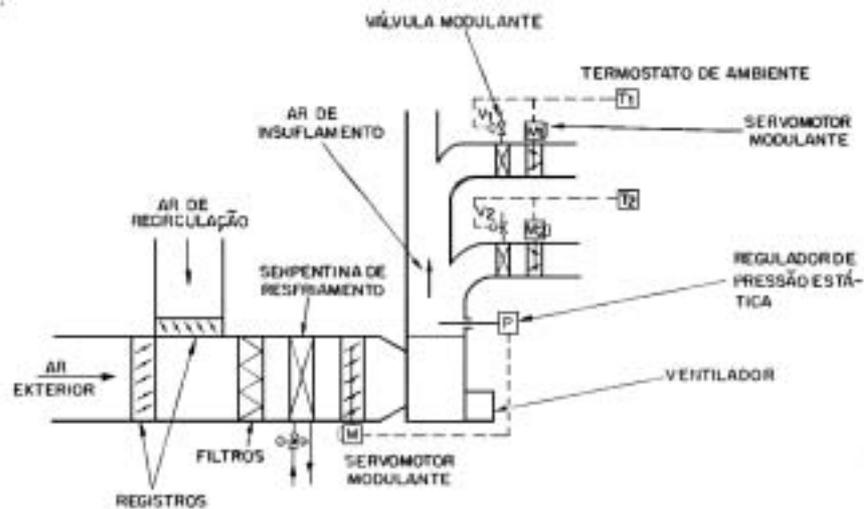


Figura 7.6. Instalação Com Variação de Vazão e Temperatura.

7.2.2.4 – Instalações com vazão variável e recirculação local.

Um condicionador de ar central fornece ar frio e desumidificado (ar primário) a um certo número de condicionadores de zona (constituídos de um ventilador e um sistema de dampers conjugados) que, em função das necessidades de cada zona, misturam uma vazão variável de ar primário com uma vazão, também variável, de ar de recirculação (ar secundário). Para cada condicionador que serve uma determinada zona, a soma das vazões de ar primário e secundário é aproximadamente constante, portanto a distribuição de ar no ambiente é satisfatória independentemente da carga.

Cada condicionador de zona pode ainda ser dotado de uma serpentina de aquecimento, se for necessário, o que dá origem às instalações denominadas “Instalações com vazão variável, recirculação local e temperatura variável”. Este tipo de instalação foi muito empregado em sistemas de ar condicionado de edifícios de escritórios.

A distribuição de ar primário, aos condicionadores de zona, pode ser realizada à alta velocidade, enquanto que a distribuição da mistura de ar primário e secundário aos ambientes é realizada à baixa velocidade.

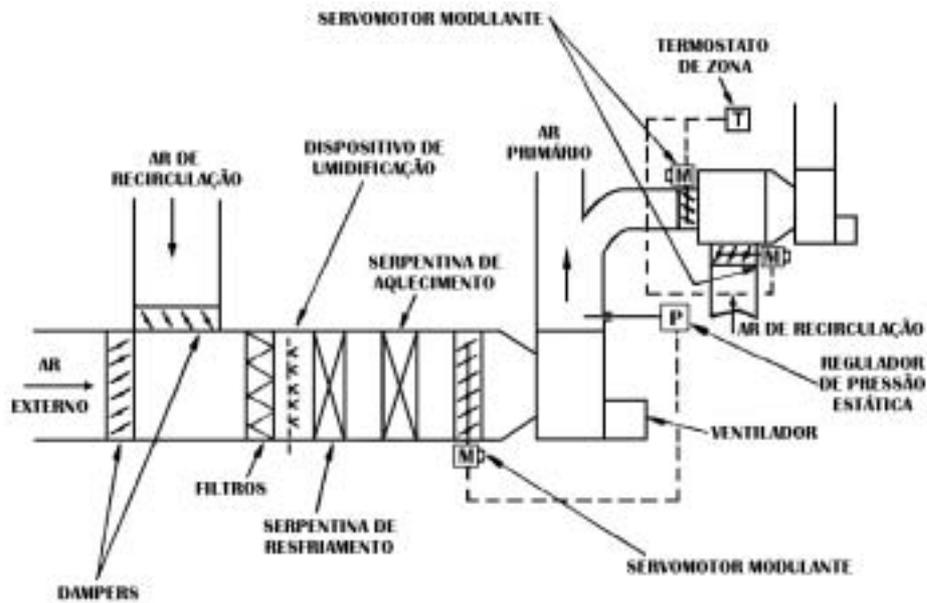


Figura 7.7. Instalação Com Vazão Variável e Recirculação Local

7.2.2.5 Instalações Duplo Duto.

Em uma instalação do tipo duplo duto a vazão total de ar é tratada em um único condicionador central, sendo depois distribuída, aos diferentes ambientes (zonas), por meio de dois dutos, geralmente paralelos, um dos quais transporta ar frio e o outro ar quente. Em cada ambiente existe um dispositivo terminal (caixa de mistura), comandado por um termostato, que faz a mistura do ar frio com o ar quente, de forma a atender a sua carga térmica.

As instalações do tipo duplo duto, apresentadas a seguir, diferem essencialmente pela sua capacidade de manter a umidade relativa do ambiente próxima do seu valor de projeto, quando ocorre variação da carga sensível, e também pela sua capacidade de fornecer a vazão de ar exterior tratado, com relação à vazão total de ar.



Figura 7.8. Instalação com somente um ventilador de insuflamento e serpentina de desumidificação na descarga do mesmo.



As instalações do tipo duplo duto dotadas de somente um ventilador de insuflamento e serpentina de desumidificação localizada na descarga do mesmo (Figura 7.8) são as mais simples e econômicas. No entanto, neste tipo de instalação ocorre a entrada de ar exterior não desumidificado no duto de ar quente. Assim, nos ambientes em condições de carga parcial, que necessitam de uma parcela de ar quente, ocorrerá um aumento da umidade relativa, a qual poderá atingir valores superiores aos de projeto. Uma forma de evitar o aumento da umidade é através do reaquecimento do ar quente, o que obviamente exigirá um aumento da proporção de ar frio na mistura.

Nos ambientes com carga nula, o termostato deverá controlar a mistura de ar frio com ar quente de forma que a temperatura do ar insuflado seja idêntica à temperatura do ambiente. Deve-se observar que a umidade nestes ambientes também tenderá a aumentar. E

Estas instalações podem ser empregadas com sucesso para o condicionamento de ar em edifícios destinados a escritórios, localizados em regiões de climas moderados, e com porcentagem de ar externo não superior a 40%.

A Figura 7.9 mostra o esquema de funcionamento do controle automático de uma instalação do tipo duplo duto, dotada de serpentina de pré-aquecimento na tomada de mínimo ar externo, para verão e inverno. Deve-se observar que embora o controle apresentado nesta figura seja do tipo pneumático, o princípio de funcionamento da instalação, com outro tipo de controle, é muito semelhante ao apresentado nesta figura.

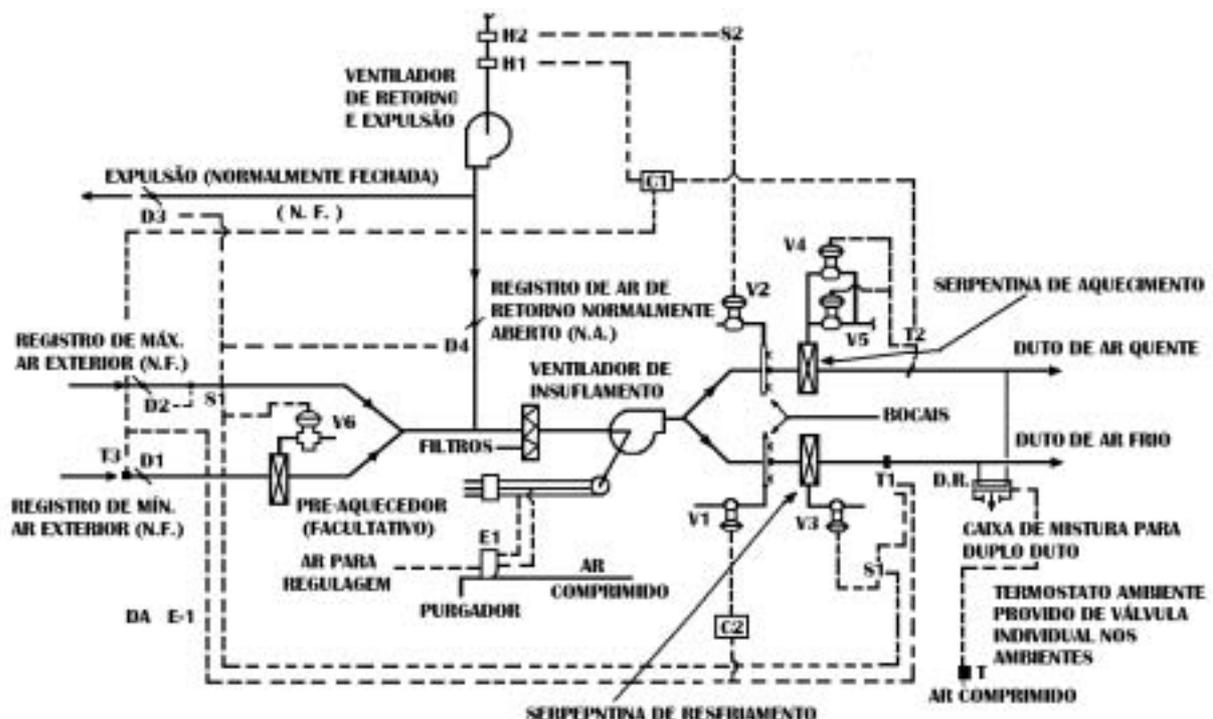


Figura 7.9. Esquema de controle para uma instalação de do tipo duplo duto.



Quando o ventilador entra em operação o relé E1 é acionado, liberando ar comprimido para o sistema de controle, que abre imediatamente o damper de mínimo ar exterior (D1). Durante a operação de verão (interruptor S1 na posição verão) o termostato T1, cujo bulbo sensível se encontra no duto de ar frio, regula a válvula V3, instalada no circuito de água gelada, de forma que se mantenha a temperatura desejada neste duto. O termostato sub-master T2, cujo bulbo sensível está situado no duto de ar quente, é regulado de forma que a temperatura mínima do ar, no duto quente, seja superior à dos ambientes, em aproximadamente 3 °C, o que geralmente não requer reaquecimento.

Quando as cargas internas são baixas e o tempo está úmido, o umidistato de verão H1, solicita o reaquecimento do ar no duto quente, que é controlado pela atuação do termostato T2, sobre as válvulas V4 e V5, situadas na linha de água quente ou na de vapor.

Para o funcionamento em estações intermediárias ou de inverno, quando a refrigeração não for necessária, o interruptor de verão S1 é colocado na posição de inverno, e o termostato T1 passa a controlar a temperatura no duto de ar frio, pela sua atuação sobre os dampers de máximo ar externo (D2), ar de expulsão (D3) e ar de recirculação (D4). Se existe a possibilidade do sistema operar somente com ar externo, pode ser necessária a instalação de um ventilador de expulsão, dimensionado para o excesso de ar introduzido.

Por razões de economia, e para que o reaquecimento seja mínimo, pode-se utilizar a pulverização de água (da rede ou de recirculação) no duto frio, antes de se iniciar a modulação dos dampers D2, D3 e D4, mas esta pulverização é raramente efetuada.

A temperatura no duto quente é regulada pelo termostato sub-master T2, que é compensado pelo termostato T3. E a umidade, durante o inverno, é controlada por meio do umidistato H2 que aciona a válvula V2, instalada no circuito de água de pulverização.

Quando é adotado o pré-aquecimento do ar externo mínimo, o termostato T1 atua de forma a impedir que temperatura no duto frio seja inferior a um valor mínimo estabelecido.

Na instalação mostrada na Figura 7.10, é colocada uma serpentina de desumidificação na tomada de mínimo ar externo. A desumidificação do ar de renovação, mesmo que moderada, permite a obtenção de umidades relativas menores, quando comparadas com as que seriam obtidas com a instalação da Figura 7.8. A instalação da Figura 7.11, que é dotada de dois ventiladores e uma serpentina de desumidificação na descarga de um deles, permite realizar um controle seguro da umidade relativa dos ambientes no verão, quando menos da metade do ar total passa pelo duto de ar quente. Deve-se observar que os ambientes que utilizam uma elevada quantidade de ar do duto quente são ventilados somente de maneira indireta, pelo ar de recirculação. Durante o inverno, quando for necessário somente aquecimento, um dos ventiladores pode ser desligado.

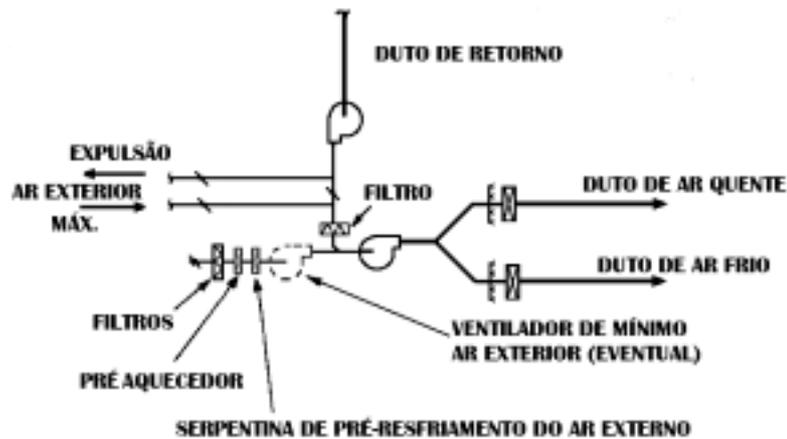


Figura 7.10. Instalação com somente um ventilador de insuflamento e serpentina de desumidificação na descarga do mesmo e na tomada de ar externo.

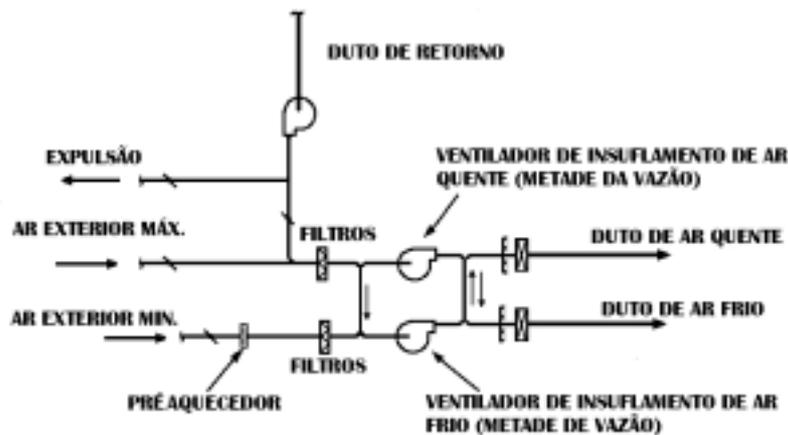


Figura 7.11. Instalação com dois ventiladores e uma serpentina de desumidificação na descarga de um deles.

A última configuração considerada para instalações do tipo duplo duto é a apresentada na Figura 7.12. Como pode ser observado, esta instalação é dotada de somente um ventilador e a serpentina de desumidificação está colocada na sucção do mesmo. Obtém-se, com esta configuração, um controle muito bom da umidade relativa, já que a vazão total de ar é desumidificada, e a parcela transportada pelo duto quente é posteriormente reaquecida. Na prática, se trata de uma instalação do tipo ar primário, em que as funções de controle da carga latente e da carga sensível estão separadas. A necessidade de se realizar o reaquecimento do ar do duto quente, faz com que o custo de operação desta instalação seja relativamente elevado.

De uma forma geral, as instalações do tipo duplo duto permitem resfriar e aquecer simultaneamente as diferentes zonas servidas pelo sistema, não sendo necessária nenhuma alteração dos controles para passar da operação no verão para a operação no inverno.



Figura 7.12. Instalação com somente um ventilador e serpentina de desumidificação na sucção do mesmo.

As instalações de duplo duto são indicadas para zonas interiores que possuem carga térmica fundamentalmente constante e positiva, pois neste caso o ar do duto quente pode ser somente o de recirculação, não sendo necessário reaquecê-lo.

As principais desvantagens destas instalações são: necessidade de grande espaço para instalar dois dutos paralelos e o custo de operação relativamente elevado.

A vazão de ar a ser insuflada em cada um dos ambientes é o maior valor obtido entre as exigências de refrigeração (verão), aquecimento (inverno) ou de ventilação. Deve-se observar que uma vez calculada a vazão para uma zona, ela permanece constante, independentemente das condições de operação, podendo ser somente ar frio, somente ar quente ou uma mistura de ambos. A vazão de ar total da instalação é a soma das vazões máximas de cada uma das zonas.

As instalações do tipo duplo duto descritas até aqui, que são as mais utilizadas, operam sempre com vazão constante. No entanto, podem ser encontrados sistemas que utilizam vazão de ar variável, onde são instaladas caixas de mistura que, ao diminuir a carga sensível, reduzem a vazão de ar frio até um mínimo estabelecido (40 ou 50% da vazão de projeto). Posteriormente, a vazão permanece constante e tem início a mistura do ar do duto quente com o do frio, em função das necessidades detectadas pelo termostato.

7.3 – Instalações Ar-Água.

7.3.1 – Instalações de Indução a Dois Tubos.

Neste tipo de instalação o ar primário, tratado em um condicionador central, é enviado a alta pressão e alta velocidade até os condicionadores de indução (Figura 7.13) instalados nas zonas condicionadas. O ar primário, ao sair a alta velocidade pelos bocais do condicionador, induz uma certa vazão de ar ambiente (ar secundário), que atravessa uma serpentina, alimentada com água quente ou fria, dependendo da unidade operar no inverno ou no verão. A mistura do ar primário com o ar secundário é então insuflada no ambiente.

Uma das funções do ar primário é a de promover a renovação do ar dos ambientes condicionados, pois na maioria das instalações ele é composto somente de ar externo, o que também evita a mistura de ar de uma zona com o de outra. A relação entre a vazão de ar primário e a de ar secundário é denominada de relação de indução, e está normalmente compreendida entre 1:3 e 1:6. A relação de indução varia com o tipo de condicionador, com o número de bocais e com a sua disposição.

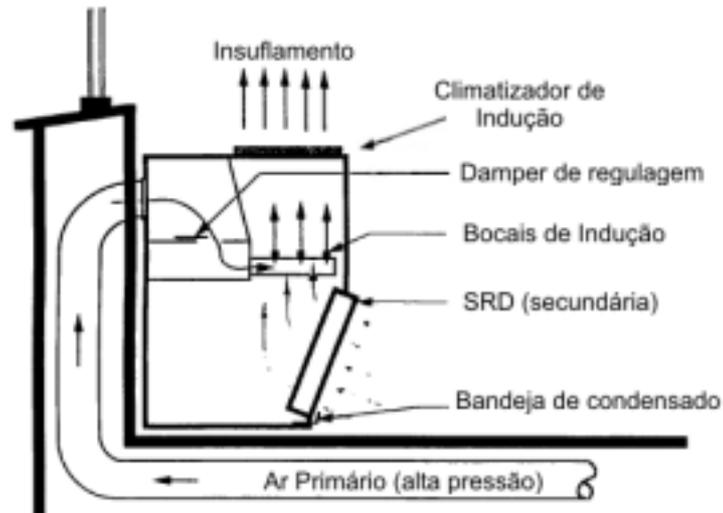


Figura 7.13 – Climatizador de Indução

As configurações de indução mais difundidas apresentam dois regimes típicos de funcionamento: um para o verão e outro para o inverno.

No verão, o ar primário, além de promover a renovação do ar e controlar a umidade relativa, é utilizado também para neutralizar a carga térmica ambiente (positiva ou negativa) devido à transmissão. Para a carga máxima de projeto, o ar primário, que se encontra a aproximadamente 13 °C na saída do condicionador central, é reaquecido quando a temperatura externa diminui. As outras cargas sensíveis, todas positivas, são neutralizadas pelo ar secundário, que é resfriado no condicionador de indução.

Durante o inverno, o ar primário, na saída do condicionador, está saturado a aproximadamente 10 °C, e é utilizado para controlar a umidade relativa do ambiente. O ar secundário é aquecido no condicionador de indução, o que também aquece o ar primário, neutralizando a carga térmica negativa. Neste caso, a serpentina secundária é alimentada com água quente, cuja temperatura é função da externa.

O regime de funcionamento de inverno apresenta a possibilidade de refrigerar as zonas, com carga positiva, somente com o ar primário, limitando a ação da serpentina secundária. Ele deve ser



utilizado sempre que as necessidades líquidas de frio possam ser atendidas somente com o ar primário. Quando isto não for possível deve-se passar ao funcionamento de verão, onde o ar primário é reaquecido e as serpentinas secundárias são alimentadas com água fria.

Na Figura 7.15 é mostrado o esquema de uma instalação de indução. Para esta instalação, durante o verão, o termostato T3 posiciona a válvula V3 de forma que a temperatura do ar na saída da serpentina de resfriamento e desumidificação, do condicionador primário, seja constante. O termostato sub-master T5 atua sobre a válvula V4, controlando o reaquecimento, em função da temperatura externa.

A temperatura da água na saída da central frigorífica é mantida constante pelo termostato T8, que controla a capacidade do chiller. A válvula de três vias V1 está posicionada de forma que a água primária, ao sair do condicionador central, passa para o circuito secundário. A válvula V6 é mantida fechada.

Durante o inverno o termostato T7 atua sobre a válvula V6, instalada nos aquecedores, de forma a manter constante a temperatura da água no circuito secundário. O termostato T2 atua sobre a válvula V2, instalada na serpentina de pré-aquecimento do condicionador central, controlando a umidade e mantendo constante o ponto de orvalho do ar. A válvula é V1 posicionada de forma que a água secundária passe pelo aquecedor.

O regulador de pressão P7 mantém uma diferença de temperatura constante entre os coletores de impulsão e de retorno do circuito secundário, tanto no verão como no inverno, pela sua atuação sobre a válvula modulante V7.



Figura 7.14. Regulagem da temperatura do ar primário de da água secundária.



As características mais representativas das instalações de indução são:

- Redução da vazão de ar, quando comparada com uma instalação todo-ar, sendo que a vazão primária é, na maioria dos casos, somente ar externo;
- Evita-se a mistura de ar proveniente de diferentes zonas;
- Os indutores não possuem partes móveis, o que simplifica a sua manutenção;
- Podem ser utilizados para climatizar as zonas perimetrais de edifícios com um coeficiente de ocupação médio, e caracterizados por possuírem cargas latentes relativamente pequenas, com relação às sensíveis;



7.3.2 – Instalações de Indução a Três Tubos.

Neste tipo de instalação cada condicionador de indução é alimentado por duas tubulações (uma de água fria e outra de água quente), conectadas ao aparelho por meio de uma válvula de três vias não misturadora, que controla seqüencialmente a vazão de água fria e a de água quente, em função das necessidades detectadas pelos termostatos de ambiente. Uma tubulação de retorno única conduz a água, que sai dos condicionadores de indução, até a central frigorífica ou térmica. Portanto, ao se dispor continuamente de água quente e fria na serpentina secundária, as cargas sensíveis do ambiente, negativas ou positivas, podem ser imediatamente satisfeitas, pela ação de um destes fluidos.

Quando o termostato ambiente não detecta a necessidade de resfriamento ou aquecimento a válvula é colocada na posição neutra, onde não existe fluxo através da mesma. Como conseqüência, devem ser adotadas medidas especiais para proteção das bombas de circulação.

Neste tipo de instalação, o ar primário conserva as funções de controlar a umidade relativa do ambiente, tanto no inverno como no verão, assim como a de ventilar as zonas condicionadas e fornecer a potência necessária para a indução do ar secundário. No entanto, não é necessário instalar a serpentina de reaquecimento no condicionador central, pois nas estações intermediárias pode-se reaquecer o ar fazendo passar uma certa quantidade de água quente nos condicionadores de indução.

A carga sobre a serpentina secundária, neste caso, é composta das parcelas referentes à pessoas, radiação solar e iluminação, que são sempre positivas, e transmissão, que pode ser negativa ou positiva, e como o ar exterior é resfriado no condicionador central, ele entra como uma carga negativa.

Neste tipo de instalação ocorre uma considerável perda de energia como conseqüência da mistura, que se realiza na tubulação de retorno comum, entre a água do circuito secundário quente e a do circuito secundário fria.

A Figura 7.16 representa uma das muitas configurações possíveis para as instalações de indução a três tubos com retorno comum. Como pode ser observado, nesta instalação é efetuado o resfriamento indireto da água do circuito secundário, mediante um trocador de calor água-água (X2), que separa o circuito primário do secundário.

A instalação da Figura 7.16 permite, em algumas situações das estações intermediárias, obter o resfriamento da água do circuito frio através da água que sai da torre de resfriamento. Para tal, deve-se desligar a bomba de circulação de água fria do circuito primário e a central frigorífica. As válvulas A, B e C são então posicionadas, mediante o interruptor S1, de forma que a bomba de água fria do circuito secundário envia água de recirculação através da válvula C, do trocador X1 e da

válvula B, até as unidades de indução. Simultaneamente a bomba secundária de água quente envia água de retorno, através da válvula A e do trocador X3, até os condicionadores de indução que necessitem de água quente. Para este tipo de operação, o setpoint do termostato Tct é colocado a uma temperatura inferior à de operação normal de verão, passando a controlar a temperatura da água que sai da torre.

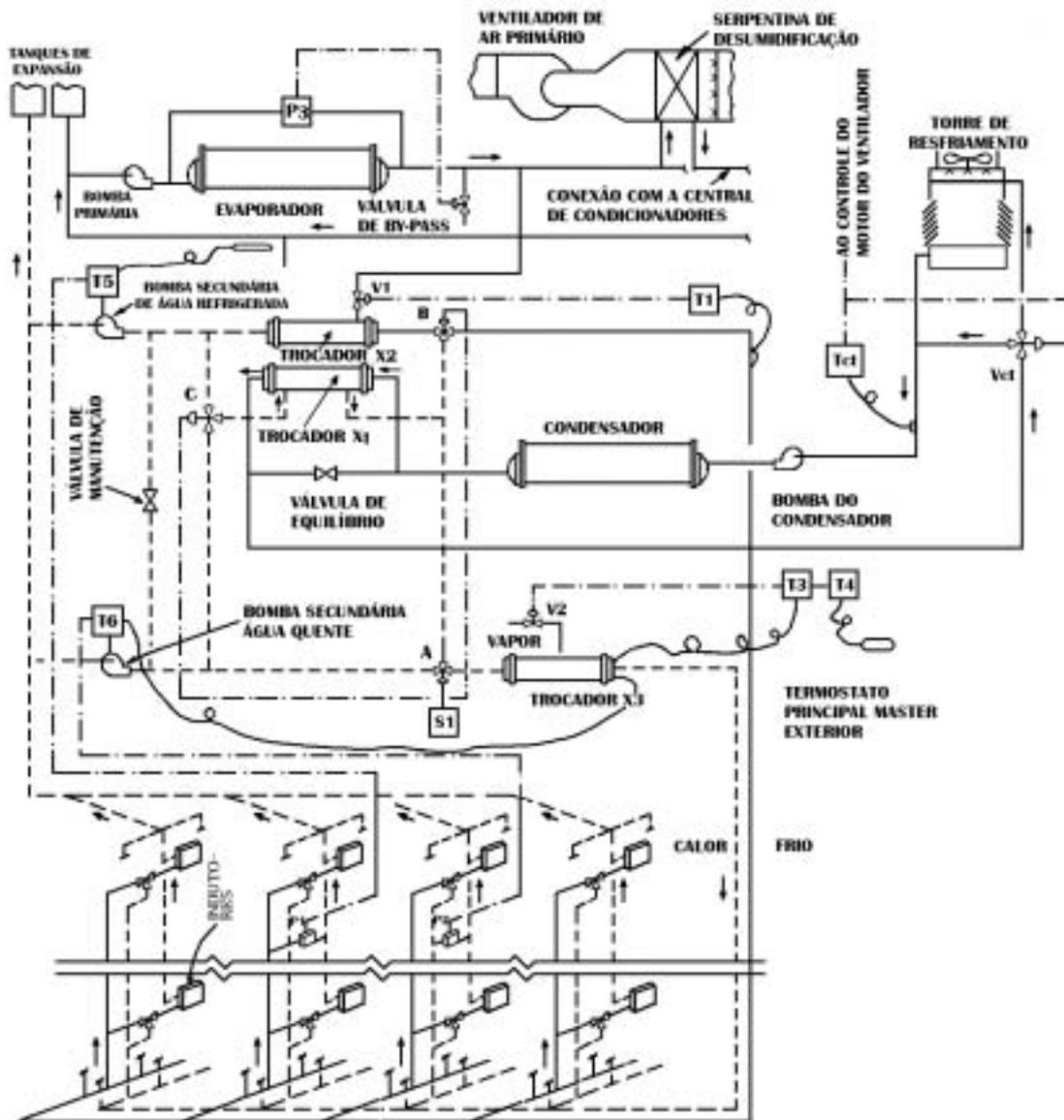


Figura 7.16. Instalação de indução a três tubos.

Durante a época de verão, a bomba primária faz circular a água através do evaporador da unidade frigorífica, passando em seguida pela serpentina do condicionador central e pelo trocador água-água X2. As válvulas A, B e C são posicionadas de maneira que a bomba de velocidade variável, do circuito secundário frio, envie água de recirculação através do trocador X2 e válvula B, até os



condicionadores de indução que necessitem de água fria. A bomba de velocidade variável, do circuito secundário quente, envia água de retorno através da válvula C, do trocador X1, da válvula A e do trocador X3, até os indutores que necessitem de água quente. Neste caso, a água que sai do condensador do circuito frigorífico é utilizada para aquecer a água do circuito secundário quente, no trocador água-água X1.

Com relação à função dos outros componentes que aparecem na Figura 7.16, podem ser feitas as seguintes observações:

7.3.3 – Instalações de Indução a Quatro Tubos.

As características de funcionamento deste tipo de instalação, no que se refere ao controle das condições nos espaços condicionados, são idênticas as da instalação discutida no item anterior.

A principal diferença entre a instalação de indução a três tubos e a quatro tubos, reside no fato de que, para esta última (4 tubos), a água quente e a água fria não se misturam em um circuito de retorno comum, pois existe um circuito de retorno frio e outro quente. Desta maneira se evitam as perdas de energia que acontecem, para algumas condições de operação, na instalação de indução a três tubos.

A Figura 7.17 é um esquema do sistema de regulação de um indutor, com somente uma serpentina, empregada tanto para resfriamento quanto para aquecimento. Quando diminui a temperatura do ambiente, a válvula modulante não misturadora V1, reduz a vazão de água fria no condicionador, enquanto que a válvula desviadora, de duas posições V2, envia a água da saída do condicionador de indução ao retorno frio. Se ocorrer uma diminuição adicional da temperatura ambiente a válvula V1 fecha ou, caso a diminuição de temperatura persista, a válvula V1 começa a dar passagem à água quente, comutando simultaneamente a válvula V2.

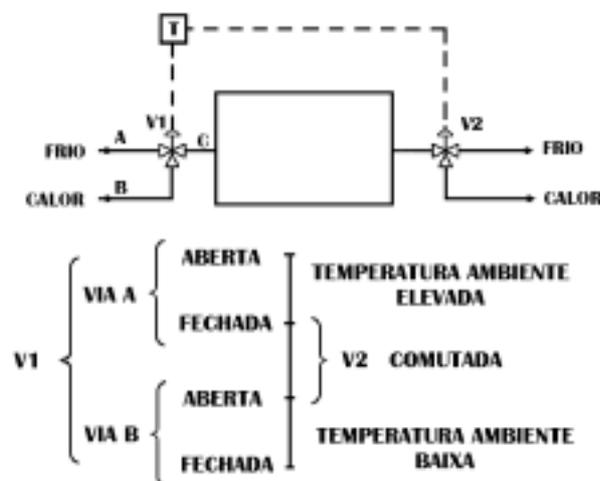


Figura 7.17. Instalação de indução a quatro tubos. Regulagem dos indutores.



A Figura 7.17 é um esquema do sistema de regulação de um indutor, com somente uma serpentina, empregada tanto para resfriamento quanto para aquecimento. Quando diminui a temperatura do ambiente, a válvula modulante não misturadora V1, reduz a vazão de água fria no condicionador, enquanto que a válvula desviadora, de duas posições V2, envia a água da saída do condicionador de indução ao retorno frio. Se ocorrer uma diminuição adicional da temperatura ambiente a válvula V1 fecha ou, caso a diminuição de temperatura persista, a válvula V1 começa a dar passagem à água quente, comutando simultaneamente a válvula V2.

Em muitos casos são utilizados condicionadores de indução dotados de duas serpentinas, uma para aquecimento e outra para resfriamento. Seu controle é efetuado por válvulas separadas, isto é, uma para cada serpentina.

Com relação ao seu circuito hidráulico, as instalações de indução a quatro são muito semelhantes às instalações com fan-coils a quatro tubos e ar primário. Esta instalação necessita de maior espaço e apresenta um maior custo inicial, no entanto, seu custo de operação é mais baixo que a semelhante a três tubos.

7.3.4 – Instalações de Fan-Coils Com Ar Primário.

Os fan-coils são condicionadores de ar constituídos essencialmente de um ventilador centrífugo, que pode ser de velocidade variável, filtros, uma serpentina e uma bandeja de condensado. A serpentina, de acordo com o tipo e funcionamento da instalação, pode ser alimentada com água quente ou com água fria.

Nas instalações de fan-coils com ar primário, estes condicionadores tratam unicamente o ar de recirculação, sendo o ar externo tratado em um condicionador central, e distribuído, às zonas condicionadas, por meio de uma rede de dutos.

Nestas instalações, a função dos fan-coils é unicamente realizar um resfriamento sensível, sendo a carga latente controlada através do ar primário. A ausência de condensação nas serpentinas de resfriamento melhora as condições higiênicas dos ambientes, o que torna este tipo de instalação particularmente interessante para a utilização em hospitais, principalmente se for considerado o fato de que não há mistura do ar de diferentes ambientes.

Para o controle da temperatura ambiente existem várias possibilidades, entre elas:

- A regulação pode ser efetuada alterando-se manualmente a velocidade de rotação do ventilador do fan-coil. Geralmente existem três opções de velocidade: mínima, média e máxima.
- A regulação pode ser feita por meio de um termostato que liga ou desliga o ventilador, em função da temperatura do ambiente. A rotação do ventilador deve ser selecionada



manualmente, de forma que se evite paradas freqüentes do ventilador. Neste tipo de regulagem, quando o ventilador está parado, pode ocorrer um resfriamento excessivo da carcaça do condicionador (fan-coil), ocorrendo condensação sobre esta. Portanto, deve ser feito um bom isolamento do fan-coil.

- A regulagem também pode ser efetuada sobre a vazão de água que chega à serpentina do fan-coil, mediante válvulas de 2 ou 3 vias, comandadas por um termostato de ambiente.

Estas instalações são largamente empregadas, devido principalmente aos seguintes fatores:

- Dimensões reduzidas;
- Adaptabilidade às diferentes exigências dos diferentes edifícios;
- Possibilidade de regular individualmente a temperatura ambiente;
- Não existe recirculação de ar entre diferentes ambientes;
- Possibilidade de parar uma unidade do conjunto, com a correspondente diminuição do custo de operação;
- Possibilidade de fazer com que os fan-coils funcionem como indutores durante à noite.

7.3.4.1 – Instalação de fan-coil a dois tubos com ar primário.

Este tipo de instalação, do ponto de vista de controle das condições nos espaços condicionados, é análoga às instalações de indução a dois tubos. O ar exterior, tratado em um condicionador central, é distribuído aos diferentes ambientes por meio de uma rede de dutos. Conforme mencionado, a função do ar primário é de controlar a umidade, ventilar os ambientes e neutralizar as cargas térmicas devido à transmissão.

A diferença fundamental entre os sistemas com fan-coils e os de indução a dois tubos, reside no fato de que para as instalações consideradas neste item os condicionadores de indução foram substituídos por fan-coils.

A regulagem do condicionador de ar primário é essencialmente igual à efetuada nas instalações de indução a dois tubos, tanto para inverno como para verão. A água fria, proveniente da central frigorífica, é enviada à serpentina de resfriamento e desumidificação do condicionador primário. A válvula de três vias V1 (comandada por um termostato cujo bulbo está instalado sobre a água fria secundária) mistura uma certa vazão de água fria, que chega do circuito primário, com outra certa vazão de água de recirculação, de forma que a superfície da serpentina dos fan-coils se mantenha a uma temperatura constante e superior à do ponto de orvalho do ar. Para estas condições a válvula do circuito de água quente está fechada.

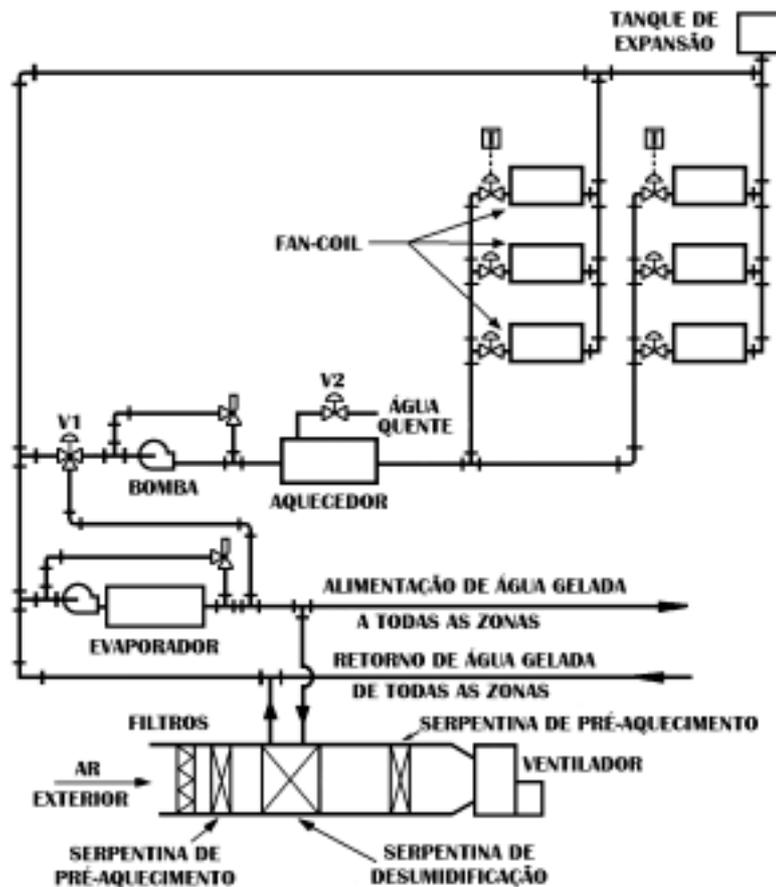


Figura 7.18, Instalação de fan-coil a dois tubos com ar primário.

Quando tem início a operação de inverno, a válvula V1 é posicionada de forma que não ocorra passagem de água fria do circuito primário para o secundário. A bomba de zona recircula toda a água através do trocador de calor (aquecedor), enquanto que a válvula V2 é comandada por um termostato, que detecta a temperatura da água secundária na saída do aquecedor.

Uma característica destas instalações, que é típica de instalações com dois fluidos, é a possibilidade de resfriar alguns ambientes e, simultaneamente aquecer outros. Sendo que a regulação da temperatura dos ambientes condicionados, pode ser efetuada por um dos métodos descritos acima.

Uma desvantagem das instalações de fan-coils a dois tubos, com relação às de indução, se refere à manutenção que exigem os motores de cada fan-coil.

7.3.4.2 – Instalação de fan-coil a três tubos com ar primário.

Do ponto de vista do controle das condições nos espaços condicionados, esta instalação é análoga à instalação de indução a três tubos. Portanto, a função do ar primário é a de controlar a umidade, ventilar os ambientes e neutralizar as cargas térmicas devido à transmissão.

Nas instalações deste tipo, cada fan-coil está conectado ao circuito de alimentação de água fria e de água quente, através de uma válvula de três vias não misturadora. Como no caso das instalações de indução a três tubos, existe somente uma linha de retorno de água dos fan-coils.

Em função das necessidades detectadas pelo termostato de ambiente, os fan-coils são alimentados por uma vazão variável de água fria ou, quando for o caso, por uma vazão variável de água quente. Deste modo é possível manter o ambiente dentro de uma faixa de temperaturas que vai dos 20 aos 27 °C, independentemente do fato dos ambientes estarem à sombra ou sujeitos à radiação solar.

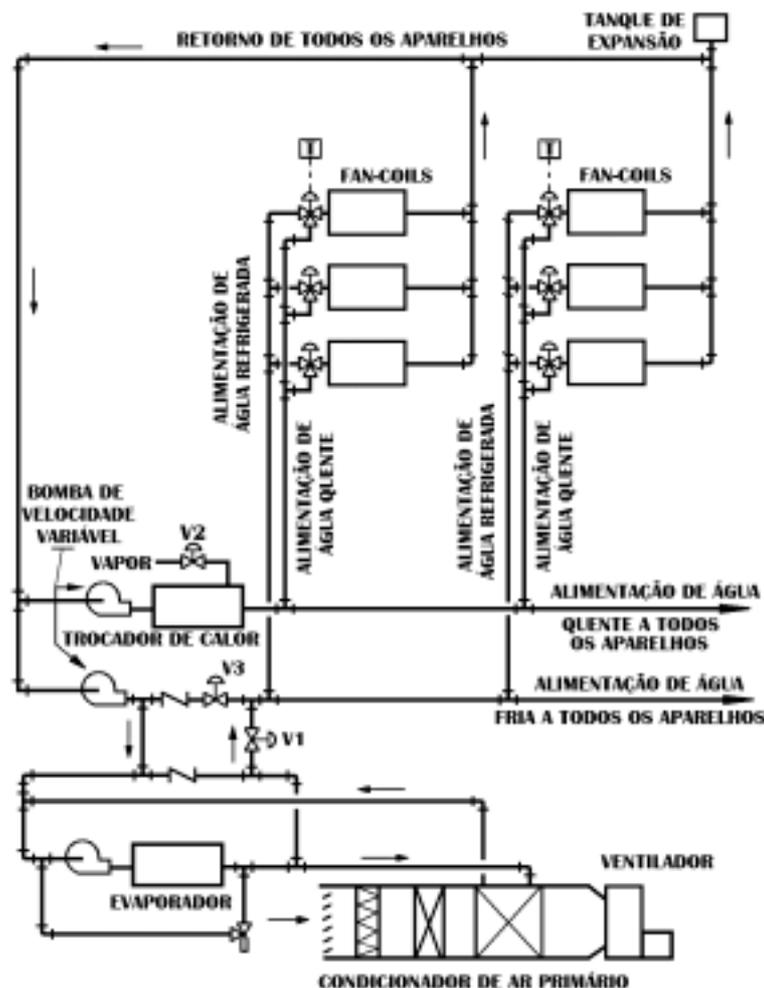


Figura 7.19. Instalação de fan-coils a três tubos com ar primário.

A Figura 7.19 mostra o esquema de uma instalação de fan-coils a três tubos com ar primário. O esquema apresentado, do ponto de vista hidráulico, é de resfriamento direto com retorno comum. Para evitar que a vazão de água refrigerada, que passa pelo evaporador da central frigorífica, se reduza a um valor muito baixo, com perigo de congelamento em condições de carga parcial, deve-se utilizar um by-pass entre a impulsão e o retorno.



Em condições normais de funcionamento, a velocidade da bomba de água gelada secundária é controlada por um pressostato diferencial, instalado em uma das colunas, com tomada de pressão nas tubulações de impulsão e retorno. A função deste pressostato é de reduzir a rotação da bomba, em condições de carga parcial, de forma que se mantenha uma diferença de pressão constante entre as tubulações mencionadas. Isto evita que vazões excessivas de água gelada passem através dos fan-coils que necessitem de frio.

Durante a partida da central frigorífica, um termostato de imersão, que detecta a temperatura da água na entrada do evaporador, anula o efeito do pressostato mencionado acima, e limita a velocidade da bomba secundária de água gelada, evitando uma sobrecarga do equipamento frigorífico.

A rotação da bomba secundária do circuito de água quente, também é controlada por um pressostato diferencial, instalado com tomadas de pressão na tubulação de alimentação de água quente e de retorno, que mantém constante a diferença de pressão entre elas. Também existe um termostato de segurança, que como proteção atua na partida da central térmica.

No que se refere ao circuito de água fria, pode-se observar que o condicionador primário recebe água à temperatura mínima (5 a 5,5 °C), enquanto que a temperatura da água fria do circuito secundário é regulada por um termostato que atua sobre as válvulas modulantes V1 e V3, de maneira que se mantenha constante a temperatura da água secundária e, a um nível suficientemente elevado, para evitar a condensação de umidade sobre as serpentinas dos fan-coils.

A temperatura da água quente deve ser suficiente para permitir o aquecimento dos ambientes quando os fan-coils funcionem à mínima velocidade. Quando a temperatura do ar exterior aumenta, a temperatura da água quente deve ser convenientemente reduzida.

As instalações de fan-coils a três tubos podem aproveitar a água da torre de resfriamento, ou utilizar o ar externo, como fonte de frio durante as estações intermediárias.

Do ponto de vista funcional, esta instalação deve ser considerada quando se trate de edifícios com grandes superfícies envidraçadas, sujeito a sombras móveis e que necessitam de aquecimento e resfriamento.

7.3.4.3 – Instalação de fan-coil a quatro tubos com ar primário.

Com relação à instalação descrita no item anterior, a instalação de fan-coils a quatro tubos com ar primário (Figura 7.20) se caracteriza por um maior custo inicial e um menor custo de operação e, no que se refere à possibilidade de controlar as condições dos ambientes condicionados, esta instalação é semelhante à anterior.

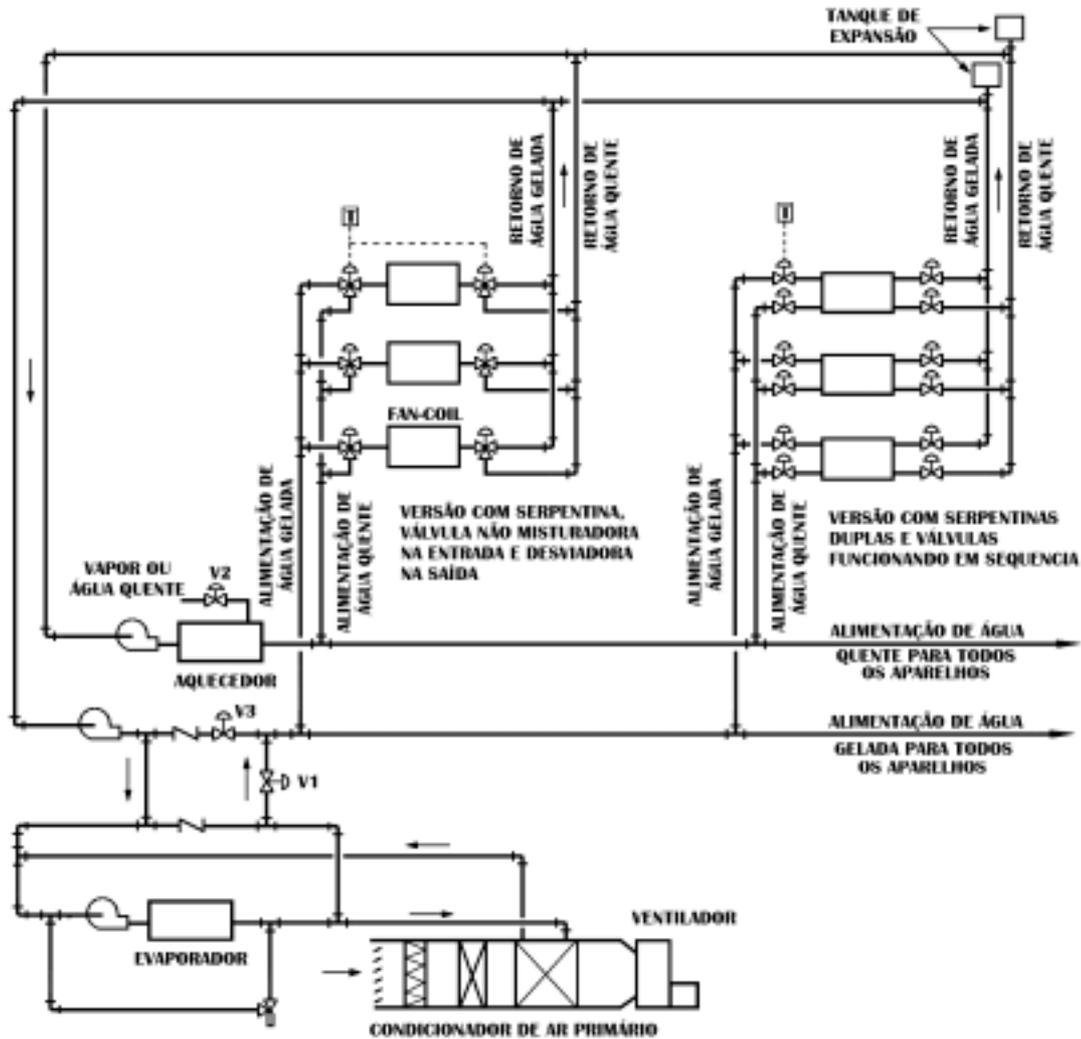


Figura 7.20. Instalação de fan-coils a quatro tubos com ar primário.

O seu funcionamento é semelhante ao da instalação de indução a quatro tubos, substituindo-se os condicionadores de indução por fan-coils e alimentando independentemente as zonas condicionadas, com ar primário, por meio de uma rede de dutos separada.

Os fan-coils podem ser dotados de duas serpentinas, com válvulas de regulagem instaladas nos circuitos de água quente e de água fria e acionadas em seqüência, ou dotados de somente uma serpentina com válvulas de três vias não misturador na entrada da serpentina e desviadora na saída.

A água fria ao sair da central frigorífica é enviada diretamente à serpentina de desumidificação do condicionador primário, sendo que o ar deixa este condicionador com temperatura entre os 10 e 13 °C.

A água fria do circuito secundário é obtida misturando-se água do circuito primário com água de retorno do circuito secundário. A temperatura desta mistura é controlada por um termostato, que comanda as válvulas V1 e V3, de forma que se evite condensação de umidade na serpentina..

7.4 – Instalações Apenas Água.

Estas instalações utilizam como unidades terminais, na grande maioria dos casos, fan-coils. Para este tipo de sistema de ar condicionado, os fan-coils são responsáveis pelo controle total das condições dos ambientes, sendo dotados de uma tomada de ar de recirculação e uma de ar externo (20 a 25%). No entanto, para evitar correntes de ar incontroláveis dentro dos edifícios, devido ao vento e ao efeito chaminé, deve-se limitar ao caso de edifícios relativamente baixos e protegidos do vento.

As instalações apenas água com fan-coils apresentam as mesmas vantagens das instalações ar-água de fan-coils com ar primário, sendo, no entanto, de custo inicial mais baixo.

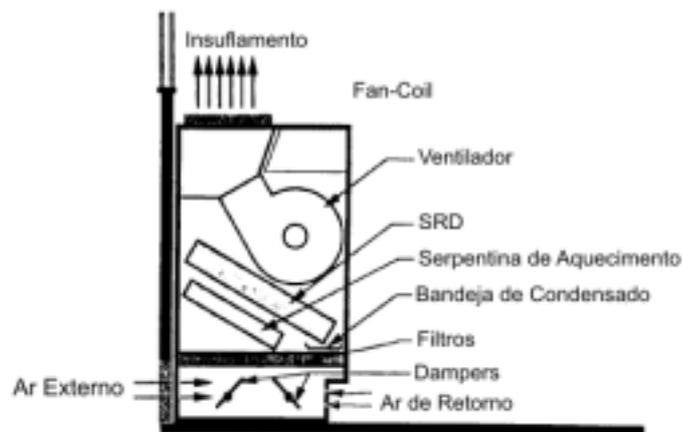


Figura 7.21 – Climatizador de ar do tipo Fan-Coil.

7.4.1 – Instalação de Fan-Coils a Dois Tubos.

Este tipo de instalação, empregado para o condicionamento de zonas perimetrais, representa certamente a configuração mais econômica e mais difundida de instalações que utilizam fan-coils.

Estes condicionadores, que possuem uma tomada de ar externo, geralmente com regulação manual, são alimentados com água fria no verão e água quente no inverno. A comutação do funcionamento de verão para inverno é efetuada pelo encarregado da instalação, e pode ser feita manual ou automaticamente.

O funcionamento desta instalação é satisfatório quando as zonas condicionadas necessitam somente de frio ou somente de calor, e inadequado quando alguns ambientes tenham carga positiva (necessidade de resfriamento) e outros carga negativa (necessidade de aquecimento). Este problema é particularmente importante no caso de edifícios com grandes áreas envidraçadas, para temperaturas relativamente baixas, com alguns locais expostos à radiação solar e outros à sombra. Uma solução para este problema seria o zoneamento da água de alimentação dos condicionadores, mas somente se as áreas sombreadas são fixas.

A Figura 7.22 representa esquematicamente uma instalação de fan-coils a dois tubos, com regulagem da temperatura realizada mediante um termostato de duas posições, que para e coloca em funcionamento os motores dos ventiladores. Este tipo de regulagem produz variações significativas da temperatura, porém um bom controle de umidade, já que a temperatura da superfície da serpentina diminui com a diminuição de carga sensível.

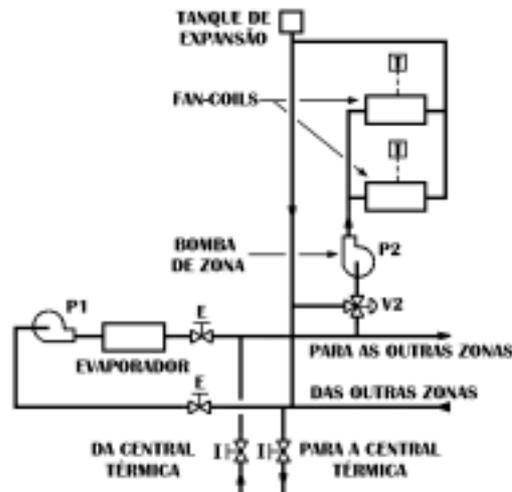


Figura 7.22. Instalação de fan-coils a dois tubos. Controle da temperatura pelo acionamento dos ventiladores.

Durante o verão os fan-coils estão alimentados por água fria, sendo que a temperatura da água, em cada zona, é mantida constante, pela ação de um termostato, cujo bulbo está instalado na descarga da bomba de zona, e que modula a válvula três vias V3.

Durante o inverno é feita uma comutação no circuito hidráulico, que eventualmente é automática, de modo que a água da central térmica chegue aos fan-coils. Um termostato, instalado na impulsão das bombas de cada zona, faz com que a temperatura da água quente, de cada zona, aumente à medida que diminui a temperatura externa, agindo sobre a válvula modulante V2. Os termostatos de ambiente devem ser posicionados para operação em inverno, de forma que liguem o ventilador dos fan-coils quando a temperatura diminuir.

Uma outra possibilidade para controlar a temperatura ambiente é a apresentada na Figura 7.23. Como pode ser observado, o controle é efetuado por meio de termostatos que atuam sobre as válvulas de duas vias, controlando a vazão de água pelas serpentinas. Este tipo de controle exige a instalação de um bypass na bomba de circulação dos circuitos de cada uma das zonas. Este bypass na é necessário se forem utilizadas válvulas de três vias nos fan-coils.

Na instalação da Figura 7.23, quando uma zona necessita de frio, a válvula V1 (2 posições) é posicionada de maneira que toda a água de recirculação da zona passe ao circuito primário, através do evaporador, antes de ser enviada novamente à zona. A válvula V2 permanece fechada.



Quando a zona passar ao regime de aquecimento, a válvula V1 é posicionada de forma que não passe água do circuito primário ao circuito secundário. A bomba de zona recircula toda a água através do aquecedor, e a temperatura da água quente, enviada aos fan-coils, é controlada por meio da válvula V2. Os termostatos de ambiente devem ser posicionados para operação em inverno, de forma que fechem a válvula de alimentação dos fan-coils quando a temperatura do ambiente condicionado aumentar.

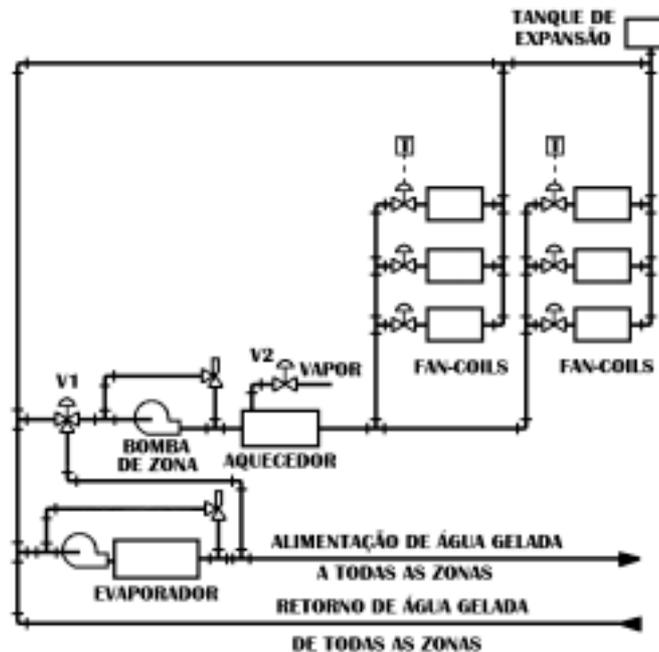


Figura 7.23. Instalação de fan-coils a dois tubos. Controle da temperatura pela variação da vazão de água.

Este tipo de regulação resulta em um adequado controle da temperatura, porém a umidade relativa aumenta consideravelmente, quando a carga sensível diminui.

Com relação ao funcionamento de verão, cada fan-coil deve ser dimensionado tomando-se como base o calor sensível, o calor latente do ambiente, o calor total geral do espaço condicionado e a vazão de ar externo introduzida. Durante o inverno, o fan-coil deverá ser capaz de compensar as perdas térmicas e aquecer o ar externo até a temperatura ambiente. A central frigorífica deve ser dimensionada para satisfazer o calor total máximo simultâneo do edifício a condicionar.

7.4.2 – Instalação de Fan-Coils a Três Tubos.

Este tipo de instalação permite superar as limitações próprias da instalação de fan-coil a dois tubos, isto é, permite aquecer alguns ambientes e, simultaneamente, resfriar outros, pois cada fan-coil pode ser alimentado, segundo as necessidades do ambiente, com água fria ou água quente.

O esquema apresentado na Figura 7.24 é semelhante ao apresentado para a instalação de fan-coil a três tubos com ar primário. Sendo válidas as considerações efetuadas sobre a regulação das bombas de velocidade variável, mediante os pressostatos diferenciais.

No que se refere à água gelada, pode-se observar que um bypass assegura a vazão constante de água através da central frigorífica, mesmo em condições de cargas parciais.

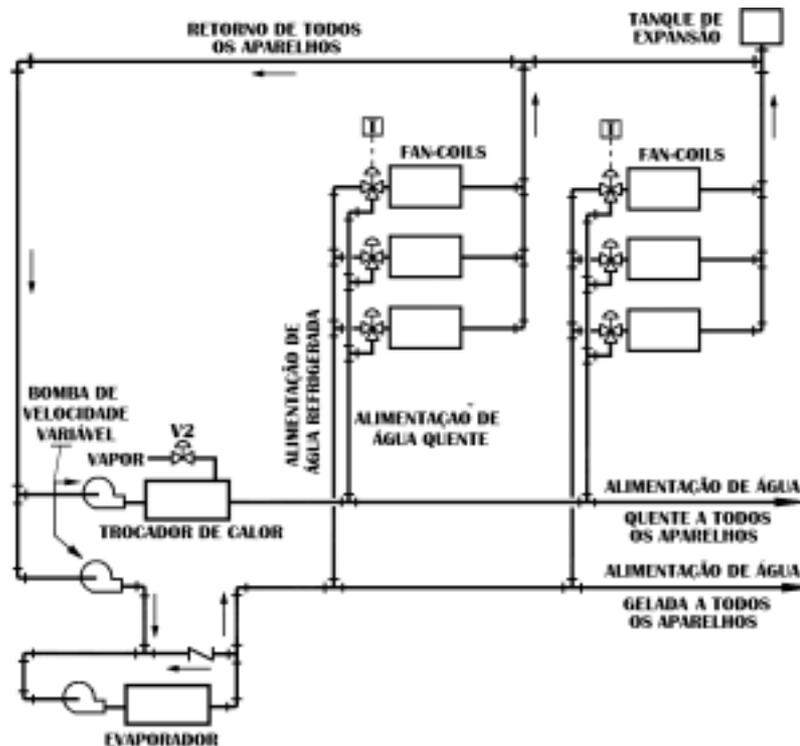


Figura 7.24. Instalação de fan-coil a três tubos.

Com esse tipo de instalação, melhora-se notavelmente o controle da temperatura ambiente em estações intermediárias, com relação às instalações de dois tubos, e sua aplicação é particularmente interessante em edifícios com grandes áreas envidraçadas, sujeitos a sombras variáveis. Para controle da umidade relativa e do suprimento de ar externo, persistem as limitações da instalação discutida no item anterior. Entre suas vantagens pode-se incluir a eliminação da operação de comutação, para passar do funcionamento de verão para inverno.

7.4.3 – Instalação de Fan-Coils a Quatro Tubos.

Esta instalação é idêntica à de três tubos, no que se refere às suas características funcionais, com exceção de que o circuito a quatro tubos, como já foi mencionado, evita as perdas por mistura entre água quente e água fria, no circuito de retorno comum. A Figura 7.25 representa um esquema simplificado de uma instalação de fan-coils a quatro tubos. Observe que os condicionadores que

necessitam de frio são alimentados com água mantida à temperatura constante (5 a 7 °C), para garantir que seja efetuada uma boa desumidificação, independentemente das condições de carga.

Um pressostato diferencial, com tomadas de pressão antes e depois do evaporador, modula a válvula situada no bypass, de forma que a vazão de água através do evaporador seja aproximadamente constante.

Este tipo de instalação apresenta, com relação ao anterior, um menor custo de operação, porém com um elevado custo inicial.

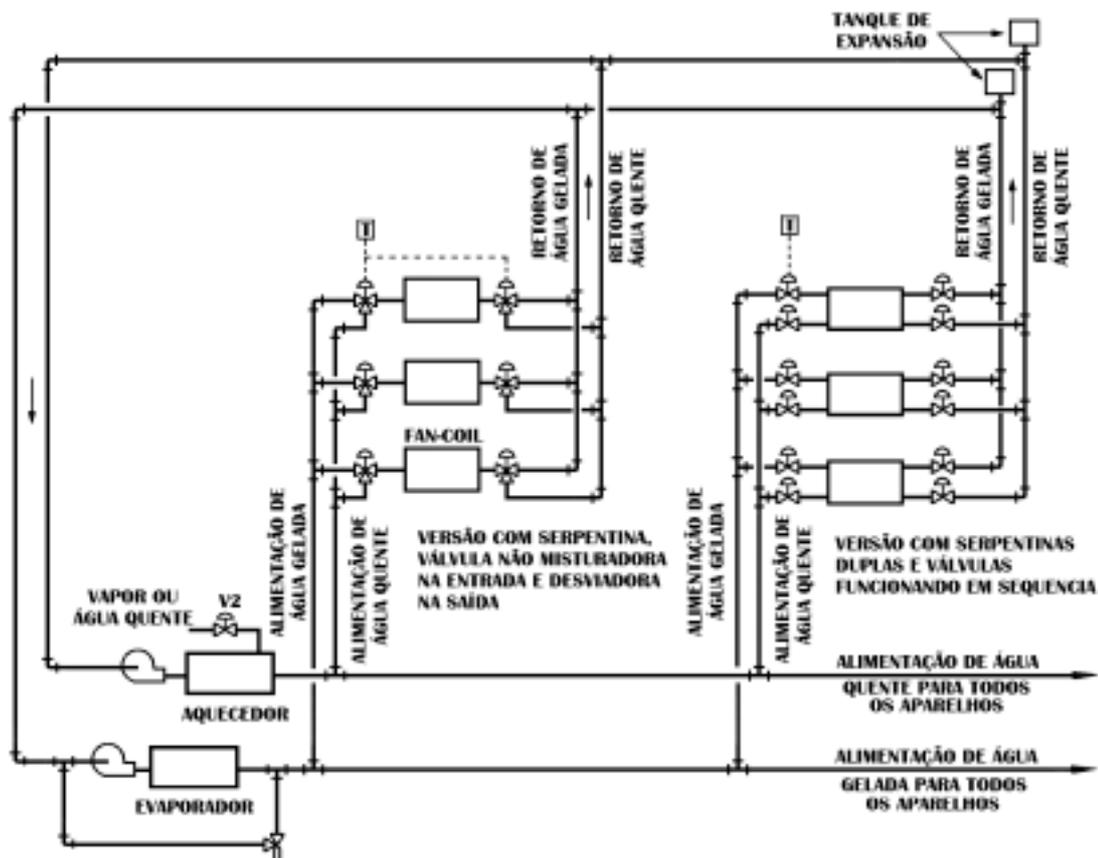


Figura 7.25. Instalação de fan-coils a quatro tubos.

7.5 – Instalações de Expansão Direta

O sistema de climatização mais elementar é, sem dúvida alguma, o condicionador de ar de janela. Estes aparelhos são dotados de compressor, condensador resfriado a ar, dispositivo de expansão, serpentina de resfriamento e desumidificação do tipo expansão direta, filtros e ventiladores para circulação do ar condicionado e para resfriamento do condensador. Normalmente o aquecimento é feito normalmente por meio de uma bateria de resistências elétricas, muito embora possam existir aparelhos de janela que podem operar como bomba de calor, através da inversão do ciclo frigorífico. São normalmente encontrados com capacidades variando entre 7500 a 30000 Btu/h.

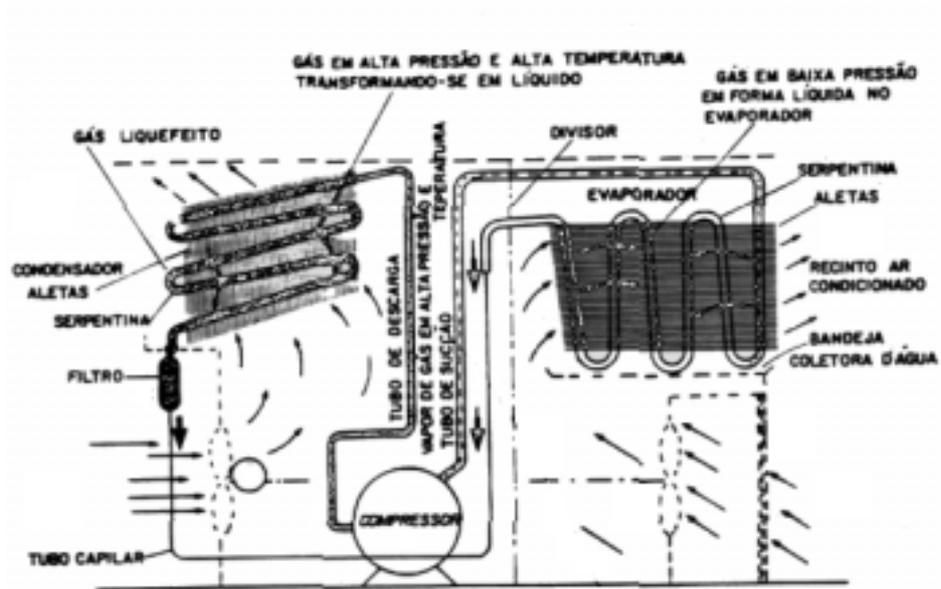


Figura 7.26 – Condicionador de ar de janela.

Vantagens:

- Compactos e não requerem instalação especial;
- Fácil manutenção;
- Controle e atendimento específico de uma determinada área;
- Não ocupam espaço interno (útil);
- São produzidos para aquecimento por reversão de ciclo (bomba de calor).

Desvantagens:

- Pequena capacidade, maior nível de ruído;
- Não tem flexibilidade;
- Maior custo energético (kW/TR), distribuição de ar a partir de ponto único;
- Alterações na fachada da edificação;

Os Split (ou Mini-Split) são equipamentos que pela capacidade e características aparecem logo após os condicionadores de janela. Estes aparelhos são constituídos em duas unidades divididas (evaporadora e condensadora), que devem ser interligadas por tubulações de cobre, através das quais circulará o fluido refrigerante. São aparelhos bastante versáteis, sendo produzidos com capacidades que variam de 7.500 a 60.000 Btu/h.

Vantagens:

- São compactos e de fácil instalação e manutenção;
- Tem grande versatilidade;
- Não interferem com fachadas;
- Distribuição de ar por dutos ou não;
- Podem operar como bomba de calor (ciclo reverso).

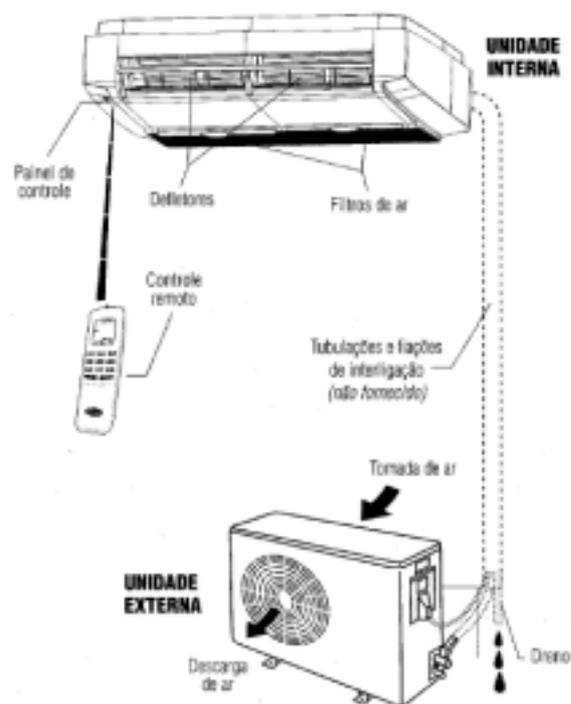


Figura 7.27. Condicionador de ar do tipo Mini-Split.

Desvantagens:

- Capacidade limitada;
- Procedimentos de vácuo e carga no campo.

Quando se trata de maiores capacidades, há que se falar nos Self Contained (condicionadores autônomos), que são aqueles condicionadores de ar compactos ou divididos que encerram em seus gabinetes todos os componentes necessários para efetuar o tratamento do ar, tais como: filtragem, resfriamento e desumidificação, umidificação, aquecimento e movimentação do ar. Nestes equipamentos também pode-se conectar uma rede de dutos de distribuição de ar a baixa velocidade. Podem ser encontrados com capacidades variando entre 5 e 30 TR.

Vantagens:

- Maior simplicidade de instalação;
- Em geral menor custo por TR;
- Fabricação seriada com aprimoramentos técnicos constantes;
- Garantia de desempenho por testes de fábrica;
- Manutenção e reposição de peças mais eficientes e econômicas;
- Maior rapidez de instalação;
- Grande versatilidade para projetos (zoneamentos, variações de demanda) etc.

Desvantagens:

- Não são produzidos para operar como bomba de calor.
- Os equipamentos divididos requerem procedimentos habituais de vácuo e carga de gás.

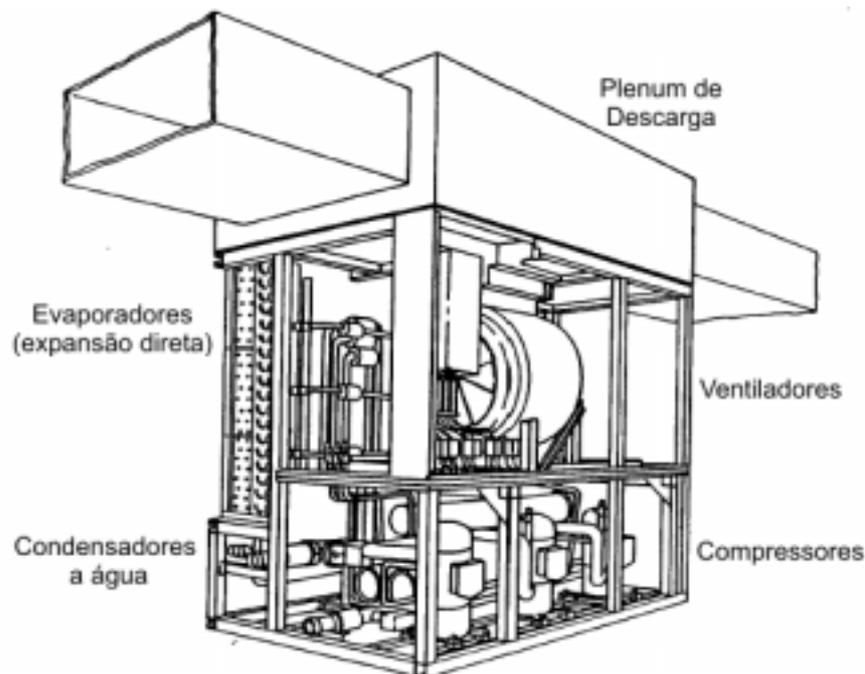


Figura 7.28. Self Contained (condicionador autônomo).



PROBLEMAS:

1) Com o objetivo de comparar as condições ambientes produzidas e a potência instalada de um sistema com bypass e um sistema com reaquecimento, considere um espaço que deve ser mantido a 25 °C, e que possui 205 kW de carga sensível e 88 kW de carga latente quando a temperatura externa é de 35 °C e a umidade relativa 40%. A vazão de ar insuflada no ambiente é de 30 kg/s e a vazão de ar externo é de 4,5 kg/s. As condições do ar na saída da serpentina de resfriamento são: $T_{BS} = 10 \text{ °C}$ e $\phi = 95 \%$.

Para o sistema de bypass determine: (a-) umidade relativa do ambiente e (b-) a capacidade de resfriamento do sistema. Para o sistema com reaquecimento determine: (c-) a umidade relativa do ambiente, (d-) a capacidade do sistema de reaquecimento e (e-) a capacidade de resfriamento do sistema. (obs: considerar 101,325 kPa como pressão atmosférica).

2) Considere uma instalação para múltiplas zonas com reaquecimento, operando ao nível do mar, num local onde a temperatura de bulbo seco é 32 °C e a de bulbo úmido 23 °C. A vazão de ar externo corresponde a 25% da vazão de cada zona, sendo que o sistema é constituído de dois ambientes condicionados com as seguintes características:

- | | |
|---------|---|
| Zona 1: | deve ser mantida a 22 °C e 40% de umidade
calor sensível = 80 kW & calor latente = 20 kW |
| Zona 2: | deve ser mantida a 26 °C e 30% de umidade
calor sensível = 75 kW & calor latente = 25 kW |

Considerando que o ar na saída da serpentina de resfriamento se encontra saturado a 5 °C, determine: (a-) a vazão de ar e a potência do reaquecimento para a zona 1, (b-) idem para zona 2 e (c-) capacidade da serpentina de resfriamento e desumidificação.

3) Um sistema de ar condicionado com temperatura constante e vazão variável deve ser utilizado para condicionar os mesmos ambientes do exemplo 2. Determine para este sistema (a-) a vazão de ar de cada zona e (b-) a capacidade da serpentina de resfriamento para estas condições. Observe que para este sistema não é possível especificar a umidade das zonas condicionadas, logo se deve considerar somente as suas temperaturas. Considere as mesmas condições para o ar na saída da serpentina de resfriamento.



Capítulo 8 – Termoacumulação

8.1 – Introdução

Os sistemas de condicionamento de ar, de uma forma geral, não possuem carga térmica constante. Assim, para que a central frigorífica tenha capacidade suficiente para atender a todas as variações de carga do sistema, seus componentes são geralmente especificados em função do pico de demanda. Este procedimento, além de não atender à crescente necessidade de conservar energia, provoca a elevação do custo inicial dos equipamentos. Deve-se observar também que a carga térmica dos sistemas de ar condicionado para conforto térmico, em geral, alcança seu pico diário, no período da tarde, justamente no horário em que as tarifas elétricas são mais elevadas.

Como solução para estes problemas, podem ser utilizados os sistemas de condicionamento de ar que adotem a técnica de termoacumulação com gelo, pois este é um método para nivelar as potências demandadas, o que também permite tirar proveito da tarifa elétrica horo-sazonal, através do planejamento do funcionamento da central frigorífica, de modo a deslocar o consumo total ou parcial para os horários cuja tarifa elétrica é menos elevada.

Durante os últimos vinte anos, o uso da termoacumulação de frio, tem se tornado uma prática comum, na indústria de ar condicionado. O que levou ao desenvolvimento de diferentes sistemas para produção e armazenamento de gelo, dentre os quais se destacam os sistemas de acumulação com expansão direta e os sistemas de acumulação indireta Strand (1994). No Brasil, o número de instalações que utilizam a técnica de termoacumulação com gelo é superior a 100, sendo que as primeiras instalações somente começaram a aparecer em 1985 (Chiachia. 1993).

Uma discussão geral da técnica de termoacumulação de frio pode ser encontrada no ASHRAE Handbook, "HVAC Systems and Applications", onde são analisados aspectos econômicos, estratégias e equipamentos para armazenagem, e principais aplicações. Análises econômicas e operacionais, sobre vários sistemas de ar condicionado utilizando termoacumulação, também são apresentadas por Kintner-Meyer e Emery (1995) e por Potter et al. (1995).

O frio é armazenado através da produção de gelo (Figura 8.1), ou através do resfriamento de água feito pelo sistema frigorífico. Isto ocorre durante a noite, fora dos horários de ponta, quando a demanda de energia é mínima. O frio armazenado, auxilia no resfriamento nos horários de ponta de carga do ar condicionado no dia seguinte. Armazenar frio durante a noite e usá-lo durante o dia, não é uma idéia nova, nem tão pouco experimental. Durante muitos anos este conceito tem sido usado no condicionamento de ar em instalações com demanda de pico de curta duração, como igrejas e teatros. Agora surge um interesse renovado para um uso mais amplo de sistemas de armazenagem de frio, tanto por parte dos usuários como também por parte das empresas geradoras de eletricidade,

responsáveis pela oferta de energia elétrica, como uma maneira segura e econômica para reduzir os custos operacionais e de investimentos em novas usinas de geração de energia.

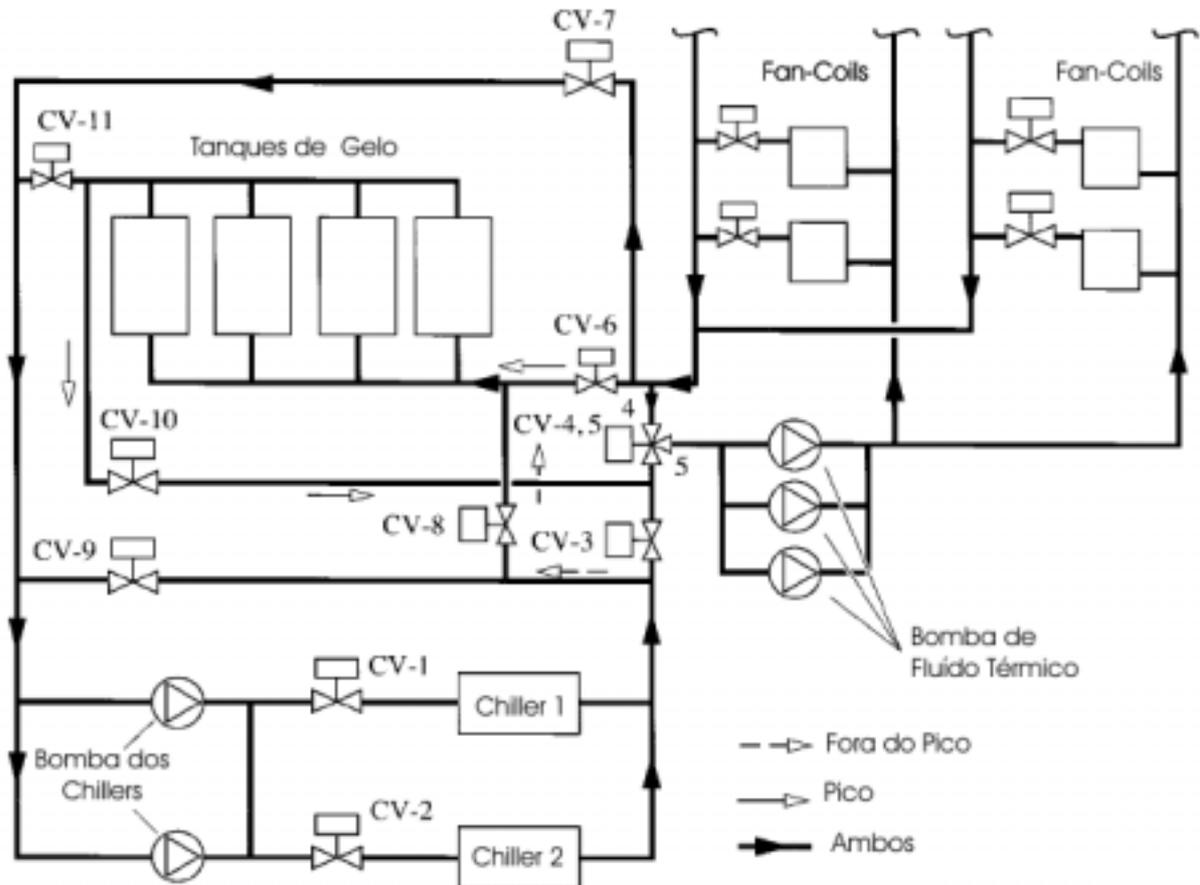


Figura 8.1 – Sistema de termoacumulação com banco de gelo (internal-melt ice storage system).

A termoacumulação não só pode reduzir pela metade os custos operacionais, como também pode reduzir substancialmente os desembolsos de capital, quando os sistemas são adequadamente projetados para novos edifícios comerciais e industriais. Projetistas podem especificar equipamentos (chillers) de capacidade média, operando 24 horas por dia, ao invés de máquinas com capacidade integral para atender aos picos, operando somente 10 ou 12 horas por dia. Quando aplicados em reforma ou retrofit de instalações existentes, um sistema de termoacumulação pode freqüentemente suprir as cargas térmicas adicionais sem aumento da capacidade do chiller existente.

Em projetos convencionais de sistemas de ar condicionado, as cargas térmicas de refrigeração são medidas em termos de “Toneladas de Refrigeração” ou “TR” necessárias. Sistemas de Termoacumulação, entretanto, têm suas capacidades indicadas em “Toneladas Hora” ou “TR-HORA”. A Figura 8.2 representa a carga teórica de refrigeração de 100 TR mantida durante 10 horas, ou uma carga de refrigeração de 1000 TR-HORA. Cada um dos 100 quadrados no diagrama representa 10 TR-HORA.

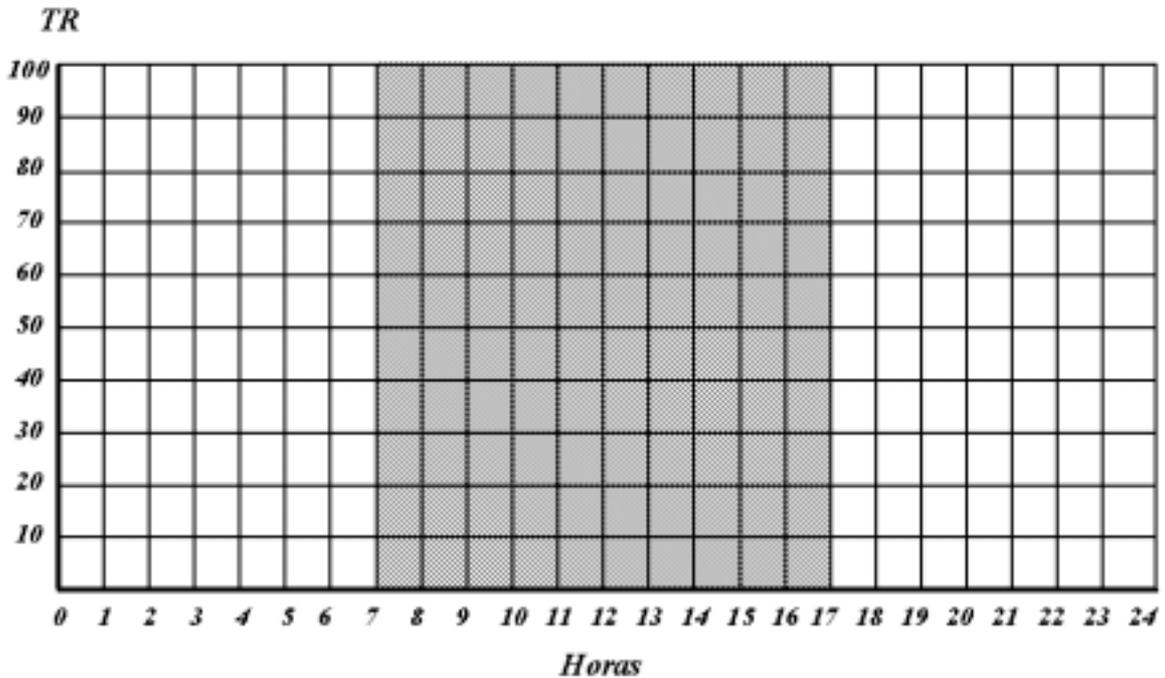


Figura 8.2: Carga teórica de refrigeração de 100 TR.

Na prática, nenhum sistema de condicionamento de ar de edifícios comerciais opera com 100% de capacidade durante todo o ciclo diário de refrigeração. A carga de ar condicionado atinge o seu pico durante o período da tarde (geralmente entre 14:00 e 16:00 h), quando a temperatura ambiente é mais alta. A Figura 8.3 representa o perfil típico da carga térmica de um sistema de condicionamento de ar de um edifício comercial.

Como se vê, o chiller de 100 TR é utilizado na sua capacidade máxima somente durante duas das 10 horas do ciclo diário. Durante as outras 8 horas, apenas uma parcela da capacidade total do chiller é solicitada. Somando-se os quadrados sombreados, encontra-se um total de 75, cada um dos quais representando 10 TR-HORA. Entretanto, é necessário especificar chiller de 100 TR, para atender à carga de refrigeração de 100 TR no horário de ponta.

O fator de carga é definido como a relação entre a carga real de refrigeração e a capacidade potencial total do chiller, ou seja:

$$\text{Fator de carga(\%)} = \frac{\text{TR-HORA(carga real)} \times 100}{\text{TR-HORA-CARGA(Potencial total)}} = \frac{750}{1000} \times 100$$

Neste caso, o chiller tem um fator de carga de 75 %. Ele é capaz de prover 1000 TR-HORA, quando somente são solicitadas 750 TR-HORA. Se o fator de carga é baixo, o desempenho econômico do sistema também é baixo.

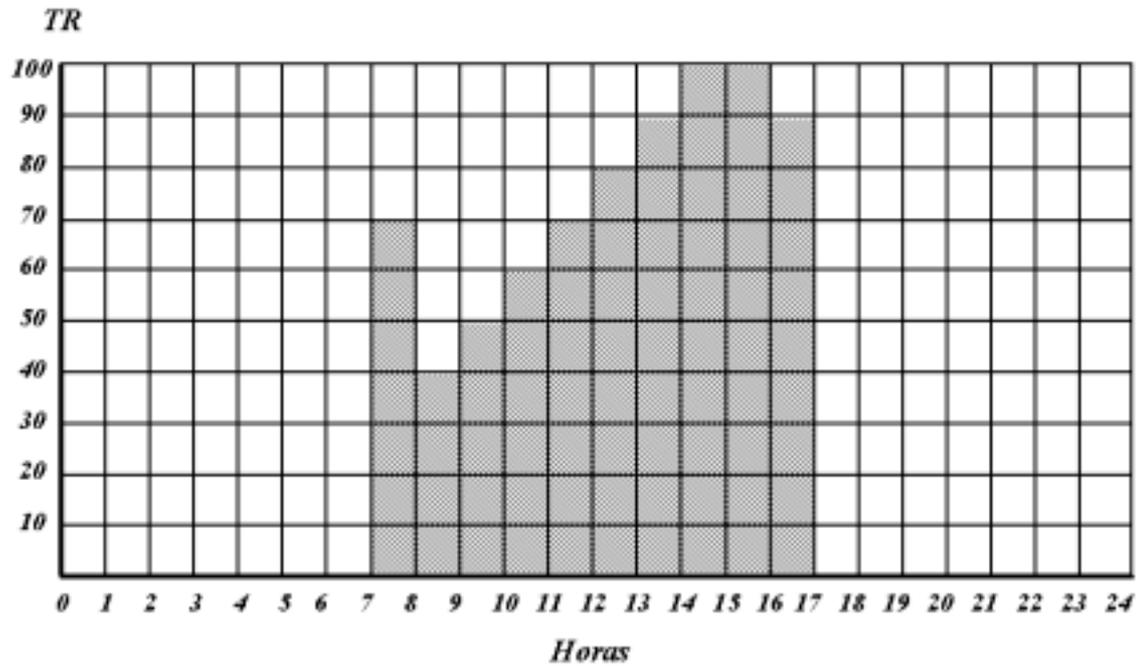


Figura 8.3: Perfil típico da carga de ar condicionado de um edifício comercial.

Dividindo-se o total de TR-HORA do edifício pelo número de horas que o chiller opera, tem-se a carga média do edifício durante todo o período de refrigeração. Se a carga do ar condicionado pudesse ser deslocada para um horário fora de ponta, ou nivelada para a carga média, poder-se-ia utilizar um chiller de menor capacidade, alcançando um fator de carga de 100 %, o desempenho econômico.

8.2 – Escolhendo Armazenagem Total ou Parcial

Duas estratégias de administração de carga são possíveis com o sistema de armazenagem de frio por bancos de gelo. Quando as tarifas de energia elétrica requerem um deslocamento completo de carga, pode-se usar um chiller de capacidade convencional, com armazenagem de energia (frio) suficiente para deslocar a carga total para as horas fora de ponta. Essa estratégia é chamada *Sistema de Armazenagem Total* e é frequentemente aplicada em instalações existentes, usando a o chiller existente.

A Figura 8.4 mostra o mesmo perfil da carga de ar condicionado do edifício comercial, mas com a carga de refrigeração completamente deslocada para as 14 horas fora do horário de uso da refrigeração. O chiller é usado para produzir e armazenar gelo ou para resfriar água durante a noite. O frio armazenado atende à demanda de 750 TR-HORA durante o dia. A carga média foi reduzida para 53,6 TR ($750 \text{ TR-HORA} / 14:00 \text{ horas} = 53,6 \text{ TR}$), o que resulta em significativa redução dos custos de energia, tanto pela redução do pico da demanda, quanto pela redução nas horas de tarifas altas.

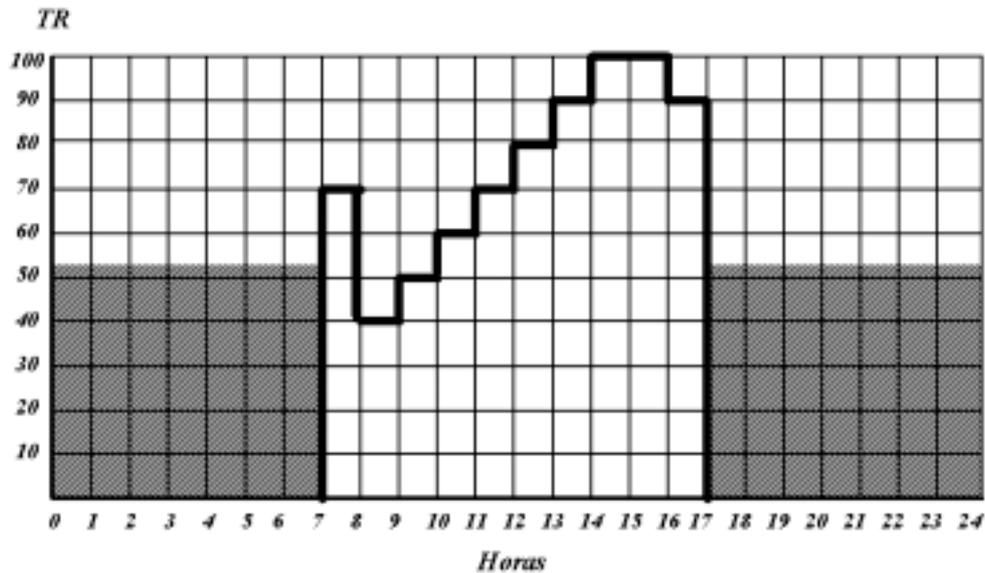


Figura 8.4: Sistema de armazenagem total.

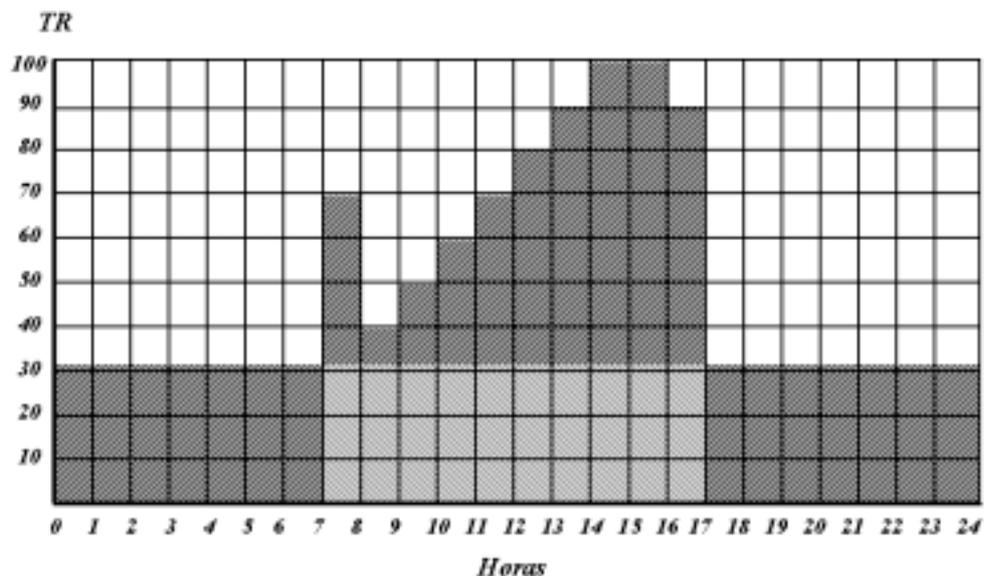


Figura 8.5: Sistema de armazenagem parcial.

Em instalações novas, um *Sistema de Armazenagem Parcial* é a estratégia de administração de carga mais prática e aquela de maior eficiência de custo. Neste método de nivelamento de carga, o chiller funciona continuamente. Ele formará gelo ou resfriará água durante a noite, e durante o dia refrigerará diretamente com a ajuda do frio armazenado. O aumento das horas de operação de 14 para 24 horas resulta na carga média mais baixa possível ($750 \text{ TR-HORA} / 24 \text{ horas} = 31,25 \text{ TR}$), como ilustrado na Figura 8.5. A incidência de tarifa de ponta da demanda é consideravelmente reduzida e a capacidade do chiller pode ser reduzida em 50 a 60% ou mais.

Uma outra possibilidade é a estratégia armazenagem parcial, com desligamento do chiller no horário de ponta do sistema elétrico, onde a tarifa de energia é mais elevada (Figura 8.6)

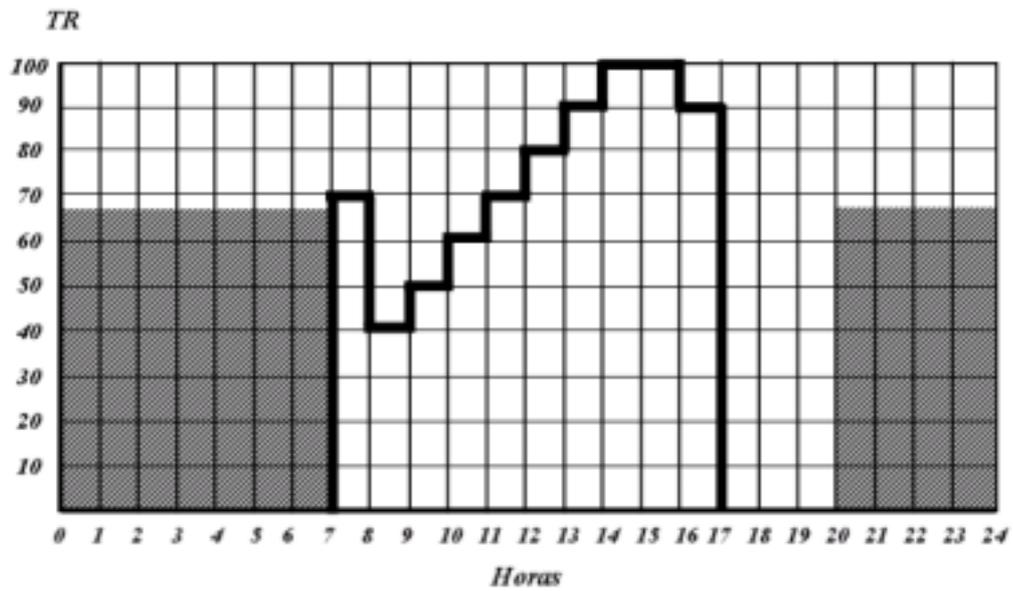


Figura 8.6 – Sistema de armazenagem parcial, com desligamento do chiller no horário de ponta.



Capítulo 9 – Melhorias Energéticas Possíveis.

9.1 – Estrutura.

Entende-se por estrutura o conjunto de elementos que configuram os edifícios ou locais servidos pelas instalações de ar condicionado. Para as estruturas podem ser citados os seguintes pontos, passíveis de melhorias que resultarão na redução do consumo de energia:

- Aplicação de isolamento nos telhados, forros falsos e paredes. Esta medida reduz o consumo de energia, porém necessita de uma análise econômica detalhada.
- Considerar a possibilidade de utilizar telhados de cor clara, para diminuir os ganhos de calor por insolação.
- Sempre que possível, ventilar os espaços vazios em baixo dos telhados (áticos);
- Instalar vidros reflexivos ou películas plásticas nas janelas de vidro, diminuindo-se assim os ganhos de calor por radiação solar. É importante determinar o efeito de tal solução quando se utiliza iluminação natural. Deve-se chegar a um ponto de equilíbrio ótimo entre o consumo de energia para climatização e para iluminação.
- Manter os níveis de iluminação do ambiente dentro do mínimo recomendado por norma.
- Instalar persianas exteriores ou brises, nas janelas dos ambientes climatizados. Para este item também vale a afirmação anterior quanto ao consumo de energia do sistema de iluminação.
- Instalar vidros duplos em lugar de vidros simples. Esta solução é fundamentalmente importante para sistemas de calefação.
- Checar a vedação de portas e janelas, e se possível, instalar juntas de vedação.
- Checar e eliminar e reduzir as frestas ao redor das armações de portas e janelas.
- Substituir vidros quebrados e corrigir imperfeições nas vedações dos mesmos (reaplicar a massa de vedação/sustentação, caso necessário).
- No caso de portas com duas folhas, reduzir o máximo possível a fresta entre as folhas.
- Fechar com material opaco as janelas que não estejam contribuindo efetivamente com iluminação natural.

Exemplo: Um ambiente cuja parcela da carga térmica referente a transmissão de calor pelo teto é de 18,0 TR, tem sua cobertura composta por uma laje de concreto com 18 cm de espessura. Estime a redução da carga térmica deste ambiente, considerando, que será aplicado um isolamento de isopor, com 2,5 cm de espessura, sobre a laje.



$$\text{Teto sem isolamento:} \quad U_{\text{sem}} = 3,28 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Teto com isolamento:} \quad U_{\text{com}} = 1,07 \frac{\text{kcal}}{\text{h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$\frac{\dot{Q}_{\text{com}}}{\dot{Q}_{\text{sem}}} = \frac{U_{\text{com}} A_{\text{teto}} \Delta T_{\text{eqv}}}{U_{\text{sem}} A_{\text{teto}} \Delta T_{\text{eqv}}} = \frac{1,07}{3,28} = 0,326$$

Proporcionalmente aos 8,0 TR, a redução do aporte de calor pelo teto será de:

$$\dot{Q}_{\text{com}} = 18,0 \cdot 0,326 = 5,9 \text{ TR (17841 kcal / h)}$$

Considerando que o sistema opera 10 h/dia, 22 dias/mês e 12 meses/ano, e que o sistema de condicionamento de ar utiliza um chiller cuja eficiência é de 0,85 kW/TR, a redução no consumo será:

$$\text{Red. Consumo} = 10 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 22 \frac{\text{dia}}{\text{mês}} \cdot 12 \frac{\text{mês}}{\text{ano}} \cdot 5,9 \text{ TR} \cdot 0,85 \frac{\text{kW}}{\text{TR}} = 13240 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$

Se a tarifa de energia elétrica é de 0,118 R\$/kWh, tem-se uma economia de:

$$\text{Economia} = 13240 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}} \cdot 0,118 \frac{\text{R\$}}{\text{kWh}} = 1562 \frac{\text{R\$}}{\text{ano}}$$

- Obs:
1. A carga térmica em excesso foi estimada para valores extremos, sendo que um cálculo detalhado deveria levar em consideração as variações de temperatura ao longo do ano.
 2. A eficiência do chiller foi considerada para um equipamento antigo, devendo ser considerada a máquina do caso em análise.

Exemplo: Um edifício de 5 andares (600 m²/andar) tem uma taxa média de iluminação de 20 W/m². Estimou-se que cerca de 70% da iluminação pode ser desligada no período pós-expediente, isto é, das 18:00 as 22:00 horas. Estimar a economia de energia do sistema de condicionamento de ar, devido à redução da iluminação.

$$\text{Área Iluminada} = 600 \text{ m}^2 / \text{andar} \cdot 5 \text{ andares} = 3000 \text{ m}^2$$

$$\text{Red de Carga Térmica} = 3000 \text{ m}^2 \cdot 20 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 42000 \text{ W} = 11,9 \text{ TR}$$



Considerando que o sistema opera 22 dias/mês e 12 meses/ano, e que o sistema de condicionamento de ar utiliza um chiller com eficiência de 0,8 kW/TR, tem-se:

$$\text{Consumo} = 4 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 22 \frac{\text{dia}}{\text{mês}} \cdot 12 \frac{\text{mês}}{\text{ano}} \cdot 11,9 \text{ TR} \cdot 0,80 \frac{\text{kW}}{\text{TR}} = 10053 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$

Se a tarifa de energia elétrica é de 0,118 R\$/kWh, tem-se uma economia de:

$$\text{Economia} = 10053 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}} \cdot 0,118 \frac{\text{R\$}}{\text{kWh}} = 1186 \frac{\text{R\$}}{\text{ano}}$$

Exemplo: Suponha que um edifício, com 9300 m² de área, possua um sistema de iluminação que vai ser otimizado, passando de uma taxa média de iluminação de 33 W/m² para 21 W/m². Estimar a economia de energia do sistema de condicionamento de ar, devido otimização do sistema de iluminação.

$$\text{Red. de Carga Térmica} = 9300 \text{ m}^2 \cdot (33 - 21) \frac{\text{W}}{\text{m}^2} = 111600 \text{ W} = 31,7 \text{ TR}$$

Considerando que o sistema opera 10 h/dia, 22 dias/mês e 12 meses/ano, e que o sistema de condicionamento de ar utiliza um chiller novo, cuja eficiência é de 0,6 kW/TR, a redução do consumo será de:

$$\text{Red. Consumo} = 10 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 22 \frac{\text{dia}}{\text{mês}} \cdot 12 \frac{\text{mês}}{\text{ano}} \cdot 31,7 \text{ TR} \cdot 0,6 \frac{\text{kW}}{\text{TR}} = 50212,8 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$

Se a tarifa de energia elétrica é de 0,118 R\$/kWh, tem-se uma economia de:

$$\text{Economia} = 50212,8 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}} \cdot 0,118 \frac{\text{R\$}}{\text{kWh}} = 5925 \frac{\text{R\$}}{\text{ano}}$$

9.2 – Sistemas de Condicionamento de Ar.

Os sistemas de condicionamento de ar são constituídos por instalações e equipamentos mecânicos (ventiladores, bombas, tubulações, dutos, etc) e elétricos (de potência, manobra e regulação). Devem ser analisados todos os componentes, sejam mecânicos ou elétricos.



- Analisar detalhadamente todos os sistemas antes de efetuar modificações. Certas modificações podem aumentar o consumo de energia.
- Utilizar motores elétricos de potência adequada. Motores elétricos superdimensionados trabalham com rendimento baixo.
- Desligar todos os sistemas quando não vão realmente ser utilizados.
- Estudar e otimizar o horário de partida e parada dos sistemas de climatização.
- Fechar as tomadas de ar exterior, quando os sistemas não vão ser utilizados.
- Diminuir a vazão de ar exterior de renovação até o valor mínimo permissível para satisfazer os critérios de ventilação.
- Minimizar as fugas de ar dos dutos.
- Checar os dampers para garantir que sejam mínimos os vazamentos (fluxo através dos dampers) quando completamente fechados.
- Quando do comissionamento da instalação, ou mesmo em intervalos regulares, deve-se determinar o valor das infiltrações de ar externo, pois estas podem constituir uma porcentagem importante da vazão mínima de ar externo.
- Ajustar a temperatura da água gelada e da água quente, de acordo com as necessidades reais da instalação.
- Estabelecer um zoneamento correto da edificação, utilizando sistemas distintos para as zonas perimetrais (sujeitas aos efeitos climáticos) e as zonas interiores (sujeitas basicamente a cargas devido à iluminação e ocupação).
- Fazer com que os elementos auxiliares do sistema de condicionamento de ar somente sejam usados postos em marcha quando sejam necessários.
- Desligar os ventiladores de extração de zonas não ocupadas e manter a vazão destes ventiladores dentro dos valores estabelecidos em projeto (valor mínimo possível).
- Fazer com que os ventiladores de extração de banheiros e lavabos funcionem somente quando estejam ocupados. Isto pode ser realizado conectando os ventiladores ao interruptor de iluminação.
- Utilizar a água dos sistemas de condensação dos equipamentos frigoríficos para pré-aquecer a água quente sanitário ou industrial.
- Utilizar água de condensação para alimentar as serpentinas de reaquecimento dos sistemas de climatização.
- Utilizar água de condensação para alimentar pré-aquecer o ar externo.



- Se houver disponibilidade, aproveitar o condensado de vapor para pré-aquecer a água.
- Analisar a possibilidade de substituição de equipamentos de calefação elétricos por outros que trabalhem com um fluido quente.
- Isolar tubulações e dutos que passam por espaços não condicionados e/ou não ocupados.
- Reparar todos os isolamentos em mau estado de conservação.
- Diminuir as vazões de água gelada e quente, até os valores mínimos possíveis.
- Ajustar o diâmetro dos rotores das bombas para compatibilizar seu funcionamento com as necessidades dos circuitos.
- Manter limpos os filtros das tubulações de água gelada e quente;
- Verificar se os purgadores de ar dos circuitos hidráulicos estão funcionando corretamente. A presença de ar nas tubulações aumenta o consumo de energia.
- Verificar se as dimensões dos tanques de expansão são adequadas. Tanques subdimensionados provocam a perda de água.
- Se existe vapor de alta pressão, analisar a possibilidade de instalar turbinas para acionar bombas e ventiladores.
- Identificar e reparar todas as fugas de fluidos existentes (ar, água quente, água gelada, refrigerante, óleo, etc).
- Utilizar um sistema de tratamento de água adequado, diminuindo assim as incrustações nas tubulações em trocadores de calor, etc.
- Manter ajustado o sistema de purga do circuito de água das torres de resfriamento, evitando a perda excessiva de água e produtos químicos.
- Verificar se a classe dos filtros de ar atendem as exigências da instalação em questão. Normalmente, filtros de melhores (classes maiores) provocam maior perda de carga, consumindo mais energia.
- Analisar a possibilidade de aumentar a área dos filtros de ar para diminuir sua perda de carga.
- Estabelecer um programa cuidadoso de manutenção dos filtros de ar, para que estes sempre estejam em ótimas condições.
- Manter limpos evaporadores, serpentinas de água e condensadores.
- Considerar a possibilidade de utilização de resfriamento evaporativo do ar para a climatização de certos ambientes.



Exemplo: Num determinado escritório, calculou-se o ar de ventilação para 100 pessoas e a carga térmica referente ao ar de renovação, em 2500 m³/h e 25000 kcal/h (8,3 TR), respectivamente. Considerando que o gerente de manutenção mediu na tomada de ar externo a vazão de 3060 m³/h, estimar o consumo em excesso do equipamento de condicionamento de ar.

O ar em excesso corresponde a:

$$3060 - 2500 = 560 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Proporcionalmente aos 8,3 TR, este excesso de vazão corresponde a uma carga de:

$$\frac{560}{2500} \cdot 8,3 = 1,86 \text{ TR (5622 kcal/h)}$$

Considerando que o sistema opera 10 h/dia, 22 dias/mês e 12 meses/ano, e que o sistema de condicionamento de ar utiliza um chiller antigo, cuja eficiência é de 1,3 kW/TR, o excesso de consumo será de:

$$\text{Consumo} = 10 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 22 \frac{\text{dia}}{\text{mês}} \cdot 12 \frac{\text{mês}}{\text{ano}} \cdot 1,86 \text{ TR} \cdot 1,3 \frac{\text{kW}}{\text{TR}} = 6383 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$

Se a tarifa de energia elétrica é de 0,118 R\$/kWh, tem-se uma economia de:

$$\text{Economia} = 6383 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}} \cdot 0,118 \frac{\text{R\$}}{\text{kWh}} = 753 \frac{\text{R\$}}{\text{ano}}$$

- Obs:
1. A carga térmica em excesso foi estimada para valores extremos, sendo que um cálculo detalhado deveria levar em consideração as variações de temperatura ao longo do ano.
 2. A eficiência do chiller foi considerada para um equipamento antigo, devendo ser considerada a máquina do caso em análise.

Exemplo: Verificou-se que uma instalação de condicionamento de ar tem seus Fan-Coil operando com uma vazão de 23000 m³/h. Durante três meses de um ano, os filtros destes Fan-Coils estiveram sujos, causando um perda de carga em excesso de 10 mmCA (0,1 kPa). Estimar o excesso de consumo destes equipamentos e a economia que poderia ter sido efetuada.

A potência do ventilador necessária para compensar o excesso de perda de carga pode ser estimada por:



$$W = \frac{\dot{V} PD}{750}$$

onde: W potência, kW.
V vazão, em l/s.
PD perda de carga, em kPa.

Para o exemplo: $\dot{V} = 230000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3} \cdot \frac{1}{3600} \frac{\text{h}}{\text{s}} = 63888 \frac{\text{l}}{\text{s}}$

$$W = \frac{63888 \cdot 0,1}{750} = 8,51 \text{ kW}$$

Considerando que o sistema opera 10 h/dia, e 22 dias/mês, tem-se:

$$\text{Consumo} = 10 \frac{\text{h}}{\text{dia}} \cdot 22 \frac{\text{dia}}{\text{mês}} \cdot 3 \frac{\text{mês}}{\text{ano}} \cdot 8,51 \text{ kW} = 5622 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}}$$

Se a tarifa de energia elétrica é de 0,118 R\$/kWh, tem-se uma economia de:

$$\text{Despesa em Excesso} = 5622 \frac{\text{kWh}}{\text{ano}} \cdot 0,118 \frac{\text{R\$}}{\text{kWh}} = 663,40 \frac{\text{R\$}}{\text{ano}}$$

9.3 – Redução do Consumo de Energia em Instalações de Ar Condicionado.

9.3.1 – Sistemas Com Vazão de Ar Variável (VAV).

Como descrito anteriormente, os sistemas VAV podem fornecer ar aquecido ou refrigerado, à temperatura constante, para todas as zonas servidas. Caixas VAV terminais, localizadas em cada zona, controlam a quantidade que será insuflado no ambiente, em função da sua carga térmica. Como métodos para a redução do consumo de energia destes sistemas podem ser citados:

1. Redução do volume total de ar tratado pelo sistema até o mínimo satisfatório;
 2. Redução da temperatura da água quente e aumento da temperatura da água fria, de acordo com os requerimentos do sistema;
 3. Trabalhar com temperaturas do ar refrigerado não inferior à necessária para satisfazer a zona com carga térmica máxima;
 4. Instale controles de pressão estática, aumentando-se a eficiência de operação (regulagem) dos dampers de by-pass;
 5. Instalar damper de regulagem da sucção do ventilador, caso não exista.
-



9.3.2 – Sistemas Com Vazão Constante (VAC)

A maioria dos sistemas com vazão de ar constante fazem parte de um outro sistema, por exemplo, um sistema duplo duto, ou são usados para fornecer a vazão exata de ar insuflado. As oportunidades para a redução do consumo de energia destes sistemas residem em:

1. Determinar e utilizar a mínima vazão de ar que é suficiente para atender as cargas térmicas;
2. Investigar a possibilidade de conversão destes sistemas para vazão de ar variável;

9.3.3 – Sistemas de Indução

Estes sistemas fornecem ar primário à alta velocidade para os condicionadores de indução instalados nas diferentes zonas. Nestes condicionadores o ar primário é descarregado através de bocais, induzindo uma certa quantidade de ar do ambiente através de serpentinas de aquecimento ou resfriamento. Como métodos para a redução do consumo de energia destes sistemas podem ser citados:

1. Fixar a vazão de ar primário em valores iguais aos de projeto, quando for efetuado o balanceamento da instalação;
2. Inspeccionar os bocais. Verificar se houve alargamento dos orifícios dos bocais em decorrência da utilização. Se houve alargamento, balancear novamente a quantidade de ar primário. Manter os bocais limpos, para evitar excessiva perda de carga;
3. Trabalhar com temperatura da água fria no máximo valor possível, durante o ciclo de resfriamento;
4. Considerar a possibilidade de utilização de ajuste manual da temperatura do ar primário durante o aquecimento, ao invés de se utilizar um ajuste automático, em função das condições externa.

9.3.4 – Sistemas Duplo Duto.

O condicionador central dos sistemas duplo duto fornecem ar aquecido ou refrigerado, ambos à temperatura constante. Cada zona é servida por dois dutos, um com ar quente e outro com ar refrigerado, que alimentam uma caixa de mistura. Esta caixa mistura o ar quente com o ar refrigerado, de forma que se atinja a temperatura adequada para satisfazer a carga térmica da zona em que está instalada. Como medidas para a redução do consumo de energia podem ser citadas:

1. Redução da temperatura do ar quente e aumento da temperatura do ar refrigerado;
2. Redução da vazão de ar, para todas as caixas de mistura, até o nível mínimo aceitável;



3. Quando não existir cargas de resfriamento, fechar o duto de ar frio e desligar o sistema frigorífico. Operar o sistema como se fosse constituído de um único duto. Quando o sistema passa a operar como de fosse de duto único, ocorre uma redução da vazão de ar, portanto há economia de energia.
4. Quando não existir cargas de aquecimento, fechar o duto de ar quente e desligar o sistema de aquecimento. Operar o sistema como se fosse constituído de um único duto;

9.3.5 – Sistemas de Zona Única.

Um sistema de zona única é aquele que fornece ar aquecido ou refrigerado, para uma única zona, controlado por seu termostato. O condicionador de ar pode estar instalado dentro da própria zona ou fora desta, em local apropriado, e o ar pode ser insuflado diretamente no ambiente ou distribuído por dutos. Pontos que podem resultar em redução do consumo de energia são:

1. Em alguns sistemas a vazão de ar pode ser reduzida até um mínimo satisfatório, reduzindo-se a potência do ventilador. Deve ser lembrado que a potência do ventilador varia com o cubo da vazão. Assim, para 10% de redução da vazão, há uma redução de 27% na potência do ventilador.
2. Aumento da temperatura de insuflamento durante o verão e redução durante o inverno;
3. Utilização da serpentina de resfriamento para fornecer tanto resfriamento como aquecimento, através da mudança da tubulação de água (fria ou quente). Isto permite a remoção da serpentina de aquecimento, o que resulta em economia de energia de duas formas. A primeira resulta da redução da perda de carga do sistema, portanto há economia de energia associada ao ventilador. A segunda está relacionada com as dimensões das serpentinas de resfriamento, as quais são muito maiores que as de aquecimento. Isto permite trabalhar com menores temperaturas da água quente. Deve-se observar que a remoção da serpentina de aquecimento não é recomendada se o controle de umidade é crítico na zona considerado.

9.3.6 – Sistemas Com Reaquecimento Terminal.

Nestes sistemas o condicionador central fornece ar a uma dada temperatura para todas as zonas servidas pelo mesmo. Em seguida, serpentinas de reaquecimento, instaladas em cada zona, aquecem ar primário, em função da carga térmica da zona considerada. As oportunidades para a redução do consumo de energia destes sistemas residem em:

1. Redução da vazão de ar para sistemas com zona única, ou até aquela mínima para satisfazer todas as zonas;



2. Se for necessário um controle preciso da temperatura e da umidade nas zonas, deve-se reduzir a temperatura e a vazão de água da serpentina de reaquecimento, até valores mínimos satisfatórios;
3. Se não for necessário um controle preciso de umidade e temperatura, deve ser analisada a possibilidade de conversão do sistema para um VAV, eliminando-se as serpentinas de reaquecimento.

9.4 – O Ciclo Economizador

O conceito básico de ciclo economizador é a utilização de ar externo para resfriamento, quando as condições ambientais permitem. Há diversos parâmetros que devem ser avaliados para determinar se o ciclo economizador se justifica. Entre estes parâmetros estão:

1. Clima;
2. Ocupação da edificação;
3. O zoneamento da edificação;
4. A compatibilidade do “economizer” com outros sistemas;
5. O custo de sua implantação.

Para se efetuar o resfriamento através do ar externo geralmente necessita-se de um ventilador de retorno adicional e de equipamentos de controle (para o economizer). O sistema de umidificação também será sobrecarregado, portanto estes sistemas devem ser cuidadosamente avaliados, levando em consideração sua aplicação específica.

9.4.1 – Ciclo Economizador Controlado por Temperatura de Bulbo Seco.

A operação deste ciclo pode ser automatizada instalando-se dampers de ar externo dimensionados para 100% da vazão insuflada e controles locais que, durante a operação em ciclo economizador, em um eventual aumento da temperatura do ambiente condicionado, abrirão primeiro os dampers de ar externo. Após a abertura dos dampers, um aumento da temperatura do ambiente climatizado deverá fazer com que os controles acionem o sistema de resfriamento (serpentinas de expansão direta ou água gelada).

O ciclo economizador controlado por temperatura de bulbo seco é ativado quando a temperatura externa de bulbo seco é inferior a um determinado valor, por exemplo 21 °C (este valor depende da localização). Acima desta temperatura o resfriamento por ar externo não é econômico, e os dampers de ar externo fecham até a posição mínima, para satisfazer a ventilação.

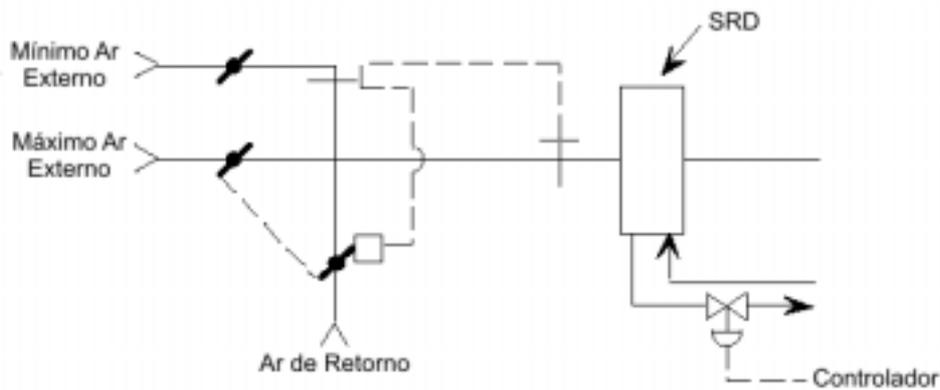


Figura 9.1 – Ciclo Economizador (por temperatura) – Controle da Temperatura de Mistura.

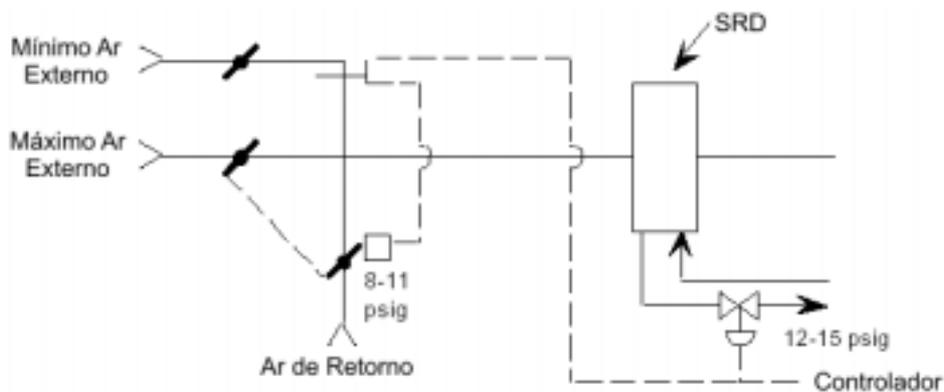


Figura 9.2 – Ciclo Economizador (por temperatura) – Controle da Temperatura da Água.

No sistema mostrado na Figura 9.1, que é bastante comum, os dampers de ar externo e de retorno são modulados de forma que a temperatura de mistura seja constante. Na Figura 9.2, o controlador que atua sobre a válvula de água gelada também opera os dampers de ar externo e de retorno, sendo que a válvula de água gelada é operada seqüencialmente com estes dampers. Este último método é melhor, pois reduz a carga sobre a serpentina de resfriamento e desumidificação.

9.4.2 – Ciclo Economizador Controlado por Entalpia.

Se o sistema utiliza um controle por entalpia do ar externo, a economia de energia será maior devido à maior precisão na mudança de regime de resfriamento, exceto para os climas bastante secos. A carga térmica aplicada a uma serpentina de resfriamento é função da entalpia do ar na entrada da mesma e a entalpia, por sua vez, é uma função da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa do ar (ou temperatura de orvalho).

O controlador de entalpia mede a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar externo e no duto de retorno, determinando as suas respectivas entalpias. Em seguida determina qual fonte de ar resultará na menor carga térmica sobre a serpentina de resfriamento. Se o ar externo representa a menor carga, o controlador habilita o ciclo economizador. Da mesma forma que no



sistema da figura anterior, o controlador da Figura 9.3 atua sobre a válvula de água gelada e sobre os dampers de ar externo e de retorno, sendo que a válvula de água gelada também é operada seqüencialmente com estes dampers.

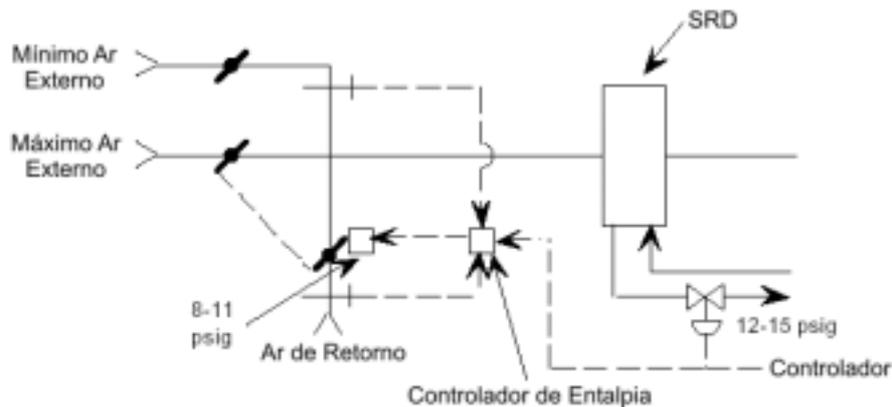


Figura 9.3. Ciclo Economizador (por entalpia) – Controle da Temperatura da Água gelada.

9.5 – Resfriamento Evaporativo.

Genericamente, resfriamento evaporativo ocorre quando algum meio ou produto cede calor para que a água evapore. A evaporação de um produto qualquer é um processo endotérmico, isto é, demanda calor para se realizar. Esta transferência de calor pode ser forçada (quando fornecemos o calor) ou induzida (quando criamos condições para que o produto retire calor do meio). Um exemplo bastante conhecido de resfriamento evaporativo é a Torre de Resfriamento, pois nela uma parcela de água é induzida a evaporar, retirando calor da água remanescente, que se resfria por ceder este calor. No resfriamento evaporativo de ar, o mesmo princípio é utilizado: o ar cede energia (calor) para que a água evapore, resultando numa corrente de ar mais fria à saída do resfriador evaporativo.

O ar atmosférico é uma mistura de ar seco e vapor de água. Para uma dada condição de temperatura e pressão esta mistura tem capacidade de conter uma quantidade máxima de vapor d'água (ar saturado = 100% de umidade relativa ou 100% UR). Na prática esta condição de ar saturado só é observada durante e logo após uma chuva. Normalmente o ar encontra-se não saturado ($UR < 100\%$) e, portanto, apto a absorver mais umidade. Quanto mais seco o ar (menor UR), maior a quantidade de vapor de água que pode ser absorvida. Para que haja esta absorção é necessário que a água utilizada passe da fase líquida para a fase vapor. Esta mudança de fase demanda uma quantidade de energia que é retirada do meio, no caso o ar, resfriando-o. Existe um princípio básico nas reações físico-químicas segundo o qual quanto maior a superfície de contato entre os reagentes, maior a velocidade da reação. Assim sendo, devemos procurar aumentar a área de contato entre a água e o ar. Como o ar já se encontra diluído e ocupando todos os espaços disponíveis, resta-nos a água para dispersar.



Uma maneira de aumentar a área de contato é forçar a água através de chuveiros, sprays (atomizadores). São métodos bastante eficientes, que atingem elevados índices de umidificação e abaixamento de temperatura. Recomenda-se, no entanto, que este tipo de umidificação seja efetuado dentro do resfriador. Quando lançada no ambiente, mesmo que micro-pulverizada, a água pode encontrar uma região já saturada, o que fará com que não seja absorvida pelo ar e se precipite, molhando o que estiver em seu caminho até o solo. Mesmo sistemas com umidistatos e válvulas solenóides, que cortam o fluxo de água quando determinada umidade relativa é atingida, tendem a gotejar nos bicos até a estabilização da pressão de água no sistema. Outra maneira adotada é a de utilizar superfícies de contato, isto é, utilizando materiais com elevada superfície exposta. A água é distribuída na parte superior de colméias (ou mantas) e desce por canais pré-formados ou aleatórios, molhando todo o meio. O ar atravessa transversalmente a colméia (ou manta), entrando em contato íntimo com o meio úmido e absorvendo água até bem próximo da saturação.

As principais vantagens deste método são:

- A parte molhada do sistema fica restrita ao equipamento;
- Nunca se ultrapassa o ponto de saturação, pois o ar só absorve a umidade que pode comportar, deixando no equipamento a água excedente;
- Este processo realiza ainda uma lavagem do ar, retendo poeira e sujeiras na colméia, as quais são continuamente lavadas pela água excedente.

Os resultados globais atingidos por qualquer dos sistemas acima descritos dependem ainda do fluxo do ar. É necessária a adequação de vazão e velocidade para que se obtenham as melhores condições ambientais. Estas considerações são normalmente levadas em conta pelos fabricantes dos equipamentos.

Temos que o sistema evaporativo tem aplicação em quase todo tipo de ambiente, com uma gama de utilizações muito mais abrangente do que o ar condicionado e a ventilação tradicionais. Assim sendo, de pequenos a grandes espaços, de áreas pouco povoadas a grandes adensamentos, de locais com baixa carga térmica a grandes geradores de calor, de áreas de lazer a locais de trabalho, todos podem se beneficiar das vantagens do resfriamento evaporativo.

Há ainda aqueles ambientes em que a manutenção de elevada umidade relativa é requisito das condições do processo industrial. Em tais ambientes, dependendo da umidade desejada, pode ser utilizada renovação de ar total, parcial ou mesmo nula.

Estes sistemas apresentam desvantagens, e entre elas podem ser citadas:

- Resultam em maior variação da temperatura do ambiente condicionado, e estas variações têm que ser aceitáveis para os ocupantes.



- Dependendo do tipo de instalação, a vazão de ar externo pode variar em função das condições externas.
- Não é um sistema eficiente para climas quentes e úmidos

9.6 – Controle e Regulagem.

- Proteger os termostatos e outros sensores, para evitar sua manipulação por pessoas não autorizadas.
- Instalar os termostatos longe dos locais que sofrem grande influência de focos de calor ou frio.
- Sempre que possível, instalar controles de temperatura ambiente em todos e em cada um dos locais climatizados.
- Avaliar a possibilidade de trocar as válvulas de três vias por válvulas de duas vias, instalando-se um sistema de bombeamento com velocidade variável.
- Avaliar a possibilidade de instalação de termostatos de controle flutuante, permitindo que a temperatura ambiente flutue entre margens relativamente amplas.
- Manter os sensores limpos

9.7 – Uso de Motores Eficientes

Os sistemas de condicionamento de ar utilizam uma quantidade de motores apreciáveis: bombas, torres de resfriamento, unidades ventiladoras (“fan coils”), etc. Dependendo da potência (e idade), os rendimentos típicos dos motores podem variar na faixa de 75 a 95%, sendo os 5 a 25% da potência restantes perdidos internamente no motor.

Motores mais eficientes são projetados para converter uma quantidade de energia elétrica maior em trabalho. Instalando motores bem dimensionados e mais eficientes, consome-se menos energia. Na tabela abaixo é feita uma comparação entre motores Padrão e de Alto Rendimento:

Em ocasiões de troca de motores, principalmente aqueles de grandes potências e que operam continuamente, deve-se considerar a possibilidade de adquirir motores de Alto Rendimento.

A eficiência de um motor elétrico é dada por:

$$\eta = \frac{\text{Pot. Saída}}{\text{Pot. Entrada}}$$

Para uma mesma potência de saída (por exemplo: 100 hp), tem-se:



Tabela 9.1 – Eficiência de motores elétricos padrão e de alto rendimento

HP	Efic. Motor Padrão	Efic. Alto de Rendimento
5	83.3	89.5
7.5	85.2	91.7
10	86.0	91.7
15	86.3	92.4
20	88.3	93.0
30	89.5	93.6
40	90.3	94.1
50	91.0	94.5
60	91.7	95.0
75	91.6	95.4
100	92.1	95.4

$$\text{Dif. Consumo} = \text{Pot. Saída} \left(\frac{1}{\eta_{\text{Pad}}} - \frac{1}{\eta_{\text{AR}}} \right) \text{ Tempo}$$

Para funcionamento contínuo durante 1 ano (8760 h), e sendo 1 hp = 745 W, vem:

$$\text{Dif Consumo} = 74500 \text{ W} \left(\frac{1}{0.921} - \frac{1}{0.954} \right) 8760 \text{ horas}$$

$$\text{Dif Consumo} = 24511 \text{ kWh}$$

Considerando que a tarifa da energia elétrica é de R\$ 0,10/kWh, a economia será de R\$ 2.451,00/ano. Com esta redução no consumo, pode-se calcular o tempo de retorno do “investimento” (troca de motor não eficiente, por outro eficiente).

9.8 - Uso de Inversores de Frequência (VSD)

Os Inversores de Frequência são dispositivos eletrônicos, que atuam sobre a frequência da corrente dos motores, permitindo alteração da sua rotação.

Considerando que ventiladores, bombas e outras máquinas rotativas nem sempre operam a plena carga (sua vazão varia), e que as formas de variar as vazões, via de regra, são obtidas através de estrangulamento (fechamento de válvulas e “dampers”), isto introduzia perdas consideráveis de energia. Considerando ainda que as vazões são linearmente relacionadas com a rotação (da bomba ou ventilador), a utilização de VSD, permite o controle da vazão sem a introdução de perdas, pela alteração da rotação do equipamento.



$$\frac{\text{Vazão A}}{\text{Vazão B}} \propto \left(\frac{\text{RPM A}}{\text{RPM B}} \right)$$

É oportuno lembrar, que a relação de potências varia com o cubo da rotação, isto significa que reduzindo a vazão (atuando na rotação), o consumo cairá em relação cúbica.

$$\frac{\text{HP A}}{\text{HP B}} \propto \left(\frac{\text{RPM A}}{\text{RPM B}} \right)^3$$

Estudos realizados nos EUA têm mostrado que os uso destes dispositivos pode economizar até 52% de energia. A seguir, é mostrada uma tabela com custo instalado (nos EUA) de VSD para diversas potências. Os sistemas VAV (Volume Variável) e de bombeamento, já aplicam largamente estes dispositivos, sendo mostrada na figura abaixo a variação da potência de um ventilador centrífugo em função da vazão, para vários mecanismos de controle.

Tabela 9.2 – Custo estimado de Inversores de freqüência

Potência (hp)	Custo Instalado U\$
5	2975
10	3575
30	7225
50	11100

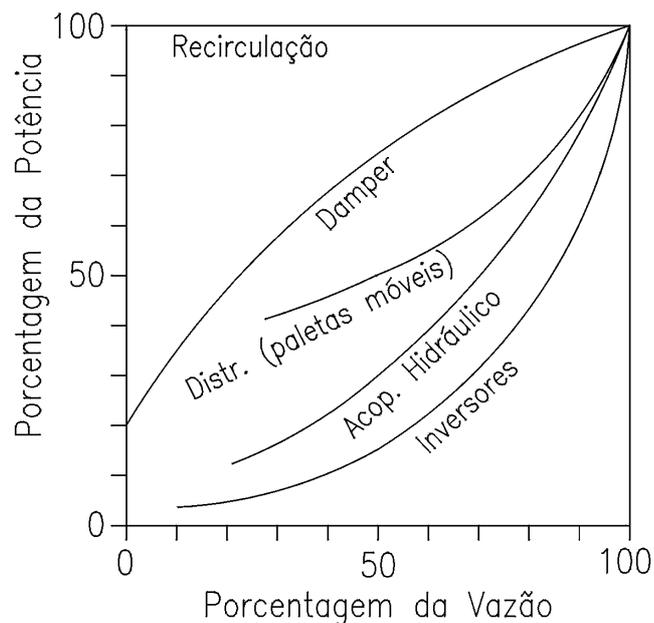


Figura 9.4 – Comparação entre diversos sistemas de controle de ventiladores centrífugos



9.9 – Rendimentos típicos dos equipamentos de condicionamento de ar.

Conforme foi visto anteriormente, o rendimento de um equipamento pode ser expresso através de seu COP, seu “EER” ou em kW/TR, O rendimento, através do índice EER, é expresso em Btu/h/Watts, representando a relação entre o efeito útil e a quantidade de trabalho utilizado para produzi-lo. A relação entre o EER e seu correspondente em kW/TR é:

$$\frac{\text{kW}}{\text{TR}} = \frac{12}{\text{EER}}$$

A seguir, são mostradas algumas tabelas com valores típicos de EER, para diversos tipos de equipamentos, É conveniente lembrar, contudo, que estes valores são apenas para referência, devendo ser obtidos junto aos fabricantes, no caso de uso em estudos reais,

Tabela 9.3 – Aparelhos de Janela (1 Btu/h = 0,252 kcal/h)

Capacidade (Btu/h)	Compressor	EER
7000	Alternativo	7,5
10000	Alternativo	8,0
12000	Alternativo	7,9
15000	Alternativo	7,9
18000	Rotativo	9,5
21000	Rotativo	7,6
30000	Rotativo	9,7

Fonte: Marques (1995)

Tabela 9.4 – Aparelhos de Janela (1 Btu/h = 0,252 kcal/h)

Capacidade (Btu/h)	Compressor	EER	Compressor	EER
5000-9000	Rotativo	9,43	Alternativo	7,85
10000-18000	Rotativo	9,57	Alternativo	9,03
21000-30000	Rotativo	9,19	Alternativo	8,68

Obs: Os aparelhos com compressores rotativos quando para exportação para o mercado americano tem as seguintes eficiências em ordem crescente de capacidade (9,56, 9,94, 8,88), Fonte: Brisola (1995),



Tabela 9.5 – Splits

(1 Btu/h = 0,252 kcal/h)

Tipo	Sigla	Cap Btu/h	Compressor	EER
Air Split	High Wall	12000	Altern/rotat	7,0
Air Split	38PQ/PX012	12000	Altern/rotat	6,8
Air Split	38PV//PW018	18000	Altern/rotat	8,0
Air Split	38PV/PW024	24000	Altern/rotat	6,7
Air Split	38PV/PW030	30000	Altern/rotat	7,1
Air Split	38MSF/CR	40000	Altern/rotat	7,2
Multisplit	38/40MS 233	39683	Altern/rotat	8,6
Multisplit	38/40MS 383	39683	Altern/rotat	7,2
Air Split	38MR 233	39683	Altern/rotat	9,1
Air Split	38MR 383	39683	Altern/rotat	9,1
Splitão	40MSA	60000	Scroll	11,3
Splitão	40MSA	90000	Scroll	13,0

Obs: A proporção de equipamentos com compressor rotativo é de 30%, As eficiências mencionadas são as médias, Fonte: Brisola (1995)

Tabela 9.6 - Self Contained

(1 Btu/h = 0,252 kcal/h)

Tipo	Sigla	Cap Btu/h	Compressor	EER
Cond, a água	50 BR 006	73200	Scroll	11,62
Cond, a água	50 BR 008	100800	Scroll	10,61
Cond, a água	50 BR 012	144000	Scroll	10,91
Cond, a água	50 BR 014	168000	Scroll	10,84
Cond, a água	50 BR 016	194400	Scroll	10,34
Cond, a ar	50 BX 006	61200	Scroll	7,37
Cond, a ar	50 BX 008	90000	Scroll	7,26
Cond, a ar	50 BX 012	123600	Scroll	7,73
Cond, a ar	50 BX 014	151200	Scroll	7,41
Cond, a ar	50 BX 016	181200	Scroll	7,88
Cond, a ar remoto	50 BZ 006	6100	Scroll	7,85
Cond, a ar remoto	50 BZ 08	90000	Scroll	7,44
Cond, a ar remoto	50 BZ 012	123600	Scroll	7,58
Cond, a ar remoto	50 BZ 014	151200	Scroll	7,83
Cond, a ar remoto	50 BZ 016	181200	Scroll	7,95

Fonte: Brisola 1995



Tabela 9.7 – Centrífugas (Chiller)

(1 Btu/h = 0,252 kcal/h)

Sigla	Cap Btu/h	Compressor	EER
19 XL	3600000	Centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	4200 000	Centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	4800000	Centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	5400000	Centrifugo	17,91 a 20,0
19 XL	6000000	Centrifugo	17,91 a 20,0
23 XL	1 920 000	Centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	2160000	Centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	2400000	Centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	2760000	Centrifugo	17,65 a 18,75
23 XL	3000000	Centrifugo	17,65 a 18,75

Fonte: Brisola 1995

Tabela 9.8 – Chillers

(1 Btu/h = 0,252 kcal/h)

Sigla	Cap BTU/h	Compressor	EER
39 GN 040	430800	Alternativo	9,64
39 GN 045	499200	Alternativo	9,47
39 GN 050	604800	Alternativo	9,72
39 GN 060	759600	Alternativo	9,47
39 GN 080	982800	Alternativo	9,54
39 GB 100	1195200	Alternativo	9,98
39 GB 045	549600	Alternativo	10,23
39 GB 055	638400	Alternativo	9,97
39 GB 060	716400	Alternativo	9,40
39 GB 075	932400	Alternativo	9,47
39 GB 100	1227600	Alternativo	9,48
39 GB 125	1574400	Alternativo	9,50
39 GB 150	1926000	Alternativo	9,66
39 GB 175	2155200	Alternativo	9,42
39 GB 200	2395200	Alternativo	9,29

Fonte: Brisola 1995



Outra fonte de dados para a eficiência de equipamentos de condicionamento de ar é o INMETRO, que através do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE), fornece os consumidores informações que permitem avaliar e otimizar o consumo de energia dos equipamentos, selecionar produtos de maior eficiência em relação ao consumo, possibilitando economia nos custos de energia.

O Selo do Prêmio Nacional de Conservação de Uso Racional de Energia do Procel é concedido anualmente como forma de premiação aos equipamentos que estejam etiquetados no âmbito do PBE e que tenham obtido classificação "A". As tabelas com as classificações do Selo Procel, são dadas abaixo, sendo que a classificação completa dos aparelhos, com base no ano de 2004, pode ser obtida na página do INMETRO (<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe.asp#selo>).

CONDICIONADOR DE AR Data atualização 20/05/2004

Classes	Coeficiente de eficiência energética (k.J/Wh)												Total de modelos por classe
	Categoria 1 ≤ 9.495 kJ/h < 9.000 BTU/h			Categoria 2 9.496 a 14.769 9.001 a 13.999			Categoria 3 14.770 a 21.099 14.000 a 19.999			Categoria 4 ≥ 21.100 ≥ 20.000			
SELO PROCEL	10,23	24	42,9%	10,75	43	69,4%	10,26	7	50,0%	10,16	2	14,3%	76
A	10,23	37	66,1%	10,75	49	79,0%	10,26	7	50,0%	10,16	2	14,3%	95
B	9,41	2	3,6%	9,89	6	9,7%	9,43	5	35,7%	9,35	8	57,1%	21
C	8,66	0	0,0%	9,10	2	3,2%	8,68	1	7,1%	8,60	0	0,0%	3
D	7,96	1	1,8%	8,37	4	6,5%	7,99	1	7,1%	7,91	4	28,6%	10
E	7,33	0	0,0%	7,70	1	1,6%	7,35	0	0,0%	7,28	0	0,0%	1
F	6,74	8	14,3%	7,08	0	0,0%	6,76	0	0,0%	6,70	0	0,0%	8
G	< 6,74	8	14,3%	< 7,08	0	0,0%	< 6,76	0	0,0%	< 6,70	0	0,0%	8

CONDICIONADOR DE AR SPLIT

Classes	Coeficiente de eficiência energética (W/W)	Total de modelos por classe
A	$CEE > 2,94$	22 27,8%
B	$2,76 < CEE \leq 2,94$	35 44,3%
C	$2,58 < CEE \leq 2,76$	13 16,5%
D	$2,39 < CEE \leq 2,58$	7 8,9%
E	$2,21 < CEE \leq 2,39$	2 2,5%
F	$2,02 < CEE \leq 2,21$	0 0,0%
G	$CEE \leq 2,02$	0 0,0%

9.10 – Troca de Centrais de Água Gelada (CAG)

O momento da troca dos resfriadores de líquido (“chillers”), deve ser motivo de estudos detalhados. Em geral, equipamentos com mais de 20 anos, devem ser substituídos, uma vez que já apresentam grau de obsolescência razoável e, em geral, um nível de desgaste apreciável (controles, compressores, tubos de trocadores, etc).



Necessariamente, não se deve fazer a troca por um de mesma capacidade. Em geral, os “chillers” encontram-se superdimensionados. Recomenda-se fazer um estudo minucioso, visando verificar as possibilidades de redução de carga térmica, considerando todas as oportunidades aqui estudadas anteriormente. É bom lembrar que só o “chiller”, terá um custo inicial de cerca de U\$450,00/TR, sem considerar os outros equipamentos. Uma redução de capacidade de 50 TR, numa grande instalação representará, algo em torno U\$ 22.500,00.

Depois, de recalculada a carga térmica da instalação, considerando todas as medidas de economia de energia possíveis, é provável se obtenha uma redução na capacidade da nova máquina. Deve-se então, levantar informações dos custos operacionais dos equipamentos existentes, isto é, seu histórico de manutenção (custos anuais com trocas de componentes), prever trocas futuras (compressores, condensadores, etc) e medir a sua “performance” (kW/TR). Em seguida, mediante consulta aos fabricantes e de posse de uma “Especificação Técnica”, obtêm-se dados técnicos e custos dos novos equipamentos. Dispõe-se então dos elementos necessários para fazer uma análise técnico-econômica criteriosa, para balizar a virtual substituição.

Outros aspectos a considerar, são os refrigerantes utilizados nas máquinas. Considerando as restrições que vem sendo impostas pelo Protocolo de Montreal e pelo CONAMA, os Refrigerantes R-11 e R-12 deverão ser substituídos em curto prazo pelos HCFC-123 e HFC-134a, respectivamente. Estes refrigerantes são largamente usados em equipamentos de grande porte.

A Resolução CONAMA 267 de Set/2000, em função do Protocolo de Montreal, dispõe sobre a proibição, no Brasil, da utilização de CFCs, estabelecendo prazos e limites para importações destas substâncias. Tendo sido prevista a proibição total da produção/importação do R12 até janeiro de 2007. A tabela abaixo mostra, de forma resumida, as datas previstas para a proibição da utilização dos CFS's e HCFS's.

Em função das restrições impostas ao uso do R-11 e do R-12, e em se tratando de equipamentos mais novos (cerca de 10 anos), poderá ser mais vantajoso executar o “retrofit” do equipamento em vez de adquirir novos equipamentos.

O “retrofit” pode envolver a troca de rotores, gaxetas ou mesmo do compressor. Cabe lembrar, que um estudo de redução de cargas térmicas seria aconselhável, também neste caso, já que uma redução de capacidade do equipamento (“retrofit”), poderá ocorrer. Desta forma, poderia garantir-se que, ao final das reduções de cargas da instalação e do “retrofit”, o equipamento continuaria a atender plenamente o sistema.

A seguir, é apresentado um caso típico de análise técnico-econômica, para substituição de “chillers” de uma instalação de condicionamento de ar.



Tabela 9.9 – Resumo dos eventos relacionados com a proibição dos CFCs

“Phase Out”	Refrigerante	Ação
1996	R11, R12 e R500	Extingue a produção. Equipamentos não mais fabricados
2010	HCFC22	Pára a fabricação de equipamentos
2020	HCFC22	Pára a fabricação do refrigerante
2020	HCFC123	Pára a fabricação de equipamentos
2030	HCFC123	Pára a fabricação do refrigerante

Exemplo: Numa empresa foram constatadas a degradação e obsolescência de seus resfriadores (com cerca de 25 anos). Considerou-se a substituição dos mesmos, tendo sido efetuado um estudo técnico-econômico, com base nos dados abaixo:

Capacidade instalada: 640 TR (4 x 160 TR)

TRh calculada por ano: 1.136.083 TRh

- Custos Iniciais de Reposição:

4 resfriadores alternativos (instalados) R\$ 475.680,00 (Alt 1)

4 resfriadores parafuso (instalados) R\$ 565.920,00 (Alt 2)

- Tarifa da E.E. R\$ 0,118 por kWh.

- Rendimento dos resfriadores – kW/TR

Existente 1,3

Alternativo 0,95

Parafuso 0,74

- Custos Operacionais

Energia Elétrica:	kWh	R\$
Existente	.476.907	174.275,30
Compressor Alternativo	1.079.278	127.354,00
Compressor Parafuso	840.701	99.202,76



Manutenção (R\$)	1 a 5 anos	6 a 20 anos
Existente	9.000,00	14.498,00
Compressor Alternativo	14.573,00	14.573,00
Compressor Parafuso	14.573,00	14.573,00
Custo Operacional Total (R\$)	1 a 5 anos	6 a 20 anos
Existente	213.275,00	189.223,00
Compressor Alternativo	141.927,00	141.927,00
Compressor Parafuso	113.375,00	113.775,00

- Resumo – Comparação dos Equipamentos

Tipo de Equipamento	Economia kW/ano	Economia %	Retorno (anos)	
			10% aa	12% aa
Alternativo	397,629	7,7	17	40
Parafuso	636,205	11,8	10	12

Ret-anos Dif. De Custo (10% aa)	Ret-anos Dif. De Custo (12% aa)
4-ANOS	4,5 ANOS



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASHRAE - Handbook, "HVAC Systems and Applications", American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1987
- ASHRAE - Handbook, "Heating, Ventilating and Air Conditioning Systems and Equipment", 1996.
- SHRAE - Handbook, "Fundamentals", 1993.
- ASHRAE, "Air-Conditioning Systems Design Manual", 1993.
- Carrier Air Conditioning Company, "Manual de Aire Acondicionado", Marcombo Boixareu Editores, 1983.
- Cavalcanti, E. S. C., "Ar Condicionado: Fundamentos para Economia de Energia", Procel, Cepel, Eletrobrás, 1998.
- Chiachia, A., "Sistemas de Termoacumulação em Banco de Gelo", Curso ABRAVA de Divulgação Tecnológica, 1993.
- Costa, E. C. "Refrigeração", Editora Edgard Blucher Ltda, 1982.
- GPG -256, "An Introduction to Absorption Cooling", Dep. of Environment, Transport and Regions, ETSU, UK, 1999.
- Izard, J. L., Guyot, A., "Arquitetura Bioclimática", México, D. F. Gustavo Gili 1983.
- Kintner-Meyer, M., Emery, A. F., "Cost Optimal Analysis and Load Shifting Potentials of Cold Storage Equipment", ASHRAE Transactions, Vol., pp. 539-548, 1995.
- Koenigsberger, O. H. et alii., "Vivendas y edificios en zonas cálidas y ropicales". Madrid, Paraninfo S.A., p.64, 1977.
- Kuehn, T. H., Ramsey, J. W., Threlkeld, J. L., "Thermal Environmental Engineering", 3ª Ed., Prentice-Hall Inc., 1998.
- McQuiston, F. C., Parker, J. D., "Heating, Ventilating and Air Conditioning – Analysis and Design", 4ª Edição, 1994.
- Pizzetti, C., "Acondicionamiento del Aire y Refrigeración", Editorial Interciencia, Costanilla de Los Angeles, 15, Madrid-13, 1970.
- Potter, J.A., King, D. J., Weitzel, D. P., Boetter, D. D., "ASHRAE RP-766: Study of Operational Experience With Thermal Storage Systems", ASHRAE Transactions, Vol. , 549-556, 1995.
- Ramon, F, "Ropa, Sudor y Arquitecturas", Madrid, H. .Blume, 1980.
-



Revista ABRAVA.

Revista CLIMATIZAÇÃO.

Revista OFICINA DO FRIO.

Scarazzato, P. S., “Investigação sobre critérios para determinação e medição dos níveis de conforto Térmico”. São Paulo, FAU-USP, 163 p. (Dissertação de mestrado), 1987.

Stoecker, W. F., e Jones, J. W., “Refrigeração e Ar Condicionado”, Editora Mcgraw-Hill do Brasil, 1985

Strand, R. K., Pedersen, C. O., Coieman, G. N., “Development of Direct and Indirect Ice-Storage Models for Energy Analysis Calculations”, ASHRAE Transactions, vol. , pp. 1230-1244, 1994.

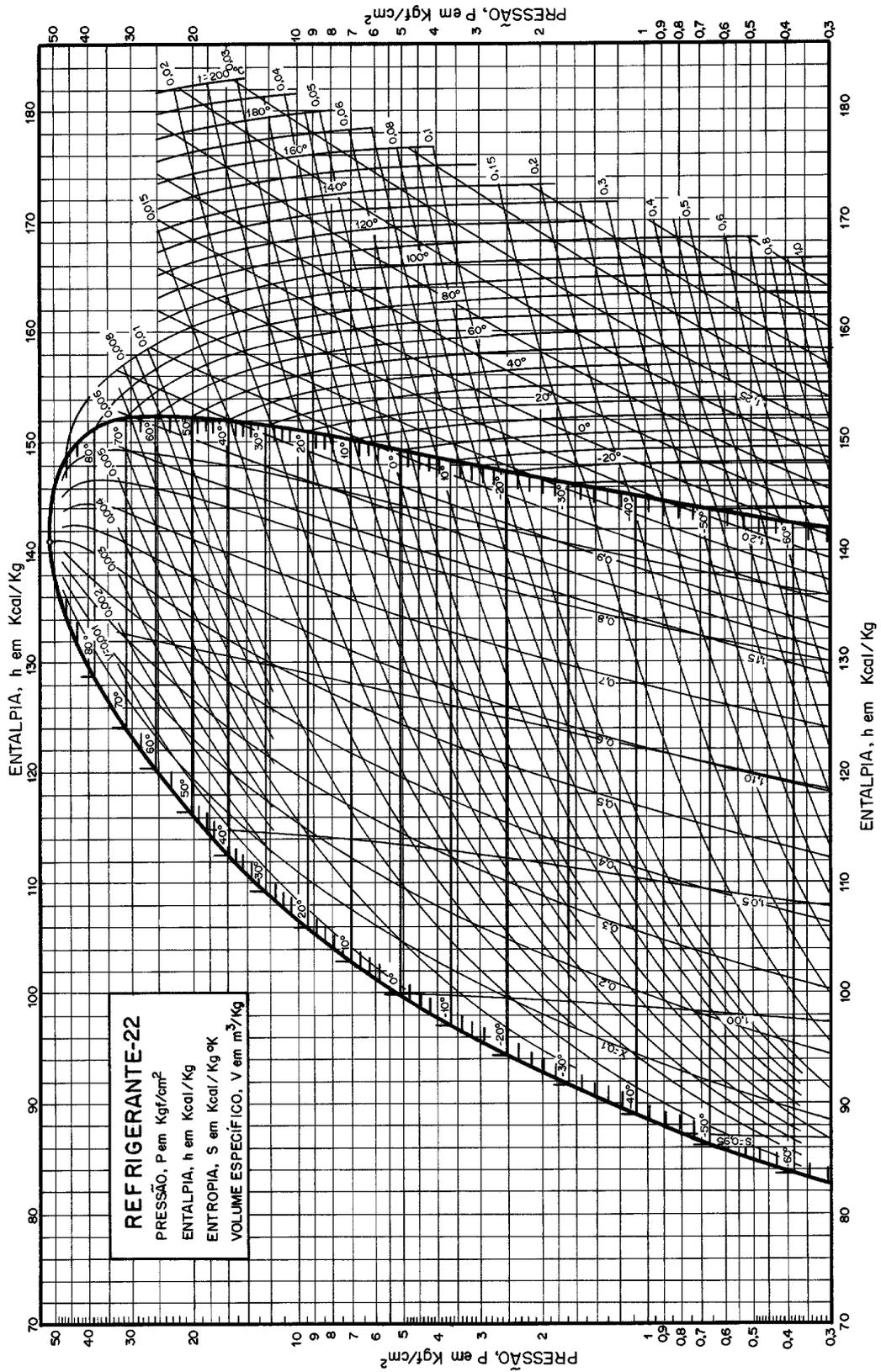
The Trane Company, “Manual de Ar Condicionado”, Wisconsin, 1965.

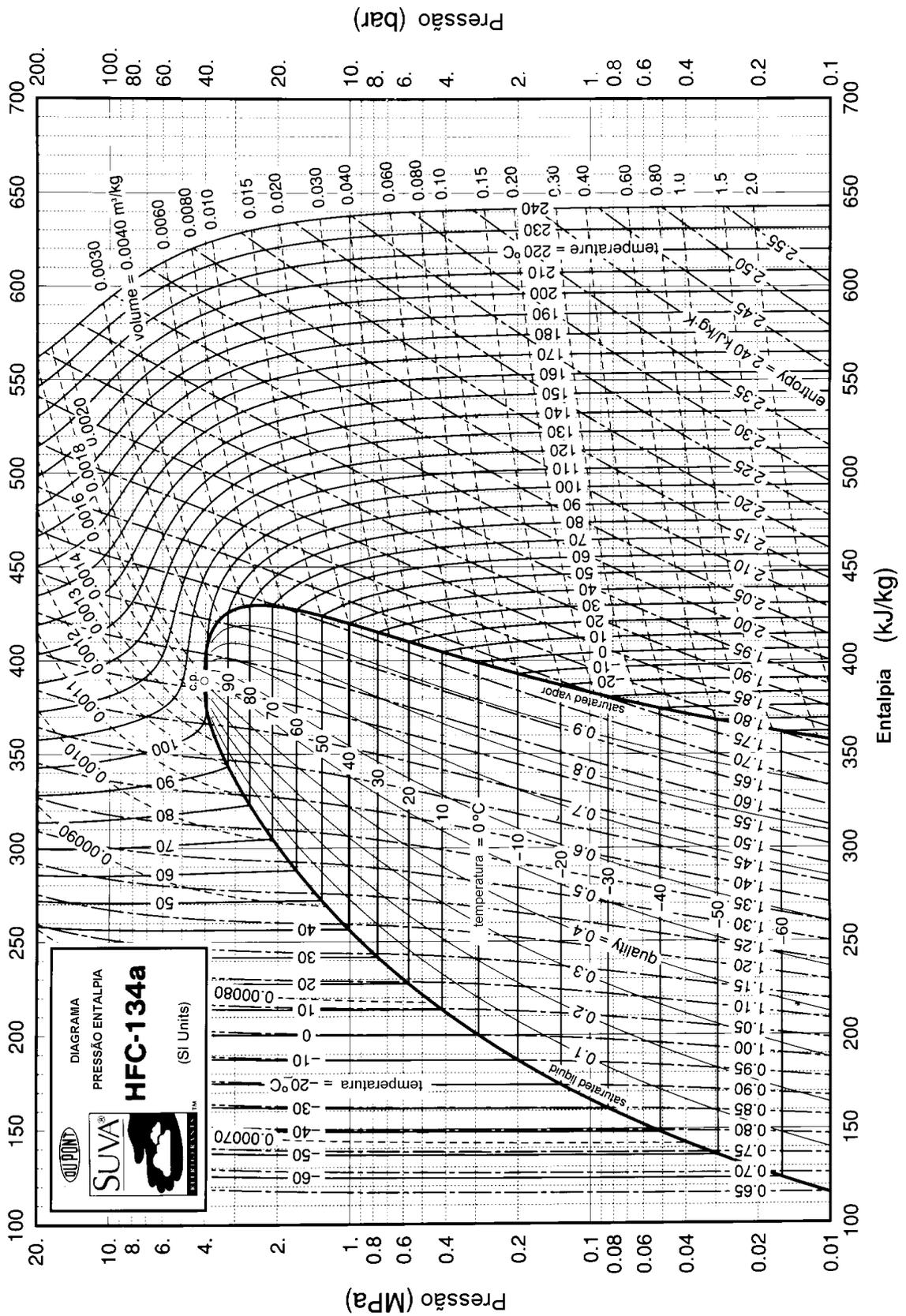
Yamane, E.e Saito, H., “Tecnologia do Condicionamento de Ar”, Editora Edgard Blucher Ltda, 1986.

Wang, S. K, “Handbook Of Air Conditioning And Refrigeration”, 2^a Ed. McGraw-Hill, New York, 2000



Anexo I: Diagramas de Mollier para os refrigerantes R22 e R134a.







Anexo II: Roteiro de Cálculo de Carga Térmica

Neste anexo é apresentado um roteiro para cálculo de carga térmica. Deve-se observar que as grandezas estão no Sistema Inglês de Unidades.

II.1 – Insolação e Transmissão externa

a. Insolação Através de Vidros

$$\dot{Q}_a = I_t A \phi a$$

- onde: I_t Intensidade de radiação máxima para o dia desejado (Tabela 15 e correções)
 A Área envidraçada
 ϕ Fator de redução do vidro (Tab. 16 - Anexo IV – Tabelas)
 a Fator de armazenamento (Tab. 7, 8, 9 ou 11 - Anexo IV – Tabelas).

b. Transmissão de Calor Através Vidros Externos

$$\dot{Q}_b = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Obs: U é tabelado para as condições de verão ou inverno (consultar Anexo IV – Tabelas).

c. Insolação e Transmissão de Calor Através de Paredes Externas

$$\dot{Q}_c = U A \Delta T_e$$

- onde: U Coeficiente global para parede externa (Anexo IV – Tabelas)
 A Área da parede
 ΔT_e Diferença de temperatura equivalente (Tab. 19 + Correções - Anexo IV – Tabelas)

d. Insolação e Transmissão Através de Telhados

$$\dot{Q}_d = U A \Delta T_e$$

- onde: U Coeficiente global do telhado (Anexo IV – Tabelas)
 A Área do telhado projetada
 ΔT_e Diferença de temperatura equivalente (Anexo IV – Tabelas)
-



Obs.: Caso exista rebaixamento em gesso, considera-se apenas 80% do valor acima.

Resumindo, o ganho de calor devido a insolação e transmissão externa é:

$$\sum_1 = \dot{Q}_a + \dot{Q}_b + \dot{Q}_c + \dot{Q}_d$$

II.2 – Transmissão de Calor Através de Partes Internas

a. Vidros Internos (consultar Anexo IV – Tabelas)

$$\dot{Q}_1 = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3 \text{ }^\circ\text{C})$$

b. Paredes Internas (Divisórias)

$$\dot{Q}_2 = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3 \text{ }^\circ\text{C})$$

onde: U Coeficiente global (consultar Anexo IV – Tabelas)
A Área da Parede (Desprezam-se as áreas das portas e janelas)

Obs: Só ocorrerá a transmissão de calor através do vidro ou da parede se um ou outro estiver entre o ambiente condicionado e o não condicionado (NC)

c. Lages e Pisos (Assoalhos)

Se o ambiente adjacente não é condicionado, tem-se:

$$\dot{Q}_3 = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{nti}} - 3 \text{ }^\circ\text{C})$$

onde: U Coeficiente global (tabelado)
A Área do piso ou teto

Obs: Caso exista rebaixamento do teto em gesso considera-se apenas um ganho de 80%. Quando o assoalho estiver diretamente sobre o solo, despreza-se esta parcela.

Resumindo, o ganho de calor devido a transmissão entre partes internas é:

$$\sum_2 = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3$$

II.3 – Cargas internas

a. Iluminação



Lâmpadas Incandescentes: $\dot{Q}_4 = n P_L 0,86$ (kcal/h)

onde: n número de lâmpadas;
PL Potência da lâmpada, em watts.

Lâmpadas Fluorescentes: $\dot{Q}_4 = n (1+r) P_L 0,86$ (kcal/h)

onde: n número de lâmpadas;
PL Potência da lâmpada, em watts.
r corresponde a porcentagem de calor dissipado pelos reatores, sendo igual a:
r = 0,250 para reatores eletromagnéticos.
r = 0,075 para reatores eletrônicos.

Obs: Quando o reator estiver no forro deve-se considerar apenas 80% da carga dos reatores, isto é:

b. Calor Sensível Liberado Pelos Ocupantes

$$\dot{Q}_5 = n S$$

onde: n Número de ocupantes
S Calor sensível liberado por ocupante que depende da temperatura do ambiente e da atividade (consultar NBR6401 ou Anexo IV – Tabelas)).

c. Calor Sensível de Equipamentos

Considerar apenas a parcela da potência nominal do equipamento que seja liberada na forma de calor (\dot{Q}_6)

Resumindo, o ganho de calor devido a cargas internas é:

$$\sum_3 = \dot{Q}_4 + \dot{Q}_5 + \dot{Q}_6$$

A carga térmica sensível interna do recinto será dada por:

$$\sum_4 = \sum_1 + \sum_2 + \sum_3$$



II.4 – Calor Latente Interno do Recinto

$$\sum_5 = n L + \text{outros}$$

onde: n Número de ocupantes

L Calor latente liberado por ocupante (NBR6401 ou Anexo IV – Tabelas)

Outros Outras fontes latentes, como por exemplo, cafeteiras, pratos de comida, lagos, , etc;

II.5 – Outros Ganhos de Calor Sensível

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Ganho de calor nos dutos} \\ \text{Vazamento de ar nos dutos} \end{array} \right\} \quad 5\% \text{ de } \sum_4 \text{ nos casos normais}$$
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Calor do ventilador} \end{array} \right\} \quad 5\% \text{ de } \sum_4$$

Assim, estes componentes correspondem a 10% de \sum_4

$$\sum_6 = \sum_4 + 10\% \sum_4$$

II.6 – Carga Sensível do Ar Exterior Suposta no Recinto

$$\dot{Q}_{SAef} = c_{p,ar} V_{ar,ext} \rho_{ar} (T_{ext} - T_{int}) b$$

onde: $V_{ar,ext}$ Vazão de ar exterior de ventilação

b Fator de bypass

II.7 – Carga Térmica Sensível Efetiva do Recinto

$$\sum_a = \sum_6 + \dot{Q}_{SAef}$$

II.8 – Carga Térmica Latente do Ar Exterior Suposta Incidente no Recinto

$$\dot{Q}_{LAef} = h_{lv} V_{ar,ext} \rho_{ar} (W_{ext} - W_{int}) b$$



II.9 – Carga Térmica Latente Efetiva do Recinto

$$\Sigma_b = \Sigma_5 + \dot{Q}_{LAef} + 0,05 \Sigma_5$$

onde os 5:% adicionais em Σ_5 , são por segurança para compensar o ganho de umidade pelas paredes

II.10 – Carga Térmica Total Efetiva do Recinto

$$\text{Calor total efetivo} = \Sigma_a + \Sigma_a$$

II.11 – Cargas Térmicas Removidas Diretamente No Equipamento

$$\text{Grande total} = \Sigma_{10} + \Sigma_a + \Sigma_b + \text{outros}$$

onde: Σ_{10} Carga térmica total da parcela de ar exterior que é resfriada pelo condicionador

$$\Sigma_{10} = V_{ar,ext} \rho_{ar} (1-b) [c_{p,ar} (T_{ext} - T_{int}) + h_{lv} (W_{ext} - W_{int})]$$

$$\Sigma_a + \Sigma_a = \text{Calor total efetivo do recinto}$$

Outros:

- Parte da insolação e transmissão através de teto que foi absorvida pelo forro (20%)
- Parte da insolação e transmissão através de paredes que foi absorvida pelo forro (20%)
- Parte da potência (carga térmica dos reatores) dissipada no forro (20%)

Observação: Grande total é a potência frigorífica que o condicionador deve ter para atender a carga térmica total efetiva do recinto

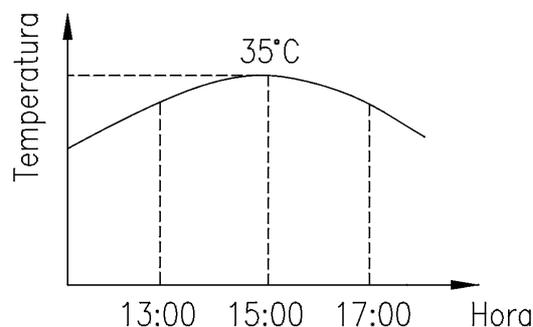


A tabela 6 fornece o pico de radiação solar através de vidros.

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Latitude } 20^\circ \text{ S} \\ \text{Fachada NE} \end{array} \right. \Rightarrow \text{máximo em} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{Junho} \\ I_t = 452 \text{ kcal/h.m}^2 \end{array} \right.$$

$$\text{Indo à Tabela 15 com: } \left\{ \begin{array}{l} \text{Junho} \\ \text{Latitude } 20^\circ \text{ S} \\ \text{Fachada NE} \\ I_t = 167 \end{array} \right. \Rightarrow \text{Dia 21 de junho às 9 : 00 h (a.m.)}$$

Observações. Antes de iniciarmos as correções de I_t , devemos lembrar que a temperatura do ar exterior (e do ponto de orvalho) varia durante as horas do dia, ou seja,



A Tabela 2 dá a correção da temperatura do ar exterior em função da hora do dia e da amplitude diária (daily range).

Para este problema devemos calcular as correções da temperatura do ar exterior considerando:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta T_{\text{dia}} = 7^\circ \text{C} \\ (T_{\text{ext}})_{\text{BS}} = 35^\circ \text{C às 15:00 horas} \end{array} \right.$$

- Cálculo da correção da temperatura de bulbo seco às 9:00 h (am), pela Tabela 2.

Como $\Delta T_{\text{dia}} = 7^\circ \text{C}$, deve-se interpolar entre 5°C e $7,5^\circ \text{C}$, e correção será de $-5,2^\circ \text{C}$. Da mesma forma pode-se calcular as correções para 10, 11, 12 e 13 horas (tabela abaixo):

Hora (h)	9	10	11	12	13
Correção Tab. 2	-5,2	-4,3	-3,6	-2,8	-1,8
$T_{\text{ext BS}} (^\circ\text{F})$	29,8	30,7	31,46	32,2	33,2
$(T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) (^\circ\text{F})$	5,8	6,7	7,4	8,2	9,2



- Correções da insolação pela Tabela 6 para fachada NE

$$\text{às } 9:00\text{h} \left\{ \begin{array}{l} \text{BS} = 29,8 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{BU} = 27 - 1,15 = 25,85 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{(corrigida pela Tab. 2)} \end{array} \right. \Rightarrow \text{carta psicrométrica} \Rightarrow T_{\text{orv}} = 24,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(I_t)_{\text{cor}} = 452 \underbrace{1,17}_{\substack{\text{Janelas} \\ \text{de} \\ \text{Alumínio}}} \left(1 - \frac{24,2 - 19,5}{10} 0,05 \right) \left(1 + \frac{700}{300} 0,007 \right) = 524 \text{ kcal/h.m}^2$$

Ponto de Orvalho
Altitude
acima 67 °F

Calculando-se a hora de máximo pela análise da soma das cargas devido a insolação / transmissão na parede NE, da insolação nas janelas NE e da transmissão através dos vidros nos seguintes horários: 9, 10, 11, 12 e 13 horas.

- Cálculo das parcelas que vão indicar a hora da máxima carga dérmica.

1) Insolação nas janelas da fachada NE

$$\phi_1 = I_t A \varphi a$$

$$\text{Área das janelas: } A = \underbrace{5}_{\substack{\text{Num de} \\ \text{Janelas}}} \cdot 2,50 \cdot 2,20 = 27,5 \text{ m}^2$$

Fator de redução do vidro (φ): Vidro comum com cortina clara. Obtém-se na Tab. 16 $\varphi = 0,56$

Fator de armazenamento (a)

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Janela sombreada} \\ \text{(internal shade)} \\ \text{Operação : 12h/dia} \end{array} \right. \Rightarrow \text{Tab.11} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \text{Fachada NE} \\ \text{Construção Média (500 kg/m}^2\text{)} \\ \text{Internal Shade} \end{array} \right.$$

Obtém-se:

Hora	9	10	11	12	13
a	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49



$$\Rightarrow \dot{Q}_1 = 524,275 \text{ kcal/h}$$

2) Transmissão de calor através dos vidros das janelas

$$\dot{Q}_2 = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

Considerando que as janelas são cobertas completamente com cortinas, adotar o valor de U como sendo 5,0 kcal/h.m².°C.

$$Q_2 = 5,0 \cdot 27,5 (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$$

3) Insolação e transmissão na parede NE

$$\dot{Q}_3 = U A \Delta T_e$$

Considerando paredes de tijolos furados de 25 cm, obtém-se da Tabela XX para paredes externas U = 1,42 kcal/h.m².°C.

$$\text{Área da parede: } A = 3 \times 17,50 - 27,5 \quad \therefore \quad A = 25,0 \text{ m}^2$$

Diferença de temperatura equivalente (ΔT_e). Este valor é dado na Tabela 19 para a Lat. 40° N, em Julho, que equivale ao mês de Janeiro, na Lat. 40° S. Para latitudes diferentes, corrigir por:

$$\Delta T_e = \Delta T_{\text{es}} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{\text{em}} - \Delta T_{\text{es}})$$

ΔT_{es} e ΔT_{em} deverão ser corrigidos em função da amplitude diária e da diferença ($T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}$) às 15:00 h, através da Tabela 20A.

$$\text{Assim para: } \begin{cases} (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) = 35 - 24 = 11 \text{ }^\circ\text{C} \\ \Delta T_{\text{dia}} = 7 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases}$$

Obtém-se na Tabela 20a a correção para ΔT_{es} ou ΔT_{em} igual a +4,6 °C.



ΔT_{es} e ΔT_{em} são retirados da Tabela 19 para:

$$\Delta T_{em} \begin{cases} \text{Fachada NE (Lat. Sul) = Fachada SE (Lat. Norte)} \\ \text{Hora desejada} \\ \text{Peso da Parede } 300\text{kg/m}^2 \text{ (Paredes de Tijolos Furados 20 cm)} \end{cases}$$

Da Tabela 19 para às 9:00 h, tem-se: $\Delta T_{em} = 7,2 \text{ }^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{es} = -1,7 \text{ }^\circ\text{C}$

$$(\Delta T_{em})_{\text{corrigido}} = 7,2 + 4,6 = 11,8 \text{ }^\circ\text{C} \qquad (\Delta T_{es})_{\text{corrigido}} = -1,7 + 4,6 = 2,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

R_s = Pico de radiação para a fachada NE, 20 °S, em 21 de Junho (Tab.15). $R_s = 42 \text{ kcal/h.m}^2$

R_m = Pico de radiação para a fachada NE, 40 °S, em 21 de Janeiro (Tab. 6):

$$R_m = 1,07 \times 339 \quad \therefore \quad R_m = 362 \text{ kcal/h.m}^2$$

↑
Correção para janeiro

Pode-se montar a seguinte Tabela para obter ΔT_e nos horários 9, 10, 11, 12 e 13 horas, para fachada NE 20 °S em 21 de Junho.

$$\frac{R_s}{R_m} = 1,248$$

	9 h	10 h	11 h	12 h	13 h
$\Delta T_{em}(\text{corrigido})$	11,8	15,7	17,9	20,2	19,0
$\Delta T_{es}(\text{corrigido})$	2,9	3,5	4,1	4,6	6,3
$(\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$	8,9	12,2	13,8	15,6	12,7
$b \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$	11,1	15,2	17,2	19,5	15,9
$\Delta T_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$	14,0	18,7	21,3	24,1	22,2

$$Q_3 = 142 \cdot 25,0 \Delta T_e$$



Assim vem:

O maior valor corresponde a hora
do máximo da carga térmica ou
seja, 10:00 do dia 21 de Junho

	9h	10h	11h	12h	13h
Insolação vidros $\dot{Q}_1 = 524 \cdot 27,5 \cdot 0,56$	0,70 5648	0,75 6052	0,72 5810	0,63 5083	0,49 3954
Transmissão vidros $\dot{Q}_2 = 5,0 \cdot 27,5 \cdot (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}})$	5,8 797	6,7 921	7,4 1017	8,2 1127	9,2 1265
Insolação / Transmissão na parede NE $\dot{Q}_3 = 1,42 \cdot 25,0 \cdot \Delta T_e$	14,0 497	18,7 664	21,3 756	24,1 856	22,2 788
Total: $(\dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3)$	6942	7637	7583	7066	6007

Pela Tabela anterior conclui-se que o pico de carga térmica ocorre às 10h do dia 21 de Junho. Agora vamos seguir o roteiro de cálculo da carga térmica avaliando as diversas parcelas às 10:00 h.

Cálculo Final

1) Insolação e transmissão externa

a) Insolação através de vidros

$$\text{Vidros NE: } \dot{Q}_1 = 524 \cdot 27,5 \cdot 0,56 \cdot 0,75 = 6052 \text{ kcal/h}$$

b) Transmissão de calor através de vidros externos

$$\dot{Q}_2 = 5,0 \cdot 27,5 \cdot 6,7 = 921 \text{ kcal/h}$$

c) Insolação em paredes externas

$$\text{Parede NE } \dot{Q}_3 = 1,42 \cdot 25,0 \cdot 18,7 = 664 \text{ kcal/h}$$



Parede SE $\dot{Q}_c = U A \Delta T_e$

$U = 1,42 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$ (Parede externa, tijolos furados, 20 cm)

$A = 3,00 \cdot 8,50 = 25,50 \text{ m}^2$

ΔT_e . A diferença de temperatura equivalente é obtida da Tabela 19, mas como estamos na latitude 20°S, deve-se corrigir o valor do ΔT_e com a expressão:

$$\Delta T_e = \Delta T_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

Considerar que a parede SE tem:

- Peso = 300 kg/m²
- Latitude 20 °S
- $\Delta T_{dia} = 7 \text{ °C}$
- $(T_{ext} - T_{int}) = 11 \text{ °C}$

$$\Delta T_{em} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Tab. 19, para} \\ \text{Fachada SE} \\ \text{Lat. Sul} \\ \text{10 : 00 (am)} \end{array} \right\}$$

$\Delta T_{em} = 13,3 + 4,6 \quad \therefore \quad \Delta T_{em} = 17,9 \text{ °C}$

$\Delta T_{es} = -1,1 + 4,6 \quad \therefore \quad \Delta T_{es} = 3,5 \text{ °C}$

$R_s = 48 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$ { Lat. 20° S
Fachada SE
Junho

$R_m = 1,07 \cdot 344 = 368 \text{ kcal/h.m}^2.\text{°C}$ { Lat. 40° S
Fachada SE
Janeiro

$$\Delta T_e = 3,5 + \frac{48}{1,07 \cdot 344} (17,9 - 3,5)$$

$\Delta T_e = 5,4 \text{ °C}$



$$\Rightarrow (\dot{Q}_c)_{SE} = 1,42 \cdot 25,5 \cdot 5,4 \quad \therefore (Q_{SE})_{SE} = 195,5 \text{ kcal/h}$$

2) Transmissão de calor através de partes internas

a) Vidros internos. Não existem vidros internos

b) Paredes internas

Como as salas vizinhas são condicionadas, só ocorre o ganho de calor da circulação, ou seja:

$$\dot{Q}_2 = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3^\circ\text{C})$$

U - para parede interna de 15 cm = 1,56 kcal/h.m².°C

$$A = 3 (17,75 - 8 - 0,25 - 0,15) \quad A = 28,1 \text{ m}^2$$

$$T_e = 30,7 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (às 10:00 horas)}^1$$

$$\dot{Q}_2 = 1,56 \cdot 28,1 \cdot (30,7 - 24 - 3^\circ\text{C}) \quad \dot{Q}_2 = 162 \text{ kcal/h}$$

c) Piso e teto.

O andar inferior não é condicionado, logo o ganho de calor pelo piso é:

$$\dot{Q}_3 = U A (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}} - 3^\circ\text{C})$$

U - Para laje simples com tacos = 2,0 kcal/h.m².°C

$$A = (8,75 - 0,25) \cdot (17,75 - 0,25) \quad A = 148,8 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_3 = 2,0 \cdot 148,8 \cdot (30,7 - 24 - 3^\circ\text{C}) \quad \dot{Q}_3 = 1106 \text{ kcal/h}$$

O andar superior é condicionado, logo o ganho de calor através do teto será considerado nulo.

3) Cargas Internas

a) Iluminação. Taxa de iluminação = 20W/m²

$$\text{Área do ambiente} = 8,50 \cdot 17,50 = 148,8 \text{ m}^2$$



Assim, a carga térmica para lâmpadas fluorescentes tipo pendural será:

$$\dot{Q}_4 = 1,25 \cdot 148,75 \cdot 20 \cdot 0,86$$

$$\dot{Q}_4 = 3198 \text{ kcal/h}$$

b) Ocupantes

Como não existe indicação do nº de pessoas, vamos usar a indicação da ABNT – NBR6401 para a taxa de ocupação:

Escritórios em geral = 6 m²/pessoa

$$\text{Nº de pessoas} = 148,75/6 \cong 25 \text{ pessoas}$$

Para os ocupantes a temperatura de 24 °C em atividade de escritório, tem-se:

Calor sensível liberado = 61 kcal/h.Pessoa

Calor latente liberado = 52 kcal/h.pessoa

$$\text{Carga sensível dos ocupantes: } \dot{Q}_5 = 25 \cdot 61 = 1525 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Carga latente dos ocupantes: } \dot{Q}_6 = 25 \cdot 52 = 1300 \text{ kcal/h}$$

Assim, a carga térmica interna será:

$$\text{Sensível (}\dot{Q}_{SI}\text{): } \dot{Q}_{SI} = 6052 + 921 + 664 + 195 + 162 + 1106 + 3198 + 1525$$

$$\dot{Q}_{SI} = 13819 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Latente (}\dot{Q}_{LI}\text{): } \dot{Q}_{LI} = 1300 \text{ kcal/h}$$

Cálculo da Capacidade Frigorífica do Condicionador de Ar

$$\bullet \text{ Condições do ar exterior às 10.00: } \begin{cases} BS = 30,7 \text{ }^\circ\text{C} \\ BU = 25,8 \text{ }^\circ\text{C} \end{cases} \Rightarrow W_{\text{ext}} = 20,3 \text{ g/kg}$$

$$\bullet \text{ Condições do ar interior: } \begin{cases} BS = 24 \text{ }^\circ\text{C} \\ 55\% \text{ UR} \end{cases} \Rightarrow W_{\text{int}} = 10,1 \text{ g/kg}$$



- Vazão de ar exterior de ventilação (\dot{V}_{ext})

$$\text{Taxa de ventilação} = 25 \text{ m}^3/\text{pessoa} \quad \dot{V}_{\text{ext}} = 15 \cdot 25 = 625 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Calor sensível efetivo do recinto

$$\dot{Q}_{\text{Sef}} = 1,10 \dot{Q}_{\text{SI}} + \dot{V}_{\text{ext}} \rho_{\text{ar}} c_{p,\text{ar}} (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) \cdot b$$

$$\dot{Q}_{\text{Sef}} = 1,10 \cdot 13819 + 1,06 \cdot 625 \cdot 0,24 \cdot (30,7 - 24) \cdot 0,20 = 15410 \text{ kcal/h}$$

- Calor Latente efetivo do recinto

$$\dot{Q}_{\text{Lef}} = 1,05 \dot{Q}_{\text{LI}} + \dot{V}_{\text{ext}} \rho_{\text{ar}} h_{\text{lv}} (W_{\text{ext}} - W_{\text{int}}) \cdot b$$

$$\dot{Q}_{\text{Lef}} = 1,05 \cdot 1300 + 625 \cdot 1,06 \cdot 595 (0,0203 - 0,0101) = 2172 \text{ kcal/h}$$

- Fator de calor sensível do recinto

$$(\text{fcs})_{\text{ef}} = \frac{\text{calor sensível efetivo}}{\text{calor total efetivo}} \quad (\text{fcs})_{\text{ef}} = \frac{15410}{15410 + 2172} = 0,877$$

- Cálculo da potência do condicionador

$$\dot{Q}_o = \dot{Q}_{\text{Tef}} + (1-b) \cdot \dot{V}_{\text{ext}} \rho_{\text{ar}} c_{p,\text{ar}} (T_{\text{ext}} - T_{\text{int}}) + (1-b) \cdot \dot{V}_{\text{ext}} \rho_{\text{ar}} h_{\text{lv}} (W_{\text{ext}} - W_{\text{int}})$$

$$\dot{Q}_o = 15410 + 2172 + 0,8 \cdot 625 \cdot 1,06 \cdot 0,24 (30,7 - 24) + 0,8 \cdot 625 \cdot 1,06 \cdot 595 (0,0203 - 0,0101)$$

$$\dot{Q}_o = 21650 \text{ kcal/h} \cong 7,2 \text{ TR}$$

- Cálculo da vazão de ar

$$(\text{fcs})_{\text{ef}} = 0,87 \quad \Rightarrow \quad \text{ponto de orvalho do aparelho } (T_{\text{ADP}}) \quad T_{\text{ADP}} = 11,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

Com a carga sensível efetiva, tem-se:

$$\dot{V}_{\text{INS}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Sef}}}{(1-b) \cdot c_{p,\text{ar}} \rho_{\text{ar}} (T_{\text{int}} - T_{\text{ADP}})}$$

$$\dot{V}_{\text{INS}} = \frac{15410}{0,80 \cdot 0,24 \cdot 1,08 (24 - 11,0)}$$

$$\dot{V}_{\text{INS}} = 5846 \text{ m}^3/\text{h}$$



Dados para seleção do equipamento de ar condicionado:

- Vazão de ar = 5846 m³/h
- Potência Frigorífica = 7,2 TR
- Fator de bypass = 0,20
- T_{ADP} = 11,3 °C



		Obra Pro. Exemplo				Folha de				
		Localidade São Paulo								
CARGA TÉRMICA DE VERÃO				ZONA única	Calculado:	Data:				
					Verificado:	Data:				
Uso do local: escritório		Dimensões do local		8,5 "m"x	17,5 "m" =	149 "m ² "				
Ocup. (pessoas): 25				149 m ² x	3,0 "m" =	446 "m ³ "				
Condições de cálculo		10 horas			BS	UR	BU	v [m ³ /kg]	g/kg	kcal/kg
Latitude	20 S	Mês	Junho	Condições externas	30,7	67	25,8	0,961	20,30	24,04
Altitude [m]	700	Δt diário	7	Condições internas	24,0	50	17,3	0,925	10,07	16,15
Patm [kPa]	0,95	Hrs. oper.	12	Δ	6,70				10,23	7,89
Ar externo	625	25 pess	25 m ³ /h/pess.	625	Infiltrações	Portas		pess.	m ³ /h/pess	-
		25 pess	m ³ /h/pess.	-		Aberturas		m ²	m ³ /h/m ²	-
"m ³ /h"	149	m ²	m ³ /h/m ²	-	Frestas		m	m ³ /h/m	-	
				625	Exaustão forçada			m ³ /h	-	
					Ren/h		446	m ³	-	
									-	
GANHOS DE CALOR					RESUMO			kcal/h		
1	Insolação (rad)	m ²	kcal/m ² h	FS	kcal/h	1	Insolação janelas	6.052		
	NE	27,5	393,0	0,56	6.052	2	Paredes e teto externo	859		
					-	3	Outras transmissões	2.185		
					-	4	Infiltrações (sensível)	-		
					-	5	Fontes internas (sens)	4.723		
					6.052		Sub-total	13.819		
2	Paredes e teto ext.	m ²	Δt equiv.	K			Duto insuflamen	5	%	691
	NE	25,0	18,7	1,42	664		Motor/ ventilador	5	%	691
		25,5	5,4	1,42	196		Coef. segurança	0	%	-
					-		Calor sensível interno	15.201		
					-					
	Teto externo				-	6	Infiltrações (latente)	-		
					859	7	Fontes internas (lat.)	1.300		
3	Outras transm.	m ²	Δt	K			Sub-total	1.300		
	Janelas	27,5	6,70	5,00	921		Coef. Segurança	5	%	65
	Parede int.	28,1	3,70	1,56	162		Calor latente interno	1.365		
	Parede int.				-					
	Parede int.				-		Calor total interno	16.566		
	Teto interno				-					
	Piso	149	3,70	2,00	1.101		Calor no retorno			
					2.185		Calor devido ao ar externo			
4	Infiltrações (sensível)						1,04	625,00	m ³ /h	7,9
	0	1,04	kg/h x 0,24 x	6,70	-					5.129
5	Fontes internas (sensível)						TOTAL GERAL	21.695 kcal/h		
	Pessoas	25	x	61	1.525			7,2 TR		
	Luzes fluor.	149	20 w/m ² x	1,08	3.198		Cálculo Psicrométrico			
	Luzes inc.	149	w/m ² x	0,86	-		Fator de calor	15201	0,92	
	Motores		CV x	632	-		sensível	16566		
	Motores		kW x	860	-		Condições do ar na saída da serpentina			
	Micros		kW x	860	-		TBS =	14	UR =	90
	Equip. elétricos		kW x	860	-		h =	13,48	kcal/kg	
					4.723		Vazão	15201		
							de ar	1,08	x 0,24 x	10,0
6	Infiltrações (latente)								5859 m ³ /h	
	0	1,04	kg/h	10 x	600		Condições do ar na entrada da serpentina			
					-		TBS =	24,7	TBU =	18,2
							h =	16,99	kcal/kg	
7	Fontes internas (latente)						b	0,20		
	Pessoas	25	x	52	1.300		Qs,ef	15410,30 kcal/h		
							Ql,ef	2156,51 kcal/h		
	Vapor livre		kg/h x	540	-		FCs _{ef}	0,877		
							Tadp	11,3 C		
					1.300		Var	5846 m ³ /h		

m³/h/TR 816,7
 m³/h/m² 39,39
 Pessoa/TR 3,48
 m²/TR 20,73



		Obra				Folha de				
		Localidade								
CARGA TÉRMICA DE VERÃO		ZONA		Calculado:		Data:				
				Verificado:		Data:				
Uso do local:		Ocup. (pessoas):		Dimensões do local		"m"x 0 m2 x	"m" = "m" =	"m2" "m3"		
Condições de cálculo		Hora	Condições externas		BS	UR	BU	v [m3/kg]	g/kg	kcal/kg
Latitude		Mês	Condições internas							
Altitude [m]		Δt diário								
Patm [kPa]		Hrs. oper.	Δ							
Higienização		pess m3/h/pess.		Infiltrações		Portas pess. m3/h/pess				
		m3/h"				m2 m3/h/m2		Aberturas m2 m3/h/m2		
		pess m3/h/pess.				Frestas m m3/h/m				
		m2 m3/h/m2				Exaustão forçada m3/h				
						Ren/h m3				
GANHOS DE CALOR					RESUMO			kcal/h		
m3/h/TR	1	Insolação (rad)	m2	kcal/m2h	FS	kcal/h	1	Insolação janelas		
							2	Paredes e teto externo		
							3	Outras transmissões		
							4	Infiltrações (sensível)		
							5	Fontes internas (sens)		
							Sub-total			
m3/h/m2	2	Paredes e teto ext.	m2	Δt equiv.	K		Duto insuflamen		%	
							Motor/ventilador		%	
							Coef. segurança		%	
							Calor sensível interno			
							6	Infiltrações (latente)		
Pessoa/TR	3	Outras transm.	m2	Δt	K		7	Fontes internas (lat.)		
							Sub-total			
		Janelas					Coef. Segurança		%	
		Parede int.					Calor latente interno			
		Parede int.					Calor total interno			
	Parede int.					Calor no retorno				
	Teto interno					Calor devido ao ar externo				
	Piso					kg/h				
m2/TR	4	Infiltrações (sensível)				TOTAL GERAL		kcal/h		
		kg/h x 0,24 x								
	5	Fontes internas (sensível)						TR		
		Pessoas	x							
		Luzes fluor.	w/m2	x	1,08					
Dados Comparativos:		Luzes inc.	w/m2	x	0,86	Cálculo Psicrométrico				
		Motores	CV	x	632	Fator de calor sensível				
		Motores	kW	x	860	Condições do ar na saída da serpentina				
		Micros	kW	x	860	TBS =	UR =	h =	kcal/kg	
		Equip. elétricos	kW	x	860	Vazão de ar	x0,24x	m3/h		
6	Infiltrações (latente)				Condições do ar na entrada da serpentina					
	kg/h		x 600		TBS =	TBU =	h =	kcal/kg		
7	Fontes internas (latente)				b					
	Pessoas	x			Qs,ef	kcal/h				
	Vapor livre	kg/h	x			Ql,ef	kcal/h			
						FCsef				
						Tadp	C			
						Var	m3/h			



Anexo IV – Tabelas Para Cálculo de Carga Térmica

As tabelas apresentadas nesse anexo foram retiradas do “Manual de Aire Acondicionado”, da Carrier, 1983. A numeração das tabelas foi mantida a mesma do manual.

Tabela 2 – Correções para a temperatura externa de projeto em função da hora considerada.

Variação diária de Temperatura em 24 horas °C	Temperatura Seca ou Úmida	HORA SOLAR									
		8	10	12	14	15	16	18	20	22	24
5	Seca	-4,7	-3,5	-2,8	-0,5	0	-0,5	-1,1	-2,7	-4,2	-9,0
	Úmida	-1,0	-1,1	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,5	-1,0	-1,0
7½	Seca	-6,2	-4,7	-2,8	-0,5	0	-0,5	-1,1	-3,2	-5,2	-7,2
	Úmida	-1,5	-1,1	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,5	-1,5	-1,9
10	Seca	-7,4	-5,2	-2,8	-0,5	0	-0,5	-1,5	-3,8	-6,0	-8,5
	Úmida	-2,0	-1,4	-0,5	0	0	0	-0,5	-0,9	-1,7	-2,2
12½	Seca	-8,4	-5,5	-2,8	-0,5	0	-0,5	-1,7	-4,1	-6,5	-9,5
	Úmida	-2,2	-1,6	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,1	-1,7	-2,5
15	Seca	-9,4	-6,5	-3,0	-0,5	0	-0,5	-1,9	-4,8	-7,7	-10,5
	Úmida	-2,4	-1,6	-0,5	0	0	0	-0,5	-1,3	-1,8	-3,0
17½	Seca	-10,5	-7,0	-3,5	-0,5	0	-0,5	-2,6	-5,9	-8,8	-12,2
	Úmida	-2,9	-1,8	-0,7	0	0	0	-0,5	-1,7	-2,4	-3,5
20	Seca	-12,0	-8,0	-4,1	-0,5	0	-0,5	-3,4	-7,5	-10,3	-13,8
	Úmida	-3,5	-2,2	-1,1	0	0	0	-0,7	-1,7	-2,9	-4,0
22½	Seca	-13,5	-9,0	-4,5	-0,5	0	-0,5	-3,9	-8,0	-11,7	-15,5
	Úmida	-3,9	-2,3	-1,1	0	0	0	-1,1	-2,2	-3,4	-4,7
25	Seca	-14,5	-9,5	-4,5	-1,1	0	-1,1	-4,5	-8,9	-13,3	-17,2
	Úmida	-3,9	-2,8	-1,1	0	0	0	-0,5	-1,1	-2,2	-4,5

Tabela 3 – Correções para a temperatura externa de projeto em função do mês considerado.

Intervalo de Variação Anual de Temperatura (°C)	Temperatura Seca ou Úmida (°C)	MÊS									
		Set	Out	Nov	Dez	Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	
65	Seca	-19,0	-12,0	-6,1	-2,5	0	0	-4,9	-12,3	-22,0	
	Úmida	-11,1	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-2,0	-5,9	-13,0	
60	Seca	-16,5	-11,0	-6,1	-2,1	0	0	-3,6	-9,3	-16,5	
	Úmida	-8,3	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-8,9	
55	Seca	-16,0	-10,5	-6,0	-1,8	0	0	-3,6	-9,0	-15,0	
	Úmida	-7,8	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-7,8	
50	Seca	-16,0	-10,5	-5,0	-1,8	0	0	-3,6	-9,0	-14,5	
	Úmida	-7,8	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-7,8	
45	Seca	-14,0	-9,2	-4,5	-1,8	0	0	-3,6	-6,9	-11,5	
	Úmida	-7,3	-5,1	-2,8	-1,1	0	0	-1,1	-3,4	-6,4	
40	Seca	-7,8	-5,5	-2,5	-0,5	0	0	-2,5	-4,1	-8,2	
	Úmida	-3,9	-2,7	-2,3	0	0	0	-0,5	-2,3	-3,9	
35	Seca	-5,5	-4,0	-1,7	-0,5	0	0	-1,1	-3,0	-6,2	
	Úmida	-2,4	-1,8	-1,1	0	0	0	-0,5	-1,9	-3,0	
30	Seca	-3,7	-2,8	-1,7	-0,5	0	0	-1,1	-2,5	-4,5	
	Úmida	-1,9	-1,2	-0,8	0	0	0	-0,5	-1,4	-2,4	
25	Seca	-1,5	-1,1	-1,0	-0,5	0	0	-1,1	-1,9	-3,2	
	Úmida	-1,3	-1,0	-0,4	0	0	0	-0,5	-1,0	-1,2	



Tabela 6: Insolação através do vidro (kcal/h.m²)

LATITUDE SUL	MÊS	ORIENTAÇÃO (LATITUDE SUL)								
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	HORIZ.
0°	Dezembro	160	423	398	113	38	113	398	423	612
	Novembro e Janeiro	130	414	412	141	38	141	412	414	631
	Outubro e Fevereiro	67	382	442	214	38	214	442	382	664
	Setembro e Março	27	320	452	320	38	320	452	320	678
	Agosto e Abril	27	214	442	382	92	382	442	214	664
	Julho e Maio	27	141	412	414	181	414	412	141	631
	Junho	27	113	398	423	222	423	398	113	612
10°	Dezembro	108	414	420	149	38	149	420	414	659
	Novembro e Janeiro	81	401	428	179	38	179	428	401	669
	Outubro e Fevereiro	35	352	442	254	38	254	442	352	678
	Setembro e Março	27	279	444	344	75	344	444	279	669
	Agosto e Abril	27	179	420	404	128	404	420	179	623
	Julho e Maio	24	100	387	436	287	273	387	100	569
	Junho	24	75	371	442	324	442	371	75	547
20°	Dezembro	70	417	433	198	38	198	433	417	678
	Novembro e Janeiro	51	374	442	230	38	230	442	474	680
	Outubro e Fevereiro	29	320	447	306	70	306	447	320	669
	Setembro e Março	27	235	442	379	176	379	442	235	631
	Agosto e Abril	24	141	398	433	301	433	398	141	564
	Julho e Maio	21	70	347	444	382	444	347	70	488
	Junho	21	48	328	452	404	452	328	48	461
30°	Dezembro	54	377	436	244	57	244	436	377	678
	Novembro e Janeiro	43	355	444	271	81	271	444	355	667
	Outubro e Fevereiro	29	292	447	349	170	349	447	292	637
	Setembro e Março	24	244	428	412	284	412	428	244	574
	Agosto e Abril	21	105	366	442	393	442	366	105	485
	Julho e Maio	19	43	314	439	431	439	314	43	393
	Junho	16	32	284	439	442	439	284	32	355
40°	Dezembro	46	360	439	301	146	301	439	360	642
	Novembro e Janeiro	40	344	444	339	187	339	444	344	631
	Outubro e Fevereiro	29	276	439	395	276	396	439	276	580
	Setembro e Março	24	157	404	439	379	439	404	157	496
	Agosto e Abril	19	94	330	442	439	442	330	94	349
	Julho e Maio	13	32	271	423	450	423	271	32	279
	Junho	13	27	233	401	447	401	233	27	230
50°	Dezembro	43	341	444	366	252	366	444	341	596
	Novembro e Janeiro	38	317	442	387	287	387	442	317	572
	Outubro e Fevereiro	29	254	428	425	374	425	428	254	501
	Setembro e Março	21	157	374	442	428	442	374	157	401
	Agosto e Abril	13	78	284	425	452	425	284	78	254
	Julho e Maio	10	24	173	344	414	344	173	24	143
	Junho	8	19	127	314	382	314	127	19	108
Coeficiente de Correção	Esquadria metálica ou sem esquadria	Limpeza	Altitude	Ponto de orvalho superior a 19,5 °C	Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C	Latitude sul Dezembro ou Janeiro				
	x 1/0,85 ou 1,17	-15% máximo	+0,7% por 300 m	-5% por 4 °C	+5% por 14 °C	+7%				



Tabela 7: Fatores de armazenamento de carga térmica, insolação através do vidro. Com elemento de proteção interna, 24 horas diárias de funcionamento e temperatura interior constante.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m ² de superfície de solo)	HORA SOLAR																								
		MANHÃ										TARDE										MANHÃ				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
SE	750 ou mais	0,47	0,58	0,54	0,42	0,27	0,21	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03		
	500	0,48	0,60	0,57	0,46	0,30	0,24	0,20	0,19	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,02		
	150	0,55	0,76	0,73	0,58	0,36	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0		
E	750 ou mais	0,39	0,56	0,62	0,59	0,49	0,33	0,23	0,21	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05	0,04		
	500	0,40	0,58	0,65	0,63	0,52	0,35	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03		
	150	0,46	0,70	0,80	0,79	0,64	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0	0	0		
NE	750 ou mais	0,04	0,28	0,47	0,59	0,64	0,62	0,53	0,41	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05		
	500	0,03	0,28	0,47	0,61	0,67	0,65	0,57	0,44	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04		
	150	0	0,30	0,57	0,75	0,84	0,81	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0	0	0	0		
N	750 ou mais	0,06	0,06	0,23	0,38	0,51	0,60	0,66	0,67	0,64	0,59	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07		
	500	0,04	0,04	0,22	0,38	0,52	0,63	0,70	0,71	0,69	0,59	0,45	0,26	0,22	0,18	0,16	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06		
	150	0,10	0,21	0,43	0,63	0,77	0,86	0,88	0,82	0,56	0,50	0,24	0,16	0,11	0,08	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	0	0	0		
NO	750 ou mais	0,08	0,08	0,09	0,10	0,11	0,24	0,39	0,53	0,63	0,66	0,61	0,47	0,23	0,19	0,18	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,08		
	500	0,07	0,08	0,08	0,08	0,10	0,24	0,40	0,55	0,66	0,70	0,64	0,50	0,26	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,06		
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,09	0,23	0,47	0,67	0,81	0,86	0,79	0,60	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0		
O	750 ou mais	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,18	0,36	0,52	0,63	0,65	0,55	0,22	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08		
	500	0,07	0,08	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,18	0,36	0,54	0,66	0,68	0,60	0,25	0,20	0,17	0,15	0,13	0,11	0,10	0,08	0,07	0,06		
	150	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,08	0,08	0,19	0,42	0,65	0,81	0,85	0,74	0,30	0,19	0,13	0,09	0,06	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01		
SO	750 ou mais	0,08	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,33	0,49	0,61	0,60	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07		
	500	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,10	0,10	0,16	0,34	0,52	0,65	0,64	0,23	0,18	0,15	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,06		
	150	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10	0,17	0,39	0,63	0,80	0,79	0,28	0,18	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,02	0,01		
S e Sombra	750 ou mais	0,08	0,37	0,67	0,71	0,74	0,76	0,79	0,81	0,83	0,84	0,86	0,87	0,88	0,29	0,26	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11		
	500	0,06	0,31	0,67	0,72	0,76	0,79	0,81	0,83	0,85	0,87	0,88	0,90	0,91	0,30	0,26	0,22	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,10	0,09		
	150	0	0,25	0,74	0,83	0,88	0,91	0,94	0,96	0,96	0,98	0,98	0,99	0,99	0,26	0,17	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01		



Tabela 8: Fatores de armazenamento de carga térmica, insolação através do vidro. Com vidro descoberto e elemento de proteção externa, 24 horas diárias de funcionamento e temperatura interior constante.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m ² de superfície de solo)	HORA SOLAR																								
		MANHÃ										TARDE										MANHÃ				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
SE	750 ou mais	0,17	0,27	0,33	0,33	0,31	0,29	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	0,07	0,07	0,06	0,06	
	500	0,19	0,31	0,38	0,39	0,36	0,34	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,16	0,14	0,12	0,10	0,07	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,04	0,03	
	150	0,31	0,56	0,65	0,61	0,46	0,33	0,26	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	0	
E	750 ou mais	0,16	0,26	0,34	0,39	0,40	0,38	0,34	0,30	0,28	0,26	0,23	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,07	0,06	
	500	0,16	0,29	0,40	0,46	0,46	0,42	0,36	0,31	0,28	0,25	0,23	0,20	0,18	0,15	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	0,05	0,04	
	150	0,27	0,50	0,67	0,73	0,68	0,53	0,38	0,27	0,22	0,18	0,15	0,12	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0	0	0,01	
NE	750 ou mais	0,08	0,14	0,22	0,31	0,38	0,43	0,44	0,43	0,39	0,35	0,32	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,16	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08	
	500	0,05	0,12	0,23	0,35	0,44	0,49	0,51	0,47	0,41	0,36	0,31	0,27	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,06	0,06	
	150	0	0,18	0,40	0,59	0,72	0,77	0,72	0,60	0,44	0,32	0,23	0,18	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,01	0,01	0,01	0	0	0	
N	750 ou mais	0,10	0,10	0,13	0,20	0,28	0,35	0,42	0,48	0,51	0,51	0,48	0,42	0,37	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,19	0,17	0,15	0,14	0,13	0,12	
	500	0,07	0,06	0,12	0,20	0,30	0,39	0,48	0,54	0,58	0,57	0,53	0,45	0,37	0,31	0,27	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,11	0,10	0,08	
	150	0	0	0,12	0,29	0,48	0,64	0,75	0,82	0,81	0,75	0,61	0,42	0,28	0,19	0,13	0,09	0,06	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01	0	0	
NO	750 ou mais	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,14	0,21	0,29	0,36	0,43	0,47	0,46	0,40	0,34	0,30	0,27	0,24	0,22	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	
	500	0,09	0,09	0,08	0,09	0,09	0,14	0,22	0,31	0,42	0,50	0,53	0,51	0,44	0,35	0,29	0,26	0,22	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09	
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,08	0,12	0,34	0,53	0,68	0,78	0,78	0,68	0,46	0,29	0,20	0,14	0,09	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	
O	750 ou mais	0,12	0,11	0,11	0,10	0,10	0,10	0,10	0,13	0,19	0,27	0,36	0,42	0,44	0,38	0,33	0,29	0,26	0,23	0,21	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12	
	500	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,10	0,12	0,19	0,30	0,40	0,48	0,51	0,42	0,35	0,30	0,25	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,09	
	150	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,14	0,29	0,49	0,67	0,76	0,75	0,53	0,33	0,22	0,15	0,11	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	
SO	750 ou mais	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,12	0,17	0,25	0,34	0,39	0,34	0,29	0,26	0,23	0,20	0,18	0,16	0,14	0,13	0,12	0,10	
	500	0,08	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,09	0,11	0,19	0,29	0,40	0,46	0,40	0,32	0,26	0,22	0,19	0,16	0,14	0,13	0,11	0,10	0,08	
	150	0,02	0,04	0,05	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	0,13	0,27	0,48	0,65	0,73	0,49	0,31	0,21	0,16	0,10	0,07	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	
S e Sombra	750 ou mais	0,16	0,23	0,33	0,41	0,47	0,52	0,57	0,61	0,66	0,69	0,72	0,74	0,59	0,52	0,46	0,42	0,37	0,34	0,31	0,27	0,25	0,23	0,21	0,17	
	500	0,11	0,33	0,44	0,51	0,57	0,62	0,66	0,70	0,74	0,76	0,79	0,80	0,60	0,51	0,44	0,37	0,32	0,29	0,27	0,23	0,21	0,18	0,16	0,13	
	150	0	0,48	0,66	0,76	0,82	0,87	0,91	0,93	0,95	0,97	0,98	0,98	0,62	0,34	0,24	0,16	0,11	0,07	0,05	0,04	0,02	0,02	0,01	0,01	



Tabela 9 – Fatores de armazenamento de carga térmica, insolação através do vidro. Com de proteção interno, 16 horas de funcionamento diário, temperatura interior constante.

PESO [***] (kg por m ² de superfície de solo)	HORA SOLAR																ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)
	MANHÃ								TARDE								
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
750 ou mais 500 150	0,33 0,33 0,56	0,44 0,45 0,77	0,59 0,61 0,73	0,47 0,50 0,38	0,31 0,33 0,36	0,25 0,27 0,24	0,24 0,22 0,19	0,22 0,21 0,17	0,18 0,17 0,15	0,17 0,16 0,13	0,14 0,13 0,11	0,12 0,11 0,07	0,09 0,08 0,04	0,08 0,07 0,03	0,07 0,06 0,02	SE	
750 ou mais 500 150	0,47 0,46 0,47	0,63 0,63 0,71	0,68 0,70 0,80	0,64 0,67 0,79	0,54 0,56 0,64	0,38 0,38 0,44	0,27 0,27 0,25	0,23 0,24 0,19	0,20 0,20 0,14	0,18 0,18 0,14	0,17 0,16 0,11	0,15 0,14 0,09	0,13 0,12 0,07	0,10 0,08 0,04	0,09 0,08 0,02	E	
750 ou mais 500 150	0,14 0,11 0,82	0,37 0,35 0,31	0,55 0,53 0,57	0,66 0,66 0,75	0,70 0,72 0,84	0,68 0,69 0,81	0,58 0,61 0,69	0,46 0,47 0,50	0,27 0,29 0,30	0,24 0,24 0,30	0,21 0,21 0,17	0,19 0,18 0,13	0,16 0,15 0,09	0,14 0,13 0,05	0,13 0,10 0,04	NE	
750 ou mais 500 150	0,19 0,16 0,12	0,18 0,14 0,23	0,34 0,31 0,44	0,46 0,46 0,64	0,60 0,59 0,77	0,68 0,69 0,86	0,73 0,76 0,88	0,74 0,70 0,82	0,64 0,69 0,86	0,59 0,45 0,50	0,42 0,26 0,34	0,34 0,26 0,16	0,22 0,18 0,11	0,19 0,16 0,08	0,17 0,16 0,05	N	
750 ou mais 500 150	0,22 0,20 0,08	0,21 0,19 0,08	0,20 0,18 0,09	0,20 0,17 0,08	0,20 0,18 0,10	0,22 0,21 0,24	0,47 0,46 0,47	0,60 0,60 0,67	0,63 0,66 0,81	0,66 0,70 0,88	0,61 0,64 0,79	0,47 0,50 0,60	0,23 0,26 0,26	0,19 0,20 0,17	0,18 0,17 0,12	NO	
750 ou mais 500 150	0,23 0,22 0,12	0,23 0,21 0,10	0,21 0,19 0,10	0,21 0,19 0,10	0,20 0,17 0,10	0,19 0,16 0,10	0,18 0,15 0,09	0,25 0,22 0,19	0,36 0,36 0,42	0,53 0,66 0,65	0,63 0,68 0,81	0,65 0,68 0,85	0,55 0,60 0,74	0,20 0,25 0,30	0,19 0,20 0,19	O	
750 ou mais 500 150	0,21 0,19 0,12	0,21 0,19 0,11	0,20 0,18 0,11	0,19 0,17 0,11	0,18 0,16 0,11	0,18 0,16 0,11	0,17 0,15 0,10	0,16 0,15 0,10	0,16 0,16 0,17	0,23 0,24 0,29	0,49 0,53 0,63	0,61 0,65 0,80	0,60 0,53 0,79	0,19 0,18 0,28	0,17 0,15 0,18	SO	
750 ou mais 500 150	0,23 0,23 0,07	0,58 0,46 0,22	0,75 0,78 0,69	0,79 0,78 0,60	0,80 0,82 0,66	0,80 0,82 0,93	0,81 0,83 0,94	0,82 0,84 0,95	0,83 0,85 0,97	0,84 0,87 0,98	0,86 0,88 0,98	0,87 0,89 0,99	0,88 0,90 0,99	0,29 0,40 0,33	0,35 0,34 0,23	S e sombra	

Tabela 10 – Fatores de armazenamento de carga térmica, insolação através do vidro. Com vidro descoberto e elemento de proteção externo, 16 horas de funcionamento diário, temperatura interior constante.

PESO [***] (kg por m ² de superfície de solo)	HORA SOLAR																ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)
	MANHÃ								TARDE								
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
750 ou mais 500 150	0,28 0,28 0,33	0,37 0,39 0,57	0,42 0,45 0,62	0,41 0,43 0,62	0,38 0,41 0,46	0,36 0,39 0,36	0,33 0,31 0,26	0,31 0,27 0,21	0,23 0,22 0,18	0,22 0,19 0,16	0,20 0,18 0,12	0,19 0,17 0,12	0,15 0,14 0,09	0,14 0,12 0,06	0,12 0,10 0,03	SE	
750 ou mais 500 150	0,29 0,27 0,29	0,38 0,38 0,51	0,44 0,46 0,68	0,48 0,54 0,74	0,48 0,52 0,69	0,46 0,48 0,55	0,41 0,41 0,38	0,36 0,33 0,27	0,28 0,28 0,22	0,26 0,25 0,18	0,23 0,23 0,15	0,22 0,20 0,12	0,20 0,18 0,09	0,18 0,15 0,06	0,16 0,14 0,03	E	
750 ou mais 500 150	0,24 0,19 0,03	0,29 0,24 0,20	0,35 0,30 0,41	0,43 0,44 0,60	0,49 0,52 0,73	0,53 0,57 0,77	0,53 0,57 0,72	0,51 0,53 0,60	0,29 0,41 0,44	0,35 0,36 0,44	0,32 0,31 0,29	0,29 0,27 0,16	0,26 0,24 0,14	0,23 0,21 0,09	0,21 0,18 0,07	NE	
750 ou mais 500 150	0,33 0,37 0,06	0,31 0,34 0,04	0,32 0,28 0,15	0,37 0,34 0,31	0,43 0,42 0,49	0,49 0,50 0,65	0,53 0,58 0,75	0,60 0,60 0,82	0,57 0,60 0,81	0,51 0,53 0,75	0,29 0,41 0,61	0,35 0,36 0,43	0,32 0,31 0,28	0,29 0,27 0,19	0,23 0,21 0,13	N	
750 ou mais 500 150	0,35 0,31 0,11	0,32 0,28 0,10	0,30 0,25 0,10	0,28 0,24 0,09	0,26 0,22 0,10	0,26 0,23 0,14	0,20 0,23 0,35	0,37 0,40 0,54	0,43 0,46 0,68	0,47 0,50 0,78	0,46 0,53 0,78	0,40 0,51 0,68	0,34 0,44 0,46	0,30 0,25 0,29	0,27 0,29 0,20	NO	
750 ou mais 500 150	0,38 0,34 0,17	0,34 0,31 0,14	0,32 0,28 0,13	0,28 0,25 0,11	0,26 0,23 0,11	0,25 0,22 0,10	0,23 0,21 0,10	0,23 0,21 0,15	0,26 0,29 0,49	0,27 0,30 0,67	0,36 0,40 0,76	0,43 0,51 0,75	0,44 0,43 0,53	0,38 0,43 0,33	0,29 0,30 0,23	O	
750 ou mais 500 150	0,33 0,30 0,18	0,30 0,28 0,14	0,28 0,25 0,12	0,26 0,23 0,12	0,24 0,22 0,12	0,22 0,20 0,12	0,22 0,19 0,12	0,20 0,17 0,11	0,18 0,17 0,13	0,17 0,19 0,27	0,23 0,29 0,48	0,34 0,40 0,65	0,38 0,46 0,73	0,34 0,40 0,49	0,29 0,32 0,31	SO	
750 ou mais 500 150	0,31 0,30 0,04	0,57 0,47 0,07	0,64 0,60 0,33	0,66 0,67 0,70	0,72 0,74 0,78	0,73 0,74 0,84	0,73 0,77 0,88	0,74 0,78 0,91	0,74 0,79 0,93	0,75 0,80 0,95	0,76 0,81 0,97	0,78 0,82 0,98	0,78 0,83 0,99	0,39 0,60 0,42	0,52 0,51 0,34	S e sombra	



Tabela 11: Fatores de armazenamento de carga térmica, insolação, 12 horas diárias de funcionamento, temperatura interior constante.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m ² de superfície de solo)	COM TELA INTERIOR												COM TELA EXTERIOR OU VIDRO EXPOSTO											
		HORA SOLAR																							
		MANHÃ						TARDE						MANHÃ						TARDE					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
SE	750 ou mais	0,59	0,67	0,62	0,49	0,33	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,20	0,17	0,34	0,42	0,47	0,45	0,42	0,39	0,36	0,33	0,30	0,29	0,26	0,25
	500	0,59	0,68	0,64	0,52	0,35	0,29	0,24	0,23	0,20	0,19	0,17	0,15	0,35	0,45	0,50	0,49	0,45	0,42	0,34	0,30	0,27	0,26	0,23	0,20
	150	0,62	0,80	0,75	0,60	0,37	0,25	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,40	0,62	0,69	0,64	0,48	0,34	0,27	0,22	0,18	0,16	0,14	0,12
E	750 ou mais	0,51	0,66	0,71	0,67	0,57	0,40	0,29	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,36	0,44	0,50	0,53	0,53	0,50	0,44	0,39	0,36	0,34	0,30	0,28
	500	0,52	0,67	0,73	0,70	0,58	0,40	0,29	0,26	0,24	0,21	0,19	0,16	0,34	0,44	0,54	0,58	0,57	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,28	0,24
	150	0,53	0,74	0,82	0,81	0,65	0,43	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,36	0,56	0,71	0,76	0,70	0,54	0,39	0,28	0,23	0,18	0,15	0,12
NE	750 ou mais	0,20	0,42	0,59	0,70	0,74	0,71	0,61	0,48	0,33	0,30	0,26	0,24	0,34	0,37	0,43	0,50	0,54	0,58	0,57	0,55	0,50	0,45	0,41	0,37
	500	0,18	0,40	0,57	0,70	0,75	0,72	0,63	0,49	0,34	0,28	0,25	0,21	0,29	0,33	0,41	0,51	0,58	0,61	0,61	0,56	0,49	0,44	0,37	0,33
	150	0,09	0,35	0,61	0,78	0,86	0,82	0,69	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,14	0,27	0,47	0,64	0,75	0,79	0,73	0,61	0,45	0,32	0,23	0,18
N	750 ou mais	0,28	0,25	0,40	0,53	0,64	0,72	0,77	0,77	0,73	0,67	0,49	0,31	0,47	0,43	0,42	0,46	0,51	0,56	0,61	0,65	0,66	0,65	0,61	0,54
	500	0,26	0,22	0,38	0,51	0,64	0,73	0,79	0,79	0,77	0,65	0,51	0,31	0,44	0,37	0,39	0,43	0,50	0,57	0,64	0,68	0,70	0,68	0,63	0,53
	150	0,21	0,29	0,48	0,67	0,79	0,88	0,89	0,83	0,56	0,50	0,24	0,16	0,28	0,19	0,25	0,38	0,54	0,68	0,78	0,84	0,82	0,76	0,61	0,42
NO	750 ou mais	0,31	0,27	0,27	0,26	0,25	0,27	0,50	0,63	0,72	0,74	0,69	0,54	0,51	0,44	0,40	0,37	0,34	0,36	0,41	0,47	0,54	0,57	0,60	0,58
	500	0,33	0,28	0,25	0,23	0,23	0,35	0,50	0,64	0,74	0,77	0,70	0,55	0,53	0,44	0,37	0,35	0,31	0,33	0,39	0,46	0,55	0,62	0,64	0,60
	150	0,29	0,21	0,18	0,15	0,14	0,27	0,50	0,69	0,82	0,87	0,79	0,60	0,48	0,32	0,25	0,20	0,17	0,19	0,39	0,56	0,70	0,80	0,79	0,69
O	750 ou mais	0,63	0,31	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,29	0,46	0,61	0,71	0,72	0,56	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,31	0,31	0,35	0,42	0,49	0,54
	500	0,67	0,33	0,28	0,26	0,24	0,22	0,20	0,28	0,44	0,61	0,72	0,73	0,60	0,52	0,44	0,39	0,34	0,31	0,29	0,28	0,33	0,43	0,51	0,57
	150	0,77	0,34	0,25	0,20	0,17	0,14	0,13	0,22	0,44	0,67	0,82	0,85	0,77	0,56	0,38	0,28	0,22	0,18	0,16	0,19	0,33	0,52	0,69	0,77
SO	750 ou mais	0,68	0,28	0,27	0,25	0,23	0,22	0,20	0,19	0,24	0,41	0,56	0,67	0,49	0,44	0,39	0,36	0,33	0,30	0,28	0,26	0,26	0,30	0,37	0,44
	500	0,71	0,31	0,27	0,24	0,22	0,21	0,19	0,18	0,23	0,40	0,58	0,70	0,54	0,49	0,41	0,35	0,31	0,28	0,25	0,23	0,24	0,30	0,39	0,48
	150	0,82	0,33	0,25	0,20	0,18	0,15	0,14	0,13	0,19	0,41	0,64	0,80	0,75	0,53	0,36	0,28	0,24	0,19	0,17	0,15	0,17	0,30	0,50	0,66
S e Sombra	750 ou mais	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,75	0,75	0,79	0,83	0,84	0,86	0,88	0,88	0,81	0,92	0,93	0,93
	500	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,81	0,84	0,86	0,89	0,91	0,93	0,93	0,94	0,94	0,95	0,95	0,95
	150	1,00												1,00											



Tabela 15: Insolação através dos vidros (kcal/h.m² de abertura)

0° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0
	SE	0	322	423	417	360	267	143	54	38	35	29	16	0
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0
	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0
	SO	0	16	29	35	38	54	143	267	360	417	483	322	0
	Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0
21 de Janeiro e 21 de Novembro	S	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0
	SE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0
	E	0	328	410	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0
	N	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
	NO	0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0
	SO	0	16	29	35	38	44	116	233	336	406	414	320	0
	Horizontal	0	78	246	409	528	605	631	604	528	409	246	78	0
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	0	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46	0
	SE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0
	E	0	349	442	401	279	125	38	38	38	35	32	16	0
	NE	0	181	214	176	94	41	38	38	38	35	32	16	0
	N	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
	NO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0
	O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0
	SO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0
	Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0
22 de Março e 22 de Setembro	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
	SE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0
	E	0	363	452	409	290	127	38	38	38	35	32	16	0
	NE	0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0
	N	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
	NO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0
	O	0	16	32	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0
	SO	0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0
	Horizontal	0	86	263	442	569	650	678	650	569	442	263	86	0
20 de Abril e 24 de Agosto	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
	SE	0	181	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16	0
	E	0	349	442	401	279	124	38	38	38	35	32	16	0
	NE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0
	N	0	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46	0
	NO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0
	O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0
	SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0
	Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0
21 de Maio e 23 de Julho	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
	SE	0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	328	412	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	298	16	0
	N	0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0
	NO	0	16	29	35	38	43	116	233	336	406	414	320	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0
	Horizontal	0	78	246	409	528	604	631	604	528	409	246	78	0
21 de Junho	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	322	423	417	360	257	143	54	38	35	29	16	0
	N	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0
	NO	0	16	29	35	38	54	143	257	360	417	423	322	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	398	314	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0
	Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0
Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro				
	x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%				



Tabela 15: Insolação através dos vidros (kcal/h x m² de abertura)

10° LATITUDE SUL		HORA SOLAR													
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
22 de Dezembro	S	51	119	135	122	119	116	111	116	119	122	135	119	5	
	SE	149	355	414	379	287	176	75	38	38	35	29	21	5	
	E	146	363	420	377	265	111	38	38	38	35	29	21	5	
	NE	48	132	149	116	67	38	38	38	38	35	29	21	5	
	N	5	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	5	
	NO	5	21	21	35	38	38	38	38	67	116	149	132	48	
	Horizontal	10	119	290	450	556	631	659	631	556	450	290	119	10	
21 de Janeiro e 21 de Novembro	S	13	92	105	94	89	84	81	84	89	94	105	92	13	
	SE	113	344	401	360	295	151	59	38	38	35	29	19	2	
	E	135	366	428	385	265	116	38	38	38	35	29	19	2	
	NE	70	154	179	151	86	38	38	38	38	35	29	19	2	
	N	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	
	NO	2	19	29	35	38	38	38	38	86	151	179	154	70	
	Horizontal	8	113	290	450	569	640	669	640	569	450	290	113	8	
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	2	40	43	40	40	38	38	38	40	40	43	40	2	
	SE	46	306	352	301	217	92	38	38	38	35	29	19	2	
	E	67	374	442	404	282	124	38	38	38	35	29	19	2	
	NE	48	214	254	230	162	73	38	38	38	35	29	19	2	
	N	2	19	29	35	38	38	38	38	38	35	29	19	2	
	NO	2	19	29	35	38	38	38	73	162	230	254	214	48	
	Horizontal	5	103	284	452	577	656	678	656	577	452	284	103	5	
22 de Março e 22 de Setembro	S	2	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	2	
	SE	2	241	279	217	122	46	38	38	38	35	29	16	2	
	E	2	352	444	409	287	127	38	38	38	35	29	16	2	
	NE	2	263	344	330	254	151	57	38	38	35	29	16	2	
	N	2	16	35	51	65	73	75	73	65	51	35	16	2	
	NO	2	16	29	35	38	38	57	151	254	330	344	263	2	
	Horizontal	2	16	29	35	38	38	38	127	287	409	444	352	2	
20 de Abril e 24 de Agosto	S	0	13	27	35	38	38	38	38	38	35	27	13	0	
	SE	0	157	179	119	75	38	38	38	38	35	27	13	0	
	E	0	320	420	393	271	108	38	38	38	35	27	13	0	
	NE	0	279	398	404	333	219	124	48	38	35	27	13	0	
	N	0	48	108	149	176	192	198	192	176	149	108	48	0	
	NO	0	13	27	35	38	38	48	124	219	333	404	398	279	0
	Horizontal	0	13	27	35	38	38	38	108	271	393	420	320	0	
21 de Maio e 23 de Julho	S	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	SE	0	73	100	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	E	0	268	387	358	252	105	38	38	35	32	24	10	0	
	NE	0	268	414	436	296	295	189	84	46	32	24	10	0	
	N	0	94	176	246	260	282	287	282	260	246	176	94	0	
	NO	0	10	24	32	46	84	189	295	396	436	414	298	0	
	Horizontal	0	10	24	32	35	38	38	105	252	358	387	268	0	
21 de Junho	S	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	SE	0	40	75	46	35	38	38	38	35	32	24	10	0	
	E	0	233	371	352	246	113	38	38	35	32	24	10	0	
	NE	0	268	417	442	404	328	214	97	62	32	24	10	0	
	N	0	135	200	254	295	314	325	314	295	254	200	135	0	
	NO	0	10	24	32	62	97	214	328	404	442	417	268	0	
	Horizontal	0	10	24	32	35	38	38	113	246	352	371	233	0	
Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina			Altitude			Ponto de orvalho superior a 19,5 °C			Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C			Latitude sul Dezembro ou Janeiro	
	x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo			+0,7% por 300 m			-14% por 10 °C			+14% por 10 °C			+7%	



Tabela 15: Insolação através dos vidros (kcal/h x m² de abertura)

20° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	76	111	90	68	51	46	40	46	51	67	90	111	75
	SE	219	417	390	330	225	103	40	38	38	38	32	24	8
	E	219	401	434	387	260	111	38	38	38	38	32	24	8
	NE	75	168	198	179	119	57	38	38	38	38	32	24	8
	N	8	24	32	38	38	38	38	38	38	38	32	24	8
	NO	8	24	32	38	38	38	38	57	119	179	198	168	75
	O	8	24	32	38	38	38	38	111	260	387	434	401	220
	SO	8	24	32	38	38	38	40	103	225	330	390	417	220
	Horizontal	30	162	328	477	585	629	678	629	585	477	328	162	30
21 de Janeiro e 21 de Novembro	S	54	75	62	46	40	38	38	38	40	146	62	75	54
	SE	192	358	374	301	198	84	38	38	38	35	32	21	8
	E	203	401	442	393	268	124	38	38	38	35	32	21	8
	NE	84	189	230	214	154	78	38	38	38	35	32	21	8
	N	8	21	32	35	38	38	38	38	38	35	32	21	8
	NO	8	21	32	35	38	38	38	78	154	214	230	189	84
	O	8	21	32	35	38	38	38	124	268	393	442	401	203
	SO	8	21	32	35	38	38	38	84	198	301	374	358	192
	Horizontal	8	149	320	474	585	650	680	650	585	474	320	149	8
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	16	27	29	35	38	38	38	38	38	35	29	27	16
	SE	122	301	320	241	135	48	38	38	38	35	29	19	5
	E	143	385	447	404	287	138	38	38	38	35	29	19	5
	NE	78	241	306	292	265	149	54	38	38	35	29	19	5
	N	5	19	29	38	54	65	70	65	54	38	29	19	5
	NO	5	19	29	35	38	38	54	149	265	292	306	241	78
	O	5	19	29	35	38	38	38	138	287	404	447	385	143
	SO	5	19	29	35	38	38	38	48	135	241	320	301	122
	Horizontal	13	130	290	452	569	637	669	637	569	452	290	130	13
22 de Março e 22 de Setembro	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
	SE	0	225	235	160	59	38	38	38	38	35	29	16	0
	E	0	352	442	404	282	122	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	268	368	379	325	227	111	40	38	35	29	16	0
	N	0	21	59	103	141	170	176	172	141	103	59	21	0
	NO	0	16	29	35	38	40	111	227	325	379	368	268	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	122	282	404	442	352	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	59	160	235	225	0
	Horizontal	0	81	252	414	537	610	631	610	537	414	252	81	0
20 de Abril e 24 de Agosto	S	0	10	24	32	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	SE	0	119	141	78	35	38	38	38	35	32	24	10	0
	E	0	268	398	382	271	132	38	38	35	32	24	10	0
	NE	0	246	396	433	404	322	200	73	35	32	24	10	0
	N	0	57	135	206	252	287	301	287	252	206	135	57	0
	NO	0	10	24	32	35	38	38	322	404	433	396	246	0
	O	0	10	24	32	35	38	38	132	271	382	398	268	0
	SO	0	10	24	32	35	38	38	38	35	78	141	119	0
	Horizontal	0	48	184	344	463	531	564	531	463	344	184	48	0
21 de Maio e 23 de Julho	S	0	8	21	29	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	SE	0	65	70	38	35	35	35	35	35	29	21	8	0
	E	0	192	347	344	246	116	35	35	35	29	21	8	0
	NE	0	198	390	444	428	366	246	124	43	29	21	8	0
	N	0	75	187	271	333	368	382	368	333	271	187	75	0
	NO	0	8	21	29	43	124	246	366	428	444	390	198	0
	O	0	8	21	29	32	35	35	116	246	344	347	192	0
	SO	0	8	21	29	32	35	35	35	35	38	70	65	0
	Horizontal	0	13	130	273	396	466	488	466	396	273	130	13	0
21 de Junho	S	0	5	19	29	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	SE	0	38	48	32	32	35	35	35	32	29	19	5	0
	E	0	151	320	328	230	92	35	35	32	29	19	5	0
	NE	0	160	377	452	431	363	263	162	54	29	19	5	0
	N	0	67	200	301	358	396	404	396	358	301	200	67	0
	NO	0	5	19	29	54	162	263	363	431	452	377	160	0
	O	0	5	19	29	32	35	35	92	230	328	320	151	0
	SO	0	5	19	29	32	35	35	35	32	32	48	38	0
	Horizontal	0	10	97	249	366	436	461	436	366	249	97	10	0
Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro				
	x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%				



Tabela 15: Insolação através dos vidros (kcal/h x m² de abertura)

30° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	89	78	48	38	38	38	38	38	38	38	48	78	89
	SE	284	377	352	263	149	51	38	38	38	38	32	27	13
	E	292	423	436	387	265	119	38	38	38	38	32	27	13
	NE	113	203	244	244	198	119	46	38	38	38	32	27	13
	N	13	27	32	38	40	51	57	51	40	38	32	27	13
	NO	13	27	32	38	38	38	46	119	198	244	244	203	113
	O	13	27	32	38	38	38	38	119	265	387	436	423	292
	SO	13	27	32	38	38	38	38	51	149	263	352	377	284
	Horizontal	51	165	355	488	588	650	678	650	588	488	355	165	51
21 de Janeiro e 21 de Novembro	S	59	54	38	35	38	38	38	38	38	35	38	54	59
	SE	252	355	333	24	124	43	38	38	38	35	32	24	10
	E	270	420	444	393	268	119	38	38	38	35	32	24	10
	NE	113	222	271	271	225	143	59	38	38	35	32	24	10
	N	10	24	32	38	54	73	81	73	54	38	32	24	10
	NO	10	24	32	35	38	38	38	143	225	271	271	222	113
	O	10	24	32	35	38	38	38	119	268	393	444	420	271
	SO	10	24	32	35	38	38	38	43	124	241	333	355	252
	Horizontal	40	179	333	477	580	640	667	640	580	477	333	179	40
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	S	16	21	29	35	35	38	38	38	35	35	29	21	16
	SE	149	292	271	179	73	38	38	38	35	35	29	21	5
	E	179	398	447	401	276	124	38	38	35	35	29	21	5
	NE	100	265	344	349	303	222	105	40	35	35	29	21	5
	N	5	21	35	73	127	157	170	157	127	73	35	21	5
	NO	5	21	29	35	35	40	105	222	303	349	344	265	100
	O	5	21	29	35	35	38	38	124	276	401	447	398	179
	SO	5	21	29	35	35	38	38	38	73	179	271	292	149
	Horizontal	16	127	290	436	542	610	637	610	542	436	290	127	16
22 de Março e 22 de Setembro	S	0	13	27	32	35	38	38	38	35	32	27	13	0
	SE	0	200	244	108	40	38	38	38	35	32	27	13	0
	E	0	336	428	390	279	130	38	38	35	32	27	13	0
	NE	0	265	355	412	382	306	181	67	35	32	27	13	0
	N	0	24	48	162	222	265	284	265	222	162	48	24	0
	NO	0	13	27	32	35	67	181	306	382	412	355	265	0
	O	0	13	27	32	35	38	38	130	279	390	428	336	0
	SO	0	13	27	32	35	38	38	38	40	108	244	200	0
	Horizontal	0	67	219	366	485	547	574	547	485	366	219	67	0
20 de Abril e 24 de Agosto	S	0	8	21	29	32	35	38	35	32	29	21	8	0
	SE	0	89	105	48	32	35	38	35	32	29	21	8	0
	E	0	214	366	358	254	116	38	35	32	29	21	8	0
	NE	0	198	385	442	431	368	249	127	40	29	21	8	0
	N	0	48	154	249	328	377	393	377	328	249	154	48	0
	NO	0	8	21	29	40	127	249	368	431	442	385	198	0
	O	0	8	21	29	32	35	38	116	254	358	366	214	0
	SO	0	8	21	29	32	35	38	35	32	48	105	89	0
	Horizontal	0	16	132	271	387	463	485	463	387	271	132	16	0
21 de Maio e 23 de Julho	S	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0
	SE	0	21	43	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0
	E	0	73	295	314	225	94	32	32	29	24	16	2	0
	NE	0	75	344	436	439	387	282	173	62	24	16	2	0
	N	0	27	184	295	371	417	431	417	371	295	184	27	0
	NO	0	2	16	24	62	173	282	387	439	436	344	75	0
	O	0	2	16	24	29	32	32	94	225	314	295	73	0
	SO	0	2	16	24	29	32	32	32	29	24	16	2	0
	Horizontal	0	5	73	192	295	368	393	368	295	192	73	5	0
21 de Junho	S	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0
	SE	0	0	27	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0
	E	0	0	249	284	217	86	32	32	29	24	10	0	0
	NE	0	0	309	425	439	387	292	195	75	24	10	0	0
	N	0	0	173	306	385	431	442	431	385	306	173	0	0
	NO	0	0	10	24	75	195	292	387	439	425	309	0	0
	O	0	0	10	24	29	32	32	86	217	284	249	0	0
	SO	0	0	10	24	29	32	32	32	29	24	10	0	0
	Horizontal	0	0	51	172	263	330	355	330	263	172	51	0	0
Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro				
	x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%				



Tabela 15: Insolação através dos vidros (kcal/h x m² de abertura)

40° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	87	54	32	35	38	38	38	38	38	35	32	54	86
	SE	320	360	303	198	81	38	38	38	38	35	32	27	16
	E	341	436	439	385	257	119	38	38	38	35	32	27	16
	NE	138	238	295	301	268	192	92	38	38	35	32	27	16
	N	16	27	32	51	94	119	146	119	94	51	32	27	16
	NO	16	27	32	35	38	38	92	192	268	301	295	238	138
21 de Janeiro e 21 de Novembro	O	16	27	32	35	38	38	38	119	257	385	439	436	341
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	81	198	303	360	320
	Horizontal	84	222	363	485	569	629	642	629	569	485	363	222	84
	S	65	38	32	35	38	38	38	38	38	35	32	38	65
	SE	287	344	284	179	70	38	38	38	38	35	32	27	13
	E	320	436	444	390	265	116	38	38	38	35	32	27	13
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	NE	146	260	322	339	298	222	113	40	38	35	32	27	13
	N	13	27	35	70	119	170	187	170	119	70	35	27	13
	NO	13	27	32	35	38	40	113	222	298	339	322	260	146
	O	13	27	32	35	38	38	38	116	265	390	444	436	320
	SO	13	27	32	35	38	38	38	38	70	179	284	344	287
	Horizontal	65	198	341	463	550	610	631	610	550	463	341	198	65
22 de Março e 22 de Setembro	S	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19
	SE	184	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	8
	E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21	8
	NE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8
	N	8	21	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21	8
	NO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284	130
20 de Abril e 24 de Agosto	O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227
	SO	8	21	29	35	38	38	38	38	43	124	222	276	184
	Horizontal	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24
	S	0	13	24	32	35	35	38	35	35	32	24	13	0
	SE	0	138	157	70	35	35	38	35	35	32	24	13	0
	E	0	314	404	377	268	122	38	35	35	32	24	13	0
21 de Maio e 23 de Julho	NE	0	257	390	439	425	360	244	111	38	32	24	13	0
	N	0	32	119	219	298	330	379	330	298	219	119	32	0
	NO	0	13	24	32	38	111	244	360	425	439	390	257	0
	O	0	13	24	32	35	35	38	122	268	377	404	314	0
	SO	0	13	24	32	35	35	38	35	35	70	157	138	0
	Horizontal	0	57	181	336	414	477	496	477	414	336	181	57	0
21 de Junho	S	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0
	SE	0	0	32	19	24	27	29	27	24	19	8	0	0
	E	0	0	246	271	200	89	29	27	24	19	8	0	0
	NE	0	0	295	390	423	390	314	189	73	19	8	0	0
	N	0	0	160	282	377	428	450	428	377	282	160	0	0
	NO	0	0	8	19	73	189	314	390	423	390	295	0	0
Correções	O	0	0	8	19	24	27	29	89	200	271	246	0	0
	SO	0	0	8	19	24	27	29	27	24	19	32	0	0
	Horizontal	0	0	43	116	198	249	279	249	198	116	43	0	0
	S	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0
	SE	0	0	19	16	24	27	27	27	24	16	5	0	0
	E	0	0	195	233	184	84	27	27	24	16	5	0	0
Correções	NE	0	0	238	363	401	385	311	198	81	19	5	0	0
	N	0	0	138	268	363	428	447	428	363	268	138	0	0
	NO	0	0	5	19	81	198	311	385	401	363	238	0	0
	O	0	0	5	16	24	27	27	84	184	233	195	0	0
	SO	0	0	5	16	24	27	27	27	24	16	19	0	0
	Horizontal	0	0	21	86	149	206	230	206	149	86	21	0	0
Correções	Esquadria metálica ou sem esquadria	Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro				
	x 1/0,85 ou 1,17	15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%				



Tabela 15: Insolação através dos vidros (kcal/h x m² de abertura)

50° LATITUDE SUL		HORA SOLAR												
Época	Orientação	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
22 de Dezembro	S	78	32	32	35	38	38	38	38	38	35	32	32	78
	SE	341	339	254	135	43	38	38	38	38	35	32	27	21
	E	377	444	439	368	254	111	38	38	38	35	32	27	21
	NE	173	276	341	366	336	265	165	65	38	35	32	27	21
	N	21	27	43	105	184	235	252	235	184	105	43	27	21
	NO	21	27	32	35	38	62	165	265	336	366	341	276	173
21 de Janeiro e 21 de Novembro	O	21	27	32	35	38	38	38	111	254	368	439	444	377
	SO	21	27	32	35	38	38	38	38	43	135	254	339	341
	Horizontal	119	233	360	469	534	580	596	580	534	469	360	233	119
	S	57	29	32	35	38	38	38	38	38	35	32	29	57
	SE	309	317	235	119	40	38	38	38	38	35	32	27	16
	E	355	436	442	382	260	116	38	38	38	35	32	27	16
20 de Fevereiro e 23 de Outubro	NE	176	290	363	387	368	295	189	70	38	35	32	27	16
	N	16	27	57	135	217	265	287	265	217	135	57	27	16
	NO	16	27	32	35	38	70	189	295	368	387	363	290	176
	O	16	27	32	35	38	38	38	116	260	382	442	436	355
	SO	16	27	32	35	38	38	38	38	40	119	235	317	309
	Horizontal	89	203	322	431	509	556	572	556	509	431	322	203	89
22 de Março e 22 de Setembro	S	21	21	27	32	35	38	38	38	35	32	27	21	21
	SE	206	254	189	84	35	38	38	38	35	32	27	21	10
	E	254	393	428	382	265	122	38	38	35	32	27	21	10
	NE	143	301	390	425	414	358	241	108	35	32	27	21	10
	N	10	24	97	198	284	352	374	352	284	198	97	24	10
	NO	10	21	27	32	35	108	241	358	414	425	390	301	143
20 de Abril e 24 de Agosto	O	10	21	27	32	35	38	38	122	265	382	428	393	254
	SO	10	21	27	32	35	38	38	38	35	84	189	254	206
	Horizontal	35	124	241	355	433	485	501	485	433	355	241	124	35
	S	0	10	21	27	32	32	32	32	32	27	21	10	0
	SE	0	157	124	43	32	32	32	32	32	27	21	10	0
	E	0	276	374	352	252	116	32	32	32	27	21	10	0
21 de Maio e 23 de Julho	NE	0	233	377	439	442	393	284	151	46	27	21	10	0
	N	0	29	138	252	355	406	428	406	355	252	138	29	0
	NO	0	10	21	27	46	151	284	393	442	439	377	233	0
	O	0	10	21	27	32	32	32	116	252	352	374	276	0
	SO	0	10	21	27	32	32	32	32	32	43	124	157	0
	Horizontal	0	40	132	238	320	379	401	379	320	238	132	40	0
21 de Junho	S	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0
	SE	0	78	54	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0
	E	0	198	268	284	214	94	29	27	24	19	10	0	0
	NE	0	187	301	393	425	390	311	187	65	19	10	0	0
	N	0	46	143	268	371	425	452	425	371	268	143	46	0
	NO	0	0	10	19	65	187	311	390	425	393	301	187	0
Correções	O	0	0	10	19	24	27	29	94	214	284	268	198	0
	SO	0	0	10	19	24	27	29	27	24	19	10	0	0
	Horizontal	0	5	51	122	195	233	254	233	195	122	51	5	0
	S	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0
	SE	0	0	13	10	16	21	24	21	16	10	2	0	0
	E	0	0	138	173	154	75	24	21	16	10	2	0	0
Esquadria metálica ou sem esquadria	NE	0	0	168	257	344	344	290	181	57	10	2	0	0
	N	0	0	92	189	314	387	414	387	314	189	92	0	0
	NO	0	0	2	10	57	181	290	344	344	257	168	0	0
	O	0	0	2	10	16	21	24	75	154	173	138	0	0
	SO	0	0	2	10	16	21	24	21	16	10	13	0	0
	Horizontal	0	0	10	35	81	127	143	127	81	35	10	0	0
Ponto de orvalho superior a 19,5 °C	S	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0
	SE	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0
	E	0	0	0	73	127	62	19	16	13	8	0	0	0
	NE	0	0	0	111	290	314	271	168	67	8	0	0	0
	N	0	0	0	84	268	355	382	355	268	84	0	0	0
	NO	0	0	0	8	67	168	271	314	290	111	0	0	0
Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C	O	0	0	0	8	13	16	19	62	127	73	0	0	0
	SO	0	0	0	8	13	16	19	16	13	8	0	0	0
	Horizontal	0	0	0	13	51	89	108	89	51	13	0	0	0
	Esquadria metálica ou sem esquadria		Poluição, neblina		Altitude		Ponto de orvalho superior a 19,5 °C		Ponto de orvalho inferior a 19,5 °C		Latitude sul Dezembro ou Janeiro			
	x 1/0,85 ou 1,17		15% máximo		+0,7% por 300 m		-14% por 10 °C		+14% por 10 °C		+7%			



Tabela 16: Fatores totais de ganho solar através dos vidros. (coeficientes globais de insolação com ou sem dispositivo de sombra).

TIPO DE VIDRO	SEM PERSIANA OU TELA	PERSIANAS VENESIANAS INTERIORES Faixas horizontais ou verticais inclinadas a 45° ou CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENESIANAS EXTERIORES Faixas horizontais inclinadas a 45°		PERSIANA EXTERIOR Faixas horizontais inclinadas a 17°		TOLDO Circulação de ar acima e lateralmente	
		Coloração clara	Coloração média	Coloração escura	Coloração clara	Exterior claro Interior escuro	Coloração média	Coloração escura	Coloração clara	Coloração média ou escura
VIDRO SIMPLES	1,00	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
VIDRO SIMPLES 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
VIDRO ABSORVENTE										
Coeficiente de absorção 0,40 a 0,48	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,48	0,12	0,16	0,20
Coeficiente de absorção 0,48 a 0,56	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
Coeficiente de absorção 0,56 a 0,70	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
VIDRO DUPLO										
Vidro comum	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
Vidro de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidro interior comum										
Vidro ext. absorvente de 0,48 a 0,56	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Vidro interior de 6 mm										
Vidro ext. absorvente de 0,48 a 0,56	0,50	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,12
VIDRO TRIPLO										
Vidro comum	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
Vidro de 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,57	0,10	0,10	0,15	0,10	0,14	0,17
VIDRO PINTADO										
Coloração clara	0,28									
Coloração média	0,39									
Coloração escura	0,50									
VIDRO COLORIDO										
Âmbar	0,70									
Roxo escuro	0,56									
Azul	0,60									
Cinza	0,32									
Cinza-verde	0,46									
Opaco claro	0,43									
Opaco escuro	0,37									



Tabela 18: Altitude e Azimute solar.

LATITUDE SUL	HORA SOLAR	23 de Julho		24 de Agosto		22 de Setembro		23 de Outubro		21 de Novembro		22 de Dezembro		21 de Janeiro		20 de Fevereiro		22 de Março		20 de Abril		21 de Maio		21 de Junho		
0°	6:00																									
	7:00	14	111	15	102	15	90	15	78	14	69	14	66	14	69	15	78	15	90	15	102	14	111	14	114	
	8:00	28	113	30	103	30	89	30	77	28	67	27	63	28	67	30	77	30	89	30	103	28	113	27	117	
	9:00	42	117	44	106	45	89	44	74	42	63	41	584	42	63	44	74	45	89	44	106	42	117	41	122	
	10:00	54	126	58	112	60	89	58	68	54	54	53	9	54	54	58	685	60	89	58	112	54	126	53	131	
	11:00	65	144	71	127	75	88	71	53	65	36	62	32	65	36	71	3	75	88	71	127	65	144	62	148	
	12:00	70	180	79	180	90	0	79	0	70	0	67	0	70	0	79	0	90	0	79	180	70	180	67	180	
	13:00	65	216	71	233	75	272	71	307	65	324	62	328	65	324	71	307	75	272	71	233	65	216	62	212	
	14:00	54	234	58	248	60	271	58	292	54	306	53	311	54	306	58	292	60	271	58	248	54	234	53	229	
	15:00	42	243	44	254	45	271	44	286	42	297	41	302	42	297	44	286	45	271	44	254	42	243	41	238	
	16:00	28	247	30	257	30	271	30	283	28	293	27	297	28	293	30	283	30	271	30	257	28	247	27	243	
	17:00	14	249	15	258	15	270	15	282	14	291	14	294	14	291	15	282	15	270	15	258	14	249	14	246	
	18:00																									
	10°	6:00					1	90	2	78	3	70	4	67	3	70	2	78	1	90						
		7:00	10	113	12	103	15	92	16	81	17	72	18	68	17	72	16	81	15	92	12	103	10	113	9	116
		8:00	24	117	27	108	30	95	314	83	32	72	32	68	32	72	31	83	30	95	27	108	24	117	23	121
		9:00	37	124	41	115	44	99	6	84	46	72	45	67	46	72	46	84	44	99	41	115	37	124	35	128
		10:00	48	136	54	125	59	106	61	84	60	67	58	61	60	67	61	84	59	106	54	125	48	136	46	139
11:00		57	155	64	144	72	122	75	84	73	53	70	44	73	53	75	84	72	122	64	144	57	155	53	156	
12:00		60	180	69	180	80	180	89	0	80	0	77	0	80	0	89	0	80	180	69	180	60	180	57	180	
13:00		57	205	64	216	72	238	75	276	73	307	70	316	73	307	75	276	72	238	64	216	57	205	53	204	
14:00		48	224	54	235	59	254	61	276	60	293	58	299	60	293	61	276	59	254	54	235	48	224	46	221	
15:00		37	236	41	245	44	261	46	276	46	288	45	293	46	288	46	276	44	261	41	245	37	236	35	232	
16:00		24	243	27	252	30	265	31	277	32	288	32	292	32	288	31	277	30	265	27	252	24	243	23	239	
17:00		10	247	12	257	15	268	16	279	17	288	18	292	17	288	16	279	15	268	12	257	10	247	9	244	
18:00						1	270	2	282	3	290	4	293	3	290	2	282	1	270							
20°		6:00							4	79	7	71	8	68	7	71	4	79								
		7:00	6	114	10	106	14	95	18	84	20	75	21	72	20	75	18	84	14	95	10	106	6	114	5	117
		8:00	19	121	23	112	28	101	32	89	34	79	35	75	34	79	32	89	28	101	23	112	19	121	17	124
		9:00	30	130	36	121	42	108	46	94	48	82	48	77	48	82	46	94	42	108	36	121	30	130	28	133
		10:00	40	142	47	133	55	120	59	102	62	85	62	77	62	85	59	102	55	120	47	133	40	142	38	145
	11:00	47	158	55	152	66	143	72	117	75	88	76	74	75	88	72	117	66	143	55	152	47	158	44	163	
	12:00	50	180	59	180	70	180	81	180	90	0	87	0	90	0	81	180	70	180	59	180	50	180	47	180	
	13:00	47	202	55	208	66	217	72	243	75	272	76	286	75	272	72	243	66	217	55	208	47	202	44	197	
	14:00	40	218	47	227	55	240	59	258	62	275	62	283	62	275	59	258	55	240	47	227	40	218	38	215	
	15:00	30	230	36	239	42	252	46	266	48	278	48	283	48	278	46	266	42	252	36	239	30	230	28	227	
	16:00	19	239	23	248	28	259	32	271	34	281	35	285	34	281	32	271	28	259	23	248	19	239	17	236	
	17:00	6	246	10	254	14	265	18	276	20	285	21	288	20	285	18	276	14	265	10	254	6	246	5	243	
	18:00					4	281	7	289	8	292	7	289	4	281											

Tabela 18: Altitude e Azimute solar. (continuação)



30°	6:00							6	80	10	72	11	69	10	72	6	80								
	7:00	2	115	7	107	13	97	19	87	23	79	24	76	23	79	19	87	13	97	7	107	2	115		
	8:00	14	124	19	116	26	106	31	95	35	86	37	82	35	86	31	95	26	106	19	116	14	124	11	126
	9:00	24	134	30	127	38	116	44	104	48	93	49	88	48	93	44	104	38	116	30	127	24	134	21	136
	10:00	32	146	40	141	49	130	56	117	61	103	62	96	61	103	56	117	49	130	40	141	32	146	29	149
	11:00	38	162	46	159	57	151	67	140	73	122	75	112	73	122	67	140	57	151	46	159	38	162	35	164
	12:00	40	180	49	180	60	180	71	180	80	180	83	180	80	180	71	180	60	180	49	180	40	180	37	180
	13:00	38	198	46	201	57	209	67	220	73	238	75	248	73	238	67	220	57	209	46	201	38	198	35	196
	14:00	32	214	40	219	49	230	56	243	61	257	62	264	61	257	56	243	49	230	40	219	32	214	29	211
	15:00	24	226	30	233	38	244	44	256	48	267	49	272	48	267	44	256	38	244	30	233	24	226	21	224
16:00	14	236	19	244	26	254	31	265	35	274	37	278	35	274	31	265	26	254	19	244	14	236	11	234	
17:00	2	245	7	253	13	263	19	273	23	281	24	284	23	281	19	273	13	263	7	253	2	245			
18:00							6	280	10	288	11	291	10	288	6	280									
40°	6:00							7	81	13	74	15	72	13	74	7	81								
	7:00			5	110	12	99	19	91	24	83	26	80	24	83	19	91	12	99	5	110				
	8:00	8	125	15	119	23	110	30	102	35	93	37	89	35	93	30	102	23	110	15	119	8	125	5	127
	9:00	17	136	24	131	33	122	41	113	47	104	49	100	47	104	41	113	33	122	24	131	17	136	14	138
	10:00	24	149	32	145	42	138	51	129	57	118	60	114	57	118	51	129	42	138	32	145	24	149	21	151
	11:00	28	164	37	162	48	157	58	151	66	143	69	138	66	143	58	151	48	157	37	162	28	164	25	165
	12:00	30	180	39	180	50	180	61	180	70	180	73	180	70	180	61	180	50	180	39	180	30	180	27	180
	13:00	28	196	37	198	48	203	58	209	66	217	69	222	66	217	58	209	48	203	37	198	28	196	25	195
	14:00	24	211	32	215	42	222	51	231	57	242	60	246	57	242	51	231	42	222	32	215	24	211	21	209
	15:00	17	224	24	229	33	238	41	247	47	256	49	260	47	256	41	247	33	238	24	229	17	224	14	222
16:00	8	235	15	241	23	250	30	258	35	267	37	271	35	267	30	258	23	250	15	241	8	235	5	233	
17:00			5	250	12	261	19	269	24	277	26	280	24	277	19	269	12	261	5	250					
18:00							7	279	13	286	15	288	13	286	7	279									
50°	6:00							9	83	15	77	18	74	15	77	9	83								
	7:00					10	101	18	94	25	88	27	85	25	88	18	94	10	101						
	8:00	3	125	10	121	19	114	28	106	34	100	37	97	34	100	28	106	19	114	10	121	3	125	6	139
	9:00	10	138	17	134	27	127	37	120	44	114	46	110	44	114	37	120	27	127	17	134	10	138	12	152
	10:00	15	151	23	148	34	143	44	137	52	131	55	128	52	131	44	137	34	143	23	148	15	151	15	166
	11:00	19	165	27	164	39	160	49	157	58	152	61	151	58	152	49	157	39	160	27	164	19	165	15	166
	12:00	20	180	29	180	40	180	51	180	60	180	63	180	60	180	51	180	40	180	29	180	20	180	17	180
	13:00	19	195	27	196	39	200	49	203	58	208	61	209	58	208	49	203	39	200	27	196	19	195	15	194
	14:00	15	209	23	212	34	217	44	223	52	229	55	232	52	229	44	223	34	217	23	212	15	209	12	208
	15:00	10	222	17	226	27	233	37	240	44	246	46	250	44	246	37	240	27	233	17	226	10	222	6	221
16:00	3	235	10	239	19	246	28	254	34	260	37	263	34	260	28	254	19	246	10	239	3	235			
17:00					10	259	18	266	25	272	27	275	25	272	18	266	10	259							
18:00							9	277	15	283	18	286	15	283	9	277									



Tabela 19: Diferença equivalente de temperatura (°C). Válida para paredes em sol ou sombra, de cor escura, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variação de temperatura exterior em 24 horas, mês de julho e 40° de latitude sul.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m ² de superfície de solo)	HORA SOLAR																								
		MANHÃ										TARDE										MANHÃ				
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
SE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8	
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	3,9
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8	2,2	1,7	0,5	0,5	0	
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3	
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7	6,7
NE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	4,4	3,9	
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5	5,0	
N	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5	
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	
NO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7	
	500	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9	
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	8,3	10,0	10,6	11,1	7,2	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25,0	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5	
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2	11,1	10,0	8,9	8,3	7,2	
SO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,7	0,5	0	-0,5	
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8	
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,0	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0	
S na sombra	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5	



Tabela 20: Diferença equivalente de temperatura (°C). Válida para tetos de cor escura, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variação de temperatura exterior em 24 horas, mês de julho e 40o de latitude sul.

ORIENTAÇÃO (Latitude Sul)	PESO (kg/m ² de superfície de solo)	HORA SOLAR																							
		MANHÃ						TARDE												MANHÃ					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Com sol	50	-2,2	-3,3	-3,9	-2,8	-0,5	3,9	8,3	13,3	17,8	21,1	23,9	25,6	25,0	22,8	19,4	15,6	12,2	8,9	5,5	3,9	1,7	0,5	-0,5	-1,7
	100	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5,0	8,9	12,8	16,7	20,0	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1
	200	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1	9,4	7,2	6,1	5,0	3,3
	300	5,0	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15,0	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20,0	18,9	17,2	15,6	13,9	12,2	10,0	8,9	7,2	6,1
	400	7,2	6,7	6,1	6,1	6,7	7,2	8,9	12,2	14,4	15,6	17,8	19,4	20,6	20,6	19,4	18,9	18,9	17,8	16,7	15,0	12,8	11,1	10,0	7,8
Coberto de água	100	-2,8	-1,1	0	1,1	2,2	5,5	8,9	10,6	12,2	11,1	10,0	8,9	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-2,8
	200	-1,7	-1,1	-0,5	-0,5	0	2,8	5,5	7,2	8,3	8,3	8,9	8,3	8,3	7,8	6,7	5,5	3,9	2,8	1,7	0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	1,1	2,8	3,9	5,5	6,7	7,8	8,3	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,7	1,1	0,5	0
Com orvalho	100	-2,2	-1,1	0	1,1	2,2	4,4	6,7	8,3	10,0	9,4	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	3,3	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7
	200	-1,1	-1,1	-0,5	-0,5	0	1,1	2,8	5,0	7,2	7,8	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	5,0	3,9	2,8	1,7	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	-0,5	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
Na sombra	100	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5,0	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8
	200	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8
	300	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1



Tabela 20A: Correção das diferenças equivalentes de temperatura.

Temperatura exterior às 15 h para o mês considerado menos temperatura interior	VARIAÇÃO DA TEMPERATURA EXTERIOR EM 24 HORAS																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26,0	-26,5	-27,0	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22,0	-22,5	-23,0	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18,0	-18,5	-19,0	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14,0	-14,5	-15,0	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
0	-5,0	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8,0	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
+2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7,0	-7,5	-7,9	-8,4	-8,0	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
+4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5,0	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
+6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4,0	-4,5	-5,0	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
+8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2,0	-2,5	-3,0	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
+10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2,0	-2,8	-3,3	-3,9
+12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
+14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
+16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
+18	12,8	12,3	11,7	1,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
+20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
+22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13,0	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10,0	9,4	8,9	8,3



Tabela 21 – Coeficientes globais de transmissão de calor (paredes). [kcal/h.m².°C]

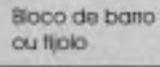
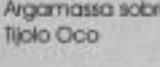
TIPO DE CONSTRUÇÃO	Espessura (cm) e peso (kg/m ²)	REVESTIMENTO INTERNO										
		Nenhum	Reboco de gesso 10 mm (10)	Argamassa 15mm		Tola metálica sobre forro		Gesso 10mm tela de madeira sobre forro		Painel isolante sem argamassa e com argamassa sobre o forro		
				De areia (30)	Leve (15)	Argamassa de areia 20 mm (35)	Argamassa leve 20 mm (15)	Argamassa de areia 12 mm (35)	Argamassa leve 12 mm (10)	Painel de 12 mm (10)	Painel de 25 mm (20)	
 Tijolo Maciço	20 (425)	2,34	2,00	2,20	2,00	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,78	
	30 (600)	1,71	1,51	1,41	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,68	
	40 (846)	1,32	1,22	1,27	1,22	1,02	0,93	0,98	0,93	0,78	0,53	
 Tijolo Comum	20 (393)	2,00	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,73	
	30 (564)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	
	40 (781)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59	
 Pordalepipocoso	20 (488)	3,37	2,68	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,88	
	30 (722)	2,68	2,29	2,54	2,25	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,83	
	40 (976)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78	
	60 (1466)	1,76	1,56	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73	
 Bloco de barro ou tijolo	20 (127)	1,66	1,46	1,56	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,88	0,59	
	30 (185)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,98	0,88	0,88	0,88	0,73	0,48	
 Concreto	2380 Kg/m ³	15 (342)	3,66	2,68	3,37	2,83	2,00	1,76	1,81	1,66	1,32	0,88
		20 (454)	3,27	2,39	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,83
		25 (571)	2,98	2,15	2,78	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,83
	1300 Kg/m ³	15 (195)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,02	1,07	1,02	0,88	0,68
		20 (239)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59
		25 (322)	1,02	0,93	0,98	0,93	0,83	0,78	0,73	0,68	0,68	0,54
	500 Kg/m ³	15 (73)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,59	0,54	0,54	0,54	0,63	0,44
		20 (97)	0,49	0,49	0,49	0,49	0,44	0,44	0,44	0,44	0,49	0,34
		25 (132)	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,34	0,39	0,34	0,39	0,29
	 Aglomerado Oco	20 (210)	3,34	2,15	2,34	2,10	1,61	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
		30 (307)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78
		20 (180)	1,90	1,71	1,81	1,66	1,32	1,22	1,23	1,17	0,98	0,73
 Argamassa sobre Tijolo Oco	20 (239)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,12	1,12	0,93	0,73	
	20 (156)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,27	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73	
	30 (200)	1,56	1,42	1,51	1,37	1,17	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	



Tabela 22 – Coef. globais de transmissão de calor (alvenaria, construção pesada. [kcal/h.m².°C]

COMPOSIÇÃO DO ACABAMENTO	COMPOSIÇÃO DO MURO	Espessura (cm) e peso (kg/m ²)	REVESTIMENTO INTERNO										
			Nenhum	Gesso (10)	Argamassa 10mm		Tela metálica sobre o fôrro		Gesso 10mm ou fôrro de madeira sobre o fôrro		Painéis isolantes sem argamassa ou com argamassa sobre o fôrro		
					De Areia (30)	Leve (15)	Argamassa de Areia 20 mm (35)	Argamassa Leve 20 mm (15)	Argamassa de Areia 12 mm (35)	Argamassa Leve 12 mm (10)	Painel de 12mm (10)	Painel de 20mm (20)	
 Tijolo de Acabamento 10cm (215) ou Paralelepípedos 10cm (250) ou Painéis préfabricados (concreto ou areia) 10 e 15cm (190) e (290)	Aglomerado (ascórtas)	10 (97)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,27	1,27	1,27	1,22	1,22	1,02	0,78
		20 (180)	1,61	1,46	1,56	1,42	1,17	1,07	1,12	1,02	0,98	0,88	0,68
		30 (258)	1,51	1,42	1,46	1,37	1,12	1,02	1,07	1,02	0,98	0,88	0,63
	[areia]	10 (83)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73	
		20 (156)	1,46	1,37	1,42	1,32	1,12	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68	
		30 (209)	1,37	1,27	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63	
	[Areia e cascalho]	10 (112)	2,39	2,15	2,25	2,00	1,56	1,42	1,42	1,32	1,07	0,83	
		20 (209)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,27	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78	
		30 (307)	1,85	1,71	1,81	1,61	1,22	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73	
	Tijolo de Acabamento 10cm (215) ou Paralelepípedos 10cm (250) ou Painéis préfabricados (concreto ou areia) 10 e 15cm (190) e (290)	Tijolo oco	10 (78)	2,00	1,81	1,90	1,71	1,27	1,27	1,27	1,22	1,02	0,78
			20 (146)	1,51	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
			30 (195)	1,27	1,22	1,22	1,17	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63
Concreto [areia] 1300 kg/m ³		10 (126)	1,71	1,51	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73	
		15 (190)	1,32	1,22	1,22	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,78	0,63	
		20 (263)	1,07	1,02	1,07	1,02	0,88	0,83	0,83	0,78	0,68	0,59	
[Areia e cascalho]	10 (229)	2,93	2,59	2,73	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,88		
	15 (341)	2,68	2,39	2,54	2,20	1,66	1,51	1,56	1,42	1,17	0,83		
	20 (463)	2,49	2,20	2,34	2,03	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83		
Tijolo comum	10 (195)	2,39	2,03	2,25	2,00	1,56	1,42	1,42	1,32	1,07	0,78		
	20 (390)	1,71	1,51	1,66	1,51	1,22	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73		
 Tijolo Comum 10cm (200) ou Painéis Préfabricados (concreto ou areia) 20 e 25cm (390) e (490) ou Aglomerado 10cm (115) [areia] ou paralelepípedo 20cm (500)	Aglomerado (ascórtas)	10 (97)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73	
		20 (180)	1,42	1,37	1,42	1,27	1,07	1,02	1,02	0,98	0,83	0,68	
		30 (258)	1,37	1,27	1,32	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63	
	[areia]	10 (83)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	
		20 (156)	1,32	1,27	1,27	1,22	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63	
		30 (209)	1,22	1,17	1,22	1,12	0,98	0,93	0,93	0,88	0,78	0,63	
	[Areia e cascalho]	10 (112)	2,05	1,83	1,95	1,76	1,42	1,27	1,32	1,22	1,02	0,78	
		20 (209)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73	
		30 (307)	1,66	1,56	1,61	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,73	
	Tijolo Comum 10cm (200) ou Painéis Préfabricados (concreto ou areia) 20 e 25cm (390) e (490) ou Aglomerado 10cm (115) [areia] ou paralelepípedo 20cm (500)	Tijolo oco	10 (78)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
			20 (146)	1,37	1,32	1,37	1,27	1,07	0,98	0,98	0,93	0,83	0,63
			30 (195)	1,17	1,12	1,12	1,07	0,93	0,88	0,88	0,83	0,73	0,59
Concreto [areia] 1300 kg/m ³		10 (126)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68	
		15 (190)	1,22	1,12	1,22	1,12	0,98	0,88	0,93	0,88	0,73	0,63	
		20 (263)	1,02	0,98	0,98	0,93	0,83	0,78	0,78	0,73	0,68	0,54	
[Areia e cascalho]	10 (112)	2,44	2,20	2,34	2,03	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83		
	15 (209)	2,29	2,03	2,13	1,90	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,83		
	20 (307)	2,18	1,93	2,08	1,81	1,42	1,32	1,37	1,27	1,02	0,78		
Tijolo comum	10 (195)	2,05	1,81	1,95	1,76	1,42	1,27	1,32	1,27	1,02	0,78		
	20 (390)	1,56	1,42	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68		



Tabela 23 – Coef. globais de transmissão de calor (construção leve – tipo industrial). [kcal/h.m².°C]

		PESOS (kg/m ²)	REVESTIMENTO INTERNO				
			Nenhum	Chapa (5)	Painel isolante		Madeira (10)
					12 mm (10)	20 mm (15)	
REVESTIMENTO EXTERNO	PAREDES						
Fibrocimento ondulado	Nenhuma	(30)	5,66	2,68	1,56	1,27	1,76
	Painel isolante 12 mm	(10)	1,66	1,27	0,93	0,83	1,02
	Painel isolante 20 mm	(10)	1,32	1,02	0,83	0,73	0,88
Chapa ondulada 5/10	Nenhuma	(5)	6,83	2,93	1,63	1,32	1,85
	Painel isolante 12 mm	(10)	1,76	1,32	0,98	0,83	1,02
	Painel isolante 20 mm	(10)	1,37	1,07	0,83	0,73	0,88
	Madeira 20 mm	(15)	2,25	1,61	1,07	0,93	1,17
Franchas 20mm	Nenhuma	(10)	2,83	1,81	1,32	1,02	1,32

Tabela 24 – Coeficientes globais de transmissão de calor (construção leve). [kcal/h.m².°C]

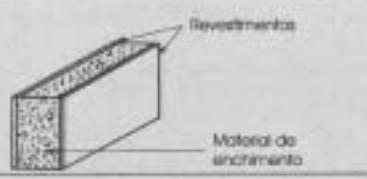
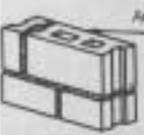
		PESO ESPECÍFICO** (kg/m ³)	REVESTIMENTO METÁLICO (15)				REVESTIMENTO METÁLICO COM LÂ DE VIDRO DE 6 mm (15)			
			Espessura do enchimento (mm)				Espessura do enchimento (mm)			
			25	50	75	100	25	50	75	100
MATERIAL ISOLANTE DE ENCHIMENTO										
Fibra de vidro, madeira, algodão	48	1,03	0,59	0,39	0,29	0,93	0,54	0,39	0,29	
Papel colado	80	1,90	1,12	0,83	0,63	1,56	0,90	0,73	0,59	
Papel colado com enchimento de perlita, lã de vidro	144	1,42	0,83	0,59	0,44	1,22	0,73	0,54	0,44	
Painel de fibra	340	1,76	1,02	0,73	0,59	1,42	0,93	0,68	0,54	
Minerálite	352	1,31	0,88	0,63	0,49	1,22	0,79	0,59	0,44	
Vermiculite expandida	112	1,66	0,98	0,68	0,54	1,37	0,88	0,63	0,49	
Cimento de vermiculite ou perlita	320	2,13	1,32	0,93	0,73	1,71	1,12	0,88	0,68	
	480	2,49	1,56	1,17	0,93	1,90	1,32	1,02	0,83	
	640	2,83	1,85	1,42	1,12	2,10	1,51	1,22	0,98	
	960	3,37	2,39	1,83	1,51	2,39	1,85	1,51	1,27	



Tabela 26 – Coeficientes globais de transmissão de calor (alvenaria). [kcal/h.m².°C]

PAREDE	ESPESURA (cm) e peso (kgm ⁻²)	sem revestimento	Fases com revestimento	REVESTIMENTO								
				Reboco de Gesso 10 mm (10)	Argamassa 15 mm		Tela metálica Argamassa sobre o furo		Gesso 12 mm ou tela de madeira Argamassa sobre furo		Painel isolante único Argamassa sobre furo	
					Argamassa de areia (30)	Argamassa leve (15)	Argamassa de areia 20 mm (35)	Argamassa leve 20 mm (15)	Argamassa de areia 12 mm (35)	Argamassa leve 12 mm (10)	Painel de 12 mm (10)	Painel de 20 mm (20)
AGLOMERADO OCO Escócia 	7,5 (83)	2,20	Uma	1,93	2,18	1,85	1,46	1,32	1,37	1,27	1,53	0,78
			Duas	1,71	2,50	1,61	1,12	0,98	0,98	0,88	0,68	0,49
	10 (98)	1,95	Uma	1,76	1,98	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	0,98	0,73
			Duas	1,56	1,81	1,51	1,02	0,93	0,93	0,88	0,63	0,54
	20 (181)	1,56	Uma	1,42	1,51	1,42	1,17	1,07	1,07	1,03	0,78	0,68
			Duas	1,32	1,46	1,37	0,93	0,83	0,83	0,78	0,59	0,44
	30 (239)	1,51	Uma	1,37	1,46	1,32	1,12	1,02	1,07	1,03	0,83	0,68
			Duas	1,27	1,42	1,32	0,88	0,78	0,83	0,73	0,59	0,44
Leve	7,5 (73)	1,88	Uma	1,66	1,76	1,61	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73
			Duas	1,31	1,71	1,46	1,02	0,88	0,93	0,83	0,63	0,44
	10 (83)	1,71	Uma	1,51	1,66	1,51	1,32	1,13	1,17	1,07	0,93	0,73
			Duas	1,42	1,56	1,32	0,98	0,83	0,83	0,78	0,63	0,44
20 (156)	1,48	Uma	1,32	1,42	1,32	1,07	1,02	1,03	0,98	0,83	0,68	
		Duas	1,22	1,37	1,17	0,88	0,78	0,78	0,73	0,59	0,44	
Areia e calcário	30 (210)	1,37	Uma	1,32	1,32	1,32	1,02	0,98	0,98	0,93	0,78	0,63
			Duas	1,12	1,37	1,12	0,83	0,73	0,78	0,73	0,59	0,39
TUOLO OCO 	7,5 (73)	2,25	Uma	1,93	2,18	1,80	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78
			Duas	1,76	2,85	1,66	1,12	0,98	0,98	0,93	0,68	0,49
	10 (78)	1,95	Uma	1,76	1,98	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	0,98	0,73
			Duas	1,56	1,81	1,51	1,02	0,93	0,93	0,88	0,63	0,54
	15 (122)	1,71	Uma	1,51	1,61	1,51	1,32	1,13	1,13	1,07	0,93	0,73
			Duas	1,37	1,56	1,32	0,98	0,83	0,88	0,78	0,63	0,44
	20 (146)	1,51	Uma	1,37	1,46	1,37	1,12	1,07	1,07	1,03	0,88	0,68
			Duas	1,27	1,42	1,32	0,88	0,78	0,83	0,78	0,59	0,44
LADRILHO DE GESSO POROSO	7,5 (44)	1,81	Uma	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
			Duas	1,46	1,66	1,42	0,98	0,88	0,88	0,63	0,63	0,44
	10 (43)	1,61	Uma	1,46	1,56	1,42	1,17	1,07	1,12	1,07	0,88	0,68
	Duas		1,32	1,51	1,37	0,93	0,83	0,83	0,78	0,59	0,44	
LADRILHO DE GESSO MACIÇO	3,5						2,98 (63)	3,10 (29)				
	5						2,83 (86)	1,85 (39)				
	6,5						2,68 (154)	1,66 (44)				

Coeficientes Globais de Transmissão de Calor (U), em [kcal/h.m².°C]

**1) Paredes Externas****U**

a) Tijolos maciços (20cm x 10cm x 6cm)	
14 cm = 2 revest. + 10 tijolos + 2 revest.	2,88
24 cm = 2 revest. + 20 tijolos + 2 revest.	1,95
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 20 tijolos + 2 revest.	0,98
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,17
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,27
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,46
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,61
Dupla = 2 revest. + 6 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,76
b) Tijolos furados (Standard = 20cm x 10cm x 6cm; Lajota = 20cm x 10cm x 20cm ou 30cm; Livre = 20cm x 20cm x 6cm)	
14cm = 2 revest. + 10 tijolos + 2 revest.	2,59
24cm = 2 revest. + 20 tijolos + 2 revest.	1,90
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 20 tijolos + 2 revest.	0,93
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,07
Dupla = 2 revest. + 20 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,22
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,27
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,46
c) Concreto ou pedra	
10cm	3,90
15cm	3,80
25cm	3,03
35cm	2,53
50cm	2,00

**Coeficientes Globais de Transmissão de Calor (U), em [kcal/h.m².°C]****2) Paredes Internas****U**

	U
a) Tijolos maciços	
10 cm = 2 revest. + 6 tijolos + 2 revest.	2,68
14 cm = 2 revest. + 10 tijolos + 2 revest.	2,30
24 cm = 2 revest. + 20 tijolos + 2 revest.	1,66
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,27
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,42
Dupla = 2 revest. + 6 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,51
b) Tijolos furados	
10 cm = 2 revest. + 6 tijolos + 2 revest.	2,53
14 cm = 2 revest. + 10 tijolos + 2 revest.	2,10
24 cm = 2 revest. + 20 tijolos + 2 revest.	1,60
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 10 tijolos + 2 revest.	1,17
Dupla = 2 revest. + 10 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,27
Dupla = 2 revest. + 6 tijolos + ar + 6 tijolos + 2 revest.	1,42
c) Tijolos furados	
10cm	3,17
15cm	2,83

3) Tetos e pisos**U**

	U
a) Laje simples com tacos	
16cm = 2 revest. + 10 concreto + 2 argamassa + 2 tacos	2,00
b) Laje simples com ladrilhos	
16cm = 2 revest. + 10 concreto + 2 argamassa + 2 ladrilhos	2,83
c) Laje nervurada com tacos	
16cm = 2 revest. + 10 lajota + 2 argamassa + 2 tacos	1,66
d) Laje nervurada com ladrilhos	
23cm = 2 revest. + 10 lajota + 7 concreto + 2 argamassa + 2 ladrilhos	2,20
e) Laje dupla	
	1,02

Coeficientes Globais de Transmissão de Calor (U), em [kcal/h.m².°C]



4) Terraços de cobertura

U

a) Laje simples sem isolamento 18cm = 2 revest. + 10 concreto + 1,5 feltro e asfalto + 5 revest. Nota: o revestimento da face superior da laje (4 ou 5cm) é geralmente de concreto com “SIKA”, ou argamassa e ladrilhos. a1) Idem, com 2,5cm de cortiça ou equivalente a2) Idem, com 5cm de cortiça ou equivalente	3,28 1,07 0,63
b) Laje simples coberta com lajota de tijolo 30cm = 2 revest. + 10 concreto + 10 lajota + 5 revest	1,90
c) Laje nervurada sem isolamento 27cm = 2 revest. + 10 lajota + 7 concreto + 1,5 feltro e asfalto + 5 revest. c1) Idem, com 2,5cm de cortiça ou equivalente. c2) Idem, com 5cm de cortiça ou equivalente.	2,44 0,98 0,58

5) Telhados (forro sem ventilação)

U

a) 2 revest. + 8 concreto + forro + telhado de telhas francesas a.1) Idem, com 2,5 cm de cortiça ou equivalente, sobre o teto. a.2) Idem, com 5 cm de cortiça ou equivalente, sobre o teto.	2,20 1,07 0,63
---	--------------------------

6) Vidros externos

U

Verão	5,00
Inverno	5,50

7) Vidros internos

U

Vidros internos	3,66
-----------------	------

**Ar exterior para renovação**

Local	m ³ /h	Pessoa	Concentração de fumantes
	recomendável	mínimo	
Bancos	17	13	ocasional
Barbearias	25	17	considerável
Salões de beleza	17	13	ocasional
Bares	68	42	-
Casinos–Grill-room	45	35	-
Escritórios			
Públicos	25	17	alguns
Privados	42	25	nenhum
Privados	51	42	considerável
Estúdios	35	25	nenhum
Lojas	17	13	ocasional
Salas de hotéis			
Salas de hotéis	51	42	grande
Residências	35	17	alguns
Restaurantes	25	20	considerável
Salas de diretores	85	50	muito grande
Teatros – Cinemas - Auditórios	13	8	nenhum
Teatros – Cinemas - Auditórios	25	17	alguns
Salas de aulas	50	40	nenhum
Salas de reuniões	85	80	muito grande
Aplicações gerais			
Por pessoa (não fumando)	13	8	-
Por pessoa (fumando)	68	42	-

**Condições externas para verão (°C)**

Cidades	TBS	TBU	Temperatura Máxima
I-Região Norte			
Macapá (AP)	34	28,5	34,7
Manaus (AM)	35	29,0	36,9
Santarém (PA)	35	28,5	37,3
Belém (PA)	33	27,0	34,9
II-Região Nordeste			
João Pessoa (PB)	32	26,0	-
São Luís (MA)	33	26,0	33,9
Parnaíba (PI)	34	28,0	33,2
Terezina (PI)	38	28,0	40,3
Fortaleza (CE)	32	26,0	32,4
Natal (RN)	32	27,0	32,7
Recife (PE)	32	26,0	32,6
Petrolina (PE)	36	25,0	38,4
Maceió (AL)	33	27,0	35,0
Salvador(BA)	32	26,0	33,6
Aracaju (SE)	32	26,0	-
III-Região Sudeste			
Vitória (ES)	33	28,0	36,1
Belo Horizonte (MG)	32	24,0	35,5
Uberlândia (MG)	33	23,5	37,6
Rio de Janeiro (RJ)	35	26,5	39,4
São Paulo (SP)	31	24,0	34,9
Santos (SP)	33	27,0	37,7
Campinas (SP)	33	24,0	37,4
Pirassununga (SP)	33	24,0	37,8
IV-Região Centro-Oeste			
Brasília (DF)	32	23,5	34,8
Goiânia (GO)	33	26,0	37,3
Cuiabá (MT)	36	27,0	39,0
Campo Grande (MT)	34	25,0	37,0
Ponta-Porã (MT)	32	26,0	35,8
V-Região Sul			
Curitiba (PR)	30	23,5	33,3
Londrina (PR)	31	23,5	34,0
Foz de Iguaçu (PR)	34	27,0	38,0
Florianópolis (SC)	32	26,0	36,0
Joinville (SC)	32	26,0	36,0
Blumenau (SC)	32	26,0	36,0
Porto Alegre (RS)	34	26,0	39,0
Santa Maria (RS)	35	25,5	40,0
Rio Grande (RS)	30	24,5	-
Pelotas (RS)	32	25,5	-
Caxias do Sul (RS)	29	22,0	-
Uruguaiana (RS)	34	25,5	-

**Condições externas para inverno (°C)**

Cidades	TBS (°C)	Unidade Relativa(%)
Aracajú (SE)	20	78
Belém (PA)	20	80
Belo Horizonte (MG)	10	75
Blumenau (SC)	10	80
Boa Vista (RR)	21	80
Brasília (DF)	13	65
Caxias do Sul (RS)	0	90
Cuiabá (MT)	15	75
Curitiba (PR)	5	80
Florianópolis (SC)	10	80
Fortaleza (CE)	21	80
Goiânia (GO)	10	65
João Pessoa (PB)	20	77
Joinville (SC)	10	80
Macapá (AP)	21	80
Maceió (AL)	20	78
Manaus (AM)	22	80
Natal (RN)	19	80
Pelotas (RS)	5	80
Porto Alegre (RS)	8	80
Porto Velho (RO)	15	80
Recife (PE)	20	78
Rio Branco (AC)	15	80
Rio Grande (RS)	7	90
Rio de Janeiro (RJ)	16	78
Salvador (BA)	20	80
Santa Maria (RS)	3	80
São Luiz (MA)	20	80
São Paulo (SP)	10	70
Terezina (PI)	20	75
Uruguaiana (RS)	7	80
Vitória (ES)	18	78

Tabelas climatológicas da Diretoria de Rotas Aéreas, Ministério da Aeronáutica e Instituto Nacional de Metrologia,

**Condições internas para verão**

Finalidade	Local	Recomendável		Máxima	
		(A) TBS (°C)	(B) UR(%)	(A) TBS (°C)	(B) UR(%)
Conforto	Residências	23 a 25	40 a 60	26,5	65
	Hotéis				
	Escritórios				
	Escolas				
Lojas de curto tempo de ocupação	Bancos	24 a 26	40 a 60	27	65
	Barbearias				
	Cabelereiros				
	Lojas				
	Magazines				
Ambientes com grandes cargas de calor latente e/ou sensível	Supermercados	24 a 26	40 a 65	27	65
	Teatros				
	Auditórios				
	Templos				
	Cinemas				
	Bares				
	Lanchonetes				
Restaurantes					
Locais de reuniões com movimento	Bibliotecas	24 a 26	40 a 65	27	65
	Estúdios de TV				
Ambientes de arte	Boites, Salões de baile,	24 a 26	40 a 65	27	65
	Depósitos de livros, manuscritos, obras raras				
Acesso	Museus e galerias de arte	21 a 23 ^(C)	50 a 55 ^(C)	-	-
	Halls de elevadores	-	-	28	70

(A) TBS = temperatura de bulbo seco °C

(B) UR = umidade relativa (%)

(C) condições constantes para o ano inteiro

Condições internas para inverno

TBS(°C)	UR (%)
20 – 22	35 - 65

**Infiltração de ar**

a) Pelas frestas		
Tipo de abertura	Observação	m ³ /h por metro de fresta (A)
Janelas		
Comum		3,0
Basculante	Mal ajustada	3,0
Guilhotina com caixilho de madeira	Bem ajustada	6,5
	Sem vedação	2,0
Guilhotina com caixilho metálico	Com vedação	4,5
		1,8
Portas	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5
b) Pelas portas		
Local	m ³ /h por pessoa	
	Porta giratória (1,80m)	Porta de vai-e-vem (0,90m)
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e Farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas em geral	12	14
Restaurantes	3	4
Lanchonetes	7	9
c) Pelas portas abertas		
Porta até 90cm	1350 m ³ /h	
Porta de 90cm até 180cm	2000 m ³ /h	

(a) Largura da fresta considerada de 4,5mm,

Notas: a) os valores das infiltrações pelas frestas são baseadas na velocidade de 15km/h para o vento;

b) os valores das infiltrações pelas portas são baseados em:

- Infiltrações de 2,2 m³/h e 3,4 m³/h, por pessoa que transpõe, respectivamente, porta giratória e porta vai-e-vem;
- Velocidade de vento nula; a infiltração, devida ao vento, pode ser desprezada no caso do resfriamento do ar, mas deve ser considerada no caso do aquecimento;
- porta ou portas vai-e-vem situadas em única parede externa,

c) os valores das infiltrações pelas portas abertas são baseados em:

- Ausência de ventos;
- Somente uma porta aberta em uma parede externa,

d) no caso de resfriamento, deve-se considerar com o valor mínimo da infiltração 1,5 renovações por hora de ar nos ambientes condicionados, entretanto, para grandes volumes com pequena ocupação em ambientes praticamente estanques, este limite pode ser reduzido a 1,5 para 1.



Infiltration thru windows and doors – Summer* 7,5 mph Wind Velocity

Doors on one or adjacent walls, for corner entrances

Description	CFM PER SQ FT AREA**		CFM	
	No Use	Average Use	Standing Open	
			No Vestibule	Vestibule
Revolving Doors				
-Normal Operation	0,8	5,2	-	900
-Panels open	-	-	1200	
Glass door 3/,, crack	4,5	10,0	700	500
Wood door (3' x 7')	1,0	6,5	700	500
Small factory door	0,75	6,5	-	-
Garage & shipping room door	2,0	4,5	-	-
Ramp garage door	2,0	6,75	-	-

Swinging doors on opposite walls

% Time 2 nd door is open	CFM PER PAIR OF DOORS				
	% time 1 st door is open				
	10	25	50	75	100
10	100	250	500	750	1000
25	250	625	1250	1875	2500
50	500	1250	2500	3750	5000
75	750	1875	3750	5625	7500
100	1000	2500	5000	7500	10000

Doors

Application	CFM PER PERSON IN ROOM PER DOOR		
	72" Revolving Door	36" Swinging Door	
		No Vestibule	Vestibule
Bank	6,5	8,0	6,0
Barber Shop	4,0	5,0	3,8
Candy and Soda	5,5	7,0	5,3
Cigar Store	20,0	30,0	22,5



Infiltration thru windows and doors – Summer* 7,5 mph Wind Velocity – (Continued)

Doors

Application	CFM PER PERSON IN ROOM PER DOOR		
	72" Revolving Door	36" Swinging Door	
		No Vestibule	Vestibule
Department Store (Small)	6,5	8,0	6,0
Dress Shop	2,0	2,5	1,9
Drug Store	5,5	7,0	5,3
Hospital Room	-	5,5	2,6
Lunch Room	4,0	5,0	3,8
Man's Shop	2,7	3,7	2,8
Restaurant	2,0	2,5	1,9
Shoo Store	2,7	3,5	2,6

* All values in Table are based on the wind blowing directly at the window or door, When the wind direction is oblique so the window or door, multiply the above values by 0,60 and use the total window and door area on the wind word side(s),

- Based on a wind velocity of a 7,5 mph, For design wind velocities different from the base, multiply the above values by the ratio of velocities,

- Includes frame leakage where applicable,

** Vestibules may decrease the infiltration as much as 30% when the door usage is light, When door usage is heavy, the vestibule is of little value for reducing infiltration,

**Calor liberado por pessoas (kcal/h)**

Local	Met. Homem Adulto	Met. médio (A)	TBS									
			28		27		26		24		21	
			S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Teatro, Escola Primária.	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Escola Secundária	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Escrit., Hot., Apts., Universidades	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Supermercados, varejistas, lojas.	139											
Farmácias, drogas.	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Bancos	139											
Restaurante (B)	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Fábrica, trabalho livre	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Salão de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Fábrica, trabalho moderadamente pesado	252	252	68	184	76	176	83	169	86	156	116	136
Boliches, fábricas, ginásios (C)	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

S – Sensível

L - Latente

a) O "metabolismo médio" corresponde a um grupo composto de adultos e crianças de ambos os sexos, nas proporções normais. Estes valores foram obtidos à base das seguintes hipóteses:

-Metabolismo mulher adulta = metabolismo homem adulto x 0,85

-Metabolismo criança = metabolismo homem adulto x 0,75

b) Estes valores compreendem 14 kcal/h (50% calor sensível e 50% calor latente) por ocupante, para levar em conta o calor desprendido pelos pratos,

c) Boliche: admitindo uma pessoa jogando por pista e os outros sentados (100 kcal/h) ou em pé (139 kcal/h),



Calor liberado por fontes diversas

Equipamentos Diversos		kcal/h			
		Sensível	Latente	Total	
Equipamentos elétricos					
Aparelhos elétricos – por kW		860	0	860	
Forno elétrico – serviço de cozinha – por kW		690	170	860	
Torradeiras e aparelhos de grelhar – por kW		770	90	860	
Mesa quente – por kW		690	170	860	
Cafeteiras – por litro		100	50	150	
Equipamentos a gás					
GLP 50% butano + 50% propano – por m ³ /h		5 540	700	6 240	
GLP (50/50%) – por kg		9 800	1 200	11 000	
Bico de Bunsen – tamanho grande		835	215	1 050	
Fogão a gás – serviço de restaurante por m ² superfície da mesa		10 500	10 500	21 000	
Banho Maria					
Por m ² de superfície superior		2 130	1 120	3 250	
Cafeteira – por litro		150	50	200	
Equipamentos a vapor					
Banho Maria – por m ² de boca		1 125	2 625	3 750	
Alimentos					
Por pessoa (Restaurante)		7	7	14	
Motores elétricos		Eficiência Aproxim.			
Potência (placa)		(%)			
Até 1/4 CV	Por CV	60	1 050	0	1 050
1/2 a 1 CV	Por CV	70	900	0	900
1 1/2 a 5 CV	Por CV	80	800	0	800
7 1/2 a 20 CV	Por CV	85	750	0	750
acima de 20 CV	Por CV	88	725	0	725

**Energia dissipada pelas luminárias**

Local	Tipos de Iluminação	Nível de Iluminação (LUX)	Potência dissipada W/m ²
Escritórios	Fluorescente	1000	40
Lojas	Fluorescente	1000	50
Residências	Incandescente	300	30
Supermercados	Fluorescente	1000	35
Barbearias e salões de beleza	Fluorescente	500	20
Cinemas e teatros	Incandescente	60	15
Museus e bibliotecas	Fluorescente/Incandescente	500/500	45/70
Restaurantes	Fluorescente/Incandescente	150/150	15/25
Bancos	Fluorescente	1000	35
Auditórios:			
a)Tribuna	Incandescente	1000	50
b)Platéia	Incandescente	500	30
c)Sala de espera	Incandescente	150	20
Hotéis:			
a)Banheiros	Incandescente	150	25
b)Corredores	Incandescente	100	15
c)Sala de leitura	Fluorescente/Incandescente	500/500	45/70
d)Quartos	Incandescentes	500	35
e)Salas de reuniões			
- Platéia	Incandescente	150	20
- Tablado	Incandescente	500	30
f)Portaria e recepção	Incandescente	250	35