

2171455

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

INSTALAÇÃO DE AR CONDICIONADO

ALUNO: CARLOS EDUARDO GALVÃO DA ROCHA

ORIENTADOR: ALUÍSIO O. MARCONDES FILHO

uneiro

- 1982 -

À MINHA QUERIDA TANIA

AGRADECIMENTOS

Quero deixar meu agradecimento ao engenheiro Minozzo da W H Engenharia pela orientação na parte de máquinas e equipamentos, e ao engenheiro Pedro José da Rocha pela cessão de catálogos e especificações de Empresas ligadas à instalação de ar condicionado.

Quero também agradecer ao professor Aluísio O. Marcondes Filho pela orientação geral que possibilitou a elaboração deste trabalho.

SUMÁRIO

Este projeto foi desenvolvido efetuando-se os cálculos para uma instalação de ar condicionado no Banco Real S.A., agência de Florianópolis.

Na primeira parte do trabalho, foi efetuado um estudo teórico abordando os principais conceitos referentes ao assunto em epígrafe: aplicações, definições, carga térmica, etc. Em seguida foi desenvolvido o projeto para um local específico, como aplicação.

Para esta aplicação, foram feitos os cálculos de carga térmica para verão, o dimensionamento e seleção dos equipamentos utilizados, tubulações e dutos

ÍNDICE

I.	Conceitos básicos	1
I.1.	Introdução	1
I.2.	Aplicações do ar condicionado	1
I.3.	Definições	2
I.4.	Carga térmica	3
I.5.	Coefficiente global de transmissão de calor	5
II.	Projeto da instalação	7
II.1.	Objetivo	7
II.2.	Descrição do sistema	7
II.3.	Cálculo da carga térmica	8
II.3.1.	Condições externas	8
II.3.2.	Condições internas	8
II.3.3.	Observações	9
II.3.4.	Insolação através de vidros	9
II.3.5.	Insolação através de paredes	10
II.3.6.	Transmissão através de vidro ou parede	12
II.3.7.	Calor sensível devido à iluminação	12
II.3.8.	Calor sensível devido às pessoas	13
II.3.9.	Calor sensível devido aos equipamentos	13
II.3.10.	Calor latente devido às pessoas	13
II.3.11.	Calor sensível devido ao ar externo ;:.....	14
II.3.12.	Calor latente devido ao ar externo	14
II.3.13.	Roteiro de cálculo e tabela de resultados	15
II.4.	Cálculo do volume de ar insuflado	18
II.5.	Resumo de cálculo	21
III.	Seleção dos equipamentos	22
III.1.	Condicionador	22
III.2.	Bomba de água de condensação e rede hidráulica ..	23
III.2.1.	Dimensionamento e seleção dos tubos de água	24
III.2.2.	Escolha da bomba	24

III.3.	Torre de arrefecimento de água	26
III.4.	Sistema de distribuição de ar	26
III.5.	Especificação - distribuição de ar	31
III.5.1.	Dutos	31
III.5.2.	Conexões flexíveis	31
III.5.3.	Difusores direcionais	31
III.5.4.	Tomada de ar exterior	31
III.5.5.	Isolamento térmico	31
III.6.	Acessórios da rede hidráulica	32
Anexo 1.	Coefficientes	33
IV.	Bibliografia	34

Desenhos: 001 - Planta da loja - Rede de dutos (parcial)
002 - Planta da loja - Rede de dutos (parcial)
003 - Corte "A-A" e Fluxograma hidráulico

CAPÍTULO I: CONCEITOS BÁSICOS

I.1. INTRODUÇÃO

Ar condicionado é o processo de tratamento do ar de modo a controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a pureza e a distribuição para atender as necessidades do recinto condicionado.

Estes elementos influem consideravelmente na facilidade ou dificuldade que o homem tem de eliminar o calor de metabolismo, ou seja, influem sobre o conforto térmico do homem.

Quando a pessoa não sente nem sensação de frio nem de calor, diz-se que há conforto térmico.

Para controle da pureza do ar, há necessidade de uma instalação de ventilação; esse controle é feito fazendo a renovação do ar do ambiente, trocando-o continuamente com ar externo, e também pela filtragem do ar.

I.2. APLICAÇÕES DO AR CONDICIONADO

Hoje em dia as aplicações do ar condicionado são inúmeras, sendo a maior aplicação destinada ao conforto. Mas as chamadas aplicações industriais do ar condicionado são cada vez mais numerosas, pois há processos industriais que só são possíveis sob condições determinadas do ar, e há produtos que só têm vida longa em atmosferas de temperatura e umidade bem características.

O ar condicionado, mantendo condições constantes do ar o ano todo, permite que um dado processo não sofra solução de continuidade.

Assim, por exemplo, numa indústria que usa produtos higroscópicos, como exemplo a de balas de açúcar, sem ar condicionado não funcionará nos dias de chuva.

Assim, o ar condicionado proporciona o conforto térmico, a higiene do ar, possibilita um processo garantindo sua continuidade e prolonga a vida de um produto.

Exemplos de aplicações típicas:

- conforto térmico.

- salas de operação: conforto da equipe médica, evitar eletricidade estática e controle da concentração de gases anestésicos no ar.
- impressão em cores: pelo controle rigoroso da temperatura e umidade, as dimensões do papel não mudam durante o processo, não havendo portanto a superposição de cores diferentes.
- salas limpas: ambientes com controle rigoroso de todas as condições do ar, inclusive do seu movimento, para montagem de componentes de equipamentos eletrônicos e outros fins.
- computadores: exigem ambientes limpos e de condições controladas.
- roupas condicionadas (sistema termo-elétrico) dos astronautas.
- laboratórios de testes de máquinas, de condições controladas e de variação possível, para o estudo do comportamento das mesmas nos mais diferentes climas (ex: aviões).
- museus: conservação de obras de arte.
- embalagens de produtos em atmosfera limpa e de baixa umidade (penicilina, terramicina, etc).
- indústria de doces de chocolate.
- conservação de instrumentos delicados, evitando-se a corrosão.
- salas de recuperação de pacientes recém-operados.
- fiação e tecelagem: problemas de eletricidade estática, resistência das fibras, importante controle da umidade.
- controle de ambientes para animais e plantas.
- secagem e armazenamento de produtos agrícolas (trigo, algodão, arroz, milho, café).

I.3. DEFINIÇÕES

I.3.1. Temperatura de bulbo seco:

É a temperatura que registra um termômetro normal.

I.3.2. Temperatura de bulbo úmido:

É a temperatura que indica um termômetro cujo bulbo está coberto por uma mecha úmida e exposto a uma corrente própria de ar.

I.3.3. Temperatura de orvalho:

É a temperatura na qual ocorre a condensação da umidade quando o ar se esfria.

I.3.4. Umidade relativa:

É a relação entre a pressão do vapor de água contido no ar, e a pressão de vapor saturado à mesma temperatura.

I.3.5. Umidade absoluta:

É o peso do vapor de água expressa em gramas por quilo de ar seco.

I.4. CARGA TÉRMICA

O cálculo rigoroso da carga térmica é de vital importância para o projeto de ar condicionado.

A carga térmica é o calor (sensível e latente) a ser fornecido ou extraído do ar no condicionador por unidade de tempo para poder manter no recinto as condições desejadas.

O conhecimento da carga térmica (Kcal/hora ou toneladas de refrigeração) é básico para o dimensionamento da instalação.

Devemos distinguir o ganho ou cessão de calor instantâneo e o ganho ou cessão de calor da estrutura.

Por exemplo, quando o sol começa a incidir sobre uma parede, não quer dizer que a quantidade de calor ganho pelo ar da sala aumenta imediatamente; para o efeito da insolação se tornar carga do calor do ar, é necessário que, primeiramente, a parede se aqueça. Isto leva um certo tempo, dependendo das dimensões e composição da parede.

Já, por exemplo, o calor transmitido por uma pessoa dentro do recinto para o ar, é uma carga praticamente instantânea, pois levanta imediatamente a temperatura do ar e sua umidade.

Para a energia radiante se transformar em carga sensível do ar, tem que antes ser absorvida por uma superfície sólida, cedendo-a depois ao ar por convecção.

No cálculo da carga térmica faz-se a separação entre o calor sensível e o calor latente.

Calor sensível é a energia que o ar ganha quando em contato com um corpo de maior temperatura que a sua.

Para retirar o vapor que o ar ganha, é necessário provocar a condensação do mesmo no condicionador.

E para condensar o vapor é necessário extrair o seu calor latente de vaporização.

Daí o nome de calor latente para o ganho de massa de vapor pelo ar do recinto.

As informações necessárias para o cálculo da carga térmica são as seguintes:

- Condições internas a serem mantidas (temperatura e umidade).
- Ventilação mínima necessária (Kg de ar/hora).
- Finalidade do local: escritório, quarto de dormir, cinema, etc.
- As condições deverão ser mantidas durante todo o ano, dia e noite verão e inverno.
- Horário de uso da instalação.
- Número de pessoas permanentes e número de pessoas flutuantes, com o tempo máximo de permanência.
- Tolerâncias admissíveis na flutuação da temperatura e da umidade relativa, num processo industrial ou numa instalação de conforto de luxo; estas tolerâncias são muito estreitas.
- Latitude, longitude e altitude do local da instalação de ar condicionado.
- Orientação do prédio em relação à linha Norte/Sul.
- Carga térmica de iluminação.
- Todas as fontes de calor e de vapor dentro do recinto: motores, bicos de gás, esterilizadores, máquinas, etc.
- Plantas e cortes do prédio com todos os detalhes de composição de paredes, janelas, pisos, tetos, telhados, etc.

- Locais para máquinas e locais para passagem de dutos.
- Vizinhança imediata do prédio para a determinação da insolação, dos ventos, etc.
- Características da energia elétrica local: voltagem, ciclagem, número de fases, etc.

Convém notar que quanto menor a temperatura admitida no inverno e quanto maiores as admitidas no verão, maiores serão as cargas térmicas e maior o equipamento.

Portanto, antes da escolha, o engenheiro deve fazer um estudo da situação.

Assim, por exemplo, no inverno, as temperaturas menores ocorrem de madrugada.

Se a instalação não for usada de madrugada, é óbvio que os valores das temperaturas externas de madrugada não deveriam entrar na média.

Outras informações poderão ser úteis na escolha das condições externas para o projeto:

- Capacidade térmica da estrutura, ou seja, se pode ser conservada a energia do prédio de um dia para outro.
- Se há isolamento térmico da estrutura.
- Exposição a vento.
- Área de vidro.
- Amplitude entre a temperatura máxima e mínima diária.
- Exigências do proprietário: as condições internas têm que ser mantidas sempre ou pode ser admitida uma flutuação com condições externas mais rigorosas, mas de curta duração.

I.5. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISSÃO DE CALOR

A expressão definitiva do coeficiente global de transmissão de calor dependerá da composição e geometria da parede ou vidro em estudo.

Para paredes planas compostas de várias camadas paralelas e de espaços de ar, teremos a seguinte fórmula:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \sum_1^n \frac{\Delta x_i}{k_i} + \frac{1}{C} + \frac{1}{h_s}$$

onde :

h_e = Coeficiente de película externo em Kcal/m.h.°C

h_s = Coeficiente de película interno em Kcal/m.h.°C

x_i = Espessura da camada "i" em metros

k_i = Condutibilidade térmica da camada "i" em Kcal/m².h.°C

C = Condutância equivalente do espaço de ar em Kcal/m.h.°C

Para maiores detalhes dos valores do coeficiente global de transmissão de calor, consulte Anexo 1 no fim do trabalho.

CAPÍTULO II : PROJETO DA INSTALAÇÃO

II.1. OBJETIVO

Este é um projeto referente à instalação do sistema de ar condicionado para o BANCO REAL S.A., AGÊNCIA FLORIANÓPOLIS, localizada no estado de Santa Catarina. Efetuaremos cálculos para resfriamento no verão.

II.2. DESCRIÇÃO DO SISTEMA

II.2.1. A instalação proposta destina-se ao condicionamento do ar, apenas com o controle direto de temperatura dos ambientes condicionados.

II.2.2. O sistema proposto é o de resfriamento direto. Será constituído de dois condicionadores do tipo "SELF CONTAINED", acoplados às respectivas redes de distribuição de ar.

II.2.3. Os condicionadores propostos possuem os condensadores resfriados a água. Para a recuperação da água de condensação será utilizada uma torre de resfriamento de água.

II.2.4. O controle da temperatura interna será feito através de termostatos do tipo "ON-OFF" de ambiente, atuando diretamente sobre as chaves magnéticas dos compressores.

II.2.5. O ar será distribuído através de dutos de chapa galvanizada, difusores quadrados de insuflamento e retorno simultâneo.

II.2.6. O ar insuflado retornará para os condicionadores através de plenum formado pelo rebaixo do forro.

II.2.7. O ar exterior será admitido através de veneziana protegida com tela metálica, diretamente da parede externa da sala dos condicionadores.

II.2.8. A regulagem do volume de ar exterior será obtida por meio de damper acoplado à tomada de ar.

II.3. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Os cálculos de carga térmica serão efetuados seguindo principalmente o MANUAL DE AR CONDICIONADO DA CARRIER, e os valores de projeto serão obtidos com a norma do ABNT P-NB-10.

II.3.1. CONDIÇÕES EXTERNAS

Para o local da instalação (Florianópolis), de acordo com a norma P-NB-10, temos que:

Temperatura de Bulbo Seco:	TBS = 34 °C
Temperatura de Bulbo Úmido:	TBU = 26 °C
Umidade Relativa:	UR = 63 %
Umidade Absoluta:	UA = 18,2 gr/Kg

Como podemos observar da TABELA 15 do Manual da Carrier, o período em que a diferença de temperatura equivalente é maior é o das 15 horas do mês de março (30° latitude Sul), portanto fazendo as correções necessárias chegamos às seguintes condições externas para verão corrigidas:

TBS = 31,5 °C
TBU = 25,5 °C
UR = 63%
UA = 18,2 gr/Kg

II.3.2. CONDIÇÕES INTERNAS

De acordo com a norma P-NB-10, temos as seguintes condições internas recomendadas para verão, com a finalidade de conforto (escritórios):

TBS = 25 °C

TBU = 13,8°C

UR = 50%

UA = 0,8 gr/Kg

II.3.3. OBSERVAÇÕES

II.3.3.1. Além dos indicados no cálculo da carga térmica, não haverá outras fontes de calor ou umidade.

II.3.3.2. As portas de comunicação com os ambientes não condicionados serão providas de molas para o fechamento automático.

II.3.3.3. Os vidros das fachadas serão protegidos das radiações solares diretas através de persianas diretas.

II.3.3.4. A variação máxima na temperatura de projeto assumida "SWING TEMPERATURE" foi de 1,6 C.

II.3.4. INSOLAÇÃO ATRAVÉS DE VIDROS

O calor por insolação é calculado por:

$$Q = \text{Área} \times \Delta t \text{ equiv.}$$

As janelas são de vidro comum, com caixilhos de alumínio e persianas diretas.

Através da Tabela 15 do Manual de Ar Condicionado da Carrier, podemos obter a diferença de temperatura equivalente. Porém, devem ser feitas algumas correções pois os dados da referida tabela são válidos para as seguintes hipóteses:

- superfície envidraçada igual a secção de 85% da abertura da parede, sendo que 15% são do caixilho.
- atmosfera limpa.
- altitude zero metros.
- ponto de orvalho de 19,5°C ao nível do mar (com 35°C de temperatura de bulbo seco e 24°C de temperatura de bulbo úmido).

Fatores de Correção:

$f_{c1} = 0,95$; considerando a atmosfera maior ou menor limpa.

$f_{c2} = 0,95$; pois temos temperatura do ponto de orvalho igual a 23°C .

$f_{c3} = 1,17$; pois as janelas possuem caixilho de alumínio.

$f_{c4} = 0,54$; devido ao fator de sombra (uso de persianas diretas).

Utilizando agora os valores de diferença de temperatura equivalente com as devidas correções, obteremos:

NORTE: $t_{eq} = 162 \times 0,95 \times 0,95 \times 1,17 \times 0,54 = 92,4 \text{ Kcal/m}$

SUL: $t_{eq} = 32 \times 0,95 \times 0,95 \times 1,17 \times 0,54 = 18,2 \text{ Kcal/m}$

LESTE: $t_{eq} = 32 \times 0,95 \times 0,95 \times 1,17 \times 0,54 = 18,2 \text{ Kcal/m}$

OESTE: $t_{eq} = 232 \times 0,95 \times 0,95 \times 1,17 \times 0,54 = 132,4 \text{ Kcal/m}$

SUDOESTE: $t_{eq} = 108 \times 0,95 \times 0,95 \times 1,17 \times 0,54 = 61,6 \text{ Kcal/m}$

II.3.5. INSOLAÇÃO ATRAVÉS DE PAREDES

O calor por insolação pode ser calculado por:

$$Q = A \times U \times \Delta t_{eq}$$

Devemos salientar que o calor ganho por transmissão através de paredes expostas ao sol já está incluído.

Do Manual de Ar Condicionado da Carrier obtemos Δt_{eq} ; porém os valores das tabelas são para muros nas seguintes condições:

- Intensidade de radiação solar de junho e a 40° latitude Norte.
- Intervalo de variação de 11°C da temperatura de bulbo seco exterior em 24 horas.
- Temperatura máxima exterior de 35°C e temperatura interior de projeto de 27°C .
- Coeficiente de absorção das paredes e do teto de 0,90. Este coeficiente de absorção é de 0,50 para paredes de cor clara e de 0,70 para paredes de cor média.
- As horas indicadas são horas solares.

Portanto, a diferença de temperatura equivalente corrigida será:

$$\Delta t_{eq} = a + \Delta t_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es})$$

Onde:

a: correção que leva em conta um aumento de 8°C entre as temperaturas interior e exterior (esta última tomada às 15 horas do mês considerado) e uma variação de 11°C em 24 horas.

Δt_{es} : diferença de temperatura equivalente à hora considerada, para parede na sombra.

Δt_{em} : diferença de temperatura equivalente à hora considerada, para parede ao sol.

b: coeficiente que considera a cor da face exterior da parede.

R_s : máxima insolação correspondente ao mês e latitude supostas, através de uma superfície envidraçada vertical para a orientação considerada, ou horizontal no caso de teto.

R_m : máxima insolação no mês de julho, a 40° latitude Norte através de uma superfície envidraçada, vertical para a orientação considerada (parede), ou horizontal (teto).

Para o presente projeto teremos os seguintes valores:

$a = 3,8$ (para diferença de temperatura externa e interna no mês de março às 15 horas igual a 14°C).

$b = 0,55$ (para paredes de cor clara).

$\Delta t_{es} = 3,3$ C (para peso do muro igual a 300 Kg/m às 15 horas).

Os outros valores dependem da orientação da parede.

PAREDE NORTE:

$$\Delta t_{eq} = 3,8 + 3,3 + 0,55 \times \frac{162}{35} (4,4 - 3,3) = 9,9^{\circ}\text{C}$$

PAREDE LESTE:

$$\Delta t_{eq} = 3,8 + 3,3 + 0,55 \times \frac{32}{35} \times (7,2 - 3,3) = 9,1^{\circ}\text{C}$$

PAREDE OESTE:

$$\Delta t_{eq} = 3,8 + 3,3 + 0,55 \times \frac{390}{390} \times (10,6 - 3,3) = 11,1^{\circ}\text{C}$$

TETO:

$$\Delta t_{eq} = 3,8 + 3,3 + 0,55 \times \frac{366}{463} \times (17,2 - 3,3) = 13,1^{\circ}\text{C}$$

OBS: Não temos parede na orientação sul (insolação).

II.3.6. TRANSMISSÃO ATRAVÉS DE VIDRO OU PAREDE

O calor ganho por transmissão é calculado pela fórmula:

$$Q = U \times A \times \Delta t$$

Onde:

U: coeficiente de transmissão de calor.

A: área de troca de calor.

Δt : diferença de temperatura entre os dois lados da parede ou vidro.

II.3.7. CALOR SENSÍVEL DEVIDO À ILUMINAÇÃO

De acordo com a norma P-NB-10, temos que para bancos teremos iluminação fluorescente (nível de iluminação igual a 1000 Lux) com potência dissipada de 35 watt/m². Como a carga máxima de calor ocorre durante o dia, usaremos uma potência dissipada de 10 watt/m², visto que

temos paredes de vidro em volta do banco.

O cálculo do calor sensível devido à iluminação é feito utilizando-se a seguinte fórmula:

$$Q = \text{Potência dissipada} \times \text{Área} \times 1,25 \times 0,86$$

Os 25% suplementares da fórmula corresponde à potência absorvida na resistência reguladora.

II.3.8. CALOR SENSÍVEL DEVIDO ÀS PESSOAS

O calor sensível ganho devido às pessoas, de acordo com a norma P-NB-10, é calculado por:

$$Q = n^{\circ} \text{ de pessoas} \times 63$$

para pessoas de pé, em marcha lenta, com temperatura interna igual a 21°C.

II.3.9. CALOR SENSÍVEL DEVIDO AOS EQUIPAMENTOS

Teremos 2 motores de ventilador de 3HP. O calor sensível ganho é dado por:

$$Q = \text{Potência em Watts} \times 0,86$$

De acordo com o Manual de Ar Condicionado da Carrier

II.3.10. CALOR LATENTE DEVIDO ÀS PESSOAS

O calor latente ganho devido às pessoas, de acordo com a norma P-NB-10, é calculado por:

$$Q = n^{\circ} \text{ de pessoas} \times 53$$

para pessoas de pé, em marcha lenta, com temperatura interna igual a 21°C.

II.3.11. CALOR SENSÍVEL DEVIDO AO AR EXTERNO

O ar exterior para renovação pode ser calculado de acordo com a norma P-NB-10, tabela 5.

Para bancos, pode-se utilizar um mínimo de $17 \text{ m}^3/\text{h}$. pessoa, mas é preferível um ar exterior para renovação igual a $30 \text{ m}^3/\text{h}$. pessoa, sendo o número de fumantes ocasional.

Pode-se ainda calcular a renovação como sendo metade do volume do ambiente.

A quantidade de calor sensível devido ao ar externo é calculada por:

$$Q = \text{VAZÃO DE AR} \times (\text{Text} - \text{Tint}) \times 0,29$$

II.3.12. CALOR LATENTE DEVIDO AO AR EXTERNO

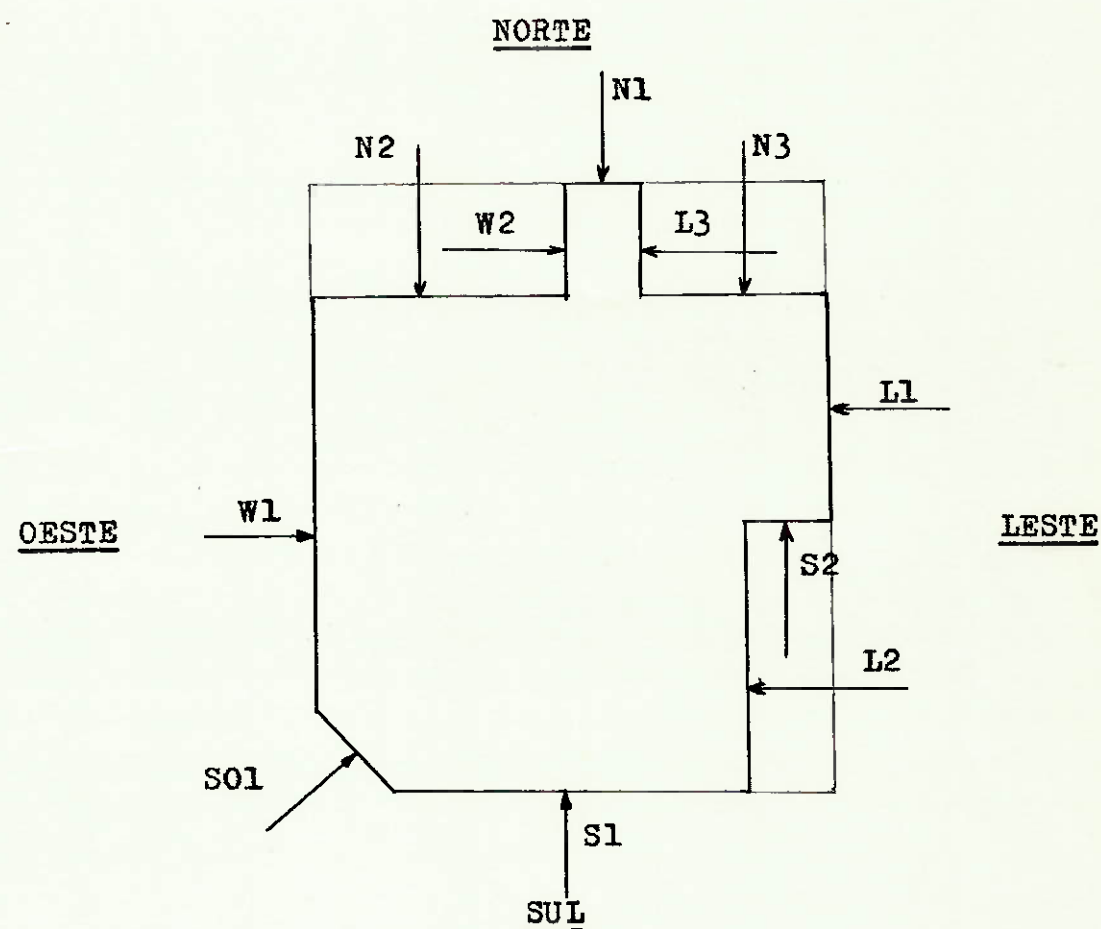
A quantidade de calor latente devido ao ar externo é calculada por:

$$Q = \text{VAZÃO DE AR} \times (\text{UA ext} - \text{UA int}) \times 0,71$$

onde UA é a unidade absoluta.

II.3.13. ROTEIRO DE CÁLCULO E TABELA DE RESULTADOS

Mostramos a seguir um Croqui da planta do local de instalação do Ar Condicionado, e suas respectivas taxas de calor esquematizadas (transmissão e insolação).



TAXAS DE TROCA DE CALOR :

$$Q_1 = A \times U \times \Delta t_{eq} \quad (\text{insolação e transmissão parede externa})$$

$$Q_2 = A \times U \times \Delta t \quad (\text{transmissão parede interna})$$

$$Q_3 = A \times \Delta t_{eq} \quad (\text{insolação vidros})$$

$$Q_4 = A \times U \times \Delta t \quad (\text{transmissão vidros})$$

$$N1, N2, W2 : \quad Q_1$$

$$N3, S2, L2, L3 : \quad Q_2$$

$$S1, S01, W1 : \quad Q_3 \text{ e } Q_4$$

$$L1 : \quad Q_1, Q_2 \text{ e } Q_3$$

Temos a seguir as tabelas com os resultados finais.

CALOR SENSÍVEL INTERNO				
INSOLAÇÃO	ÁREA (m ²)	U	Δt_{eq}	Kcal/h
vidro S1	70,0	-	18,2	1.274,0
vidro S01	14,8	-	61,6	911,7
vidro W1	70,0	-	132,4	9.268,0
vidro L1	10,0	-	18,2	182,0
parede W2	23,0	1,63	11,1	416,1
parede N2	43,0	1,63	9,9	693,9
parede N1	17,0	1,63	9,9	274,3
parede L1	29,0	1,63	9,1	430,2
teto HOR	672,7	1,30	13,1	11.456,9
TRANSMISSÃO	ÁREA (m ²)	U	Δt	Kcal/h
vidro W1	70,0	5,50	11,5	4.427,5
vidro S1	70,0	5,50	11,5	4.427,5
vidro S01	14,8	5,50	11,5	936,1
vidro L1	10,0	2,88	11,5	331,2
par. int. L3	23,0	1,80	11,5	476,1
par. int. N3	37,0	1,80	11,5	765,9
par. int. S2	17,0	1,80	11,5	351,9
par. int. L2	57,0	1,80	11,5	1.179,9
ILUMINAÇÃO	10 W/m ² x 672,7 m ² x 1,25 x 0,86			7.232,1
PESSOAS	129 pessoas x 63			8.127,0
EQUIPAMENTO	4.470 Watt x 0,86			3.844,2
TOTAL CALOR SENSÍVEL INTERNO			RSH :	57.006,5

TOTAL CALOR SENSÍVEL INTERNO	RSH :	57.006,5
CALOR LATENTE INTERNO		
PESSOAS 129 pessoas x 53		6.837,0
TOTAL CALOR LATENTE INTERNO	RIH :	6.837,0
TOTAL DO CALOR INTERNO	RTH :	63.843,5
CALOR SENSÍVEL DEVIDO AO AR EXTERNO		
30 m ³ /h.pessoa x 129 pessoas x 6,5°C x 0,29		7.294,9
CALOR LATENTE DEVIDO AO AR EXTERNO		
30 m ³ /h.pessoa x 129 pessoas x 6,2 x 0,71		17.035,7
CARGA TÉRMICA TOTAL (Kcal/h)	GTH :	88.174,1
CARGA TÉRMICA TOTAL (Ton. Refrig.)		29,3 TR

4 TR = 3002,35 Kcal/h

II.4. CÁLCULO DO VOLUME DE AR INSUFLADO NECESSÁRIO

Valores já calculados anteriormente :

$$\text{--- Condições externas } \begin{cases} \text{TBS} = t_e = 31,5^\circ \text{C} \\ \text{TBU} = t_{ue} = 25,5^\circ \text{C} \end{cases}$$

$$\text{--- Condições internas } \begin{cases} \text{TBS} = t_i = 25,0^\circ \text{C} \\ \text{UR} = \phi_i = 63\% \end{cases}$$

$$\text{--- Calor sensível devido às cargas internas : } q_s = 57.006,5 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{--- Calor latente devido às cargas internas : } q_l = 6.837,0 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{--- Calor sensível devido ao ar externo : } q_{sae} = 7.294,9 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{--- Calor latente devido ao ar externo : } q_{lae} = 17.035,7 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{--- Calor sensível total : } Q_s = q_s + q_{sae} = 64.301,4 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{--- Calor latente total : } Q_l = q_l + q_{lae} = 23.872,7 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{--- Ar externo de renovação necessário : } \dot{m}_e = 3.870 \text{ m}^3/\text{h}$$

Admitiremos um fator de bypass igual a 0,15 , segundo a tabela 62 do Manual de Ar Condicionado Da Carrier : fator de bypass entre 0,10 e 0,20 para conforto em bancos.

$$\text{VAZÃO DE AR} = \dot{m} = \frac{q_s + y \cdot q_{sae}}{C_p \cdot (t_i - t_{adp}) \cdot (1-y)}$$

onde : C_p é o calor específico a pressão constante do ar

t_{adp} é a temperatura do ponto de orvalho, e pode ser obtida da Tabela 65 do Manual de Ar Condicionado da Carrier, tendo-se o fator de calor sensível FCS e as condições internas.

Passemos portanto ao cálculo do fator de calor sensível :

$$\text{FCS} = \frac{q_s + y \cdot q_{sae}}{(q_s + y \cdot q_{sae}) + (q_l + y \cdot q_{lae})}$$

$$FCS = \frac{57.006,5 + 0,15 \times 7.294,9}{(57.006,5 + 0,15 \times 7.294,9) + (6.837,0 + 0,15 \times 17.035,7)}$$

FCS = 0,71 ; na tabela 65 constam os seguintes valores :

$t_i = 25^\circ\text{C}$	$\phi_i = 60\%$	FCS	... 0,72	0,69 ...
		t_{adp}	... 14,0	13,0 ...

Interpolando-se os valores para FCS = 0,71 obtemos :

$$t_{adp} = 13,6^\circ\text{C}$$

Agora podemos passar ao cálculo do volume de ar insuflado necessário para selecionarmos a nossa instalação .

$$m = \frac{q_s + y \cdot q_{sae}}{c_p \cdot (t_i - t_{adp}) \cdot (1 - y)} = \frac{57.006,5 + 0,15 \times 7.294,9}{0,29 \times (25 - 13,6) \times (1 - 0,15)}$$

Volume de ar insuflado necessário : $\dot{m} = 20.675 \text{ m}^3/\text{h}$

Descarga de ar de retorno : $\dot{m}_s = \dot{m} - \dot{m}_e = 16.805 \text{ m}^3/\text{h}$

RESULTADOS :

VOLUME DE AR INSUFLADO NECESSÁRIO : $\dot{m} = 20.675 \text{ m}^3/\text{h}$

AR EXTERNO DE RENOVAÇÃO : $\dot{m}_e = 3.870 \text{ m}^3/\text{h}$

DESCARGA DO AR DE RETORNO : $\dot{m}_s = 16.805 \text{ m}^3/\text{h}$

Outro método para cálculo do volume de ar insuflado é utilizarmos diretamente o diagrama psicrométrico para uma altitude de 0, visto que Florianópolis está no nível do mar ; este cálculo só será feito com o intuito de confirmação dos resultados.

VAZÃO DE AR : $\dot{m} = \frac{q_s}{0,24.(t_i - t_I)}$

onde : q_s = calor sensível devido às cargas internas.

t_i = temperatura interna.

t_I = temperatura do ar na saída do condicionador.

Multiplicador interno : $m = \frac{q_s + q_l}{q_s}$

$$m = \frac{57.006,5 + 6.837,0}{57.006,5} = 1,1$$

Multiplicador total : $\mu = \frac{Q_s + Q_l}{Q_s}$

$$\mu = \frac{64.301,4 + 23.872,0}{64.301,4} = 1,4$$

Utilização do diagrama psicrométrico : partindo-se do ponto "S" (condições internas), traçamos uma reta com inclinação m até atingirmos a umidade relativa desejada. Este é o ponto "I", de onde baixamos uma perpendicular e achamos o valor de t_I . Como queremos a vazão de ar em m^3/h , devemos obter também o valor em m^3/Kg do diagrama psicrométrico.

$$t_I = 14,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{e} \quad v = 0,9 \text{ m}^3/\text{Kg ar seco}$$

Portanto : $\dot{m} = \frac{57.006,5 \times 0,90}{0,24.(25-14,7)} = 20.754 \text{ m}^3/h$, que é um va-

lor coerente comparado com o anteriormente calculado.

II.5. RESUMO DE CÁLCULO

CARGA TÉRMICA	GANHOS DE CALOR (Kcal/h)	
	SENSÍVEL	LATENTE
Transmissão	12.896,1	-
Insolação	24.907,1	-
Pessoas	8.127,0	6.837,0
Iluminação	7.232,1	-
Motores	3.844,2	-
Externo (ar)	7.294,9	17.035,7
SUB-TOTAIS	64.301,4	23.872,7
TOTAL	88.174,1 ou 29,3 T.R.	
MASSAS DE AR		
VOLUME DA MASSA DE AR INSUFLADO	:	$\dot{m} = 20.675 \text{ m}^3/\text{h} .$
AR EXTERNO DE RENOVAÇÃO	:	$\dot{m} = 3.870 \text{ m}^3/\text{h} .$
DESCARGA DO AR DE RETORNO	:	$\dot{m} = 16.805 \text{ m}^3/\text{h} .$
CONDIÇÕES INTERNAS	TEMPERATURA DE BULBO SECO TBS = 25°C	
	TEMPERATURA DE BULBO UMIDO TBU = 14°C	

CAPÍTULO III : SELEÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

III.1. CONDICIONADOR

Como temos uma carga térmica total de 29,3 Toneladas de Refrigeração e uma vazão de ar insuflado de 20.675 m³/h, selecionamos dois condicionadores de 15 T.R. e vazão de ar de 10.200 m³/h, do tipo "SELF-CONTAINED", cada um constando de :

a) Gabinete

Construído em chapa de aço devidamente tratada contra cor-rosão e pintada com esmalte sintético de boa qualidade.

Deverá ser isolado termicamente com 1/2" de lã de vidro, 'recoberta de uma camada de resina fenólica para evitar o destacamento das fibras.

O gabinete deverá ser provido de esticadores e protetores 'de correias, conexão flexível na descarga dos ventiladores, sapatas anti-vibração de neoprene com espessura de uma polegada.

Deverá ser previsto bandeja para o recolhimento de água 'condensada na serpentina e armação para filtros.

b) Ventiladores

Serão do tipo centrífugo, de dupla aspiração, com rotor de pás curvadas para frente, fornecidos com volante, polias e correias, mancais de rolamento auto-lubrificante e auto-ajustáveis. 'Deverão ser balanceados estática e dinamicamente.

Velocidade máxima na descarga - 1.800 fpm.

c) Compressores

Serão do tipo semi-hermético, recíproco, para refrigerante R-22. Os compressores serão montados sobre bases anti-vibração.

d) Serpentinhas

Fabricadas em tubo de cobre sem costura, diâmetro mínimo de 5/8", com 11 aletas de alumínio por polegada de tubo e disposto em quatro filas de profundidade.

e) Condensadores

Serão do tipo "SHELL AND TUBE", dimensionados para 3 GPM para cada tonelada de refrigeração, e com perda de carga máxima de 11 psig. (7 mCA)

f) Filtros de ar

Construídos com armação de alumínio e elemento filtrante constituído de chapas de alumínio corrugadas e superpostas. São dimensionados com velocidade máxima de 500 fpm.

g) Características técnicas : COLDEX TRANE SAVA 15 - 2 SH

Capacidade efetiva ;.....	15 TR
Número de compressores ;.....	2 SH
Vazão de ar ;.....	10.200 m ³ /h
Temperatura de entrada ;.....	85°F (30°C)
Temperatura de saída ;.....	95°F (35°C)
Perda máxima de pressão interna ;.....	6 psig
Energia elétrica ;.....	220/3/60

h) Controle

Será elétrico, do tipo "on-off" para ser montado no ambiente constituído por um termostato de duplo estágio. O controle deverá ser equivalente aos modelos fabricados pela HONEY-WELL ou JOHNSON-PENN.

III.2. BOMBA DE CIRCULAÇÃO DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO
E REDE HIDRÁULICA

III.2.1. Dimensionamento e seleção dos tubos da rede hidráulica :

Vazão : $Q = 100 \text{ GPM} = 22,7 \text{ m}^3/\text{h} = 0,00631 \text{ m}^3/\text{seg.}$

Velocidade : $v = 1,40 \text{ m/s}$ (valor recomendado para circulação de água de condensação para bancos - Manual da Carrier).

Para regime permanente, temos que : $Q = v \times A$, onde "A" é a área do tubo por onde escoar a água de condensação. Desta fórmula, chegamos à determinação do diâmetro do tubo (ϕ) :

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00631}{\pi \cdot 1,40}} = 0,007572 \text{ dam} = 7,572 \text{ cm} = 2,98''$$

Portanto selecionamos um tubo de $\phi = 3''$

Para o trecho entre os condicionadores, onde a vazão é de 50 GPM, teremos :

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00315}{\pi \cdot 1,40}} = 0,05355 \text{ m} = 5,355 \text{ cm} = 2,1''$$

Portanto selecionamos um tubo de $\phi = 2 \frac{1}{2}''$

OBS : Os tubos deverão ser de aço preto, sem costura, de acordo com a norma da ASTM:A-120-61-T, SCHEDULE 40.

III.2.2. Escolha da bomba :

Para selecionarmos a bomba, necessitamos ter a vazão de água e a altura manométrica.

$$H_{\text{man}} = H_{\text{est}} + \text{Perdas localizadas} + \text{Perdas distribuídas}$$

Do Manual de Termodinâmica poderemos obter as perdas localizadas : (vide desenho 003 - Fluxograma Hidráulico)

Perdas localizadas = 23 metros , para diâmetro do tubo de 3" (válvulas gaveta, borboleta, retenção, juntas, curvas e joelhos).

O cálculo das perdas distribuídas requer o uso do Diagrama de Moody, como veremos a seguir.

$$\text{Perdas distribuídas} = \frac{f \cdot L \cdot v^2}{D \cdot 2g}$$

$$\text{Nº de Reynolds : } Re = \frac{v \cdot D}{\nu} = \frac{1,40 \times 0,076}{0,000001} = 1,1 \times 10^5$$

Como o nº de Reynolds é maior que 2.000, temos um escoamento turbulento.

$$\text{Rugosidade relativa : } \epsilon/D = 0,04572 \text{ mm} / 76 \text{ mm} = 0,0006$$

($\epsilon = 0,04572 \text{ mm}$ para tubo de aço)

Com a rugosidade relativa e o nº de Reynolds, entramos no Diagrama de Moody e tiramos o valor do coeficiente $f = 0,021$.

Portanto teremos agora o valor da perda distribuída :

$$\text{Perda distribuída} = \frac{0,021 \times 32,50 \times 1,40^2}{0,076 \times 2 \times 9,8} = 1,0 \text{ metros}$$

E agora tiramos a altura manométrica da bomba :

$$H_{\text{Man}} = 25 \text{ metros (valor aproximado)}$$

Com a altura manométrica (25 m) e a vazão (100 GPM), passamos para a escolha da bomba, segundo catálogo da KSB - BOMBAS HIDRÁULICAS S.A. :

Será do tipo centrífugo, equivalente ao modelo fabricado pela KSB ou ALBRIZZI-PETRY; TERÁ AS SEGUINTE CARACTERÍSTICAS :

Modelo	ETA 50-26
Vazão de água	100 GPM (22,7 m ³ /h)
Altura manométrica	25 mCA
Diâmetro do rotor	243 mm
Rotação	1.750 rpm
Motor	5 CV / 4 Polos
Ponto de força	220 V/3 /60 Hz

III.3. TORRE DE ARREFECIMENTO DE ÁGUA

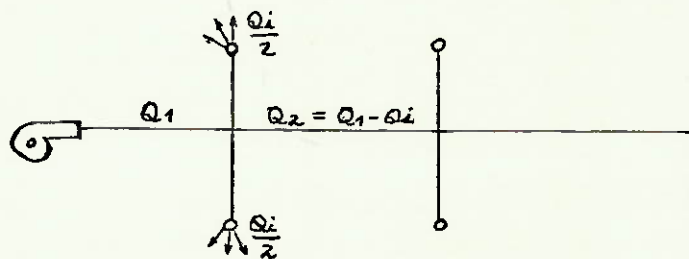
Será do tipo de ventilação forçada e com capacidade para resfriar 100 GPM (22,7 m³/h) de água, equivalente ao modelo fabricado pela ALPINA; terá as seguintes características :

Modelo	SG - 12 - II
Vazão de água	100 GPM (22,7 m ³ /h)
Temperatura de entrada da água	95°F (35°C)
Temperatura de saída da água	85°F (30°C)
Temperatura de bulbo úmido	75°F (24°C)
Consumo de água	2.270 l/h
Motor do ventilador	0,75 CV / 4 Polos
Ponto de força	220 V/3 /60 Hz
Peso em operação	670 Kg

III.4. SISTEMA DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

Para dimensionarmos o sistema de distribuição de ar, utilizaremos o Método de igual perda de carga, que consta do seguinte procedimento :

MÉTODO DE IGUAL PERDA DE CARGA (DUTOS RETANGULARES)



§1. Tendo a vazão de ar na saída do condicionador que chamaremos de Q_1 , e a velocidade de insuflamento do ar v_1 , obteremos a área do duto retangular de seção $a \times b$, da seguinte maneira:

$$S_{1\Box} = a_1 \times b_1 = \frac{Q_1}{v_1}$$

§2. Admitindo-se um valor para a_1 , obteremos o valor de b_1 :

$$b_1 = \frac{S_1}{a_1}$$

§3. Tendo-se a_1 e b_1 , achamos o diâmetro equivalente D_{eq1} , a partir da seguinte fórmula :

$$D_{eq} = \frac{1,3.(a.b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$$

*Exemplo: $a = 0,364 \text{ m}$
 $b = 0,08 \text{ m}$
 $Q = 1000 \text{ m}^3/\text{h} = 1,11 \text{ m}^3/\text{s}$*

§4. Com a vazão Q_1 e o diâmetro equivalente D_{eq1} , entramos na Tabela de perda de carga, e determinamos a perda de carga que será constante para todos os próximos dutos.

§5. Com a mesma perda de carga, e agora com $Q_2 = Q_1 - Q_i$, obtenho o D_{eq2} , na mesma Tabela de perda de carga.

§6. Escolhemos um valor qualquer para a_2 , e juntamente com o valor do D_{eq2} , achamos o valor de b_2 em uma Tabela de dutos retangulares.

DIMENSIONAMENTO DOS DUTOS RETANGULARES

$$Q_1 = 10.200 \text{ m}^3/\text{h} = 2,83 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_1 = 1.800 \text{ fpm} = 9,144 \text{ m/s}$$

$$S_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{2,83}{9,144} = 0,3095 \text{ m}^2$$

$$\text{Escolhemos } a_1 = 140 \text{ cm} = 1,4 \text{ m e } b_1 = \frac{0,3095}{1,4} = 0,22 \text{ m} = 22 \text{ cm}$$

Com $a_1 = 140 \text{ cm}$ e $b_1 = 22 \text{ cm}$, selecionamos o duto:

DUTO (140 x 30) cm - VAZÃO 6.000 cfm

Cálculo do diâmetro equivalente :

$$D_{eq1} = \frac{1,3 \times (1,4 \times 0,22)^{0,625}}{(1,4 + 0,22)^{0,25}} = 0,650 \text{ metros} = 650 \text{ mm}$$

Com a vazão Q_1 e o diâmetro equivalente D_{eq1} , entramos na Tabela de Perda de Carga e achamos :

$$\Delta P = 0,11 \text{ mm WS / metro}$$

TABELA 1 : DIMENSIONAMENTO DE DUTO RETANGULAR (a x b)				
MÉTODO DA PERDA DE CARGA CONSTANTE - $\Delta P = 0,11 \text{ mm WS/m}$				
DUTO ESQUERDO - CONDICIONADOR SC 01 - DESENHOS 001 e 002				
VAZÃO m^3/h	D_{eq} mm	a cm	b cm	SELEÇÃO DO DUTO RETANGULAR
10.200	650	140	22	(140 x 30) cm - 6.000 cfm
-				
850	255	50	14	(50 x 15) cm - 500 cfm
9.350	630	130	26	(130 x 30) cm - 5.500 cfm
-				
1.360	310	70	13	(70 x 15) cm - 800 cfm
7.990	590	110	28	(110 x 30) cm - 4.700 cfm
-				
1.360	310	70	13	(70 x 15) cm - 800 cfm
-				
1.275	295	70	12	(70 x 15) cm - 750 cfm
5.355	510	80	27	(80 x 30) cm - 3.150 cfm
-				
1.360	310	70	12	(70 x 15) cm - 800 cfm
-				
1.275	295	70	11	(70 x 15) cm - 750 cfm
2.720	400	45	25	(45 x 30) cm - 1.600 cfm
-				
1.360	310	70	15	(70 x 15) cm - 800 cfm
1.360	310	70	15	(70 x 15) cm - 800 cfm

TABELA 2 : DIMENSIONAMENTO DE DUTO RETANGULAR (a x b)				
MÉTODO DA PERDA DE CARGA CONSTANTE - $\Delta P = 0,11 \text{ mm WS/m}$				
DUTO DIREITO - CONDICIONADOR SC 02 - DESENHOS 001 e 002				
VAZÃO m^3/h	D_{eq} mm	a cm	b cm	SELEÇÃO DO DUTO RETANGULAR
10.200	650	140	22	(140 x 30) cm - 6.000 cfm
1.105	285	60	15	(60 x 15) cm - 650 cfm
1.105	285	60	15	(60 x 15) cm - 650 cfm
7.990	590	110	27	(110 x 30) cm - 4.700 cfm
2.210	365	40	26	(40 x 30) cm - 1.300 cfm
1.105	285	60	14	(60 x 15) cm - 650 cfm
1.105	285	20	29	(20 x 30) cm - 650 cfm
1.105	285	60	13	(60 x 15) cm - 650 cfm
5.780	530	85	25	(85 x 30) cm - 3.400 cfm
1.105	285	60	11	(60 x 15) cm - 650 cfm
4.675	490	70	29	(70 x 30) cm - 2.750 cfm
1.105	285	60	12	(60 x 15) cm - 650 cfm
1.105	285	60	12	(60 x 15) cm - 650 cfm
2.465	380	40	27	(40 x 30) cm - 1.450 cfm
1.275	295	70	13	(70 x 15) cm - 750 cfm
1.190	290	70	13	(70 x 15) cm - 700 cfm

III.5. ESPECIFICAÇÃO - DISTRIBUIÇÃO DE AR

III.5.1. Dutos

Os dutos são construídos em chapa galvanizada, nas bitolas recomendadas pela NB-10 da ABNT e conforme manual da SMACNA - BAIXA PRESSÃO - BAIXA VELOCIDADE.

Todas as curvas são completadas com veias defletoras.

Todas as dobras de chapa deverão ser limpas e pintadas com tinta anti-corrosão.

Todas as juntas deverão ter bom acabamento e ser vedadas com massa plástica, de modo a se obter um sistema estanque.

III.5.2. Conexões flexíveis

Deverão ser providas entre os dutos e os equipamentos, com comprimento mínimo de seis polegadas, para evitar a transmissão de vibração.

III.5.3. Difusores direcionais

São construídos inteiramente em alumínio nas quantidades, modelos especificados.

III.5.4. Tomada de ar exterior

Construído em duto de chapa, dotada de quadro de tela metálica e damper para regulação do volume captado.

III.5.5. Isolamento térmico

Os dutos serão isolados externamente com placas de isopor INCOMBUSTÍVEL, aplicado com cola e protegido nos cantos com cantoneiras contínuas de chapa galvanizada.

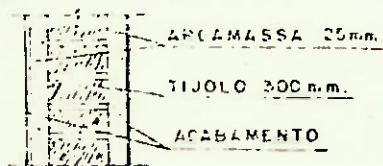
III.6. ACESSÓRIOS DA REDE HIDRÁULICA

- a) Válvula Gaveta : pressão de trabalho 125 psig, conforme ASTM-A-20, classe B, CIWAL ou equivalente; flange e corpo de bronze.
- b) Válvula Borboleta : pressão de trabalho 125/150 psig; INTERNACIONAL ou equivalente.
- c) Válvula de Retenção : pressão de trabalho 150 psig, conforme ASTM-A-105; classe B, flangeada, face plana, corpo de ferro fundido. CIWAL ou equivalente.
- d) Flanges : pressão de trabalho 150 psig, tipo sobreposta (slip on), faces planas, aço forjado, conforme ASTM-A-105 - grau 1. CIWAL ou equivalente.
- e) Juntas : de neoprene, espessura 1/16".
- f) Luvas para instrumentação : pressão de trabalho 3.000 psig, aço forjado, conforme ASTM-A-105, com rosca BSP. CIWAL ou equivalente.
- g) Torneiras para manômetro : de latão polido, rosca internas ou externas BSP. CIWAL ou equivalente.
- h) Tubos Sifão : de latão forjado, rosca BSP. CIWAL ou equivalente.
- i) Termômetro : tipo CAPELA, modelo M-30 da Rene Graf ou equivalente, graduação de 0 à 50°C.
- j) Manômetros : Tipo Dial Circular, modelo M-043 da Rene Graf ou equivalente e graduação de 0 á 4 Kgf/cm².

Anexo 1 - Tabela de coeficientes de transmissão de calor

U em Kcal / h.m².°C

1 - PAREDE EXTERNA



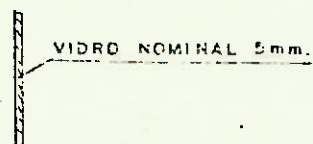
$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,025}{1,3} \times 2 + \frac{0,3}{0,55} + \frac{1}{8}} \approx 1,6$$

2 - PAREDE INTERNA

IDEM 1 C/ TIJOLO DE 150 mm

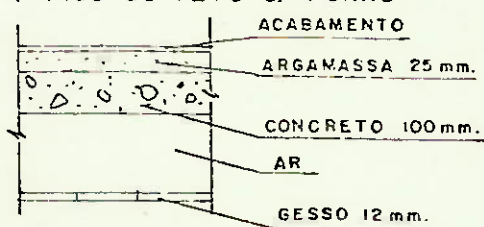
$$K = \frac{1}{\frac{1}{6} + \frac{0,025}{1,3} \times 2 + \frac{0,15}{0,55} + \frac{1}{8}} \approx 1,8$$

3 - PORTA DE VIDRO EXTERNA



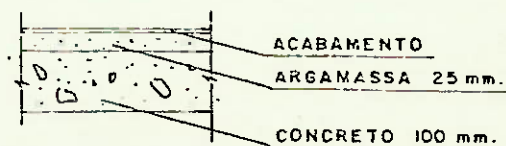
$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,05}{0,68} + \frac{1}{8}} \approx 5,5$$

4 - PISO OU TETO C/ FORRO



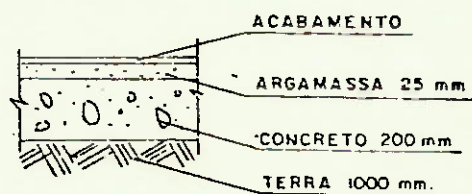
$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,025}{1,3} + \frac{0,100}{1,4} + \frac{0,20}{0,17} + \frac{0,012}{0,17} + \frac{1}{8}} \approx 1,7$$

5 - PISO OU TETO S/ FORRO



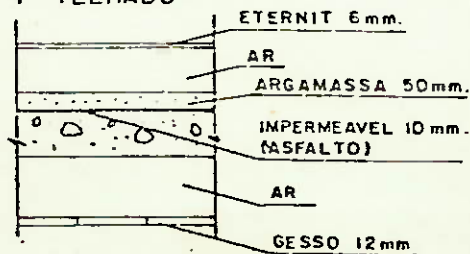
$$K = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,025}{1,3} + \frac{0,100}{1,4} + \frac{1}{8}} \approx 3$$

6 - PISO NA TERRA



$$K = \frac{1}{\frac{1,000}{1,6} + \frac{0,200}{1,4} + \frac{0,025}{1,3} + \frac{1}{8}} \approx 1,1$$

7 - TELHADO



$$K = \frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{0,006}{1,2} \times 0,2 + \frac{0,05}{1,3} + \frac{0,01}{0,65} + \frac{0,01}{1,4} + 0,2 + \frac{0,012}{0,17} + \frac{1}{8}} \approx 1,3$$

IV. BIBLIOGRAFIA

- IV.1. MANUAL DE AR CONDICIONADO - CARRIER INTERNATIONAL LIMITED - MARCOMBO S.A. DE BOIXAREU EDITORES;
- IV.2. MANUAL DA ASHRAE;
- IV.3. MANUAL DE TERMODINÂMICA E TRANSMISSÃO DE CALOR - REMI BENEDITO SILVA - DEPARTAMENTO DE LIVROS E PUBLICAÇÕES DO GRÊMIO POLITÉCNICO;
- IV.4. AR CONDICIONADO - REMI BENEDITO SILVA - DEPARTAMENTO DE LIVROS E PUBLICAÇÕES DO GRÊMIO POLITÉCNICO;
- IV.5. VENTILAÇÃO - REMI BENEDITO SILVA - DEPARTAMENTO DE LIVROS E PUBLICAÇÕES DO GRÊMIO POLITÉCNICO;
- IV.6. MÁQUINAS HIDRÁULICAS - BOMBAS - EDMUNDO KOELLE
- IV.7. CATÁLOGOS : KSB
 ALPINA
 TROX
 COLDEX TRANE
 SMACNA
 CIWAL