

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
Curso de Especialização em Condicionamento de Ambientes e Refrigeração
CECAR 2010

MURILLO PINTO BARBOSA NETO

PACOTES COMPUTACIONAIS PARA SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR

Belo Horizonte
Agosto de 2011

MURILLO PINTO BARBOSA NETO

Área: Calor e Fluidos

PACOTES COMPUTACIONAIS PARA SISTEMAS DE
CONDICIONAMENTO DE AR

Trabalho de Monografia do Curso de Especialização em Condicionamento de Ambientes e

Refrigeração – CECAR 2010

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Escola de Engenharia

Universidade Federal de Minas Gerais

Orientador: Professor Dr. Luiz Machado

Belo Horizonte

Agosto de 2011

Dedico esse trabalho aos meus familiares, em especial aos meus pais, Murillo e Juliana, e irmãos, Mariana e Pedro, além do meu orientador, Professor Dr. Luiz Machado, pelo apoio dado ao longo do curso.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Dr. Luiz Machado, não apenas por ter me orientado nesse trabalho, mas por todo o aprendizado que me proporcionou nas disciplinas ministradas ao longo do curso. Agradeço também aos demais professores pelo conhecimento transmitido e aos colegas de turma que de alguma forma contribuíram para meu crescimento como profissional de Engenharia.

RESUMO

Em sistemas de ar condicionado e ventilação, nem sempre se pode instalar o equipamento no próprio ambiente climatizado e são vários os fatores determinantes para essa restrição, como a vazão de ar necessária, o nível de ruído aceitável, a estética do ambiente, o alcance do ar desejado, entre outros. Para tais casos se adota sistemas em que o ar é levado até o recinto condicionado por meio de um ou mais ramais de dutos, permitindo dessa forma atender à demanda de cada projeto.

A presente monografia tem como objetivo o desenvolvimento de uma ferramenta confiável para dimensionar ramais de dutos para sistemas de climatização em geral. Será utilizado o EXCEL como recurso para desenvolver um programa no qual serão calculadas as diversas perdas de pressão que ocorrem num sistema e essas serão referência para outros cálculos que irão resultar na especificação da geometria e dimensões dos dutos e demais componentes.

Os cálculos serão desenvolvidos com base na teoria da mecânica dos fluidos e no decorrer do trabalho serão apresentadas também soluções encontradas em livros e catálogos técnicos de fabricantes, tais como ábacos, curvas de seleção para ventiladores e normas técnicas Brasileiras.

Palavras-Chave: Ar condicionado; dutos; perdas de pressão; mecânica dos fluidos.

ABSTRACT

In air conditioning and ventilation systems, you can not always install the equipment in the air conditioned environment and there are several factors contributing for this restriction, as: the required air flow, the acceptable noise level, the environment aesthetics, the desired air range, among others.

For such cases, systems that use one or more pipeline extension sets in order to get the desired air conditioning state to a room are adopted, thereby allowing the engineer to meet the project's demands.

For such cases, systems that air is drawn into the room conditioned by one or more extensions of pipelines are adopted, thereby allowing you to meet the demands of each project.

This thesis aims at developing a reliable tool to scale extension tubes for air conditioning systems in general. Microsoft Excel will be used as a resource to develop a program which will be calculated in the various pressure losses that occur in a system and these are benchmarks for other calculations that will result in the specification of the geometry and dimensions of pipes and other components.

The calculations will be developed based on the theory of fluid mechanics and in this work are also presented solutions in technical books and catalogs from manufacturers such as abacus, selection curves for fans and Brazilian technical standards.

Key words: Air conditioning, ducts, pressure losses, fluid mechanics.

LISTA DE FIGURAS

- Figura nº 2.1 - Analogia entre circuito de ar e circuito elétrico
- Figura nº 2.2 - Ventilador centrífugo diretamente acoplado
- Figura nº 2.3 - Ventilador centrífugo com transmissão por correia
- Figura nº 2.4 - Ventilador axial
- Figura nº 2.5 - Tipos de saída de ar dos ventiladores
- Figura nº 2.6 - Duto flexível
- Figura nº 2.7 - Duto em chapa isolado em poliestireno
- Figura nº 2.8 - Duto em chapa galvanizada
- Figura nº 2.9 - Registro de controle de vazão
- Figura nº 2.10 - Difusores de ar
- Figura nº 2.11 - Filtro tipo colméia
- Figura nº 2.12 - Filtro de nylon
- Figura nº 2.13 - Filtro de manta de fibra de vidro
- Figura nº 2.14 - Damper corta-fogo retangular
- Figura nº 2.15 - Damper corta-fogo circular
- Figura nº 2.16 - Tomada de ar externo
- Figura nº 2.17 - Movimentos admissíveis para juntas de expansão
- Figura nº 2.18 - Lã de vidro
- Figura nº 2.19 - Lã de rocha
- Figura nº 2.20 - Espuma elastomérica
- Figura nº 2.21 - Espuma elastomérica revestida
- Figura nº 2.22 - Poliuretano
- Figura nº 2.23 - Fibra cerâmica
- Figura nº 2.24 - Ábaco de Moody
- Figura nº 2.25 - Perda de carga localizada
- Figura nº 2.26 - Curva seleção ventilador Self Contained 5 TR's
- Figura nº 2.27 - Tipos e posições de pás para rotores
- Figura nº 2.28 - Altura em função da altura e da velocidade para grelhas e difusores
- Figura nº 2.29 - Dados para a escolha de grelhas de insuflamento

Figura nº 2.30 - Modelos de difusor por tipo de aplicação

Figura nº 2.31 - Planta do recinto a ser condicionado

Figura nº 2.32 - Dados técnicos do equipamento adotado no estudo de caso apresentado

Figura nº 2.33 - Velocidades recomendadas e máximas para dutos de ar

Figura nº 2.34 - Dutos retangulares equivalentes a dutos circulares

Figura nº 2.35 - Diâmetros equivalentes a dutos circulares

Figura nº 2.36 - Parâmetros de nível de ruído para difusores de insuflamento

Figura nº 2.39 - Seleção de difusores de insuflamento

Figura nº 2.40 - Seleção de tomada de ar externo

Figura nº 2.41 - Seleção de grelha de retorno

Figura nº 3.1 - Menu Inicial do programa

Figura nº 3.2 - Cálculo da perda de carga distribuída

Figura nº 3.3 - Cálculo da perda de carga localizada

Figura nº 3.4 - Dimensionamento da rede de dutos

Figura nº 3.5 - Resultado final

LISTA DE TABELAS

Tabela nº 2.1 - Rugosidade absoluta de dutos por tipo de material

Tabela nº 2.2 - Perda de Carga Total

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A	Área
D	Diâmetro
Deq	Diâmetro equivalente
g	Aceleração da gravidade
ΔP	Perda de carga
$\Delta P/L$	Perda de carga distribuída
S	Área da seção
L	Comprimento
P	Perímetro interno
Q	Vazão
V	Velocidade
ρ	Massa específica
μ	Viscosidade
π	Pi
ε	Rugosidade absoluta
TR	Tonelada Refrigeração
Re	Número de Reynolds
Pd	Pressão Dinâmica
f	Fator de Atrito

ÍNDICE

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....13

CAPÍTULO 2: SISTEMAS DE CONDUÇÃO DE AR..... ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.15

2.1- INTRODUÇÃO.....	ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.15
2.2 - CIRCUITO DE AR.....	15
2.3. COMPONENTES DO CIRCUITO DE AR	ERRO! INDICADOR NÃO DEFINIDO.16
2.3.1 - Ventilador	<i>Erro! Indicador não definido.</i>
A - Ventilador Centrífugo	ERRO! Indicador não definido.16
B- Ventilador Axial ou tipo Hélice.....	ERRO! Indicador não definido.17
2.3.2 - Dutos.....	18
2.3.3 - Registros	<i>Erro! Indicador não definido.</i> 19
2.3.4 - Difusores.....	19
2.3.5 - Filtros de Ar.....	20
2.3.6 - Dampers Corta-Fogo.....	21
2.3.7 - Tomada de Ar Externo.....	22
2.3.8 - Juntas de Expansão / Ligações de Lona.....	22
2.3.9 - Isolamento Térmico	23
2.4. PERDA DE CARGA NOS DUTOS OU PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA	26
2.4.1 - Opção 1 para cálculo da Perda de Carga Distribuída	26
2.4.2 - Opção 2 para cálculo da Perda de Carga Distribuída	28
2.5 - PERDA DE CARGA MENOR OU PERDA DE CARGA LOCALIZADA	28
2.6 - SELEÇÃO DO VENTILADOR	30
2.7 - SELEÇÃO DE DIFUSORES.....	31
2.8 - ESTUDO DE CASO	34
2.8.1 - Seleção do Equipamento.....	36
2.8.2 - Cálculo da Perda de Carga e Dimensionamento da Rede de Dutos.....	37
a - Dados necessários para os cálculos	37
b - Cálculo do Número de Reynolds.....	38
c - Calculo do Fator de Atrito	38
d - Calculo da Perda de Carga Distribuída.....	39
e - Dimensionamento da Rede de Dutos Por Trecho	39
e.1 - Insuflamento - Primeiro Trecho (do ventildor ao Difusor 1).....	39
e.2 - Insuflamento - Segundo Trecho (do Difusor 1 ao Difusor 2).....	40
e.3 - Insuflamento – Terceiro Trecho (do Difusor 2 ao Difusor 3).....	40
e.4 - Renovação.....	40
e.5 - Retorno.....	40
e.6 - Entrada Evaporador	41
F - Conversão para duto retangular equivalente	41
f.1 - Insuflamento - Primeiro Trecho	41
f.2 - Insuflamento - Segundo Trecho	42
f.3 - Insuflamento - Terceiro Trecho.....	42
f.4 - Renovação	42
f.5 - Retorno.....	42
f.6 - Entrada Evaporador.....	42
G - Cálculo da Perda de Carga Localizada	44
g1 - Curvas 90°	44
g2 - Transições com Registro	45
g3 - Difusores e Grelhas	45

H – Perda de carga Total.....	49
2.9. CONCLUSÃO	49
CAPÍTULO 3: DESENVOLVIMENTO DE PACOTES COMPUTACIONAIS PARA DIMENSIONAMENTO DE DUTOS	50
3.1 - INTRODUÇÃO	50
3.2 - DESENVOLVIMENTO DOS PACOTES COMPUTACIONAIS.....	50
3.3 - EQUAÇÕES UTILIZADAS NO DESENVOLVIMENTO DOS PACOTES COMPUTACIONAIS	57
3.3.1 - <i>Número de Reynolds</i>	57
3.3.2 - <i>Fator de atrito</i>	57
3.3.3 - <i>Perda de carga localizada</i>	57
3.3.4 - <i>Diâmetro dutos</i>	57
CAPÍTULO 4: CONCLUSÃO	58
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	59

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Em toda instalação de sistema de ar condicionado central, para garantir um bom funcionamento é de suma importância que o dimensionamento dos ramais de dutos seja feito de maneira criteriosa. Cada projeto tem suas particularidades com relação à definição da rede de dutos, desde o tipo de aplicação, espaço físico disponível para montagem, tipo de equipamento que será utilizado, geometria a ser adotada de acordo com a estética do ambiente, entre outros detalhes. Falando sobre os métodos utilizados para se dimensionar os dutos de ar condicionado, são três os existentes: método da velocidade, método de igual perda de carga e método da recuperação estática. Nesta monografia será desenvolvido um programa computacional prático para dimensionamento de redes de dutos para sistemas de ar condicionado em geral, utilizando como abordagem para os cálculos o método de igual perda de carga, que se baseia na circulação de ar e perdas em dutos redondos, fazendo uma conversão para a geometria retangular quando desejado utilizar tal formato.

Esta monografia é constituída além do Capítulo 1, que consiste numa introdução, por outros três capítulos. O Capítulo 2 traz informações de maneira geral sobre redes de dutos e acessórios utilizados em climatização comercial, industrial ou residencial. Serão abordados mais adiante os tipos mais utilizados de dutos, ventiladores, grelhas, venezianas, registros e demais dispositivos auxiliares. Este trabalho apresentará também fundamentos teóricos para cálculo da perda de carga, referência de valores recomendados para velocidade de escoamento do ar e dados gerais de fabricantes que possam ser relevantes na escolha de um determinado equipamento.

O Capítulo 3 é dedicado ao desenvolvimento do programa no Excel no qual serão feitos os cálculos para dimensionamento de redes de dutos e seleção dos respectivos componentes. No decorrer do trabalho será apresentado um estudo de caso para climatização de laboratório de informática no qual será instalado um equipamento conhecido tipo Self Contained (equipamento central que possui evaporador e condensador instalados dentro de um mesmo gabinete, ao contrário de equipamentos com condensador remoto). Para esse mesmo estudo de caso, além da apresentação dos cálculos por escrito, será aplicado o programa desenvolvido.

No Capítulo 4 serão apresentadas as conclusões a respeito do trabalho como um todo e sobre os benefícios que o programa irá proporcionar.

CAPÍTULO 2 - SISTEMAS DE CONDUÇÃO DO AR

2.1. Introdução

Este capítulo consiste na descrição de um sistema padrão de circulação de ar utilizado na climatização de ambientes e apresentação de seus principais componentes, bem como a demonstração de como são feitos os cálculos pelo método igual de igual perda de carga.

2.2. Circuito de Ar

Um circuito básico de condicionamento de ar tem como principais componentes: ventilador, duto de insuflamento, ambiente, duto de retorno. Este circuito se baseia na recirculação do ar, visto que o mesmo ar que insufla no ambiente climatizado retorna para o ventilador e escoar novamente pelo duto de insuflamento.

Em caso de ambientes climatizados com demanda de renovação total, muito comum em hospitais, o ar de retorno passa por um processo de filtragem e é descartado na atmosfera, enquanto o ventilador admite toda a vazão necessária do meio exterior para escoar pelo duto de insuflamento.

Em ambas as situações o circuito do ar é fechado e pode-se fazer uma analogia a um circuito elétrico, como mostra a figura 1.1.

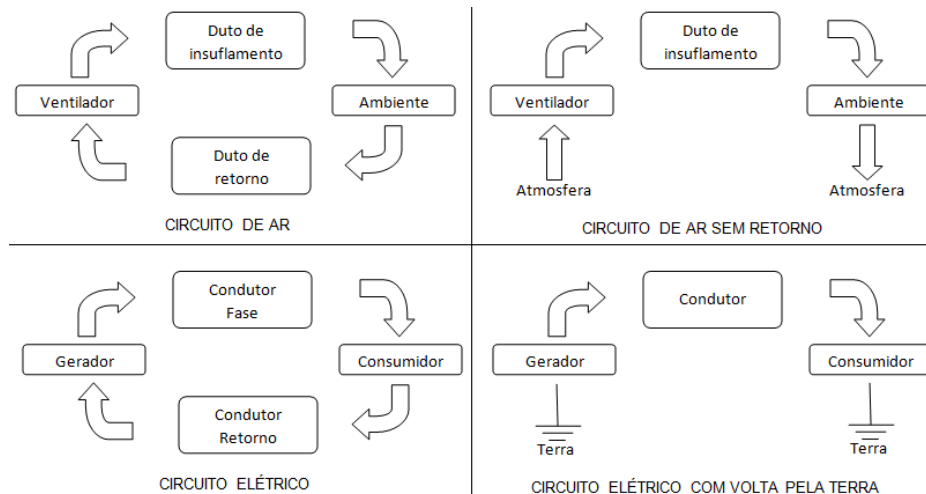


Figura nº 2.1 - Analogia entre circuito de ar e circuito elétrico

2.3. Componentes do circuito de ar

2.3.1. Ventilador

Pelo fato de converterem energia rotativa mecânica em energia de pressão, os ventiladores, por seu princípio de funcionamento, são comparáveis a bombas e compressores centrífugos, ou seja, são equipamentos utilizados para produzir corrente de um fluido.

O ventilador pode ser diretamente ligado ao motor que o impulsiona ou através de transmissão por correias, sendo esse segundo mais comum em instalações de maior porte.

São dois os tipos de ventilador empregados nas instalações:

a) Ventilador centrífugo

Esse tipo de ventilador é o mais utilizado em instalações de ar condicionado, visto que sua altura manométrica varia entre 12 mm e 76 mm de coluna d'água. Suas partes principais são: carcaça, rotor, mancais, eixo, entrada e saída.



Figura nº 2.2 - Ventilador centrífugo diretamente acoplado – Fonte: Torin

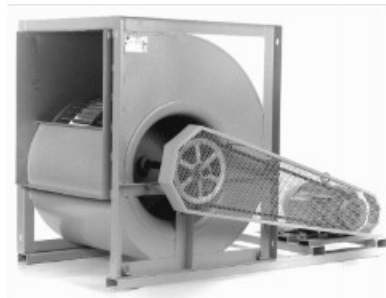


Figura nº 2.3 - Ventilador centrífugo com transmissão por correia – Fonte: Torin

b) Ventilador axial ou tipo hélice

Esse tipo de ventilador é utilizado em instalações de menor porte, pois sua altura manométrica vai apenas até 6,4 mm de coluna d'água.



Figura nº 2.4 - Ventilador axial – Fonte: Torin

Entretanto, a escolha do ventilador não se resume apenas à pressão necessária, pois há vários outros fatores que influenciam diretamente a seleção: capacidade de vazão, velocidade do ar, entrada (simples ou dupla), tipos de descarga, curvatura das réguas dos rotores, rotação.

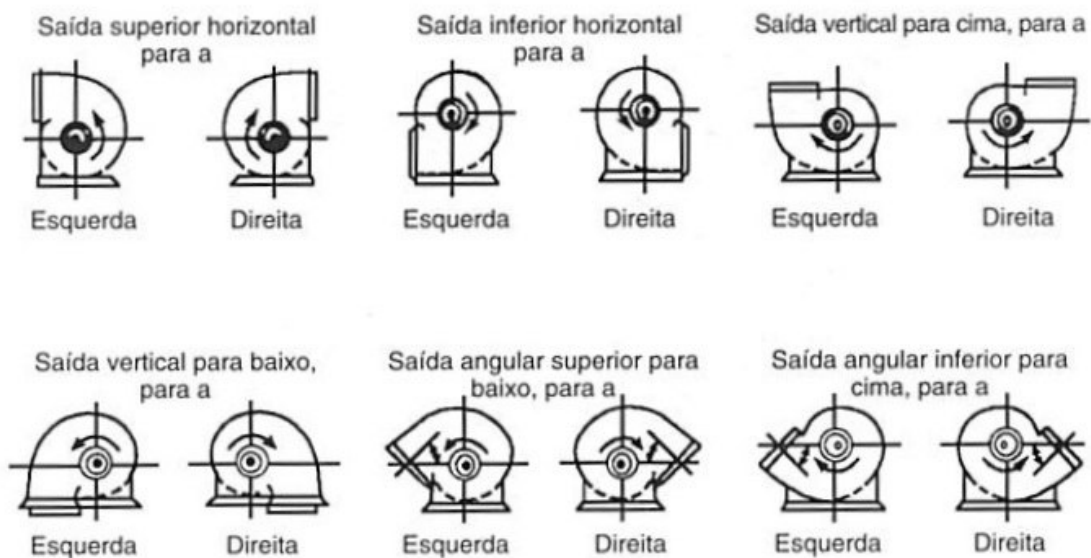


Figura nº 2.5 - Tipos de saída de ar dos ventiladores – Fonte: Hélio Creder

2.3.2. Dutos

Tradicionalmente, os dutos numa instalação de ar condicionado podem ser fabricados em madeira, alvenaria, chapas de aço inoxidável ou galvanizado, alumínio, entre outros, sendo mais usual o aço galvanizado, utilizado em geometria retangular, circular ou em formato oval.

Na atualidade são muito utilizados também os dutos flexíveis pré-fabricados, que são produzidos em alumínio, poliéster e arame bronzeado. Esse tipo de duto facilita a adaptação da distribuição do ar em casos de alteração de leiaute, pois não demanda grandes intervenções na parte civil da instalação. Trata-se de uma solução que vem ganhando cada vez mais espaço no mercado.



Figura nº 2.6 - Duto flexível – Fonte: www.worldar.com.br



Figura nº 2.7 - Duto em chapa isolado em poliestireno



Figura nº 2.8 - Duto em chapa galvanizada – Fonte: www.coupear.com.br

2.3.3. Registros

Os registros são empregados como elementos de regulação de vazão em dutos, caixas de mistura e instalações de climatização em geral.

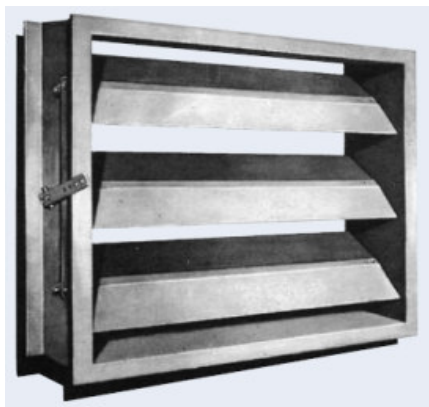


Figura nº 2.9 - Registro de controle de vazão – Fonte: Trox

2.3.4. Difusores de ar

Os difusores desempenham o importante papel de distribuir o ar no ambiente climatizado após o mesmo ser impulsionado pelo ventilador. Os difusores normalmente são fabricados em aço ou alumínio e estão disponíveis nos mais diversos tipos e formatos e são escolhidos de acordo com a estética do ambiente, aplicação, direcionamento de ar, posição de instalação (parede, teto, piso, etc.) e principalmente

vazão. Para efeito de projetos, considera-se a área livre dos difusores, ou seja, desconta-se a área das réguas.

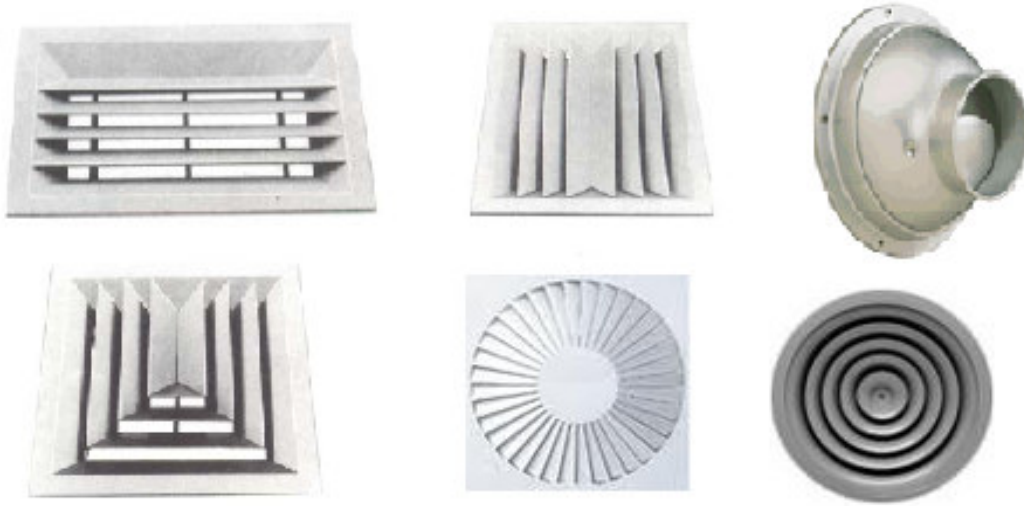


Figura n° 2.10 - Difusores de ar – Fonte: Tosi-Tropical

2.3.5. Filtros de ar

Os filtros de ar utilizados em sistemas de ar condicionado, ventilação e exaustão são dos mais diversos tipos, materiais e aplicações. Cada projeto, de acordo com suas particularidades, demanda determinada espessura, capacidade de retenção, vazão, entre outras propriedades.



Figura n° 2.11 - Filtro tipo colméia - Fonte: www.worldar.com.br

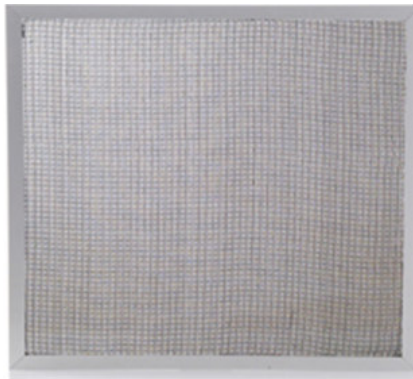


Figura n° 2.12 - Filtro de nylon

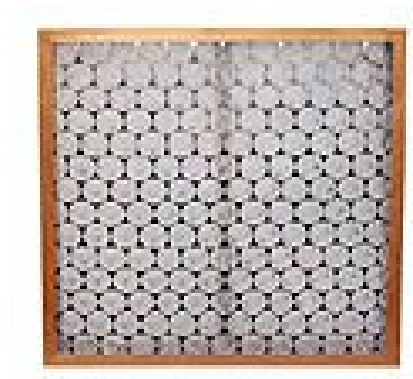


Figura n° 2.13 - Filtro de manta de fibra de vidro

2.3.7. Dampers Corta-Fogo

Os dampers do tipo Corta-Fogo podem ser montados no próprio duto, em paredes ou lajes e têm como função isolar certas zonas contra o fogo. Normalmente esses dispositivos são acionados em caso de emergência e fecham por intermédio de fusível térmico, solenóide, motor elétrico ou pistão pneumático.



Figura n° 2.14 - Damper corta-fogo retangular – Fonte: Trox



Figura n° 2.15 - Damper corta-fogo circular – Fonte: Trox

2.3.7. Tomada de ar externo

As tomadas de ar externo são grelhas, geralmente com estrutura fabricada em alumínio e sua principal diferença para as grelhas convencionais (de insuflamento e de retorno) é o fato de serem dotadas de filtro, para reter impurezas do ar admitido do exterior para renovação.

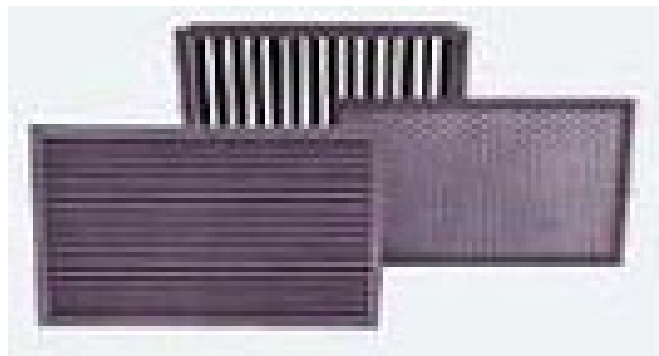


Figura n° 2.16 - Tomada de ar externo – Fonte: Trox

2.3.9. Juntas de expansão / ligações de lona

As juntas de expansão têm como função fazer a ligação entre dois dutos, entre um duto e algum dispositivo do sistema ou entre um duto e a própria máquina. Essas juntas podem ser adquiridas prontas para a instalação ou podem ser fabricadas pelo próprio funileiro que confecciona e instala o ramal de dutos. Além da estrutura metálica, essas juntas são dotadas de uma lona flexível para absorver as vibrações do sistema devido ao

escoamento do ar e da vibração do próprio equipamento, evitando ruído excessivo e desgaste mecânico dos dutos e componentes.

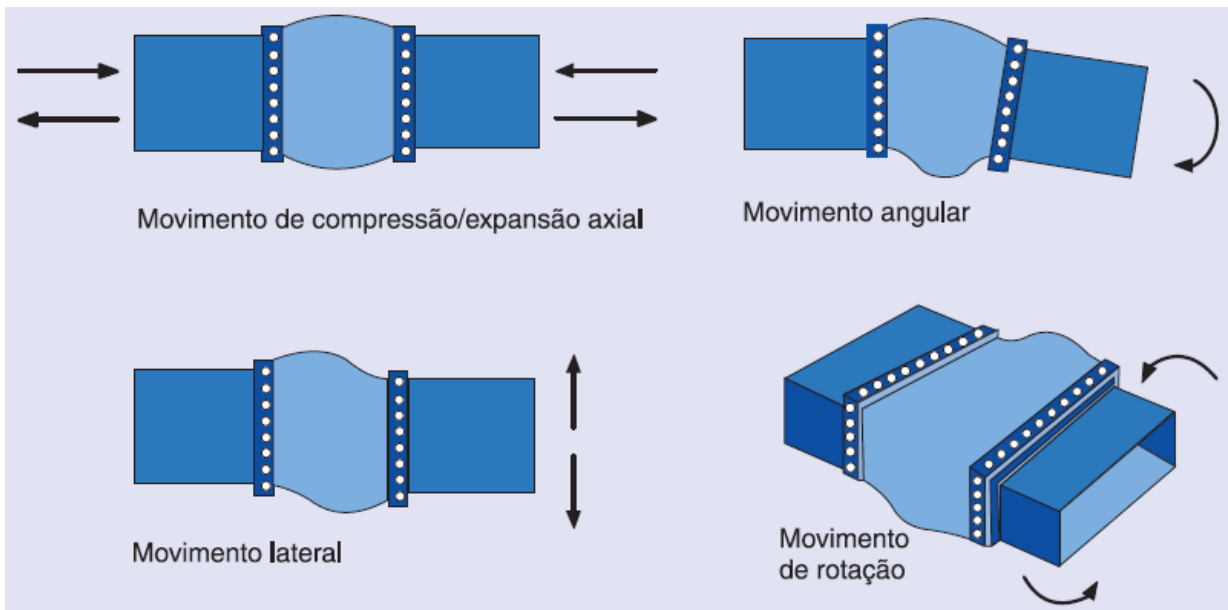


Figura nº 2.17 - Movimentos admissíveis para juntas de expansão

2.3.9. Isolamento térmico

O isolamento térmico dos dutos de insuflamento é fundamental para que não haja perda de eficiência do sistema, pois impede que o ar insuflado absorva calor do ar exterior durante o escoamento, chegando ao ambiente climatizado a uma temperatura superior à desejada. No caso de sistemas para aquecimento, a concepção do isolamento é a inversa, evitar que o ar quente que escoar pelos dutos perca calor para o meio exterior.

São diversos os materiais utilizados, sendo mais comuns no passado o poliestireno expandido, a cortiça, a lã de rocha e a lã de vidro. Hoje além de alguns dos acima citados, são comuns também a espuma de poliuretano, a fibra cerâmica e espumas elastoméricas.



Figura nº 2.18 - Lã de vidro – Fonte: www.isar.com.br



Figura nº 2.19 - Lã de rocha – Fonte: www.isar.com.br

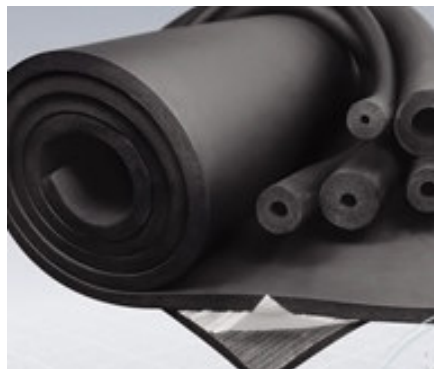


Figura nº 2.20 - Espuma elastomérica – Fonte: www.isar.com.br



Figura nº 2.21 - Espuma elastomérica revestida – Fonte: www.isar.com.br

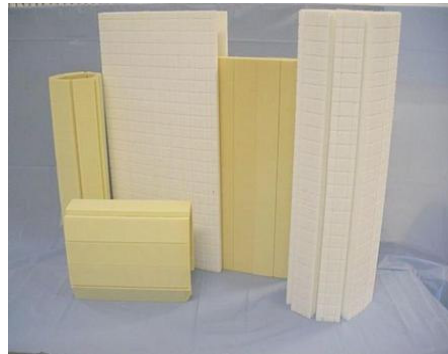


Figura nº 2.22 – Poliuretano – Fonte: www.isar.com.br



Figura nº 2.23 - Fibra cerâmica – Fonte: www.isar.com.br

2.4. Perda de carga nos dutos ou perda de carga distribuída

A aplicação do método da igual perda de carga consiste em fixar uma perda de carga linear e utilizar um ábaco de perda de carga para o ar, além de converter o duto circular para retangular (quando necessário).

O escoamento do ar no interior dos dutos, devido ao atrito com as paredes dos mesmos, ocasiona uma dissipação de energia e a pressão total desse ar diminui, processo chamado perda de carga.

Essa perda de carga ligada ao atrito nos dutos retos é denominada perda de carga maior ou ainda perda de carga distribuída e pode ser calculada através de duas diferentes equações:

2.4.1. Opção 1 para cálculo da perda de carga distribuída

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot D} \text{ [m.c.a.]}$$

Onde:

f = fator de atrito

L = comprimento do duto

V = velocidade do escoamento

g = aceleração da gravidade

D = diâmetro do duto

O fator de atrito pode ser obtido pelo ábaco de Moody. Para tubos lisos, pode-se calcular o mesmo também através das seguintes equações:

$$f = \frac{64}{Re} \text{ (escoamento laminar, ou seja, } Re < 2000)$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \text{ (escoamento de transição, ou seja, } 2000 < Re < 2400)$$

$$f = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^2} \text{ (escoamento turbulento, ou seja, } Re > 2400)$$

Onde:

Re = Número de Reynolds

O número de Reynolds pode ser calculado por:

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Onde:

μ = Viscosidade do fluido

ρ = Massa específica do fluido

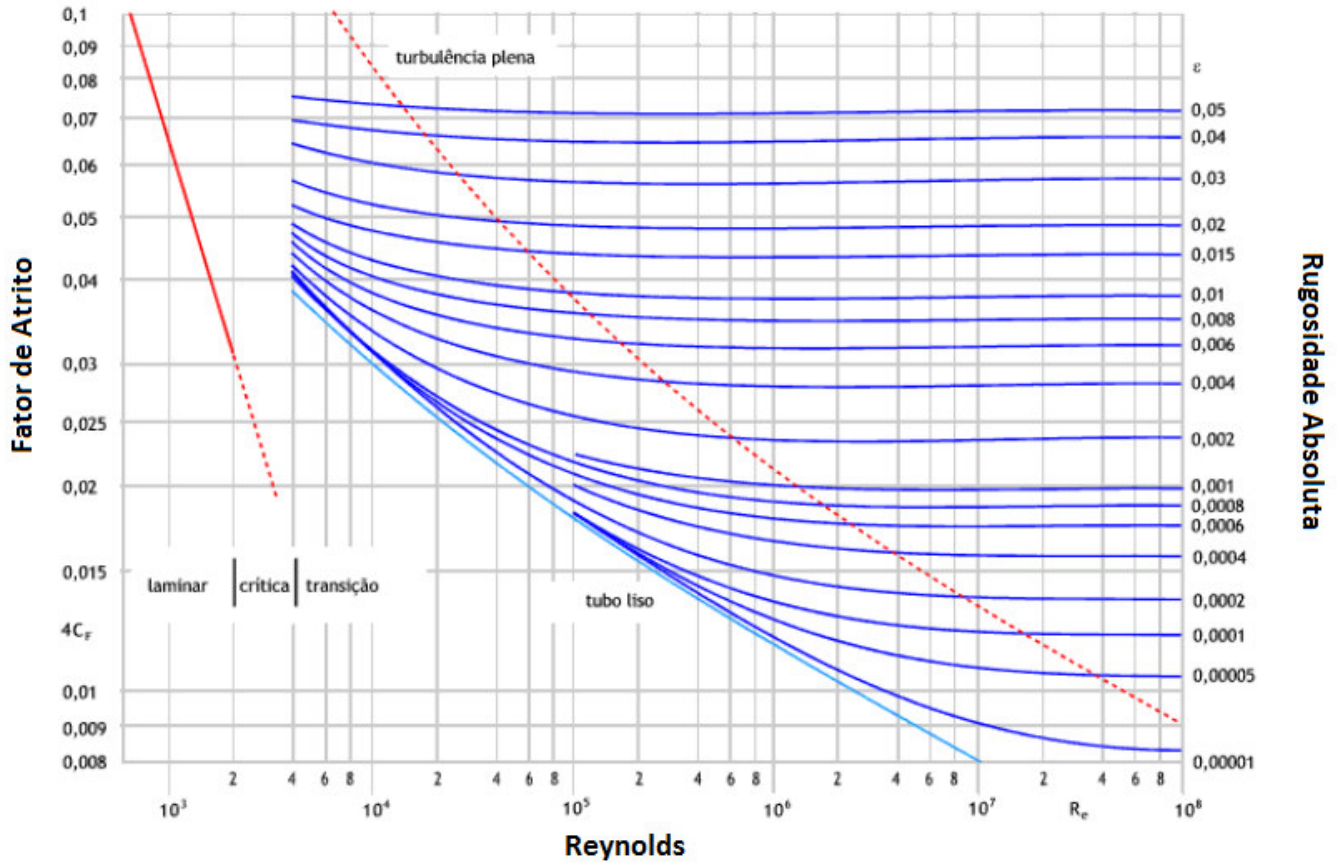


Figura nº 2.24 - Ábaco de Moody – Fonte: www.tecnun.es

Duto	Rugosidade Absoluta (mm)
Aço laminado novo	0,0015
Aço laminado usado	0,046
Aço galvanizado	0,15
Aço soldado liso	0,1
Alvenaria de pedra fina	1 – 2,5
Alvenaria de pedra grosseira	8 – 15
Alvenaria de tijolo	5
Cobre	0,0015
Concreto alisado	0,3 – 0,8
Concreto centrifugado	0,07
Ferro fundido c/ incrustação	1,5 – 3
Ferro fundido enferrujado	1 – 1,5
Ferro fundido novo	0,26 - 1
Ferro fundido revestido c/ asfalto	0,12 – 0,26
Madeira aplainada	0,2 – 0,9
Madeira bruta	1 – 2,5
Polietileno	0,001
PVC rígido	0,005
Vidro	0,0015

Tabela nº 2.1 - Rugosidade absoluta de dutos por tipo de material

2.4.2. Opção 2 para cálculo da perda de carga distribuída

$$\Delta P = 0,15 \cdot e \cdot \left(\frac{L}{D^{1,72}} \right) \cdot V^{1,82}$$

Onde:

e = rugosidade absoluta interna duto

Essa será a equação adotada no programa para cálculo da perda de carga distribuída, pois permitirá que o usuário trabalhe com dutos fabricados em diferentes tipos de materiais.

2.5. Perda de carga menor ou perda de carga localizada

A perda de carga menor, também chamada de perda de carga localizada está relacionada à perda de pressão devido a curvas, conexões, registros, filtros e acessórios do sistema em geral.

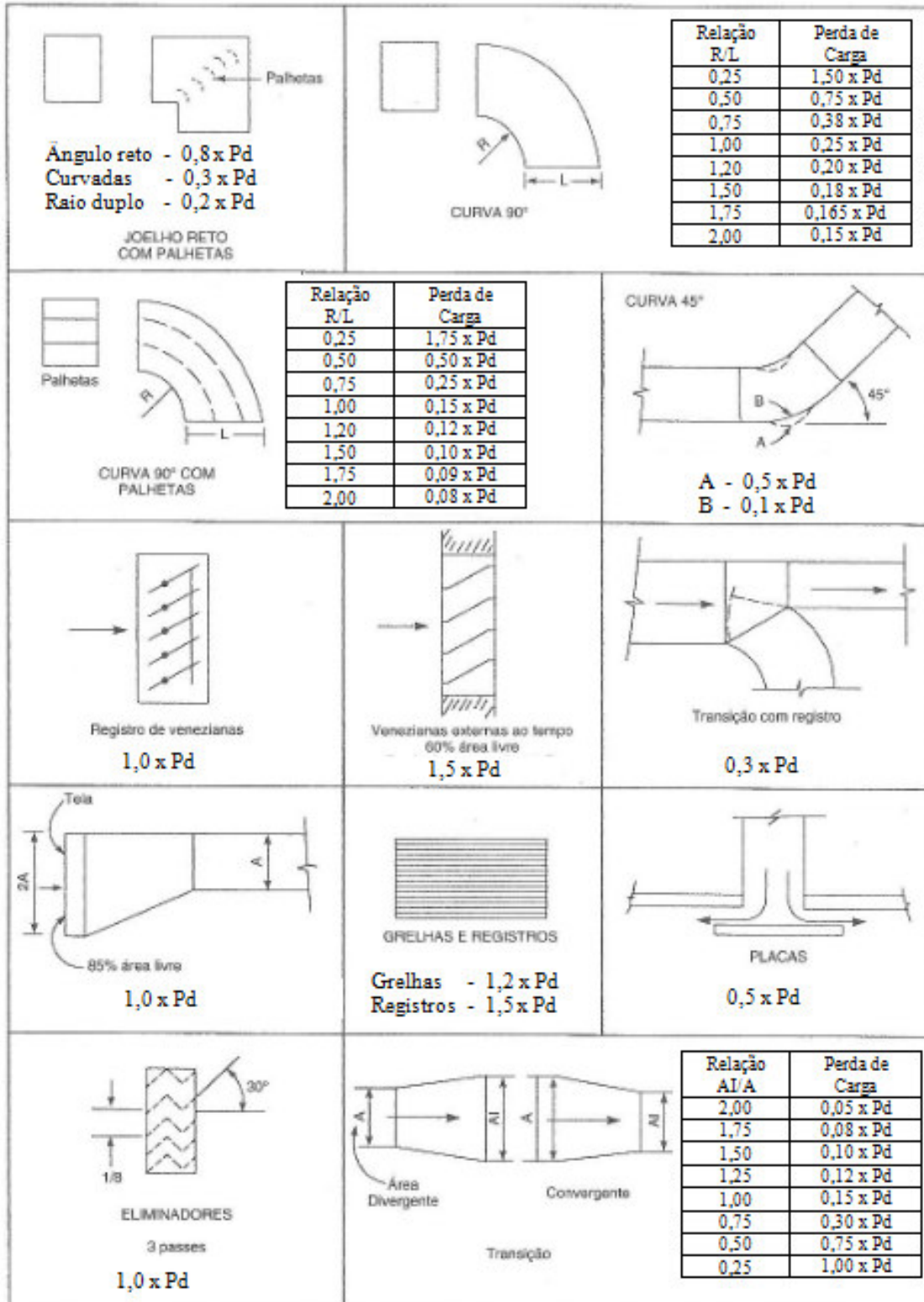


Figura nº 2.25 – Perda de carga localizada – Fonte: Helio Creder

2.6. Seleção de ventilador

A seleção do ventilador está condicionada aos seguintes parâmetros:

- Vazão: volume de ar livre em metros cúbicos por minuto ou pés cúbicos por minuto na saída do ventilador. Desprezando a mudança do volume específico do ar da entrada para a saída do ventilador, pode-se dizer que o volume de ar na saída do ventilador é igual ao de entrada.
- Velocidade de saída: razão entre a vazão de ar na saída do ventilador e a seção pela qual esse ar passa.
- Pressão dinâmica: pressão correspondente à velocidade do ar na saída do ventilador.
- Pressão total do ventilador: diferença entre a pressão total do ar na saída e na entrada do ventilador.
- Pressão estática total do ventilador: razão entre a pressão total e o produto ($\rho \cdot g$) do fluido.
- Tipo de réguas do rotor (ou pás no caso de ventilador axial).
- Potência do motor.
- Eficiência
- Aplicação

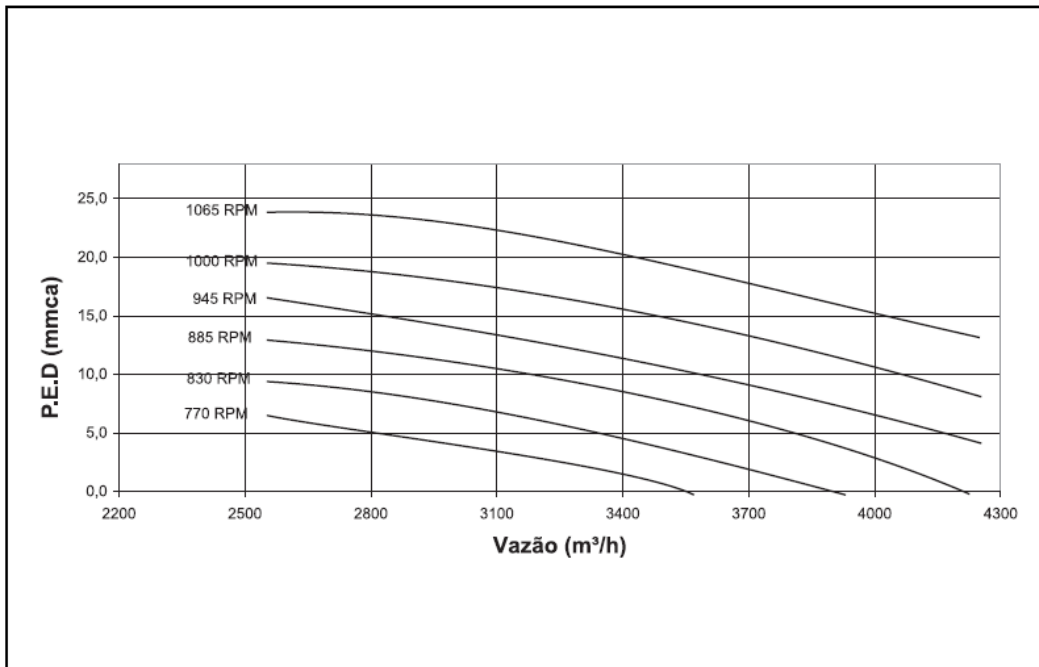


Figura nº 2.26 - Curva seleção ventilador Self Contained 5 TR's – Fonte: Carrier

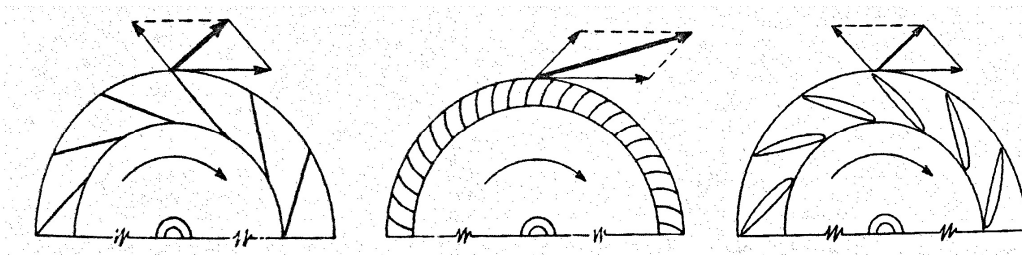


Figura nº 2.27 - Tipos e posições de pás para rotores

2.7. Seleção de difusores

A seleção dos difusores de insuflamento está condicionada a fatores como o formato e medidas do recinto a ser condicionado, quantidade de difusores a serem locados, posição das luminárias e demais elementos montados no forro, altura do forro, alcance e vazão.

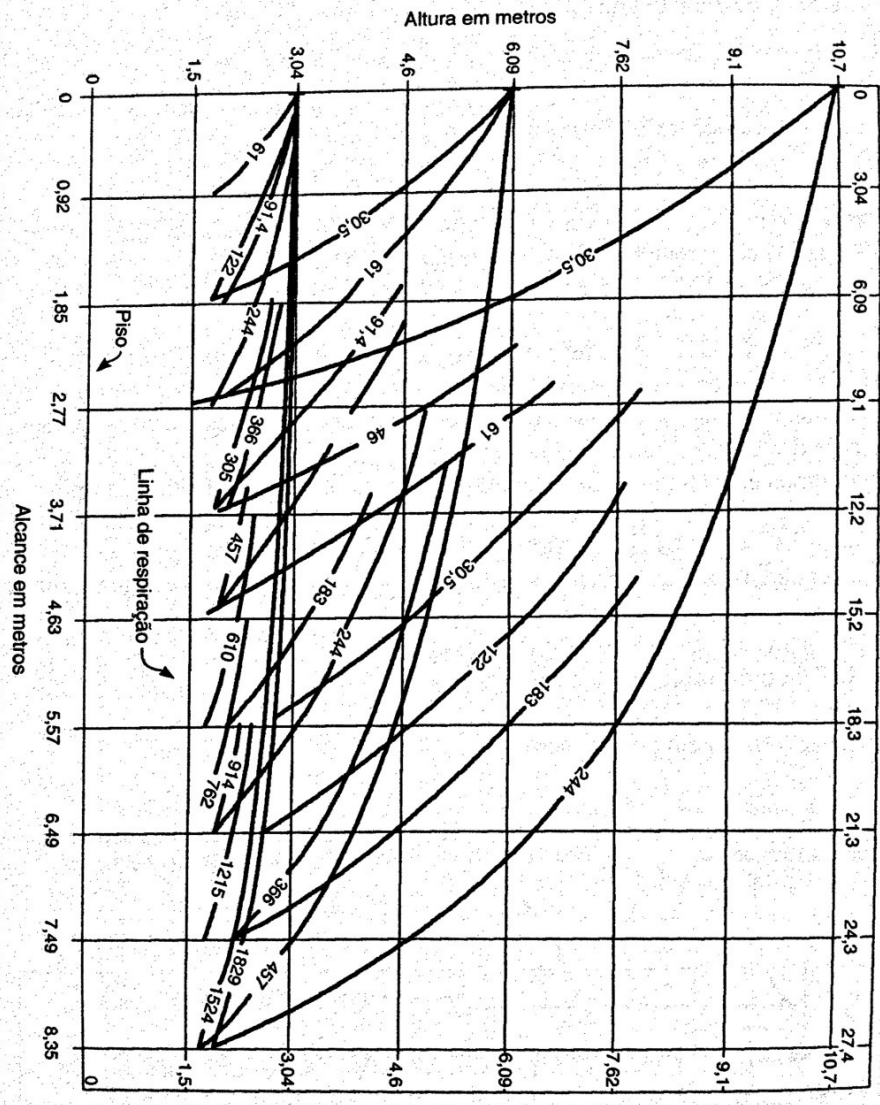


Figura nº 2.28 - Altura em função da altura e da velocidade para grelhas e difusores –

Fonte: Hélio Creder

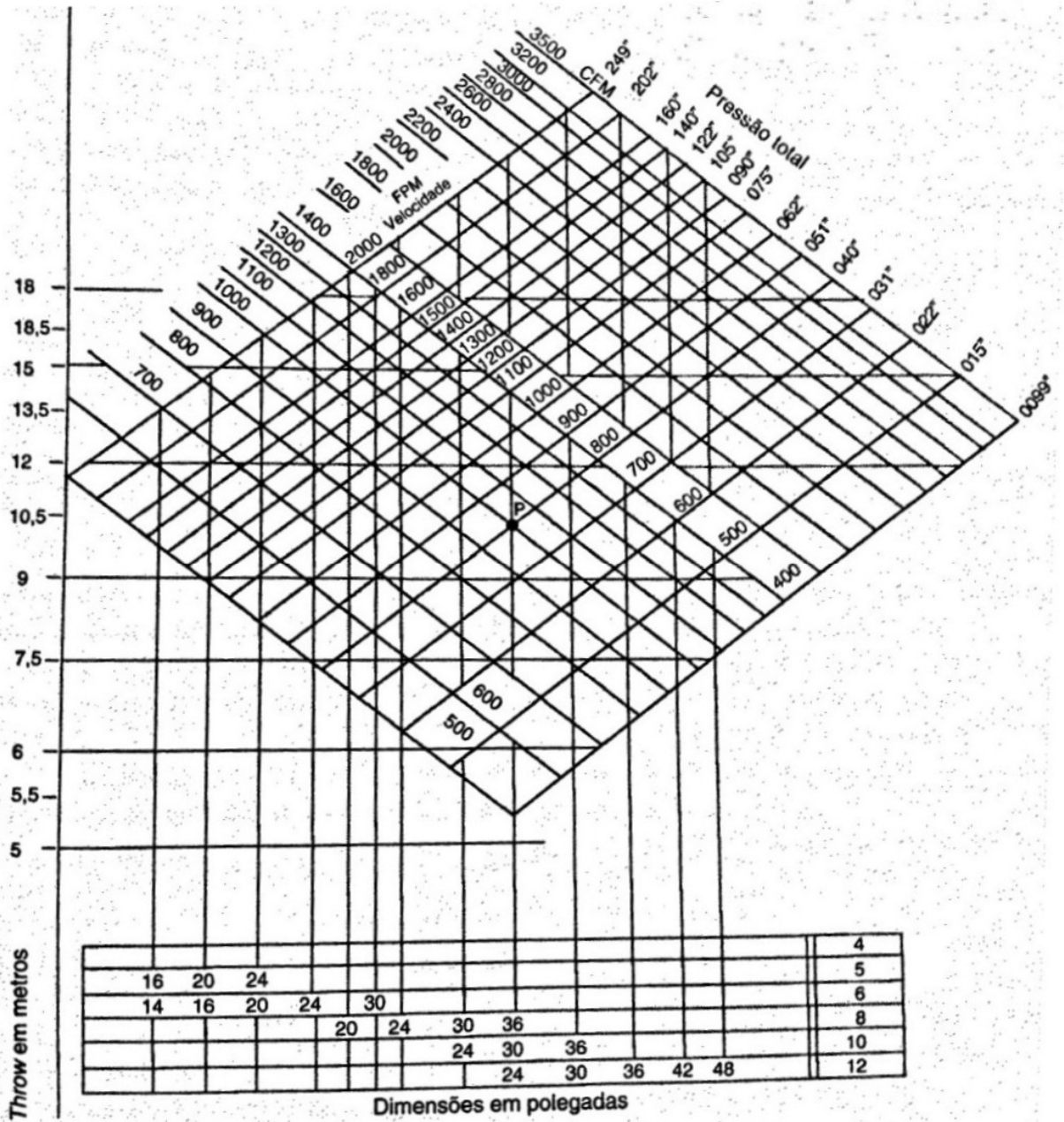


Figura nº 2.29 - Dados para a escolha de grelhas de insuflamento

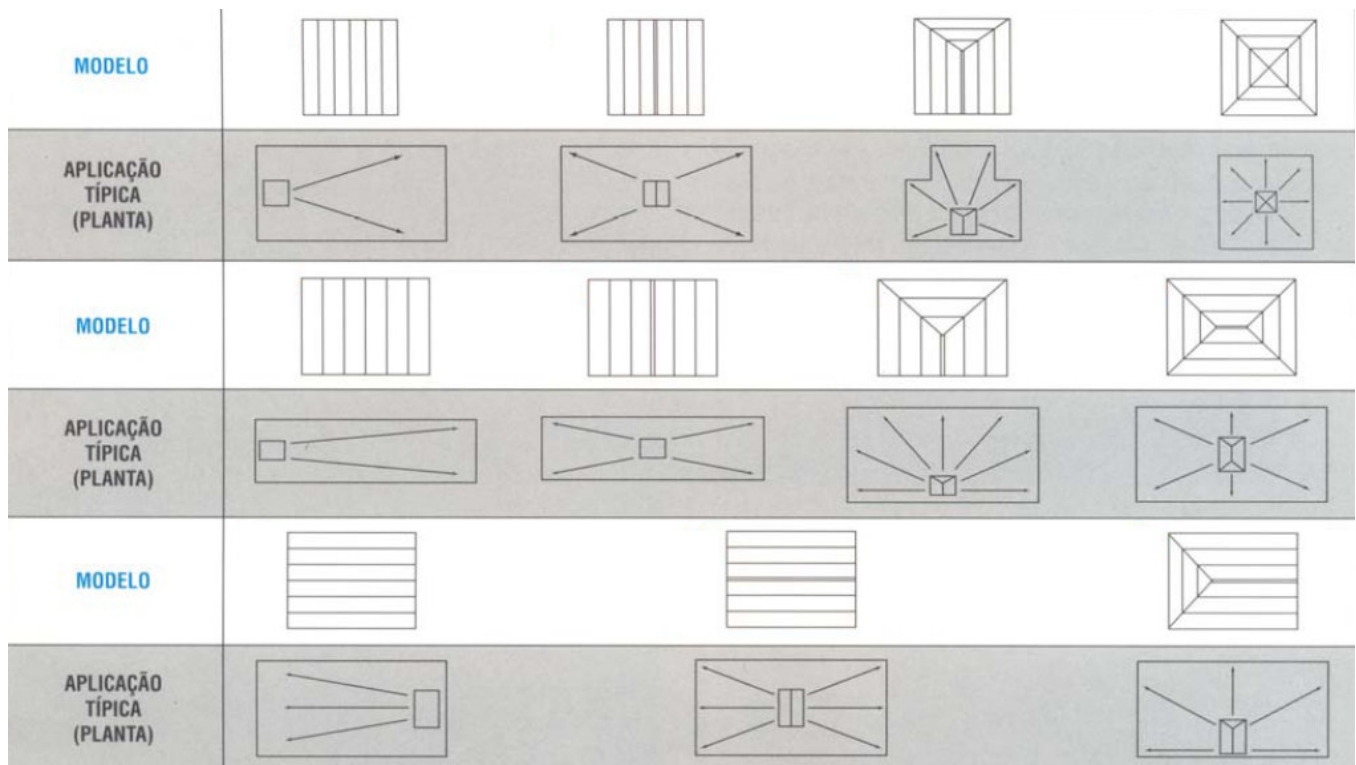


Figura nº 2.30 - Modelos de difusor por tipo de aplicação

2.8. Estudo de caso

O estudo de caso apresentado se refere à climatização de um recinto de 72 m² e pé direito de 3m no qual funcionará um laboratório de informática. Com base num estudo de carga térmica contemplando os ganhos de calor por pessoas, equipamentos, incidência de sol, entre outros parâmetros, foi definida a instalação de um equipamento tipo self contained com condensação a ar com capacidade igual a 5 TR's.

Considerando as características do local, para uma boa distribuição do ar climatizado haverá 3 difusores de insuflamento. O retorno será feito a partir de uma grelha de parede, sendo canalizado desde essa grelha até a entrada do evaporador. A renovação também será por dutos a partir de uma grelha de tomada de ar externo.

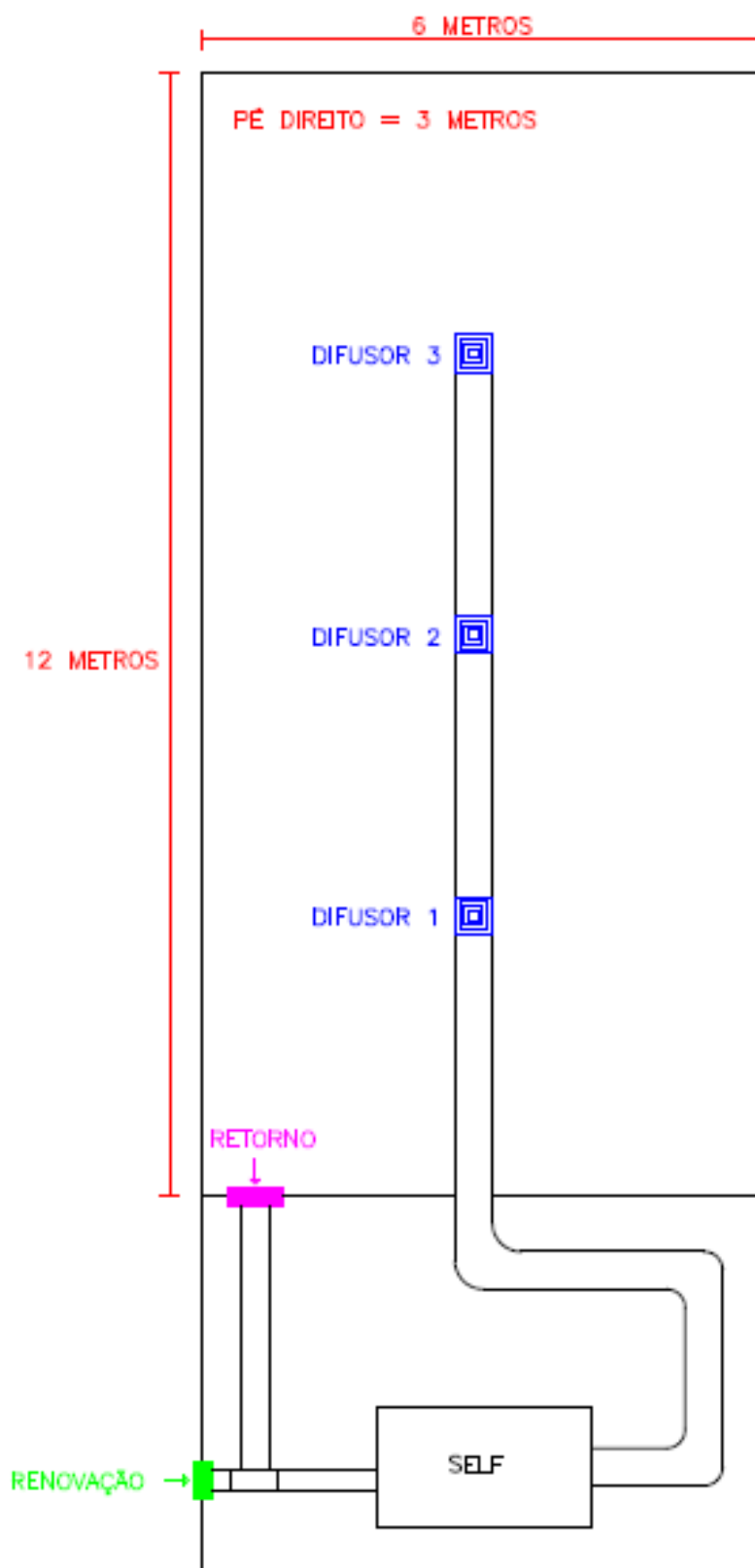


Figura nº 2.31 - Planta do recinto a ser condicionado

2.8.1 – Seleção do equipamento

Após cálculo da carga térmica foi definido que a capacidade do equipamento a ser instalado seria de 5 TR's ou 60.000 Btus.

Como havia espaço disponível para construção de uma casa de máquinas ao lado do local condicionado e não havia possibilidade de se utilizar condensador remoto pela falta de local aberto, foi selecionado um equipamento tipo Self Contained, ou seja, com condensador e evaporador instalados num mesmo gabinete, a ser instalado dentro da casa de máquinas. Foram avaliados modelos disponibilizados por alguns fabricantes, sendo escolhida uma máquina fabricada pela Carrier, cujo modelo é 40BVA06236VSX.

Características Técnicas Gerais

Self New Generation



Self New Generation		BX		BZ		BR		BX		BZ		BR		
Modelo		06						08						
Padrão de Especificação		S	P	S	P	S	P	S	P	S	P	S	P	
Capacidade na Vazão de Ar Nominal (kCal/h) (*)		16171		18060		18142		22624		23798		24298		
Tensão de Força		220 ou 380 ou 440 V / 3F / 60 Hz												
Tensão de Comando		24 V / 1F / 60 Hz												
Nº de Estágios de Capacidade		1												
Nº de Circuitos Frigorígenos		1												
Gás Refrigerante		R22 / R407C												
Carga de Gás Refrigerante (kg) / Circuito		3,1	-	2,7	-	7,5	-	3,7	-	2,6	-	8,5	-	
Carga de Gás Refrigerante para Transporte (kg)		-	0,3	-	-	-	-	-	0,3	-	-	-	-	
Peso em operação (kg)		260	208	220	255	300	233	245	280					
Peso do Plenum (kg)		18						20						
Dreno - Qtd. / Ø (mm) / Tipo		2 / 19 (3/4 in) / BSP												
COMPRESSOR	Tipo / Quantidade	Scroll / 1												
	Modelo	SRY-T-H-58						SRY-T-H-75						
	Rotação (rpm)	3500												
	Carga de Óleo por Circuito (l)	1,6												
	Óleo Recomendado	Zerol 150 com 3% SYN - AD (R22) / Poliolester Mobil EAL Artic 32 (R407C)												
	Área de Face (m²)	0,46						0,64						
EVAPORADOR	ALETADO	Nº de Filas	3											
		Ø dos tubos (mm) - RPI	9,5 (3/8 in) - 14											
		Tipo	Aletas de Alumínio corrugadas - Tubos de Cobre ranhurados internamente											
	VENTILADOR	Nº de Circuitos	1											
		Tipo	Centrífugo Simples											
		Faixa de Rotação (rpm) VS/VH	770 - 1065 / 1040 - 1360						770 - 1060 / 970 - 1276					
MOTOR	Faixa de Vazão (m³/h)	2720 - 4250						4080 - 6375						
	Vazão de Ar nominal (m³/h)	3400						5100						
	P.E.D na Vazão nominal (mmca) sem Plenum VS/VH	2 - 20 / 20 - 40						8 - 28 / 23 - 44						
ACONCHAMENTO	MOTOR	Qtd. - Nº de Pólos	1 - 4 Pólos											
		cv - carcaça VS/VH	1,0 - 80 / 1,5 - 80						1,5 - 80 / 2,0 - 905					
	FILTRO	Correia "V" - Nº / Tipo VS/VH	1 - A30 / 1 - A24						1 - A29 / 1 - A24					
		Correia "V" - Nº / Tipo (insuflam horiz.)	ND	1 - A30				ND	1 - A29					
		Ø da polia do ventilador (mm) VS/VH	146 / 158,5						146 / 171,2					
		Ø da polia do motor (mm) VS/VH	65 a 90 / 101,6 a 127,0						65 a 90 / 101,6 a 127,0					
Nº de voltas para regulação VS/VH	5 / 4													
FILTRO	Tipo - classe	Tela Lavável em PVC de alta Densidade - G1												
	Quantidade - dimensões (mm)	5 - 522 x 196						6 - 522 x 196						

Figura nº 2.32 - Dados técnicos do equipamento adotado no estudo de caso apresentado
- Fonte: Carrier

2.8.2 - Cálculo da perda de carga e dimensionamento da rede de dutos

a) Dados necessários para os cálculos

Vazão de ar nominal (Q) do equipamento: 3.400 m³/h (dado retirado do manual, conforme destacado na Figura 2.32).

Para efeito de cálculos trabalha-se com a vazão em m³/s, portanto o valor adotado será de Q = 0,944 m³/s.

Velocidade (V) do ar no escoamento: V = 6,5 m/s (velocidade máxima recomendada para escoamento do ar em dutos principais para Edifícios Públicos, conforme Figura 2.33, transcrita da NBR 6401 da ABNT).

Designação	Recomendadas (m/s)			Máximas (m/s)			
	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios industriais	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios industriais	
Tomadas de ar exterior ^(A)	2,50	2,50	2,50	4,00	4,50	6,00	
Serpentinas(1)	Resfriamento	2,25	2,50	3,00	2,25	2,50	3,60
	Aquecimento	2,25	2,50	3,00	2,50	3,00	7,50
Lavadores de ar	- Borrifador	2,50	2,50	2,50	3,50	3,50	3,50
	- alta velocidade	-	-	9,00	-	-	9,00
Descarga do ventilador	mín.	5,00	6,50	8,00	-	-	-
	máx.	8,00	10,00	12,00	8,50	11,00	14,00
Dutos principais	mín.	3,50	5,00	6,00	-	-	-
	máx.	4,50	6,50	9,00	6,00	8,00	10,00
Ramais horizontais	mín.	-	3,00	4,00	-	-	-
	máx.	3,00	4,50	5,00	5,00	6,50	9,00
Ramais verticais	mín.	-	3,00	-	-	-	-
	máx.	2,50	3,50	4,00	4,00	6,00	8,00

Figura nº 2.33 - Velocidades recomendadas e máximas para dutos de ar

Massa específica do ar para a condição de 10°C: $\rho = 1,247 \text{ Kg/m}^3$

Viscosidade do ar para a condição de 10°C: $\mu = 0,0000174 \text{ Kg/m}\cdot\text{s}$

b) Cálculo do número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Como o valor de D (diâmetro do duto circular equivalente) ainda é desconhecido, usa-se o seguinte método para calcular o número de Reynolds:

$$Q = V \cdot A$$

Onde:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Portanto:

$$Q = V \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Isolando D na equação acima, obtém-se:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}}$$

Substituindo na equação do número de Reynolds:

$$e = \frac{\rho \cdot V}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}} = \frac{1,247 \cdot 6,5}{0,0000174} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,944}{6,5 \cdot 3,14159}} = 200.315,762$$

c) Cálculo do Fator de Atrito

Como o número de Reynolds calculado foi maior que 2.400, o escoamento é considerado turbulento, portanto o Fator de Atrito deve ser calculado através da seguinte equação:

$$f = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^2} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} 200.315,762 - 1,64)^2} = 0,01559$$

d) Cálculo da Perda de Carga Distribuída

Assim como ocorreu no cálculo do número de Reynolds, o valor de D ainda é desconhecido, portanto:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot D} = \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}}}$$

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{0,01559 \cdot 6,5^2}{2 \cdot 9,81 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,944}{6,5 \cdot 3,14159}}} = 0,07807 \text{ m.c.a./m}$$

e) Dimensionamento da rede de dutos por trecho

Equação adotada:

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{D^5 \cdot g \cdot \pi^2} = \frac{8 \cdot 0,01559 \cdot Q^2}{D^5 \cdot 9,81 \cdot 3,14159^2}$$

$$D^5 = \frac{8 \cdot 0,01559 \cdot Q^2}{0,07807 \cdot 9,81 \cdot 3,14159^2} = \frac{0,12472 \cdot Q^2}{7,50504} = 0,01650 \cdot Q^2$$

$$D = (0,01650 \cdot Q^2)^{\frac{1}{5}}$$

e.1) Insuflamento - Primeiro Trecho (Do ventilador ao Difusor 1)

$$Q = 0,944 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow Q^2 = 0,89114$$

$$D = (0,01650 \cdot 0,89114)^{\frac{1}{5}} = 0,43002 \text{ m} = 430,02 \text{ mm}$$

e.2) Insuflamento - Segundo Trecho (Do Difusor 1 ao Difusor 2)

$$Q = 0,472 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow Q^2 = 0,22278$$

$$D = (0,01650 \cdot 0,22278)^{\frac{1}{5}} = 0,32589 \text{ m} = 325,89 \text{ mm}$$

e.3) Insuflamento - Terceiro Trecho (Do Difusor 2 ao Difusor 3)

$$Q = 0,236 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow Q^2 = 0,05570$$

$$D = (0,01650 \cdot 0,05570)^{\frac{1}{5}} = 0,24698 \text{ m} = 246,98 \text{ mm}$$

e.4) Renovação

A legislação vigente no Brasil referente à qualidade do ar em ambientes condicionados baseia-se na Portaria 3.523 do Ministério da Saúde e na Resolução 176 da Agência Nacional de Vigilância Sanitária, e estabelece como parâmetro uma taxa de renovação de ar mínima de 27 m³/h por pessoa. Para casos específicos de ambientes com grande concentração de pessoas, tais como bancos, cinemas, centros comerciais e outros, essa mesma legislação admite uma taxa de 17 m³/h por pessoa.

Para o caso em questão será respeitada a taxa de 27 m³/h por pessoa. Considerando que o cálculo da carga térmica para essa instalação contemplou 14 pessoas no recinto condicionado:

$$27 \text{ m}^3/\text{h} \text{ por pessoa} \times 14 \text{ pessoas} = 378 \text{ m}^3/\text{h} = 0,105 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 0,105 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow Q^2 = 0,01103$$

$$D = (0,01650 \cdot 0,01103)^{\frac{1}{5}} = 0,07253 \text{ m} = 72,53 \text{ mm}$$

e.5) Retorno

Considerando que:

$$\text{Vazão do Equipamento} = \text{Vazão de Renovação} + \text{Vazão de Retorno}$$

Pode-se dizer que:

$$\text{Vazão de Retorno} = \text{Vazão do Equipamento} - \text{Vazão de Renovação}$$

Portanto:

$$Q = 0,944 - 0,105 = 0,839 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow Q^2 = 0,70392$$

$$D = (0,01650 \cdot 0,70392)^{\frac{1}{5}} = 0,41021 \text{ m} = 410,21 \text{ mm}$$

e.6) Entrada Evaporador

$$Q = 0,944 \text{ m}^3/\text{s} \rightarrow Q^2 = 0,89114$$

$$D = (0,01650 \cdot 0,89114)^{\frac{1}{5}} = 0,43002 \text{ m} = 430,02 \text{ mm}$$

f) Conversão para duto retangular equivalente

Quando o projeto prevê a utilização de dutos retangulares, após o dimensionamento das seções circulares é feita a conversão para a geometria retangular. Um dos métodos utilizados é adotar o ábaco mostrado na figura 2.35.

Por uma questão estética, é recomendado que se mantenha uma das dimensões dos dutos retangulares quando houver transições.

Para se fazer o processo inverso, transformando dutos retangulares em dutos circulares equivalentes, adota-se a seguinte equação:

$$D_{eq} = 1,55 \cdot \frac{S^{0,625}}{P^{0,25}}$$

Onde:

D_{eq} = diâmetro equivalente [m]

S = área da seção transversal do duto retangular [m²]

P = perímetro interno do duto [m]

f.1) Insuflamento - Primeiro Trecho

$$430,02 \text{ mm} = 16,92 \text{ polegadas}$$

Dimensões do duto retangular: 350 x 350 mm

f.2) Insuflamento - Segundo Trecho

325,89 mm = 12,83 polegadas

Dimensões do duto retangular: 350 x 250 mm

f.3) Insuflamento - Terceiro Trecho

246,98 mm = 9,72 polegadas

Dimensões do duto retangular: 350 x 120 mm

f.4) Renovação

72,53 mm = 2,86 polegadas

Dimensões do duto retangular: 70 x 70 mm

f.5) Retorno

410,21 mm = 16,15 polegadas

Dimensões do duto retangular: 350 x 300 mm

f.6) Entrada do evaporador

430,02 mm = 16,92 polegadas

Dimensões do duto retangular: 350 x 350 mm

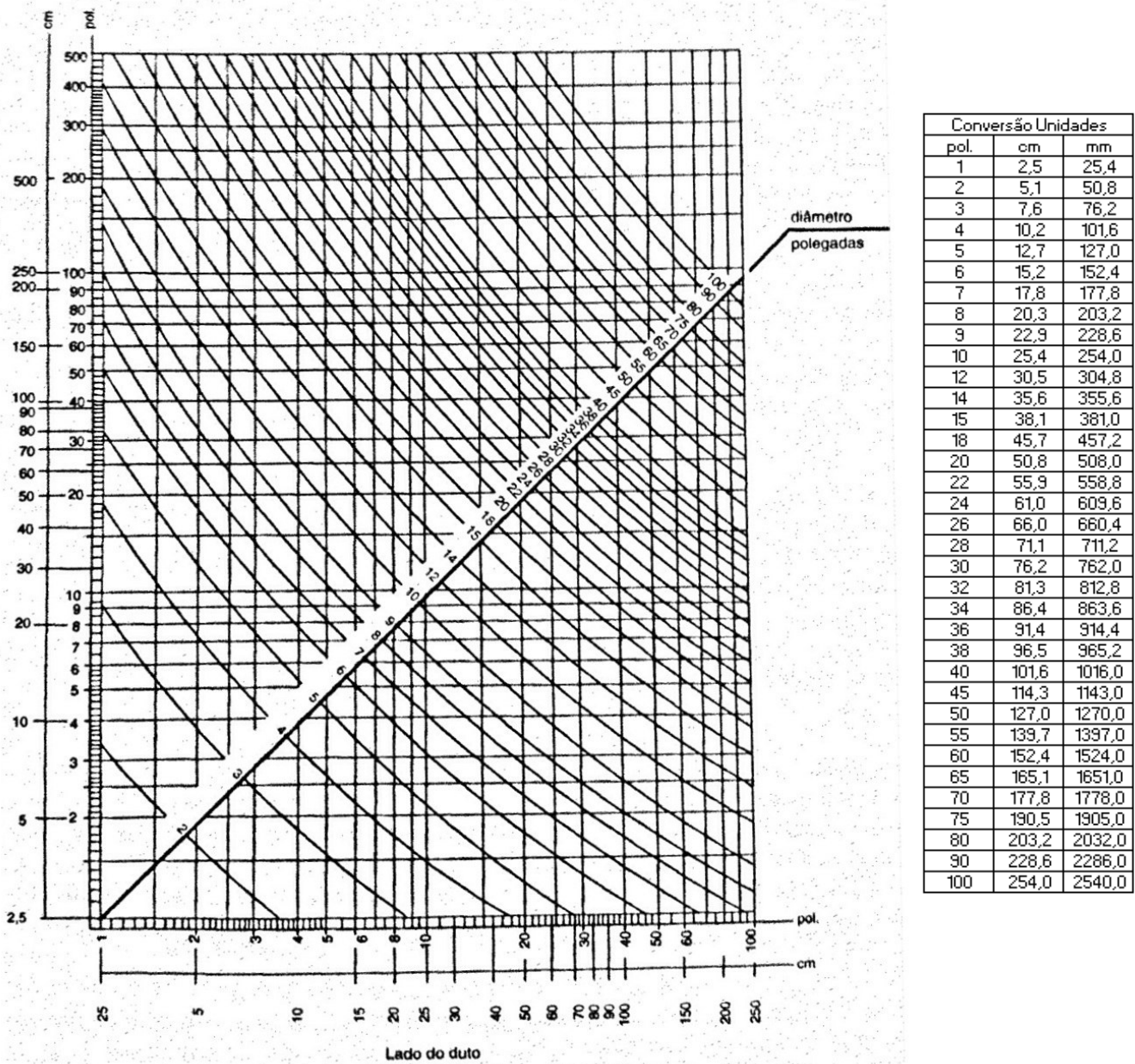


Figura nº 2.34 - Dutos retangulares equivalentes a dutos circulares – Fonte: Hélio

Creder

Diâmetros equivalentes de dutos retangulares											
Medidas [mm]	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
100	109	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
150	133	164	-	-	-	-	-	-	-	-	-
200	152	189	219	-	-	-	-	-	-	-	-
250	169	210	244	273	-	-	-	-	-	-	-
300	183	229	266	299	328	-	-	-	-	-	-
350	195	245	286	322	354	383	-	-	-	-	-
400	207	260	305	343	378	409	437	-	-	-	-
450	217	274	321	363	400	433	464	492	-	-	-
500	227	287	337	381	420	455	488	518	547	-	-
550	236	299	352	398	439	477	511	543	573	601	-
600	245	310	365	414	457	496	533	567	598	628	656

Figura nº 2.35 - Diâmetros equivalentes a dutos circulares – Fonte: Carrier

g) Cálculo da Perda de Carga Localizada

g.1) Curvas de 90°

Quantidade: 3

R / L = 700 mm / 350mm = 2,0

Portanto:

Perda de Carga (ΔP) = 0,15 x Pv

Onde:

Pv = Pressão Dinâmica

Cálculo de Pv:

$$P_v = \frac{\rho \cdot V^2}{2} = \frac{1,2928 \cdot 6,5^2}{2} = 27,3104 \text{ Pa}$$

Transformando Pv de Pascal para mm.c.a.:

$$\frac{27,3104}{g \cdot \rho} = \frac{27,3104}{9,81} = 0,00278 \text{ m.c.a} = 2,78 \text{ mm. c. a}$$

$$\Delta P = 0,15 \times 2,78 \times 3 \text{ unidades} = 1,253 \text{ mm}$$

g.2) Transições com registro

Quantidade: 2

1ª Transição) $AI / A = 325,89 \text{ mm} / 430,02 \text{ mm} = 0,76 \rightarrow$ Aproximando: 0,75

$$\Delta P = 0,3 \times P_v = 0,3 \times 2,78 = 0,834 \text{ mm}$$

2ª Transição) $AI / A = 246,98 \text{ mm} / 325,89 \text{ mm} = 0,76 \rightarrow$ Aproximando: 0,75

$$\Delta P = 0,3 \times P_v = 0,3 \times 2,78 = 0,834 \text{ mm}$$

Somando-se a perda de carga localizada nas duas transições:

$$\Delta P = 0,834 + 0,834 = 1,668 \text{ mm}$$

g.3) Difusores e grelhas

Para a seleção dos difusores e grelhas é preciso analisar os dados fornecidos pelos fabricantes e seus catálogos, confrontando as especificações de fábrica (tipo de material e dimensões) com os parâmetros conhecidos após se fazer o traçado e o dimensionamento dos dutos. São esses parâmetros:

- Velocidade do ar

- Vazão de ar

Considerando que a vazão total de insuflamento é de 3.400 m³/h, dividindo-se essa vazão pelos 3 difusores que serão instalados, obtém-se uma vazão de 1.133 m³/h por difusor.

- Alcance do de ar

O alcance desejado para os difusores nessa instalação é de 3 metros, que é a distância de cada difusor em relação às paredes e também a distância de eixo a eixo entre difusores.

- Nível de ruído

Os níveis de ruído recomendados por tipo de aplicação estão descritos na Figura 2.36 a seguir, retirada de catálogo técnico de fabricante.

FAIXA DE N.C.	NÍVEL SONORO EM Db (A)	COMUNICAÇÃO		APLICAÇÃO TÍPICA
		TELEFONE	ALCANCE VOZ (m)	
20-25	25-30	Excelente	10-15	Igreja; estúdios de televisão; estúdios de gravação de som; salas de concertos e de óperas.
25-30	30-35	Excelente	6-12	Apartamentos de hotéis; salões de convenções; salas de reuniões (50 pessoas).
30-35	35-40	Boa	3-9	Escritórios privados; cinemas; bibliotecas; salas de hospitais; salas de reuniões (até 20 pessoas); salas de aula; tribunais.
35-40	40-45	Regular	2-4	Agências de Correio; agências de Bancos; restaurantes; laboratórios de escolas; escritórios em geral.
40-45	45-50	Regular	1,2-3	Halls de entrada e corredores; cafeterias; lanchonetes; grandes escritórios; lojas; salas de processamento de dados.
45-50	50-55	Ruim	1-2	Supermercado; shopping centers (andar principal); cozinhas de restaurantes.
50-55	55-60	Muito Ruim	0,3-0,6	Fábricas.

Figura nº 2.36 - Parâmetros de nível de ruído para difusores de insuflamento – Fonte: Tropical

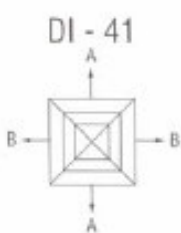
MODELO	TAMANHO ÁREA DO COLARINHO m ²	VELOCIDADE NO COLARINHO m/s					
		VELOC. ADOPTADA	1,52	2,03	2,54	3,06	3,56
		PERDA DE PRESSÃO TOTAL EM mm CA	A - B	A - B	A - B	A - B	A - B
	6" X 6"	m ³ /h	128	170	213	255	298
		NC	-	-	-	-	19
		Min. Máx Alcance m.	0,6 - 1,8	0,9 - 1,8	1,2 - 2,1	1,5 - 2,4	1,5 - 2,7
	9" X 9"	m ³ /h	289	383	476	578	672
		NC	-	-	-	23	27
		Min. Máx Alcance m.	1,2 - 2,4	1,5 - 3,0	1,8 - 3,4	2,1 - 3,6	2,3 - 3,9
	12" X 12"	m ³ /h	510	680	850	1020	1190
		NC	-	20	25	29	32
		Min. Máx Alcance m.	1,5 - 3,4	1,8 - 3,9	2,4 - 4,2	2,7 - 4,8	3,4 - 5,2
	15" X 15"	m ³ /h	799	1063	1326	1598	1862
		NC	-	24	29	33	37
		Min. Máx Alcance m.	1,8 - 4,2	2,1 - 4,9	3,0 - 5,5	3,6 - 6,0	4,2 - 6,4
18" X 18"	m ³ /h	1148	1530	1913	2295	2678	
	NC	22	28	33	36	40	
	Min. Máx Alcance m.	2,1 - 5,2	2,7 - 5,8	3,6 - 6,7	4,2 - 7,3	4,8 - 7,9	
21" X 21"	m ³ /h	1564	2083	2601	3128	3647	
	NC	25	31	36	39	43	
	Min. Máx Alcance m.	2,4 - 6,1	3,4 - 7,0	4,2 - 7,6	4,8 - 8,5	5,8 - 9,1	
24" X 24"	m ³ /h	2040	2720	3400	4080	4760	
	NC	27	33	38	43	46	
	Min. Máx Alcance m.	2,7 - 6,7	3,9 - 7,9	4,5 - 8,8	5,8 - 9,7	6,7 - 10,3	

Figura nº 2.37 – Seleção de difusores de insuflamento – Fonte: Tropical

Difusores Insuflamento:

De acordo com a Figura 2.37 o modelo de difusor selecionado foi o DI-41 de medidas 18" x 18". A perda de carga por difusor é de 0,9 mm, portanto:

$$\Delta P (\text{difusores}) = 0,9 \times 3 \text{ unidades} = 2,7 \text{ mm}$$

- Renovação:

A vazão de renovação definida no estudo de caso foi de $0,105 \text{ m}^3/\text{s} = 378 \text{ m}^3/\text{h}$. Considerando essa vazão, a grelha a ser adotada será a de 400 x 300 mm e vazão igual a $393 \text{ m}^3/\text{h}$, portanto:

$$\Delta P (\text{renovação}) = 1,2 \times 1 \text{ unidade} = 1,2 \text{ mm}$$

Velocidade Efetiva do Ar (m/s)		2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00	10,00
Perda de Pressão (mmCA)		1,2	2,2	3,6	5,1	6,8	10,5	15,0
Dimens. (mm) Larg. X Altura	Área Efetiva (m ²)	Vazão de ar (m ³ /h)						
200 X 100	0,006	44	66	88	111	133	177	221
300 X 100	0,009	66	102	135	169	203	271	339
400 X 100	0,013	91	137	183	228	274	365	456
500 X 100	0,016	115	172	230	287	344	459	574
200 X 200	0,017	122	184	245	306	367	490	612
600 X 100	0,019	138	207	277	346	415	553	692
300 X 200	0,025	180	270	359	449	539	719	899
400 X 200	0,034	242	363	484	605	726	968	1.211
300 X 300	0,041	292	438	583	729	875	1.167	1.458
500 X 200	0,042	305	457	609	761	914	1.218	1.523
600 X 200	0,051	367	550	734	917	1.101	1.468	1.835
400 X 300	0,055	393	589	786	982	1.179	1.572	1.965
750 X 200	0,064	461	691	921	1.151	1.382	1.842	2.303
500 X 300	0,069	494	741	989	1.236	1.483	1.977	2.471
400 X 400	0,076	544	816	1.088	1.360	1.631	2.175	2.719
600 X 300	0,083	596	893	1.191	1.489	1.787	2.382	2.978

Figura nº 2.38 – Seleção de tomada de ar externo – Fonte: Tropical

- Retorno:

A vazão de retorno definida no estudo de caso foi de $0,839 \text{ m}^3/\text{s} = 3.020 \text{ m}^3/\text{h}$.
 Considerando essa vazão e o menor nível de ruído possível, a grelha a ser adotada será a de $1.200 \times 400 \text{ mm}$ e vazão igual a $3.157 \text{ m}^3/\text{h}$, portanto:

$$\Delta P (\text{retorno}) = 2,03 \times 1 \text{ unidade} = 2,03 \text{ mm}$$

Velocidade Efetiva (m/s)		1,52	2,03	2,54	3,05	3,55	4,06	4,57
Pressão (mmCA)		0,51	0,76	1,02	1,52	2,03	2,79	3,30
Dimensões (mm x mm)	Área Efetiva (m ²)	Vazão de Ar (m ³ /h)						
		200x100	0,007	38	51	64	77	89
300x100	0,011	60	80	101	121	141	161	181
400x100	0,015	82	110	137	165	192	219	247
200x200	0,018	98	132	165	198	230	263	296
500x100	0,019	104	139	174	209	243	277	312
600x100	0,023	126	168	210	253	294	336	378
300x200	0,028	153	205	256	307	358	409	461
800x100	0,031	170	227	283	340	396	453	510
900x100	0,035	192	256	320	384	447	512	576
400x200	0,037	202	270	338	406	473	541	609
1.000x100	0,039	213	285	357	428	498	570	642
300x300	0,044	241	322	402	483	562	643	724
1.200x100	0,047	257	343	429	516	601	687	773
500x200	0,048	263	351	439	527	613	702	790
600x200	0,056	306	409	512	615	716	818	921
400x300	0,059	323	431	539	648	754	862	971
500x300	0,074	405	541	677	813	946	1081	1217
800x200	0,075	410	548	686	824	959	1096	1234
400x400	0,081	443	592	741	889	1035	1184	1333
900x200	0,085	465	621	777	933	1086	1242	1398
600x300	0,089	487	650	814	977	1137	1301	1464
1.000x200	0,095	520	694	769	1043	1214	1389	1563
500x400	0,101	553	738	924	1109	1291	1475	1662
1.200x200	0,114	624	833	1042	1252	1457	1666	1876
800x300	0,120	657	877	1097	1318	1534	1754	1974
600x400	0,122	666	892	1116	1340	1559	1783	2007
500x500	0,129	706	943	1180	1416	1649	1885	2122
900x300	0,135	739	987	1234	1482	1725	1973	2221
1.000x300	0,150	821	1096	1372	1647	1917	2192	2468
600x500	0,155	848	1133	1417	1702	1981	2265	2550
800x400	0,164	897	1199	1500	1801	2096	2397	2698
1.200x300	0,180	985	1315	1646	1976	2300	2631	2961
1.000x400	0,205	1122	1498	1875	2251	2620	2990	3373
800x500	0,208	1138	1520	1902	2284	2658	3040	3422
1.200x400	0,247	1352	1805	2259	2712	3157	3610	4064
1.000x500	0,261	1428	1907	2387	2866	3336	3815	4294
1.200x500	0,313	1713	2287	2862	3437	4000	4575	5149

NÍVEL SONORO NC

< 20	20 A 30	30 A 35	35 A 40	40 A 45
------	---------	---------	---------	---------

Figura nº 2.39 – Seleção de grelha de retorno – Fonte: Tropical

h) Perda de Carga Total

Item	Perda de Carga (mm)
Perda Distribuída (0,07752 mm/m) x 18 metros lineares de duto	1,395
Perda localizada Curvas 90°	1,253
Perda localizada Transições com registro	1,668
Perda localizada Difusores de insuflamento	2,700
Perda localizada Renovação	1,200
Perda localizada Grelha de Retorno	2,030
Σ (Somatório)	10,246

Tabela nº 2.2 Perda de Carga Total

2.9 - Conclusão

Nesse capítulo, foi apresentado um compêndio sobre o processo de dimensionamento de uma rede de dutos para sistemas de ar condicionado e ventilação. O próximo capítulo será dedicado ao desenvolvimento de pacotes computacionais para auxiliar o cálculo de dutos, fazendo esse processo de maneira mais ágil sem comprometer a confiabilidade do método de cálculo, visto que as informações apresentadas no capítulo 2 serão convertidas em polinômios no capítulo 3.

CAPÍTULO 3 – DESENVOLVIMENTO DE PACOTE COMPUTACIONAL PARA DIMENSIONAMENTO DE DUTOS

3.1 - Introdução

Conforme descrito na conclusão do Capítulo 2, o objetivo do desenvolvimento desses pacotes computacionais é proporcionar o cálculo das perdas de carga num sistema e das dimensões de ramais de dutos de forma prática, mas ao mesmo tempo segura em relação à teoria.

Os pacotes foram desenvolvidos no aplicativo Excel e serão descritos a seguir. Serão apresentadas as telas do programa e explicado o desenvolvimento dos cálculos, lembrando que o usuário só deve preencher no Excel as células de cor amarela, as demais celular são de preenchimento automático.

3.2 - Desenvolvimento do pacote computacional

1º Passo: Abrir Menu Inicial do Programa no Excel.

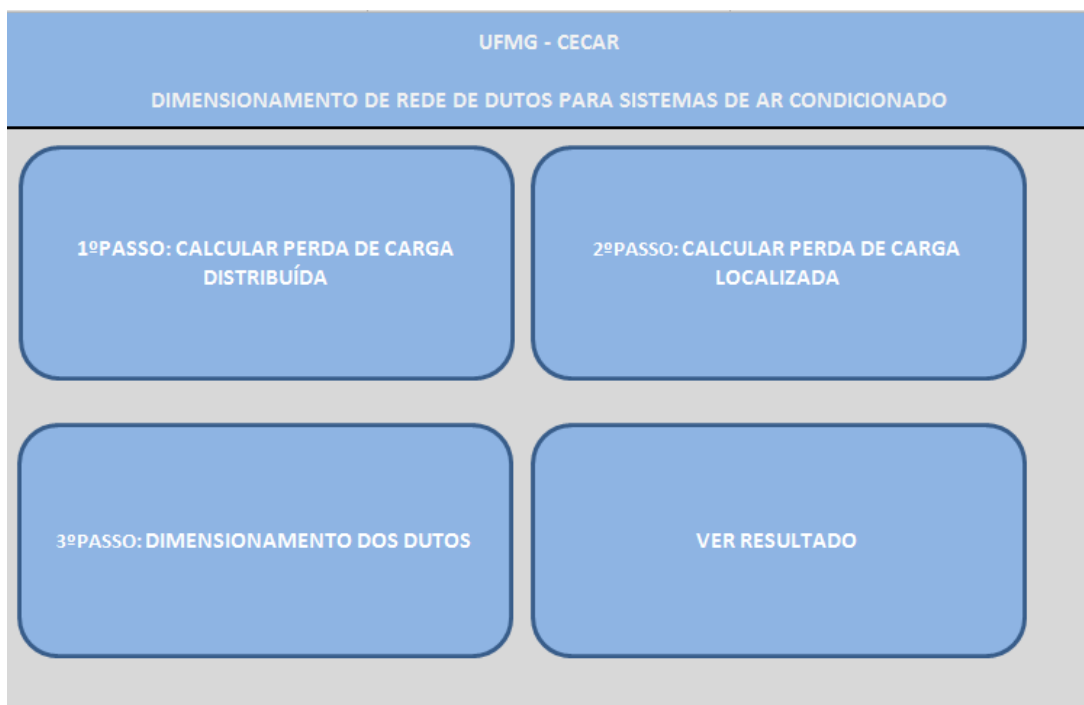


Figura nº 3.1 – Menu Inicial do programa

2º Passo: Clicar na opção “1º Passo: Calcular Perda de Carga Distribuída”. Ao abrir a planilha, o usuário precisará informar os seguintes parâmetros:

- Velocidade do ar em m/s (dado de tabela retirada da NBR 6401)

- Vazão total da instalação (dado retirado do manual do equipamento a ser instalado ou obtido multiplicando 680 m³/h pela quantidade de TR's do projeto.

Com base nos dados fornecidos, a vazão é transformada de m³/h para m³/s, é calculado o número de Reynolds e, em função do mesmo, é definido o fator de atrito. Em seguida, é calculada a Perda de Carga Distribuída por metro linear de duto.

CÁLCULO DA PERDA DE CARGA DISTRIBUÍDA							
Velocidade (V) do ar [m/s]		6,50000					
Vazão de ar total (Qt) [m ³ /h]		3400,00000					
Vazão de ar total (Qt) [m ³ /s]		0,94444					
Nº de Reynolds		207721,87033					
Tipo de Escoamento		TURBULENTO					
Fator de Atrito (f)		0,01548					
Perda de Carga Distribuída por metro ($\Delta p/L$) [mm /m]		0,07749					
Velocidades recomendadas e máximas [m/s] conforme NBR 6401							
Designação		Recomendadas por tipo de local			Máximas por tipo de local		
		Residencial	Comercial / Ed. Públicos	Industrial	Residencial	Comercial / Ed. Públicos	Industrial
Dutos Principais	minima	3,5	5,0	6,0	-	-	-
	máxima	4,5	6,5	9,0	6,0	8,0	10,0
Ramais Horizontais	minima	-	3,0	4,0	-	-	-
	máxima	3,0	4,0	5,0	5,0	6,5	9,0
Ramais Verticais	minima	-	3,0	-	-	-	-
	máxima	2,5	3,5	4,0	4,0	6,0	8,0
Vazão de ar total (Qt) [m³/h]: Considerar vazão nominal do equipamento a ser instalado de acordo com o manual de instalação, operação e manutenção do mesmo. Caso não se tenha definido ainda o equipamento a ser instalado, considerar 680 m ³ /h para cada TR.							

Figura 3.2 – Cálculo da Perda de Carga Distribuída

3º Passo: Clicar na opção “Ir para 2º Passo: Cálculo da Perda de Carga Localizada”. Ao abrir a planilha, o usuário precisará informar os seguintes parâmetros:

- Quantidade de cada componente citado (Curvas, Transições, Grelhas, Venezianas, entre outros).

- Para alguns dos componentes, o usuário deve informar também algumas dimensões, como o raio interno das curvas de 90° e largura das peças.

- Com base na pressão dinâmica, que é calculada automaticamente em função da vazão de ar informada anteriormente e na aceleração da gravidade, o programa aplica os cálculos descritos no livro do autor Hélio Créder para calcular as perdas de carga localizadas em cada componente, fazendo um somatório das mesmas ao final.





CÁLCULO DA PERDA DE CARGA LOCALIZADA		Pressão Dinâmica (Pv) [mm]	2,78393	Perda de Carga Localizada (ΔP) [mm]	Total																		
Joelho Reto Com Palhetas	 <p>Angulo reto - 0,8 x Pv Curvadas - 0,3 x Pv Raio Duplo - 0,2 x Pv</p>	<p>Angulo Reto</p> <p>Quantidade = 0 Perda = 0,0000</p> <p>Curvadas</p> <p>Quantidade = 0 Perda = 0,0000</p> <p>Raio Duplo</p> <p>Quantidade = 0 Perda = 0,0000</p>	<p>Curva 45°</p> <p>Parcial</p> <p>0,00000</p>	<p>A</p> <p>Quantidade = 0,000000</p> <p>B</p> <p>Quantidade = 0,000000</p>	<p>Parcial</p> <p>0,00000</p>																		
	Curva 90°	 <p>Relação R/L</p> <table border="1"> <tr><th>Relação R/L</th><th>Perda de carga</th></tr> <tr><td>0,25</td><td>1,50 x Pv</td></tr> <tr><td>0,50</td><td>0,75 x Pv</td></tr> <tr><td>0,75</td><td>0,38 x Pv</td></tr> <tr><td>1,00</td><td>0,25 x Pv</td></tr> <tr><td>1,20</td><td>0,20 x Pv</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>0,18 x Pv</td></tr> <tr><td>1,75</td><td>0,165 x Pv</td></tr> <tr><td>2,00</td><td>0,15 x Pv</td></tr> </table>	Relação R/L	Perda de carga	0,25	1,50 x Pv	0,50	0,75 x Pv	0,75	0,38 x Pv	1,00	0,25 x Pv	1,20	0,20 x Pv	1,50	0,18 x Pv	1,75	0,165 x Pv	2,00	0,15 x Pv	<p>Quantidade = 3,0000</p> <p>Raio (R) em m = 2,0000</p> <p>Largura (L) em m = 1,0000</p> <p>R/L em m = 2,0000</p>	<p>Registro de Venezianas</p> <p>Parcial</p> <p>1,25277</p>	<p>Quantidade = 0,000000</p>
Relação R/L	Perda de carga																						
0,25	1,50 x Pv																						
0,50	0,75 x Pv																						
0,75	0,38 x Pv																						
1,00	0,25 x Pv																						
1,20	0,20 x Pv																						
1,50	0,18 x Pv																						
1,75	0,165 x Pv																						
2,00	0,15 x Pv																						
Curva 90° Com Palhetas	 <p>Relação R/L</p> <table border="1"> <tr><th>Relação R/L</th><th>Perda de carga</th></tr> <tr><td>0,25</td><td>1,75 x Pv</td></tr> <tr><td>0,50</td><td>0,50 x Pv</td></tr> <tr><td>0,75</td><td>0,25 x Pv</td></tr> <tr><td>1,00</td><td>0,15 x Pv</td></tr> <tr><td>1,20</td><td>0,12 x Pv</td></tr> <tr><td>1,50</td><td>0,10 x Pv</td></tr> <tr><td>1,75</td><td>0,09 x Pv</td></tr> <tr><td>2,00</td><td>0,08 x Pv</td></tr> </table>	Relação R/L	Perda de carga	0,25	1,75 x Pv	0,50	0,50 x Pv	0,75	0,25 x Pv	1,00	0,15 x Pv	1,20	0,12 x Pv	1,50	0,10 x Pv	1,75	0,09 x Pv	2,00	0,08 x Pv	<p>Quantidade = 0,0000</p> <p>Raio (R) em m = 0,0000</p> <p>Largura (L) em m = 0,0000</p> <p>R/L em m =</p>	<p>Transição</p> <p>Parcial</p> <p>0,00000</p>	<p>Quantidade = 2,0000</p> <p>Alt em m = 1,5000</p> <p>A em m = 2,0000</p> <p>Alt/A em m = 0,7500</p> <p>Alt/A = 1,00 0,15 x Pv Alt/A = 0,75 0,38 x Pv Alt/A = 0,50 0,75 x Pv Alt/A = 0,25 1,00 x Pv</p>	<p>Parcial</p> <p>1,67036</p>
Relação R/L	Perda de carga																						
0,25	1,75 x Pv																						
0,50	0,50 x Pv																						
0,75	0,25 x Pv																						
1,00	0,15 x Pv																						
1,20	0,12 x Pv																						
1,50	0,10 x Pv																						
1,75	0,09 x Pv																						
2,00	0,08 x Pv																						
Venezianas Externas [60% Área Livre]	 <p>Perda de carga - 1,5 x Pv</p>	<p>Quantidade = 1,0000</p>	<p>Grelhas e Registros</p> <p>Parcial</p> <p>4,17590</p>	<p>Brelhas</p> <p>Quantidade = 1,000000</p> <p>Registros</p> <p>Quantidade = 0,000000</p> <p>Grelhas - 1,2 x Pv Registros - 1,5 x Pv</p>	<p>Parcial</p> <p>3,34072</p>																		

Figura nº 3.3 – Cálculo da Perda de Carga Localizada

4° Passo: Clicar na opção “Ir para 3° Passo: Dimensionamento dos Dutos”. Ao abrir a planilha, o usuário precisará informar os seguintes parâmetros:

- Comprimento total do ramal de dutos em metros.
- Quantidade de pessoas no recinto condicionado para definição da renovação de ar de acordo com o determinado pela legislação brasileira ($27 \text{ m}^3/\text{h}$ por pessoa).
- Vazão de ar em cada trecho do ramal de dutos, iniciando pela vazão total e reduzindo a cada trecho até o final desse ramal.

Com base nesses parâmetros informados, é feito automaticamente o cálculo do diâmetro dos dutos circulares equivalentes. Baseado nesses diâmetros define-se na Figura 2.36 as dimensões dos dutos retangulares equivalente.

DIMENSIONAMENTO DA REDE DE DUTOS											
Vazão de ar total (Qt) [m³/s]	0,94444	Comprimento total (L) do ramal de dutos [m]	20	Quantidade de pessoas no recinto condicionado:							
RAMAL A											
Renovação											
RAMAL A											
Trecho 1											
Vazão de ar no trecho (Q1) [m³/s]	0,94400	Vazão de ar no trecho (Q5) [m³/s]		Vazão de ar no trecho (Qext) [m³/s]							
Diâmetro (D1) [mm]	430,03619	Diâmetro (D5) [mm]	0,00000	Diâmetro (Dext) [mm]							
Diâmetro (D1) [polegadas]	16,93056	Diâmetro (D5) [polegadas]	0,00000	Diâmetro (Dext) [polegadas]							
Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]	450,00000	Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]							
Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]	350,00000	Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]							
Trecho 2											
Vazão de ar no trecho (Q2) [m³/s]	0,47200	Vazão de ar no trecho (Q6) [m³/s]		Vazão de ar no trecho (Qret) [m³/s]							
Diâmetro (D2) [mm]	325,90649	Diâmetro (D6) [mm]	0,00000	Diâmetro (Dret) [mm]							
Diâmetro (D2) [polegadas]	12,83096	Diâmetro (D6) [polegadas]	0,00000	Diâmetro (Dret) [polegadas]							
Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]	450,00000	Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]							
Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]	200,00000	Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]							
Trecho 3											
Vazão de ar no trecho (Q3) [m³/s]	0,23600	Vazão de ar no trecho (Q7) [m³/s]		Vazão de ar no trecho (Qret) [m³/s]							
Diâmetro (D3) [mm]	246,99093	Diâmetro (D7) [mm]	0,00000	Diâmetro (Dret) [mm]							
Diâmetro (D3) [polegadas]	9,72405	Diâmetro (D7) [polegadas]	0,00000	Diâmetro (Dret) [polegadas]							
Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]	350,00000	Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]							
Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]	150,00000	Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]							
Trecho 4											
Vazão de ar no trecho (Q4) [m³/s]		Vazão de ar no trecho (Q8) [m³/s]		Vazão de ar no trecho (Qret) [m³/s]							
Diâmetro (D4) [mm]		Diâmetro (D8) [mm]	0,00000	Diâmetro (Dret) [mm]							
Diâmetro (D4) [polegadas]		Diâmetro (D8) [polegadas]	0,00000	Diâmetro (Dret) [polegadas]							
Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]							
Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]		Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]							
Retorno											
Vazão de ar no trecho (Qret) [m³/s]	0,83944			Vazão de ar no trecho (Qret) [m³/s]							
Diâmetro (Dret) [mm]	410,31084			Diâmetro (Dret) [mm]							
Diâmetro (Dret) [polegadas]	16,13397			Diâmetro (Dret) [polegadas]							
Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]	400,00000			Duto Retangular Equivalente (Altura) [mm]							
Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]	350,00000			Duto Retangular Equivalente (Largura) [mm]							
Diâmetros equivalentes de dutos retangulares											
Medidas [mm]	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600
100	109	133	164	-	-	-	-	-	-	-	-
150	152	189	219	-	-	-	-	-	-	-	-
200	169	210	244	273	-	-	-	-	-	-	-
250	183	229	266	299	328	-	-	-	-	-	-
300	195	245	286	322	354	383	-	-	-	-	-
350	207	260	305	343	378	409	437	-	-	-	-
400	217	274	321	363	400	433	464	492	-	-	-
450	227	287	337	381	420	455	488	518	547	-	-
500	236	299	352	398	439	477	511	543	573	601	-
550	245	310	365	414	457	496	533	567	598	628	656

Figura nº 3.4 – Dimensionamento da rede de dutos

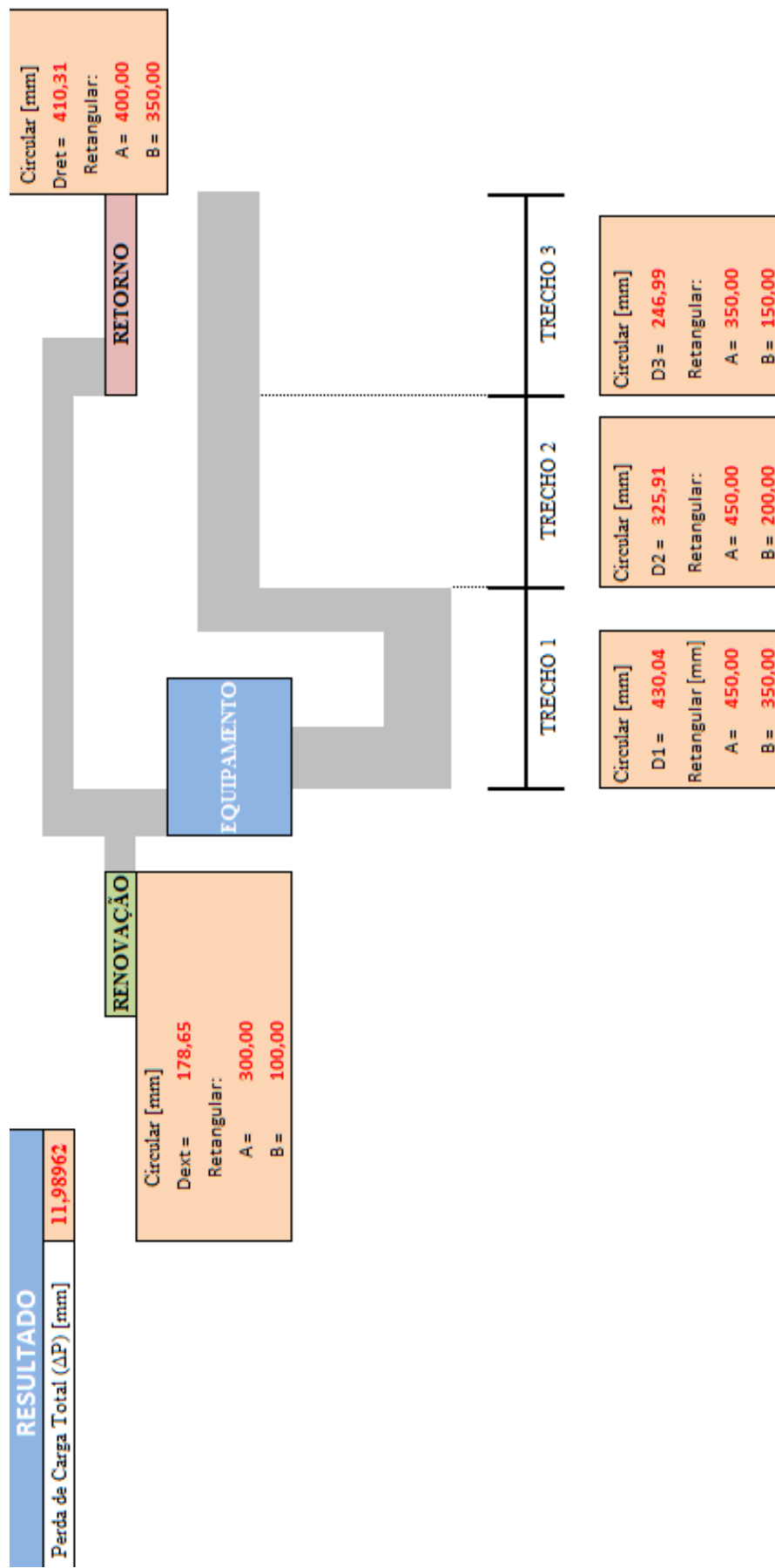


Figura nº 3.5 – Resultado Final

3.3 - Equações utilizadas no desenvolvimento dos pacotes computacionais

3.3.1- Número de Reynolds

$$Re = \frac{\rho \cdot V}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}}$$

3.3.2 - Fator de Atrito

$$f = \frac{64}{Re} \quad (\text{escoamento laminar, ou seja, } Re < 2000)$$

$$f = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad (\text{escoamento de transição, ou seja, } 2000 < Re < 2400)$$

$$f = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10} Re - 1,64)^2} \quad (\text{escoamento turbulento, ou seja, } Re > 2400)$$

3.3.3 - Perda de Carga Localizada

$$\frac{\Delta P}{L} = \frac{f \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{V \cdot \pi}}}$$

3.3.4 - Diâmetro dutos

$$D = \left(\frac{8 \cdot f \cdot Q^2}{\left(\frac{\Delta P}{L}\right) \cdot g \cdot \pi^2} \right)^{\frac{1}{5}}$$

CAPÍTULO 4 - CONCLUSÃO

O pacote computacional desenvolvido no decorrer do trabalho facilita a realização de um projeto de climatização conciliando a praticidade de uma ferramenta comum como o Excel, com a aplicação da teoria necessária para realizar os cálculos e dimensionamentos de maneira segura e eficaz. As informações que o usuário precisa fornecer ao programa para efetuar os cálculos podem ser facilmente obtidas em livros, catálogos e normas, além de que no próprio programa são mostradas as orientações básicas para o preenchimento.

Além da utilização da teoria da Mecânica dos Fluidos e as respectivas fórmulas matemáticas, os ábacos e tabelas disponibilizados pelos fabricantes de equipamentos e componentes tais como difusores, grelhas e registros, ajudam muito no cálculo das perdas de carga e seleção de peças.

Com essa confiabilidade que esses pacotes computacionais proporcionam, será possível desenvolver cálculos para atender diferentes demandas, de acordo com o tipo de ambiente, aplicação e público a ser atendido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1) CARRIER AIR CONDITIONING CO., *Handbook of air conditioning system design.*
- 2) THE TRANE COMPANY LA CROSSE, WISCONSIN U.S.A., *Manual de Ar Condicionado TRANE – Publicado para Benefício da Indústria de Condicionamento e Ar.*
- 3) CREDER, HELIO, *Instalações de Ar Condicionado. 6ª.ed. Editora LTC – Grupo GEN.*
- 4) www.worldar.com.br
- 5) www.trox.com.br
- 6) www.torin.com.br
- 7) www.coupear.com.br
- 8) www.tosi-ar.com.br
- 9) www.isar.com.br
- 10) www.tecnun.es
- 11) www.tropical-ar.com.br