

GUILHERME SILVEIRA DOS SANTOS

ESTUDO DE REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE AR PARA GARANTIA DA
QUALIDADE DO AR INTERNO

São Paulo
2006

GUILHERME SILVEIRA DOS SANTOS

ESTUDO DE REDES DE DISTRIBUIÇÃO DE AR PARA GARANTIA DA
QUALIDADE DO AR INTERNO

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de
Engenheiro

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica ênfase
Energia e Fluidos

Orientador: Prof. Dr.
Antonio Luis de Campos Mariani

São Paulo
2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Santos, Guilherme Silveira dos

Estudo de sistemas de distribuição de ar para garantia da
qualidade do ar interno / G.S. dos Santos.-- São Paulo, 2006.
79 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Conforto ambiental 2.Ventilação (Distribuição; Qualidade)
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento
de Engenharia Mecânica II.t

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	3
2	OBJETIVOS	4
3	METODOLOGIA	5
4	OS SISTEMAS DE VENTILAÇÃO	6
4.1	O porque se faz ventilação em ambientes com ocupação humana	6
4.2	Características de sistemas de ventilação	8
4.3	Dutos de ar	11
4.3.1	Materiais para dutos	14
4.3.2	Dimensões	16
4.4	Dimensionamento de redes de dutos	19
4.4.1	Método de perda unitária constante	22
4.4.2	Método de recuperação estática	23
4.4.3	Método de velocidade constante	23
4.4.4	Método dos trechos de seção constante	24
4.4.5	Método da redução de velocidade	24
4.4.6	Método “Modified Equal Friction” e Método T	24
5	ESTUDO DE CASO: ALTERNATIVAS PARA SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR	26
5.1	Definição do conjunto de ambientes	26
5.2	Método de dimensionamento e balanceamento	29
5.3	Parâmetros importantes	31
5.4	Proposta 01 – Sistema tradicional (duto principal rígido e ramificações em dutos flexíveis)	34
5.5	Proposta 02 – Sistema tradicional (duto principal e ramificações tipo rígido)	39
5.6	Proposta 03 – Sistema com caixas <i>plenum</i> distribuídas (duto principal e ramificações tipo flexível)	44
5.7	Proposta 04 – Sistema com caixa <i>plenum</i> distribuidora (duto principal e ramificações tipo flexível)	49
5.8	Resultados da análise dos sist. de distribuição de ar	52
6	REVISÃO EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS PARA CÁLCULO DE PERDAS DE PRESSÃO	54
6.1	Estudo da Rugosidade de Dutos Flexíveis	55
6.1.1	Metodologia experimental	55
6.1.2	Projeto da bancada	56

6.1.3	Resultados	63
6.2	Estudo dos Coeficientes da Perda Localizada em Curvas de Dutos Flexíveis	66
6.2.1	Metodologia experimental	66
6.2.2	Projeto da bancada	67
6.2.3	Resultados	69
7	APLICAÇÃO E ANÁLISE DOS NOVOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS NO ESTUDO DE CASO	70
7.1	Estudo proposta 03 – Sistema com caixas <i>plenum</i>	70
7.2	Estudo proposta 04 – Sistema caixa <i>plenum</i> distribuidora	74
8	CONCLUSÕES	77
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	78

1 INTRODUÇÃO

Neste trabalho pretende-se analisar soluções para redes de distribuição de ar em instalações de sistemas para ambientes com ocupação humana. Sabe-se que a qualidade do ar interno depende de parâmetros físicos, químicos e biológicos (SMACNA 2001). Um dos parâmetros físicos é a distribuição de ar, que será o foco do trabalho.

A norma americana da ASHRAE, Standard 62, apresenta parâmetros de ventilação para a qualidade do ar interno. Traz valores para a vazão de ar externo, que são revistos continuamente. Os manuais da Carrier e o texto de Macintyre apresentam também tradicionais valores para taxas de ventilação. Serão apresentadas a partir de um estudo de caso alternativas para projetar redes de distribuição de ar.

Comparando-se soluções de projeto obtidas através da aplicação de diferentes tipos de dutos e acessórios, pretende-se oferecer critérios para que futuros projetos sejam realizados. São avaliados os seguintes elementos que podem ser combinados para definição da rede de distribuição de ar:

- Dutos rígidos de chapa;
- Dutos flexíveis;
- Caixas plenum.

Como critérios para analisar são considerados:

- Perdas de pressão total em cada alternativa e respectivo consumo de energia para movimentação do ar;
- Facilidade de fabricação;
- Custos fixos e variáveis (operacionais).

A análise será baseada em um estudo de caso que adota um conjunto de ambientes ocupados para fins comerciais.

2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é estudar alternativas de redes de distribuição de ar aplicadas a ambientes ocupados por pessoas.

Também será possível estabelecer critérios para comparação de alternativas de projeto para redes de distribuição de ar, e reavaliação dos parâmetros para cálculo de perdas de pressão em dutos flexíveis.

3 METODOLOGIA

A metodologia adotada neste trabalho cumpriu as seguintes etapas:

- Revisão bibliográfica sobre fundamentos e características de sistemas de distribuição de ar;
- Estudo sobre os métodos de dimensionamento e balanceamento de sistemas de distribuição de ar propostos;
- Aplicação de conceitos de ventilação em um estudo de caso, para atender a ventilação de um conjunto de ambientes típicos de um edifício com utilização para fins comerciais;
- Dimensionamento e balanceamento de alternativas de sistemas de distribuição de ar. Estabelecimento de 4 propostas utilizando dutos rígidos e flexíveis;
- Análise comparativa das alternativas, utilizando como critérios: perdas de pressão, custo de material, instalação – facilidade, estanqueidade e manutenção;
- Revisão experimental de parâmetros através de ensaios e medições. Os parâmetros estudados foram: valores de rugosidade de dutos flexíveis e sua influência nas perdas de pressão, valores para coeficientes de perdas em curvas geradas com dutos flexíveis;
- Aplicação e análise dos novos parâmetros nas alternativas propostas.

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1 O PORQUE SE FAZ VENTILAÇÃO EM AMBIENTES COM OCUPAÇÃO HUMANA

Segundo a ASHRAE a ventilação é o processo de retirar ou fornecer ar por meios naturais ou mecânicos para um recinto fechado, sendo esse ar tratado ou não. A ABNT diz que é o processo de renovar o ar de um recinto. Assim, a finalidade da ventilação para conforto humano é o de assegurar condições mínimas de salubridade e saúde de seus ocupantes, de controlar a pureza e características do ar num recinto fechado.

O ar atmosférico é composto por um grande número de componentes como vapor de água, poeira, fumaça, pólen, poluentes gasosos, nitrogênio, oxigênio, argônio, e dióxido de carbono. Dentre estes compostos muitos são considerados como contaminantes, mas apenas se existirem na composição do ar com concentração acima de certos limites estabelecidos. Os contaminantes podem ser odores, poeiras e bactérias.

Odores são gases resultantes de materiais vegetais ou animais, podendo ser ou não desagradáveis ao olfato. Poeiras são partículas finas de origem mineral, vegetal ou animal em suspensão no ar. Estas podem ser sólidas como fumos, ou líquidas (gotículas produzidas por atomização ou neblina – vapor condensado). Bactérias, de forma geral, são organismos vivos microscópicos em quantidades variáveis no ar, podem ser: bactérias (0,2 a 5 microns), esporos de fungos (1 a 10 microns) ou pólen (de 5 a 150 microns).

Para se ter um controle destes contaminantes deve-se definir alguns termos, como:

- TLV (Threshold Limit Value): valor limite de concentração mg/m^3 ou ppm. É o valor limite da concentração de poluente tóxico a ser usado como referência no controle de risco a saúde. Representa a concentração ponderada pelo tempo que um trabalhador pode ser exposto 8 horas por dia, por longos

períodos sem risco para a sua saúde;

- TLV-TWA (Threshold Limit Value Time Weighted Average): valor limite de concentração ponderado pelo tempo para exposição normal de 8 horas por dia, 40 horas por semana, para um trabalhador ser exposto repetidamente sem efeitos adversos;
- TLV-STEL (Threshold Limit Value Short-Term Exposure Limit): valor limite de concentração para um trabalhador ser exposto de forma contínua por um curto período de tempo sem sofrer os seguintes efeitos: irritação, dano crônico ou irreversível, narcose em grau suficiente para aumentar o risco no trabalho.

Tabela 01 – Valores de TLV

<i>Substância</i>	<i>TLV – TWA</i>		<i>TLE - STEL</i>	
	ppm	mg/m ³	ppm	mg/m ³
Acetona	750	1780	1000	2380
Amônia	25	17	35	24
Dióxido de Carbono	5000	9000	30000	54000
Cloro	0,5	1,5	1	2,9
Gasolina	300	890	500	1480
Chumbo poeira		0,15		
Madeira poeira		5		10

Diversos fatores definem a qualidade do ar interno, mas pode ser considerado aceitável quando não contém poluentes em concentrações consideradas prejudiciais à saúde, e é percebido como satisfatório por 80% ou mais dos ocupantes do recinto. Esses contaminantes podem ter diversas origens: ar exterior, fontes no ambiente, o sistema do sistema de ventilação. Os contaminantes do ar externo podem ser: poeiras, fuligem em suspensão, fumaças, pólen de plantas, esporos de fungos e bactérias, vapores e gases. As fontes de contaminação presentes no ambiente, podem ser as pessoas (dióxido de carbono, bio-efluentes,

escamas de pele, fios de cabelo, odores, perfumes, poeiras e poluentes presentes nas roupas e microorganismos liberados por espirros e respiração) e os materiais (poeiras, fibras naturais ou sintéticas, mofo, fungos, pó de traças e fezes de ácaros). O sistema de ventilação, pode contribuir no processo de contaminação através de materiais (fibras de lã de vidro de isolamentos, poluentes externos) e elementos biológicos físicos presentes em dutos (amálgama de poeira, fuligem e matéria orgânica formam um ambiente propício a proliferação de fungos e bactérias).

4.2 CARACTERÍSTICAS DE SISTEMAS DE VENTILAÇÃO

Os sistemas de ventilação podem ser:

- **Ventilação Geral Diluidora:** insuflação de ar (ambiente externo com tratamento ou não) com vazão suficiente para manter os poluentes a níveis aceitáveis. Sistema utilizado para controlar os níveis de contaminantes;
- **Sistemas de Exaustão (geral):** utilizado normalmente para controle térmico ou remoção de contaminantes gerados no ambiente com grandes quantidades de ar;
- **Sistemas de Exaustão (Localizada):** remoção dos poluentes junto a sua origem. É composto basicamente pelo captor, sistema de dutos, purificador do ar e ventilador. Bastante satisfatório para remoção de poluentes prejudiciais à saúde humana;
- **Renovação de Ar associada a sistemas de ar condicionado:** acréscimo de ar de boa qualidade ao ar de retorno para manter os poluentes em níveis aceitáveis.

Neste trabalho, *o sistema enfocado está relacionado com a ventilação diluidora.*

Quanto à saúde dos ocupantes, a ventilação diluidora possui

quatro fatores limitantes:

- A quantidade de contaminantes gerados não deve ser muito grande para que a taxa de fluxo de ar não seja impraticável;
- Trabalhadores devem estar longe o suficiente das fontes de contaminação, ou a propagação dos contaminantes deve ser suficientemente baixa para que os trabalhadores não sejam expostos a níveis excessivos em locais determinados dos ambientes (estabelecidos TLV);
- A toxicidade dos contaminantes deve ser baixa;
- A taxa de emissão dos contaminantes deve estar razoavelmente em regime permanente.

A ventilação diluidora é mais freqüentemente utilizada no controle de vapores de líquidos orgânicos com um TLV de 100 ppm ou mais alto.

Outra função da ventilação diluidora é quanto ao fogo e explosão. Pode-se reduzir a concentração de vapores enclausurados para limites inferiores à de explosão. Este conceito não deve ser utilizado quando os trabalhadores são expostos à vapores.

A ventilação diluidora para controle de temperatura é largamente utilizado em ventilação industrial. A função primária do sistema de ventilação é prevenir o desconforto agudo, doenças e ferimentos aos trabalhadores. O excesso da carga térmica do ambiente também pode diminuir a produção. O desenvolvimento do sistema de ventilação pode incluir o controle do fluxo de ar, velocidade, temperatura, umidade, e por onde ocorre a movimentação do ar no espaço em questão.

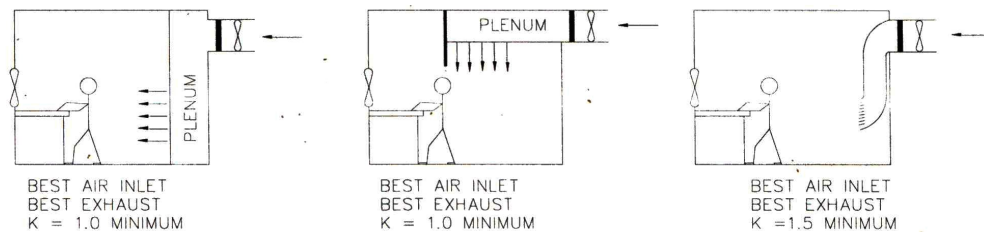


Figura 01 – Exemplo de Ventilação Diluidora

Considerando um sistema completo de ventilação, pode-se citar e descrever os seguintes componentes:

- A. **Sistema de Ventilação:** refere-se ao equipamento e sistema de distribuição de ar utilizado para ventilar, umidificar, desumidificar, e limpeza do ar para um edifício ou zona do edifício com o propósito de conforto, segurança, e saúde dos ocupantes;
- B. **Registros:** registros são mecanismos de vários tipos utilizados para variar a vazão de passagem de ar em saídas, entradas ou dutos;
- C. **“Plenum” Misturador:** um plenum misturador é uma câmara acoplada com o sistema de ventilação onde o ar externo é misturado ao ar de retorno. O ar misturado, depois de limpo e condicionado, é destinado ao suprimento de ar para o edifício;
- D. **Sistema de Filtragem:** purificadores de ar são equipamentos para remoção de impurezas do ar atmosférico, como poeiras, fuligem em suspensão, fumaças, pólen de plantas, esporos de fungos e bactérias, vapores e fumaça (incluem lavadores, filtros, precipitadores eletrostáticos e filtros de carvão);
- E. **Umidificador/Des-Umidificador:** são equipamentos para adicionar/remover o vapor de água presente no ar do sistema de ventilação;
- F. **Ventiladores (Suprimento ou Retorno):** ventiladores são equipamentos para movimentação do ar através do sistema de

ventilação;

- G. **Zona de Controle:** é o espaço ou grupo de espaços de um edifício atendido pelo sistema de ventilação. Dependendo dos requerimentos do espaço, a zona de controle pode ser designada como a parte central, zona interior e/ou zona de perímetro;
- H. **Zona Ocupada:** a zona ocupada é a região do espaço entre 0,0762 m e 1,8288 m acima do chão;
- I. **Caixa de Controle:** são equipamentos que suprem o ar que é enviado ao sistema de ventilação anteriormente ao envio para o difusor. Estas caixas podem conter controladores de temperatura ou volume para os difusores ou múltiplos difusores;
- J. **Difusores de Suprimento de Ar:** são equipamentos que possuem a função de enviar o ar para a zona ocupada e prover uma correta distribuição. Os difusores podem ser circulares, quadrados, retangulares, fendas lineares, cobertos, fixos, ajustáveis, ou combinados;
- K. **Grelhas de Retorno de Ar:** podem ser cobertas ou perfuradas para aberturas localizadas na parede, teto ou piso da zona que o ar de retorno entra. O ar retornado pelas grelhas pode ser diretamente conectado ao plenum de retorno de ar ou ao duto do sistema de retorno do ar;
- L. **Plenum do Ar de Retorno:** é o espaço usualmente localizado sobre o teto onde o ar de retorno é coletado da zona anterior à entrada do sistema de retorno de ar;

4.3 DUTOS DE AR

Um sistema de duto é um conjunto estrutural cuja função primária é a de conduzir ar entre pontos específicos. Para o cumprimento dessa função o conjunto do duto necessita operar satisfatoriamente em relação às determinadas características

fundamentais de performance. Os elementos do conjunto são chapas, reforços, emendas, e junções. Com relação ao conjunto e duto e seus elementos, os limites teóricos e/ou práticos necessitam, quando possível, ser determinados por:

1. Equilíbrio dimensional (resistência e deformação do formato);
2. Retenção do ar sendo conduzido (controle de vazamento);
3. Vibração (fadiga e aparência);
4. Ruído (geração, transmissão ou atenuação);
5. Exposição (a danos, ao tempo, temperaturas extremas, ciclos de flexão, vento, ambientes corrosivos, contaminação biológica, interrupção ou reversão do fluxo, subterrânea ou outras condições de embutimento, combustão ou outras condições de serviço);
6. Suporte (alinhamento e retenção na posição);
7. Restrição sísmica;
8. Condutividade térmica (ganho ou perda de calor e controle de condensação).

Na determinação dos parâmetros relacionados ao limites citados, devem se levados em consideração os efeitos do diferencial de pressão através da parede do duto, perda de pressão causada no fluxo de ar, velocidades do ar, infiltração ou vazamento, bem como as características de durabilidade inerentes aos componentes do duto. Necessitam ser determinados e especificados os métodos de construção que permitirão uma realização econômica da performance prevista e desejada. Para os requisitos funcionais de tamanho para dutos que não forem identificados por teste ou por critério de avaliação, os detalhes de construção representam uma prática aceitável na indústria, exceto para condições especiais de serviço.

Os dutos para condução de ar podem ser: **dutos rígidos, dutos flexíveis, e semi-flexíveis.**

Os dutos rígidos podem ter perfis de seção transversal quadrados, retangulares, redondos e ovalados. Os flexíveis são redondos. Todos os tipos de dutos podem adquirir propriedades adicionais, como isolamento térmico e atenuação de ruído.

Uma característica importante de um duto é a rugosidade da sua parede interna, como veremos ao longo do trabalho. Como comparação entre os tipos de dutos, a tabela a seguir é de grande utilidade na seleção dos tipos de dutos:

Tabela 02 – Fatores de Rugosidade em Dutos

Material do Duto	Categoria da Rugosidade	Rugosidade Absoluta ϵ [mm]
Aço Carbono, limpo (Moody 1944) (0,05 mm) PVC (Swin 1982) (0,01 a 0,05 mm) Alumínio (Hutchinson 1953) (0,04 a 0,06 mm)	Liso	0,03
Aço Galvanizado, emendas longitudinais, 1200 mm juntas (Griggs 1987) (0,05 a 0,10 mm) Aço Galvanizado, enrolado continuamente, emendas espirais, 3000 mm juntas (Jones 1979)(0,06 a 0,12 mm) Aço Galvanizado, emendas em espiral com 1, 2 e 3 reforços, 3600 mm juntas (Griggs 1987) (0,09 a 0,12 mm)	Liso Médio	0,09
Aço Galvanizado, emendas longitudinais, 760 mm de juntas (Wright 1945)	Médio	0,15
Fibra de Vidro, rígido Fibra de Vidro (trecho reto), lado do ar com material faciando (Swin 1978) (1,5 mm)	Rugoso Médio	0,90
Duto Flexível, metálico (1,2 a 2,1 mm quando completamente estendido) Duto Flexível, todos os tipos (1,0 a 4,6 mm quando completamente estendido) Concreto (Moody 1944) (1,3 a 3,0 mm) Fibra de Vidro (trecho reto), revestimento por "spray" (Swin1978) (4,5 mm)	Rugoso	3,00

4.3.1 MATERIAIS PARA DUTOS

Os materiais utilizados são os mais diversos:

- A. **Aço Galvanizado:** amplamente utilizado como material em dutos de ar. Não é recomendado para uso com produtos corrosivos ou temperaturas acima de 200° C. Como vantagens possui alta resistência, rigidez e durabilidade, resistente à ferrugem, grande disponibilidade, não - poroso, trabalhável e soldável. Como características limitadoras estão: soldagem, pintura, peso, resistência à corrosão;
- B. **Aço Carbono (*chapa preta*):** uso considerado simples, podendo ser utilizado para a construção de chaminés, captosres, etc., mas requer pintura. Como vantagens tem-se alta resistência, rigidez, durabilidade, disponibilidade, pintura, soldagem e não porosidade. Como características limitantes tem-se o peso e a resistência à corrosão;
- C. **Alumínio:** utilizado em sistemas com certa umidade, sistemas especiais de exaustão, ou sistemas de dutos com objetivo ornamental. É freqüentemente substituído por aço galvanizado em sistemas de HVAC. Possui como vantagens: peso, resistência à corrosão por umidade (com exceção de sal), grande disponibilidade. E como desvantagens: baixa resistência, custo do material, soldabilidade, expansão térmica;
- D. **Aço Inoxidável:** aplicado em sistemas de exaustão de cozinhas, ar úmido, exaustão de fumos. Tem como vantagens: alta resistência à corrosão por umidade e produtos químicos, podendo ser polido. Suas desvantagens são: o alto custo de materiais, custo de mão-de-obra elevado, trabalhabilidade e disponibilidade;
- E. **Cobre:** uso em sistemas com elementos expostos e com umidade do ar grande, aplicável para certos tipos de produtos químicos – para exaustão, sistema de dutos ornamental. Como vantagens possui grande durabilidade, resistência à corrosão, não é magnético, e aceita soldas prontamente. Como características limitadoras estão o

custo, eletrólise, expansão térmica, e facilidade de manchar (no caso ornamental);

- F. **Fibra de Vidro Reforçada com Plástico (FRP):** aplicável à exaustão de produtos químicos, limpadores e dutos subterrâneos. É um material resistente à corrosão, e de fácil modificação. Como limitação estão custo, peso, gama de propriedades químicas e físicas, fragilidade, e fabricação (é necessário moldes e perícia na mistura dos materiais);
- G. **Cloreto de Polivinila (PVC):** utilizado em sistemas para exaustão de fumos e materiais hospitalares, e em sistemas subterrâneos. Como vantagens apresenta resistência à corrosão, peso, soldabilidade, facilidade de modificação. Suas características limitantes são custo, fabricação, choque térmico, peso;
- H. **Polyvinyl Steel (PVS):** possui utilização em sistemas subterrâneos, ar úmido, e sistemas de ar corrosivo. Sua vantagens são: resistência à corrosão, peso, facilidade quanto ao trabalho de fabricação, rigidez. E desvantagens: suscetível à danos de revestimento, limitações de temperatura, soldabilidade;
- I. **Concreto:** uso em dutos subterrâneos e poços de ventilação. Possui vantagens quanto à forças de compressão e resistência à corrosão. Sua limitação é o custo, peso, porosidade, fabricação (requer processos de moldagem);
- J. **Fibra de Vidro Rígida:** aplicável no interior de sistemas HVAC de baixa pressão. Vantagens: peso, barra vapores, isolamento térmico, qualidades acústicas, facilidade de modificação, fabricação de baixo custo. Limitações: custo, suscetível à danos, pressão do sistema;
- K. **Gesso:** plenums no teto, tubos de corredor e poços de ventilação. Vantagens: custo e disponibilidade. Desvantagens: peso, estanqueidade e deterioração com a umidade;
- L. Os materiais para dutos flexíveis estão indicados nas tabelas de dimensões de dutos, no tópico a seguir.

4.3.2. DIMENSÕES

As tabelas a seguir exibem dimensões padronizadas, por normas, para os diversos tipos de dutos, servem apenas como referência. Deve-se observar que dutos com dimensões não padronizadas podem ser construídos, conforme as necessidade do projetista.

Tabela 03 – Seleção de Medidas para Duto Redondo – Aço Galvanizado (Norma SMACNA – HVAC Duct Construction Standards)

Diâmetro do duto (mm)		máximo 500 Pa (positivo estático)		máximo de 2500 Pa(positivo estático)		máximo de 500 Pa(negativo estático)	
		medida da costura espiral	medida da costura longitudinal	medida da costura espiral	medida da costura longitudinal	medida da costura espiral	medida da costura longitudinal
76	203	28	28	26	24	28	24
229	356	28	26	26	24	26	24
381	660	26	24	24	22	24	22
686	914	24	22	22	20	22	20
940	1270	22	20	20	20	20	18
1295	1524	20	18	18	18	18	16
1549	2134	18	16	18	16	16	14

Tabela 04 – Seleção de Medidas para duto redondo – Alumínio (Norma SMACNA – HVAC Duct Construction Standards)

Diâmetro do duto (mm)		máximo 500 Pa (positivo estático)		máximo de 2500 Pa (positivo estático)	
		medida da costura espiral	medida da costura longitudinal	medida da costura espiral	medida da costura longitudinal
76	203	28	28	26	24
229	356	28	26	26	24
381	660	26	24	24	22
686	914	24	22	22	20
940	1270	22	20	20	20
1295	1524	20	18	18	18
1549	2134	18	16	18	16

Tabela 05 – Medidas para construção de dutos ovalados (Norma SMACNA – HVAC Duct Construction Standards)

Comprimento Principal do Duto (mm)		medida da costura espiral	medida da costura longitudinal	medida de ajuste
0	610	24	20	20
635	914	22	20	20
940	1219	22	18	18
1245	1524	20	18	18
1549	1778	20	16	16
1803	Acima	18	16	16

Tabela 06 – Exemplo de relações de aspecto
ACGIH – Industrial Ventilation

Dimensões do Duto (mm)	Área do Duto (m ²)	Relação de Aspecto	Espessura (mm)	Peso do duto (kg/m)
600 (diam.)	0,28	-	0,55	8,35
550 x 550	0,30	1:1	0,55	9,73
750 x 400	0,30	1,9:1	0,55	10,71
1100 x 300	0,33	3,7:1	0,85	19,21
1500 x 250	0,38	6:1	1,00	28,28
2000 x 200	0,40	10:1	1,31	46,29

Quanto aos dutos flexíveis, informações obtidas junto a fabricantes na internet, especializados em HVAC, trazem as características dos dutos flexíveis. As principais características são:

Tabela 07 – Duto flexível

Duto superflexível confeccionado em laminado de alumínio e poliéster com espiral de arame de aço bronzeado		
Espessura da parede	30 micras	60 micras
Temperatura de uso	-30°C a +140°C	-30°C a +140°C
Velocidade máxima do ar	25 m/s	30 m/s
Pressão de trabalho	Máxima de 250 mm c.a.	-30 a 300 mm c.a.
Comprimento padrão	10 metros	10 metros
Embalagem	Saco com 0,5 m de comprimento	Saco com 0,5 m de comprimento
Diâmetros disponíveis (pol)	4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20	3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24
Diâmetros disponíveis (mm)	109, 131, 161, 185, 209, 263, 314, 364, 406, 457, 508	86, 109, 131, 161, 185, 209, 263, 314, 364, 406, 457, 508, 525, 608

Tabela 08 - Duto semi-flexível fabricado em alumínio

Dados Técnicos	Alumínio
Temperatura de uso	-30°C à +250°C
Velocidade máxima do ar	20 m/s
Pressão máxima de trabalho	-250 à + 200 mm c.a.
Comprimento padrão	3 metros
Diâmetros disponíveis (mm)	de 76 a 203 mm

Tabela 09 – Duto flexível isolado termicamente

Duto interno de alumínio flexível , isolado termicamente com manta de lã de vidro de uma polegada revestida por uma capa de alumínio e poliéster	
Temperatura de uso	-30°C à +140°C
Velocidade máxima do ar	25 m/s
Pressão máxima de trabalho	250 mm c.a.
Comprimento padrão	6 metros
Embalagem	Saco plástico com 0,7 de comprimento
Diâmetros disponíveis (pol.)	3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16
Diâmetros disponíveis (mm)	86, 109, 131, 161, 185, 209, 263, 314, 364, 406

Tabela 10 – Duto flexível com isolamento térmico e sonoro

Duto interno , micro perfurado recoberto por uma barreira de poliéster com isolamento térmico de lã de vidro de uma polegada de espessura, revestida por uma capa de alumínio e poliéster	
Temperatura de uso	-30°C à +140°C
Velocidade máxima do ar	20 m/s
Pressão máxima de trabalho	200 mm c.a.
Atenuação acústica	<u>Vide gráfico/site</u>
Comprimento padrão	6 metros
Embalagem	Saco plástico com 0,7 de comprimento
Diâmetros disponíveis (pol.)	3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 12, 14, 16
Diâmetros disponíveis (mm)	86, 109, 131, 161, 185, 209, 263, 314, 364, 406

4.4 DIMENSIONAMENTO DE REDES DE DUTOS

Para se dimensionar uma rede de dutos, deve-se estudar a distribuição de ar em cada ambiente de um mesmo sistema, localizando os pontos de insuflação e de retorno. Um esquema da rede numerando os trechos a partir dos ambientes e colocando letras nos pontos terminais e comuns às bifurcações e reuniões, bem como vazões e comprimentos.

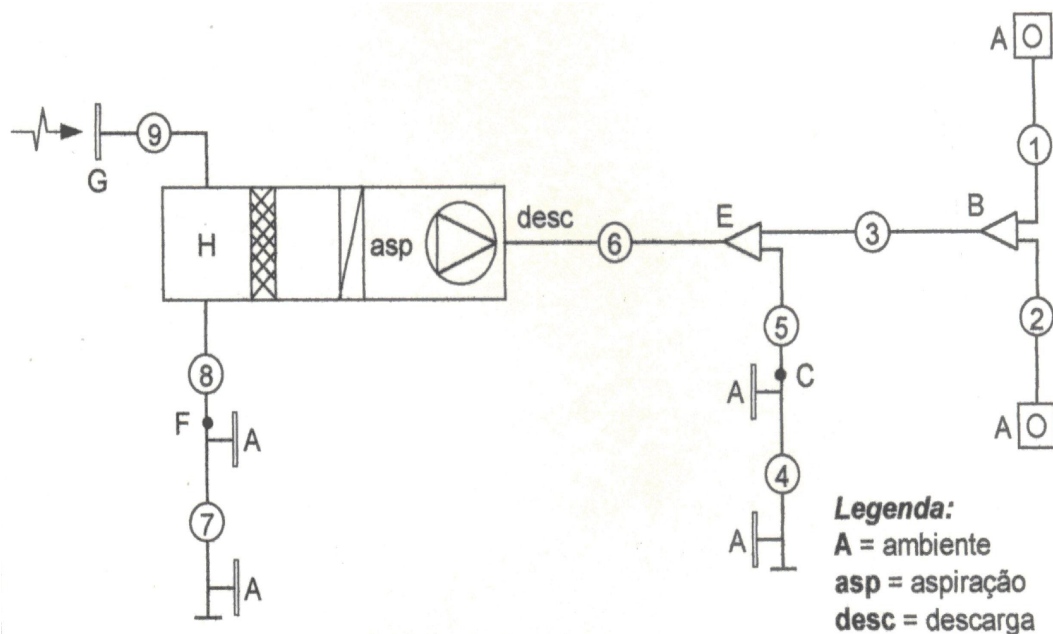


Figura 02 – Exemplo de Sistema de Ventilação

Dimensionar a rede pelo método mais conveniente com atenção para os critérios:

- Economia de material;
- Custo operacional (ventilador);
- Balanceamento da rede.

Os métodos usuais de dimensionamento são:

- Perda Unitária Constante;
- Recuperação de pressão estática (*Static Regain*);
- Velocidade Constante;
- Tronco de Seção Constante (*Duct Plenum*);
- Redução de Velocidade;
- Método T.

Quanto aos três critérios referidos, os métodos normalmente situam-se em ordem decrescente de adequação:

- **Economia de Material:**
 1. Velocidade Constante
 2. Redução da Velocidade
 3. Perda Unitária Constante
 4. Recuperação de Pressão Estática
 5. Tronco de Seção Constante
- **Custo Operacional:**
 1. Tronco de Seção Constante
 2. Recuperação de Pressão Estática
 3. Perda Unitária Constante
 4. Redução de Velocidade
 5. Velocidade Constante
- **Balanceamento (para distribuição a 90° ou 90° com o tronco/duto principal):**
 1. Recuperação de Pressão Estática
 2. Perda Unitária Constante
 3. Redução de Velocidade
 4. Velocidade Constante
 5. Tronco de Seção Constante

Segundo a SMACNA o método da perda unitária constante modificado (*“modified equal friction”*) é o que apresenta maiores vantagens em termos globais em relação aos parâmetros referidos para os sistemas convencionais utilizados em HVAC (baixa ou média pressão). A modificação indicada no método consiste no redimensionamento dos ramais de forma a absorver os potenciais de pressão disponíveis nas derivações, necessárias para a obtenção das vazões de projeto.

As velocidades máximas recomendadas pela CARRIER (referidas à condição padrão de densidade) para sistemas de baixa velocidade acham-se evidenciadas com valores em m/s na tabela 11. Estes valores poderão ser utilizados segundo um de dois critérios: evitar excesso de ruído, ou evitar significativa perda de pressão.

Exceção feita ao método de velocidade constante, os demais se fundamentam no princípio da redução da velocidade no sentido do fluxo de ar, para fins de geração de níveis estáticos compatíveis as distribuições laterais a 90° com os fluxos.

A utilização de derivações com separações no mesmo sentido para posterior mudanças de direção com joelhos veiadados ou a previsão de extratores (*“extractors”*) poderão modificar os critérios de adequação e de velocidade máximas recomendadas.

Tabela 11 – Valores para velocidade máxima (m/s) em dutos. Velocidades determinadas em função da vazão volumétrica na condição padrão

Aplicações	Fator Principal				
	Velocidades máximas (m/s)				
	Ruído	Troncos		Ramais	
		Insuflação	Retorno	Insuflação	Retorno
Residências	3,0	5,0	4,0	3,0	3,0
Hotéis (quartos)	5,0	7,5	6,5	6,0	5,0
Apartamentos					
Hospitais (quartos)					
Escritórios Particulares	6,0	10,0	7,5	8,0	6,0
Salas de diretor					
Bibliotecas					
Escritórios	7,5	10,0	7,5	8,0	6,0
Restauranantes finos					
Lojas finas					
Bancos					
Lojas	9,0	10,0	7,5	8,0	6,0
Cafeterias					
Indústrias	12,5	15,0	9,0	11,0	7,5

4.4.1 PERDA UNITÁRIA CONSTANTE

Escolhida a velocidade máxima no trecho da rede próximo ao ventilador, a vazão de projeto deste mesmo trecho permite determinar a perda unitária de pressão (perda de pressão por unidade de comprimento) o dimensionamento dos demais trechos é feito conservando a mesma perda unitária inicialmente determinada. As velocidades resultam mais baixas com as reduções das respectivas vazões, conseqüentemente.

4.4.2 MÉTODO DE RECUPERAÇÃO ESTÁTICA

O método propõe que a redução de velocidade (no sentido do ar) de um trecho para outro cause um “ganho” de pressão estática no trecho seguinte igual à perda de pressão estática no mesmo trecho, de modo a manter aproximadamente constante, o nível estático em todos os “nós” da rede.

4.4.3 MÉTODO DE VELOCIDADE CONSTANTE

Não havendo problemas de ruído pode ser utilizado com vantagem de economia de chapa, porque com captosres especiais ou por separação antes das mudanças de direção para distribuição a 90° ou mudanças prévias de direção para posterior reunião com fluxos paralelos:

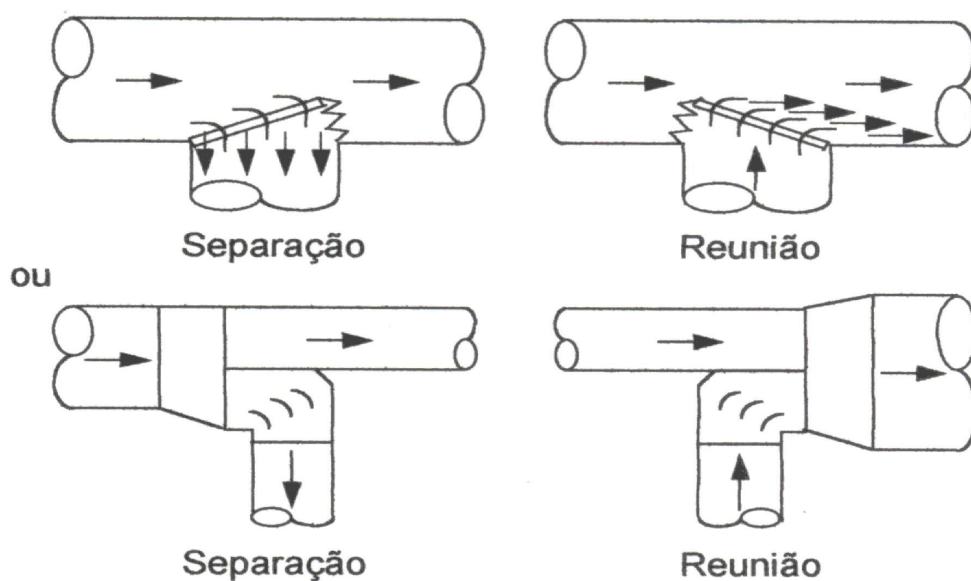


Figura 03 – Exemplos de junções tipo “T”

4.4.4 MÉTODO DOS TRECHOS DE SEÇÃO CONSTANTE

Dimensionado para a vazão mais elevada, quanto maior for a velocidade correspondente ao trecho, maior a dificuldade de balanceamento do duto nas vazões de projeto.

4.4.5 MÉTODO DA REDUÇÃO DE VELOCIDADE

A redução de velocidade, no sentido do fluxo de ar, para dimensionamento dos trechos não se prende a nenhuma condição específica como nos casos anteriores, podendo as velocidades resultarem de forma aleatória dentro das disponibilidades de espaço e de ruído o que pode resultar em problemas de balanceamento das vazões de projeto e necessidades de dispositivos especiais que dispensam geração de pressão estática para a distribuição a 90°.

4.4.6 MÉTODO “MODIFIED EQUAL FRICTION” E MÉTODO T

Ambos são conseqüentes de simulação das vazões de projeto para redimensionamentos associados às necessidades de balanceamento e se baseiam nas mesmas leis, correspondendo a sistemas racionais de dimensionamento, razão pela qual são classificados pela SMACNA e pela ASHRAE como os mais adequados para dimensionamento dos dutos componentes dos sistemas de circulação e distribuição de ar.

A simulação, através do método **T** (“*tree*”) tem por objetivo obter o balanceamento dos sistemas de distribuição de ar conforme previsto nas vazões de projeto. E através das interseções das curvas dos sistemas com a curva do ventilador sugerida pelo programa, recomenda as condições de operação para a seleção final do mesmo, ou ainda avalia o balanceamento resultante da utilização de um ventilador pré – selecionado.

O procedimento da simulação consiste no uso da analogia elétrica entre o comportamento dos escoamentos na rede de dutos e as leis de Kirchoff para determinar as vazões resultantes nos trechos da rede. Para a aplicação do método **T** está disponível um programa de

computador, denominado ***T-Duct*** desenvolvido pela empresa NETSAL & Associates (Prof. Robert Tsal). Este *software* realiza a simulação do comportamento de uma rede de distribuição de ar, avaliando sua interação com um ventilador.

Os resultados são apresentados em termos percentuais dos valores proposto no projeto possibilitando de que sejam introduzidas modificações de dimensões ou de posicionamento de reguladores até que sejam obtidos valores percentuais praticamente iguais em todos os trechos da rede (não necessariamente 100% se o ventilador for pré – selecionado).

De qualquer forma o sistema estará balanceado em termos percentuais em relação as vazões de projeto, bastando, se for o caso, uma alteração final na curva do ventilador pré – selecionado para que as porcentagens se situem em torno de 100%, obtendo-se o balanceamento geral do conjunto sistema – ventilador nas vazões de projeto.

Se o escoamento pelas resistências ao fluxo for turbulento, possibilita-se o balanceamento nas vazões de projeto de qualquer rede dimensionada por qualquer método, ou mesmo por adoção de velocidades aleatórias, sem necessidade obrigatória de relacionamento entre as velocidades dos trechos no dimensionamento prévio, resultando o dimensionamento e balanceamento finais como consequência da aplicação das lei de Kirchoff à toda a rede.

5 ESTUDO DE CASO: ALTERNATIVAS PARA SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

5.1 DEFINIÇÃO DO CONJUNTO DE AMBIENTES

Adota-se como referência edifícios para fins comerciais que possuam pavimentos com áreas na faixa entre 50 a 400 m², com taxa de ocupação de 2 a 10 m² por pessoa.

Para realizar a análise comparativa entre as alternativas foi definido um caso típico, no qual um conjunto de 7 ambientes é ocupado por 46 pessoas, com os dados abaixo:

- Área 160 m² (6x20 m² e 1x40 m²);
- Pé-direito: 3,5 m²;
- Sistema de ventilação diluidora;
- Ambientes típicos como escritórios, treinamento, sala de reunião. A presença de fumantes é levada em consideração.

Planta do caso típico com áreas de cada ambiente e características da ocupação, está a seguir.

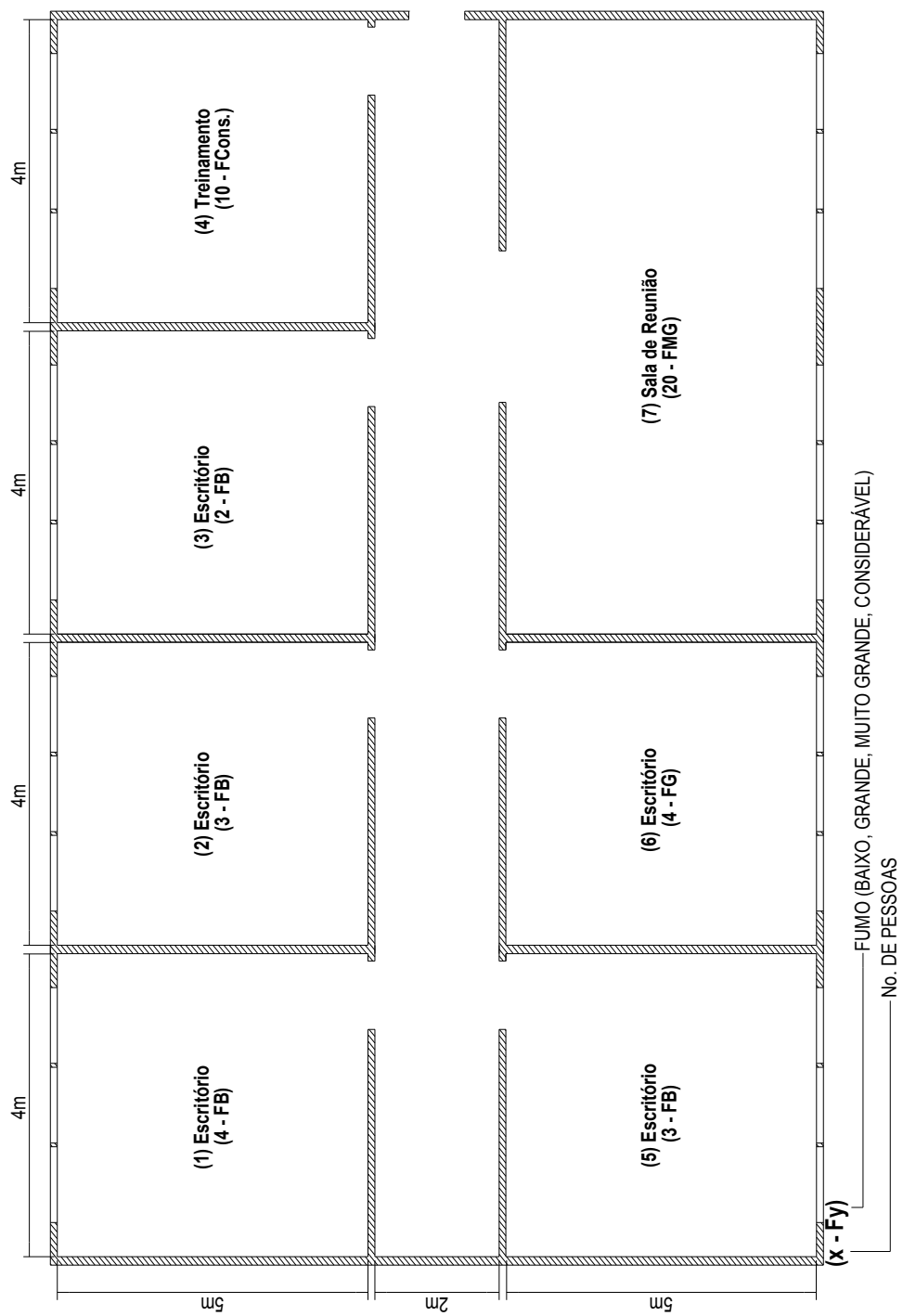


Figura 04 – Planta da instalação

Quanto ao suprimento de ar, os ambientes são classificados como normais, com poucas pessoas no recinto. Utilizando a NBR 6401 (1980) que traz tabelas para a vazão de ar para renovação em m³/h por pessoa, pode-se chegar ao suprimento de ar por ambiente, como descrito na tabela a seguir:

Tabela 12 – Taxa de renovação de ar por pessoa

	nº pessoas	finalidade	fumo	(m³/h) / pessoa	Vazão (m³/h)
1	4	escritório	baixo	25	100
2	3	escritório	baixo	25	75
3	2	escritório	baixo	25	50
4	10	treinamento	nenhum	50	500
5	3	escritório	baixo	25	75
6	4	escritório	grande	50	200
7	20	sala reunião	muito grande	85	1700
TOTAL = 2700 m³/h					

Através de valores para taxas de renovação de ar obtidas nas tabelas apresentadas por CARRIER apud MACINTYRE (1990) nas quais são fornecidos o número de renovações de ar por hora, tem-se:

Tabela 13 – Taxa de renovação de ar por volume do ambiente

	volume (m³)	finalidade	fumo	Renov. ar / h	Vazão (m³/h)
1	60	escritório	baixo	10	600
2	60	escritório	baixo	10	600
3	60	escritório	baixo	10	600
4	60	treinamento	nenhum	15	900
5	60	escritório	baixo	10	600
6	60	escritório	grande	13	780
7	120	sala reunião	muito grande	25	3000
TOTAL = 7080 m³/h					

Os resultados obtidos pelo segundo método apresentam vazões volumétricas mais elevadas. Assim, por questões de segurança, é o método escolhido. O inconveniente é que com vazões mais elevadas implica-se num maior consumo de energia para a movimentação do ar necessário. Mas, estes resultados estão mais coerentes com os utilizados na prática.

5.2 MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO E BALANCEAMENTO

Para se realizar a movimentação de ar necessário nos ambientes, quatro propostas serão estudadas. Neste estudo, deve-se dimensionar a rede para cada caso e, então, promover o devido balanceamento. O método utilizado será: **Perda Unitária Constante**.

O procedimento baseia-se na aplicação do algoritmo constituído dos seguintes passos:

- Determinação das vazões mássicas do ar para cada trecho;
- Introduzir a velocidade máxima definida no primeiro trecho e considerar como variáveis de iteração as velocidades dos demais trechos;
- Calcular as velocidades mássicas obtidas pelos produtos das velocidades volumétricas padrões pela massa específica local do ar;
- Obter as áreas das secções correspondentes pelo quociente das vazões mássicas pelas respectivas velocidades mássicas;
- Para os dutos de seção retangular determinar o valor do outro lado dos dutos, dividindo as áreas acima pelo lado pré-fixado no princípio e comum a todos os trechos, por hipótese;
- Calcular o diâmetro hidráulico correspondente a cada seção;
- Calcular o número de Reynolds correspondente a cada trecho;
- Calcular o “friction factor” de cada trecho através da rugosidade, diâmetro hidráulico e número de Reynolds aplicando a equação de Altshul a cada trecho (não aplicado para dutos flexíveis, neste caso);
- Determinar as pressões dinâmicas correspondentes;
- Determinar as perdas unitárias de pressão, identificando-as com a perda unitária correspondente ao primeiro trecho cuja velocidade é admitida “a priori”, utilizando método iterativo para calcular os dados restantes. No caso de dutos flexíveis utilizar dados de manuais de fabricantes.
- Calcular as quedas de pressão localizadas (curvas, bocais,

difusores, etc);

- Considerar todos os elementos na rede, e realizar o balanceamento utilizando válvulas, fazendo com que todos os níveis de pressão nas seções em paralelo sejam os mesmos.

As equações utilizadas neste método estão listadas a seguir:

$$\mu = (0,474 \cdot T + 172,4064) \cdot 10^{-7} Pa \cdot s \quad (1)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{S} \quad (2)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (3)$$

$$b = \frac{S}{a} \quad (4)$$

$$D_h = \frac{2S}{(a+b)} \quad (5)$$

$$S = \frac{(\pi D_h^2)}{4} \quad (6)$$

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (7)$$

$$f = 0,11 \left(\frac{\varepsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (8)$$

$$\Delta p_{unit.} = \frac{f \cdot (1,0)}{D_h} \cdot \frac{G^2}{2\rho} \quad (9)$$

5.3 PARÂMETROS IMPORTANTES

Primeiramente necessita-se definir os parâmetros abaixo que constituem constantes do procedimento:

- **Rugosidade:** o valor da rugosidade da superfície interna do duto (em m ou mm) pode ser obtido através dos manuais existentes, considerando o material de que é fabricado. A tabela 14.1 do manual “HVAC Systems Duct Design” da Smacna apresenta dados para rugosidade de diversos materiais utilizados na construção de dutos. Para duto de chapa galvanizada, utiliza-se 0,00015 m. Para dutos flexíveis utiliza-se 0,003 m. Especula-se que este valor seja demasiadamente grande, e será estudado mais adiante neste trabalho.
- **Viscosidade:** o valor da viscosidade (dinâmica ou cinemática) pode ser obtido em manuais ou tabelas de propriedades. A viscosidade dinâmica pode ser calculada através da seguinte Eq.(1); T é a temperatura do ar em graus Celsius, admitindo-se 20°C.
- **Massa específica:** obtida através das equações da psicrometria em função da altitude local e das condições termo-higrométricas do ar que escoam pelos dutos. Neste trabalho, os cálculos serão realizados adotando-se a massa específica padrão, $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3$.
- **Velocidade do trecho de maior vazão:** adotar para o primeiro trecho a velocidade máxima (a jusante do ventilador).
- **Ruído sonoro:** Para a aplicação desejada, no caso escritórios, utilizando a norma ABNT 10152 (1987), adota-se os valores: salas de reunião 30-40 dB(A), salas de gerência 35 – 45 dB(A), etc. Estimando uma atenuação do ambiente de 4 dB(A) (em função das dimensões das salas), os difusores utilizados poderão emitir no máximo 44 dB(A).

A aplicação deste método permite em segunda etapa, determinar os níveis de pressão total em cada “nó” da rede, simulando as vazões de projeto, explicitando o “caminho crítico”, definindo o “tronco”.

Para isto, deve-se conhecer os acessórios da rede (como difusores e seções de constrição), que são elementos de perda de pressão localizada. Para determinar a queda de pressão leva-se em consideração as vazões de projeto e as velocidades obtidas pelo método acima. Quando se utiliza difusores, deve-se ter cuidado com o nível de ruído sonoro produzido. Um difusor pequeno com alta vazão de ar produzirá grande ruído. A escolha de um determinado difusor pode implicar numa alteração da seção do duto (principalmente nos casos com dutos flexíveis).

Finalmente, pode-se redimensionar os ramais de modo a absorver o excesso de disponibilidade de pressão, reduzindo substancialmente o desbalanceamento resultante, podendo ser complementado com reguladores.

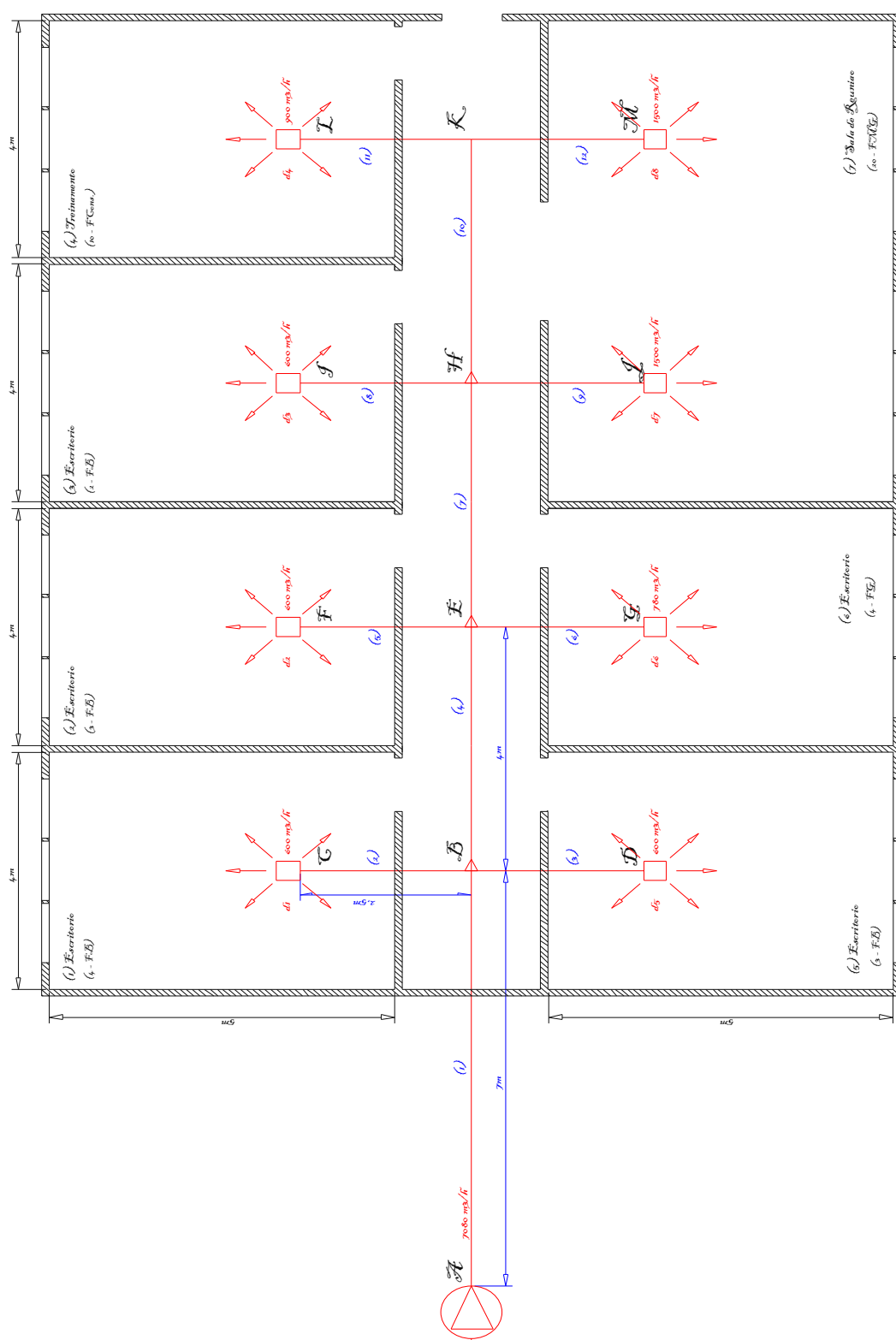


Figura 05 – Proposta 01 – Sistema Tradicional
Duto Principal Rígido (Aço Galvanizado)
Ramificações em Dutos Flexíveis

5.4 PROPOSTA 01 – SISTEMA TRADICIONAL

Utilizando-se o “croquis”, ver figura 05, pode-se, dimensionar e balancear a rede de distribuição de ar. No entanto, as dimensões obtidas devem ser adequadas aos acessórios existentes no mercado (como no caso dos difusores). O duto principal, como possui seção retangular, e é constituído por chapas de aço galvanizado, pode ser construído com as dimensões requeridas. Mas, os dutos das ramificações (dutos flexíveis – sem isolamento térmico e acústico) terão que ser acoplados aos bocais dos difusores (caixas plenums). Dessa maneira, os diâmetros são pré-selecionados.

Os difusores escolhidos para serem utilizados possuem caixa plenum para insuflamento, modelo ADLK-S (vide catálogo TROX TECHNIK – KLIMA). A seleção é feita com base na vazão volumétrica e nos limites de ruído gerado, como descrito anteriormente.

Com os difusores determinados, pode-se selecionar os dutos flexíveis adequados para cada trecho. As tabelas a seguir demonstram o processo de dimensionamento e balanceamento desta rede.

Tabela 14 – Seleção de difusores

Difusor	Tamanho	V_{eff} [m/s]	ruído dB(A)	Diâmetro Duto [m]	Δp [mmH ₂ O]	Δp [Pa]
D	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
G	05	3,4	40	0,209	3,80	37,2
J	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
M	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
C	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
F	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
I	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
L	06	3,5	42	0,263	4,25	41,7

Obs.: V_{eff} significa velocidade efetiva no difusor; a coluna *Difusor* indica a posição do mesmo na planta; os dados são obtidos através do catálogo da empresa, logo, admite-se que as pressões se referem à condição padrão.

Tabela 15 – Detalhamento da rede proposta

Trecho	Comprimento [m]	Tipo de Duto	Rugosidade [m]	Vazão [m³/h]
01	7,00	rígido	0,00015	7080
02	2,50	flexível	0,00300	600
03	2,50	flexível	0,00300	600
04	4,00	rígido	0,00015	5880
05	2,50	flexível	0,00300	600
06	2,50	flexível	0,00300	780
07	4,00	rígido	0,00015	4500
08	2,50	flexível	0,00300	600
09	2,50	flexível	0,00300	1500
10	4,00	rígido	0,00015	2400
11	2,50	flexível	0,00300	900
12	2,50	flexível	0,00300	1500

Tabela 16 – Cálculo da Perda Distribuída

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	a [m]	b [m]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,00	0,2185	0,30	0,73	0,425	253179	0,01737	14,0	2,0
02	6,20	0,0269	-	-	0,185	75930	0,03978	12,4	5,0
03	6,20	0,0269	-	-	0,185	75930	0,03978	12,4	5,0
04	8,72	0,1874	0,30	0,62	0,405	233859	0,01764	8,0	2,0
05	6,20	0,0269	-	-	0,185	75930	0,03978	12,4	5,0
06	6,32	0,0343	-	-	0,209	87374	0,03858	11,1	4,4
07	8,29	0,1508	0,30	0,5	0,376	206182	0,01807	8,0	2,0
08	6,20	0,0269	-	-	0,185	75930	0,03978	12,4	5,0
09	5,38	0,0774	-	-	0,314	111840	0,03493	4,8	1,9
10	7,20	0,0925	0,30	0,31	0,304	145053	0,01937	8,0	2,0
11	4,60	0,0543	-	-	0,263	80116	0,03660	4,4	1,8
12	5,38	0,0774	-	-	0,314	111840	0,03493	4,8	1,9

Obs.: “Ø” significa diâmetro hidráulico; “Re” número de Reynolds; “f” fator de atrito; “a” e “b” correspondem a altura e a largura dos dutos rígidos, respectivamente.

Através da tabela acima, vê-se que para alguns trechos o método da perda unitária constante não se aplica. Explica-se este fato devido à necessidade de se adequar estes trechos aos dutos comerciais existentes. Mas, numa etapa de pré-dimensionamento, faz-se valer o método.

Tabela 17 – Perdas singulares ao longo da rede

Trecho	transição		curvas		bocal		T (main)		T (branch)		Δp total [Pa]
	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	
01	-	-	-	-	-	-	0,01	0,5	-	-	0,5
02	-	-	-	-	-	-	-	-	1,16	56,6	56,6
03	-	-	-	-	-	-	-	-	1,16	56,6	56,6
04	0,120	5,5	-	-	-	-	0,01	0,5	-	-	5,9
05	-	-	-	-	-	-	-	-	1,16	53,1	53,1
06	-	-	-	-	-	-	-	-	1,20	54,9	54,9
07	0,120	5,0	-	-	-	-	0,04	1,7	-	-	6,6
08	-	-	-	-	-	-	-	-	1,20	49,6	49,6
09	-	-	-	-	-	-	-	-	1,12	46,3	46,3
10	0,120	3,7	-	-	-	-	-	-	-	-	3,7
11	-	-	-	-	-	-	-	-	1,10	34,4	34,4
12	-	-	1,20	37,5	0,03	0,5	0,46	14,4	-	-	52,4

Obs.:

- Junção divergente tipo *T (Branch)* – tabela 14-14T [3]
- Junção divergente tipo *T (Main)* – tabela 14-14A [3]
- Junção seção retangular para circular (*bocal*) – página 122 [9]
- Transição de área (duto rígido), abertura 90 graus – tabela 14-12A [3]
- Curva na seção final do duto rígido – tabela 14-10B [3]

Tabela 18 – Perda de pressão em cada trecho

Trecho	Δp dist. [Pa]	Δp difusor [Pa]	Δp singular [Pa]	Δp total [Pa]
01	14,0	-	0,5	14,4
02	12,4	41,2	56,6	110,2
03	12,4	41,2	56,6	110,2
04	8,0	-	5,9	13,9
05	12,4	41,2	53,1	106,7
06	11,1	37,2	54,9	103,2
07	8,0	-	6,6	14,6
08	12,4	41,2	49,6	103,2
09	4,8	43,1	46,3	94,3
10	8,0	-	3,7	11,7
11	4,4	41,7	34,4	80,5
12	4,8	43,1	52,4	100,4

Tabela 19 – Balanceamento

Trecho	Δp total [Pa]	Seção Crítica	Velocidade [m/s]	Δp válvula [Pa]	Coefficiente da Válvula	θ [graus]
<i>K-12-M</i>	100,4	*	5,38	-	-	-
<i>K-11-L</i>	80,5		4,60	19,9	1,56	20,96
H-10-K	112,1	*	7,20	-	-	-
<i>H-8-I</i>	103,2		5,38	8,81	0,51	10,51
<i>H-9-J</i>	94,3		6,20	17,76	0,77	14,38
E-7-H	126,6	*	8,29	-	-	-
<i>E-5-F</i>	106,7		6,32	19,99	0,83	15,13
<i>E-6-G</i>	103,2		6,20	23,44	1,01	16,95
B-4-E	140,5	*	8,72	-	-	-
<i>B-2-C</i>	110,2		6,20	30,38	1,31	19,35
<i>B-3-D</i>	110,2		6,20	30,38	1,31	19,35
A-1-B	155,0	*	9,00	-	-	-

Obs.: balanceamento realizado com válvula tipo borboleta, referência [9] página 338.

Assim, a rede de distribuição de ar (proposta 1) está dimensionada e balanceada.

O ponto de operação do ventilador é:

- Vazão volumétrica: **7080 m³/h**;
- Pressão total: **155,0 Pa**.

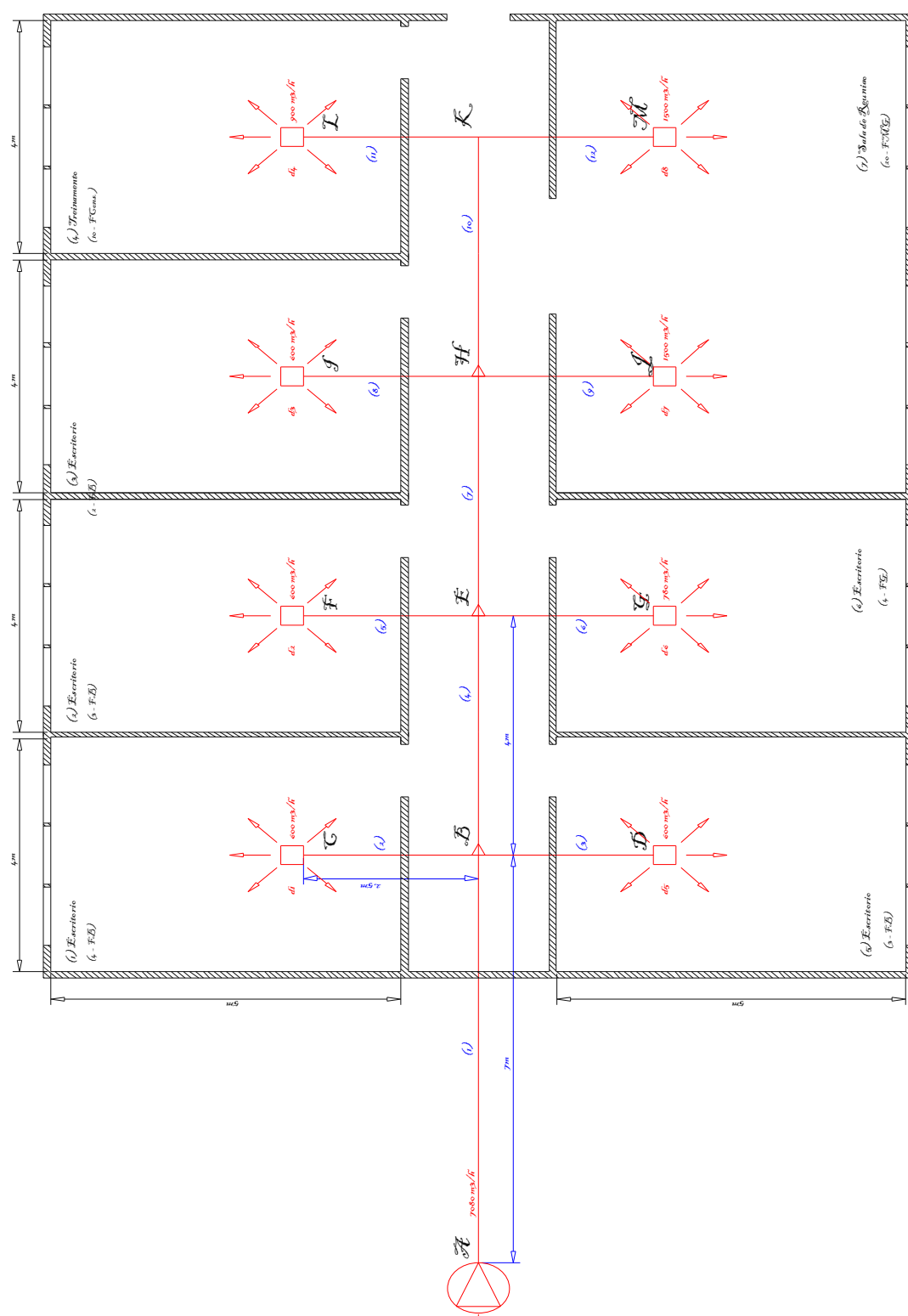


Figura 06 – Proposta 02 – Sistema Tradicional
Duto Principal e Ramificações tipo Rígido (Aço Galvanizado)

5.5 PROPOSTA 02 – SISTEMA TRADICIONAL

Neste caso, a rede de distribuição de ar possui apenas dutos rígidos (duto principal e secundários), com seção retangular. Utilizando o “croquis” esquematizado (ver figura 06), pode-se pré-dimensionar a rede, adequá-la aos componentes existentes e balancear a rede. As tabelas a seguir apresentam os cálculos realizados.

Tabela 19 – Detalhamento da rede proposta

Trecho	Comprimento [m]	Tipo de Duto	Rugosidade [m]	Vazão [m³/h]
01	7,00	rígido	0,00015	7080
02	2,50	rígido	0,00015	600
03	2,50	rígido	0,00015	600
04	4,00	rígido	0,00015	5880
05	2,50	rígido	0,00015	600
06	2,50	rígido	0,00015	780
07	4,00	rígido	0,00015	4500
08	2,50	rígido	0,00015	600
09	2,50	rígido	0,00015	1500
10	4,00	rígido	0,00015	2400
11	2,50	rígido	0,00015	900
12	2,50	rígido	0,00015	1500

Tabela 20 – Cálculo da Perda Distribuída (pré-dimensionamento)

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	a [m]	b [m]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,00	0,2185	0,30	0,73	0,425	253179	0,01737	14,0	1,99
02	4,81	0,0346	0,30	0,12	0,167	53119	0,02377	5,0	1,99
03	4,81	0,0346	0,30	0,12	0,167	53119	0,02377	5,0	1,99
04	8,72	0,1874	0,30	0,62	0,405	233859	0,01764	8,0	1,99
05	4,81	0,0346	0,30	0,12	0,167	53119	0,02377	5,0	1,99
06	5,24	0,0414	0,30	0,14	0,189	65508	0,02276	5,0	1,99
07	8,29	0,1508	0,30	0,50	0,376	206182	0,01807	8,0	1,99
08	4,81	0,0346	0,30	0,12	0,167	53119	0,02377	5,0	1,99
09	6,37	0,0655	0,30	0,22	0,253	106453	0,02061	5,0	1,99
10	7,20	0,0926	0,30	0,31	0,304	145012	0,01937	7,9	1,99
11	5,48	0,0456	0,30	0,15	0,202	73203	0,02224	5,0	1,99
12	6,37	0,0655	0,30	0,22	0,253	106453	0,02061	5,0	1,99

Obs.: “Ø” significa diâmetro hidráulico; “Re” número de Reynolds; “f” fator de atrito; “a” e “b” correspondem a altura e a largura dos dutos rígidos, respectivamente.

Tabela 21 – Seleção de difusores

Difusor	Tamanho	Dimensão [mm]	V _{eff} [m/s]	ruído dB(A)	Δp [mmH ₂ O]	Δp [Pa]
D	03	249	5,6	32	1,90	18,6
G	03	249	7,8	40	3,60	35,3
J	05	361	6,6	38	2,60	25,5
M	05	361	6,6	38	2,60	25,5
C	03	249	5,6	32	1,90	18,6
F	03	249	5,6	32	1,90	18,6
I	03	249	5,6	32	1,90	18,6
L	03	249	8,4	42	4,20	41,2

Obs.: *V_{eff}* significa velocidade efetiva no difusor; a coluna *Difusor* indica a posição do mesmo na planta; o difusor é quadrado, e *Dimensão* indica a aresta; os dados são obtidos através do catálogo da empresa, logo, admite-se que as pressões se referem à condição padrão. Catálogo TROX TECHNIK-KLIMA, modelo ADLQ.

Deve-se adequar os dutos (ramificações) aos difusores selecionados. Para aproveitar o espaço entre os dutos e o teto, mantém-se todos os dutos com a altura constante. Neste ponto, nos trechos que não comportam os difusores, o método da perda unitária constante não se aplica. O que se faz é variar a velocidade para se obter dutos maiores.

Tabela 22 – Cálculo da Perda Distribuída

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	a [m]	b [m]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,00	0,2185	0,30	0,73	0,425	253179	0,01737	14,0	1,99
02	2,20	0,0758	0,30	0,25	0,274	39935	0,02396	0,6	0,25
03	2,20	0,0758	0,30	0,25	0,274	39935	0,02396	0,6	0,25
04	8,72	0,1874	0,30	0,62	0,405	233859	0,01764	8,0	1,99
05	2,20	0,0758	0,30	0,25	0,274	39935	0,02396	0,6	0,25
06	2,90	0,0747	0,30	0,25	0,272	52245	0,02282	1,1	0,42
07	8,29	0,1508	0,30	0,50	0,376	206182	0,01807	8,0	1,99
08	2,20	0,0758	0,30	0,25	0,274	39935	0,02396	0,6	0,25
09	3,80	0,1096	0,30	0,37	0,330	82889	0,02079	1,4	0,55
10	7,20	0,0926	0,30	0,31	0,304	145012	0,01937	7,9	1,99
11	3,30	0,0758	0,30	0,25	0,274	59902	0,02228	1,3	0,53
12	3,80	0,1096	0,30	0,37	0,330	82889	0,02079	1,4	0,55

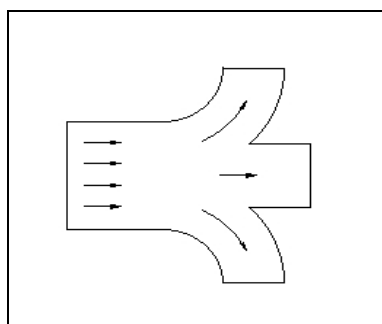


Figura 07 – Junção divergente tipo T, nodos B,E,H,K

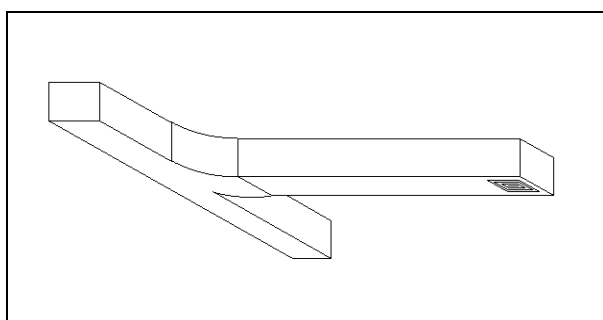


Figura 08 – Exemplo de trecho de ramificação (metade da rede)

Tabela 23 – Perdas singulares ao longo da rede

Trecho	curvas		T (main)		T (branch)		Δp total [Pa]
	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	
01	-	-	0,2	19,5	-	-	0,5
02	1,20	3,5	-	-	0,50	24,4	56,6
03	1,20	3,5	-	-	0,50	24,4	56,6
04	-	-	0,02	1,8	-	-	5,9
05	1,20	3,5	-	-	0,58	26,5	53,1
06	1,15	5,8	-	-	0,50	22,9	54,9
07	-	-	0,2	16,5	-	-	6,6
08	1,20	3,5	-	-	0,58	24,0	49,6
09	0,90	7,8	-	-	0,35	14,5	46,3
10	-	-	0,1	3,1	-	-	3,7
11	1,20	7,9	-	-	0,35	10,9	34,4
12	1,00	39,9	-	-	-	-	52,4

Obs.: Junção divergente tipo *T (Branch)* – página 269 [9]; junção divergente tipo *T (Main)* – página 270 [9]; curva na seção final do duto rígido/difusor – tabela 14-10B [3].

Tabela 24 – Perda de pressão em cada trecho

Trecho	Δp dist. [Pa]	Δp difusor [Pa]	Δp singular [Pa]	Δp total [Pa]
01	14,0	-	19,5	33,5
02	0,6	18,6	27,9	47,1
03	0,6	18,6	27,9	47,1
04	8,0	-	1,8	9,8
05	0,6	18,6	30,0	49,3
06	1,1	35,3	28,7	65,0
07	8,0	-	16,5	24,5
08	0,6	18,6	27,5	46,7
09	1,4	25,5	22,3	49,2
10	7,9	-	3,1	11,1
11	1,3	41,2	18,8	61,3
12	1,4	25,5	39,9	66,8

Tabela 25 – Balanceamento

Trecho	Δp total [Pa]	Seção Crítica	Velocidade [m/s]	Δp válvula [Pa]	Coefficiente da Válvula	θ [graus]
<i>K-12-M</i>	66,8	*	3,80	-	-	-
<i>K-11-L</i>	61,3		3,30	5,47	0,83	15,15
H-10-K	77,8	*	7,20	-	-	-
<i>H-8-I</i>	46,7		3,80	31,07	3,57	28,63
<i>H-9-J</i>	49,2		2,20	28,67	9,84	38,02
E-7-H	102,3	*	8,29	-	-	-
<i>E-5-F</i>	49,3		2,90	53,05	10,48	38,6
<i>E-6-G</i>	65,0		2,20	37,3	12,8	40,46
B-4-E	112,1	*	8,72	-	-	-
<i>B-2-C</i>	47,1		2,20	64,98	22,3	45,6
<i>B-3-D</i>	47,1		2,20	64,98	22,3	45,6
A-1-B	145,6	*	9,00	-	-	-

Obs.: balanceamento realizado com válvula tipo borboleta, referência [9] página 338.

Ponto de operação do ventilador: vazão volumétrica **7080 m³/h** e pressão total **145,6 Pa**.

5.6 PROPOSTA 03 – SISTEMA COM CAIXAS *PLENUM*

Tem-se um sistema de distribuição de ar com dutos flexíveis e caixas plenuns (cubos de encaixe). Neste caso, toda rede é constituída por dutos flexíveis.

O processo de dimensionamento e balanceamento é o mesmo adotado anteriormente, e deve ser baseado no “croquis” apresentado pela figura 09.

Tabela 26 – Detalhamento da rede proposta

Trecho	Comprimento [m]	Tipo de Duto	Rugosidade [m]	Vazão [m³/h]
01	7,00	flexível	0,00300	7080
02	2,50	flexível	0,00300	600
03	2,50	flexível	0,00300	600
04	4,00	flexível	0,00300	5880
05	2,50	flexível	0,00300	600
06	2,50	flexível	0,00300	780
07	4,00	flexível	0,00300	4500
08	2,50	flexível	0,00300	600
09	2,50	flexível	0,00300	1500
10	4,00	flexível	0,00300	2400
11	2,50	flexível	0,00300	900
12	2,50	flexível	0,00300	1500

Tabela 27 – Cálculo da Perda Distribuída (pré-dimensionamento)

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,00	0,2185	0,527	314245	0,03049	19,7	2,82
02	4,99	0,0334	0,206	68102	0,03884	7,1	2,82
03	4,99	0,0334	0,206	68102	0,03884	7,1	2,82
04	8,61	0,1897	0,491	280134	0,03105	11,3	2,82
05	4,99	0,0334	0,206	68102	0,03884	7,1	2,82
06	5,31	0,0408	0,228	80126	0,03785	7,0	2,82
07	8,08	0,1547	0,444	237344	0,03187	11,3	2,82
08	5,00	0,0333	0,206	68185	0,03885	7,1	2,84
09	6,21	0,0671	0,292	120161	0,03549	7,1	2,82
10	6,95	0,0959	0,349	160785	0,03389	11,3	2,82
11	5,50	0,0455	0,241	87557	0,03732	7,0	2,82
12	6,21	0,0671	0,292	120161	0,03549	7,1	2,82

Obs.: “Ø” significa diâmetro hidráulico; “Re” número de Reynolds; “f” fator de atrito;

Tabela 28 – Seleção de difusores

Difusor	Tamanho	V _{eff} [m/s]	ruído dB(A)	Diâmetro Duto [m]	Δp [mmH ₂ O]	Δp [Pa]
G	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
M	05	3,4	40	0,209	3,80	37,2
S	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
Z	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
F	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
L	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
R	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
X	06	3,5	42	0,263	4,25	41,7

Obs.: *V_{eff}* significa velocidade efetiva no difusor; a coluna *Difusor* indica a posição do mesmo na planta; o difusor é quadrado, e *Dimensão* indica a aresta; os dados são obtidos através do catálogo da empresa, logo, admite-se que as pressões se referem à condição padrão. Catálogo TROX TECHNIK-KLIMA, modelo ADLK-S.

Tabela 29 – Cálculo da Perda Distribuída

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m ²]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,10	9,1000	0,525	315986	0,03053	20,3	2,90
02	6,20	6,2000	0,185	75928	0,03978	12,4	4,98
03	6,20	6,2000	0,185	75928	0,03978	12,4	4,98
04	8,05	8,0500	0,508	270842	0,03081	9,5	2,36
05	6,20	6,2000	0,185	75928	0,03978	12,4	4,98
06	6,30	6,3000	0,209	87267	0,03857	11,0	4,40
07	7,61	7,6100	0,457	230371	0,03165	9,7	2,41
08	6,20	6,2000	0,185	75928	0,03978	12,4	4,98
09	5,38	5,3800	0,314	111832	0,03492	4,8	1,94
10	6,39	6,3900	0,364	154165	0,03357	9,1	2,26
11	4,60	4,6000	0,263	80100	0,03660	4,4	1,77
12	5,38	5,3800	0,314	111832	0,03492	4,8	1,94

Tabela 30 – Perdas singulares ao longo da rede

Trecho	bocal expansão		bocal contração		Δp
	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	total [Pa]
01	0,8	39,9	-	-	39,9
02	-	-	0,5	11,57	11,6
03	-	-	0,5	11,57	11,6
04	0,8	31,2	0,5	19,51	50,7
05	-	-	0,5	11,57	11,6
06	-	-	0,5	11,95	11,9
07	0,8	27,9	0,5	17,43	45,3
08	-	-	0,5	11,57	11,6
09	-	-	0,5	8,71	8,7
10	0,8	19,7	0,5	12,29	32,0
11	-	-	0,5	6,37	6,4
12	-	-	0,5	8,71	8,7

Obs.:

- Bocal *expansão* – página 122 [9]
- Bocal *contração* – tabela 14-15A [3]

Tabela 31 – Perda de pressão em cada trecho

Trecho	Δp dist. [Pa]	Δp difusor [Pa]	Δp singular [Pa]	Δp total [Pa]
01	20,3	-	39,9	60,2
02	12,4	41,2	11,6	65,2
03	12,4	41,2	11,6	65,2
04	9,5	-	50,7	60,2
05	12,4	41,2	11,6	65,2
06	11,0	37,2	11,9	60,2
07	9,7	-	45,3	55,0
08	12,4	41,2	11,6	65,2
09	4,8	43,1	8,7	56,7
10	9,1	-	32,0	41,0
11	4,4	41,7	6,4	52,4
12	4,8	43,1	8,7	56,7

Tabela 32 – Balanceamento

Trecho	Δp total [Pa]	Seção Crítica	Velocidade [m/s]	Δp válvula [Pa]	Coefficiente da Válvula	θ [graus]
<i>V-12-Z</i>	56,7	*	5,38	-	-	-
<i>U-11-X</i>	52,4		4,60	4,23	0,33	6,61
<i>Q-10-T</i>	97,7	*	6,39	-	-	-
<i>P-9-S</i>	56,7		5,38	41,01	2,35	24,76
<i>O-8-R</i>	65,2		6,20	32,52	1,41	19,98
<i>K-7-N</i>	152,7	*	7,61	-	-	-
<i>J-6-M</i>	60,2		6,30	92,47	3,87	29,37
<i>I-5-L</i>	65,2		6,20	87,49	3,78	29,15
<i>E-4-H</i>	212,8	*	8,05	-	-	-
<i>D-3-G</i>	65,2		6,20	147,66	6,38	34,01
<i>C-2-F</i>	65,2		6,20	147,66	6,38	34,01
<i>A-1-B</i>	273,0		9,10	-	-	-

Obs.: balanceamento realizado com válvula tipo borboleta, referência [9] página 338.

Ponto de operação do ventilador: vazão volumétrica **7080 m³/h** e pressão total **273,0 Pa**.

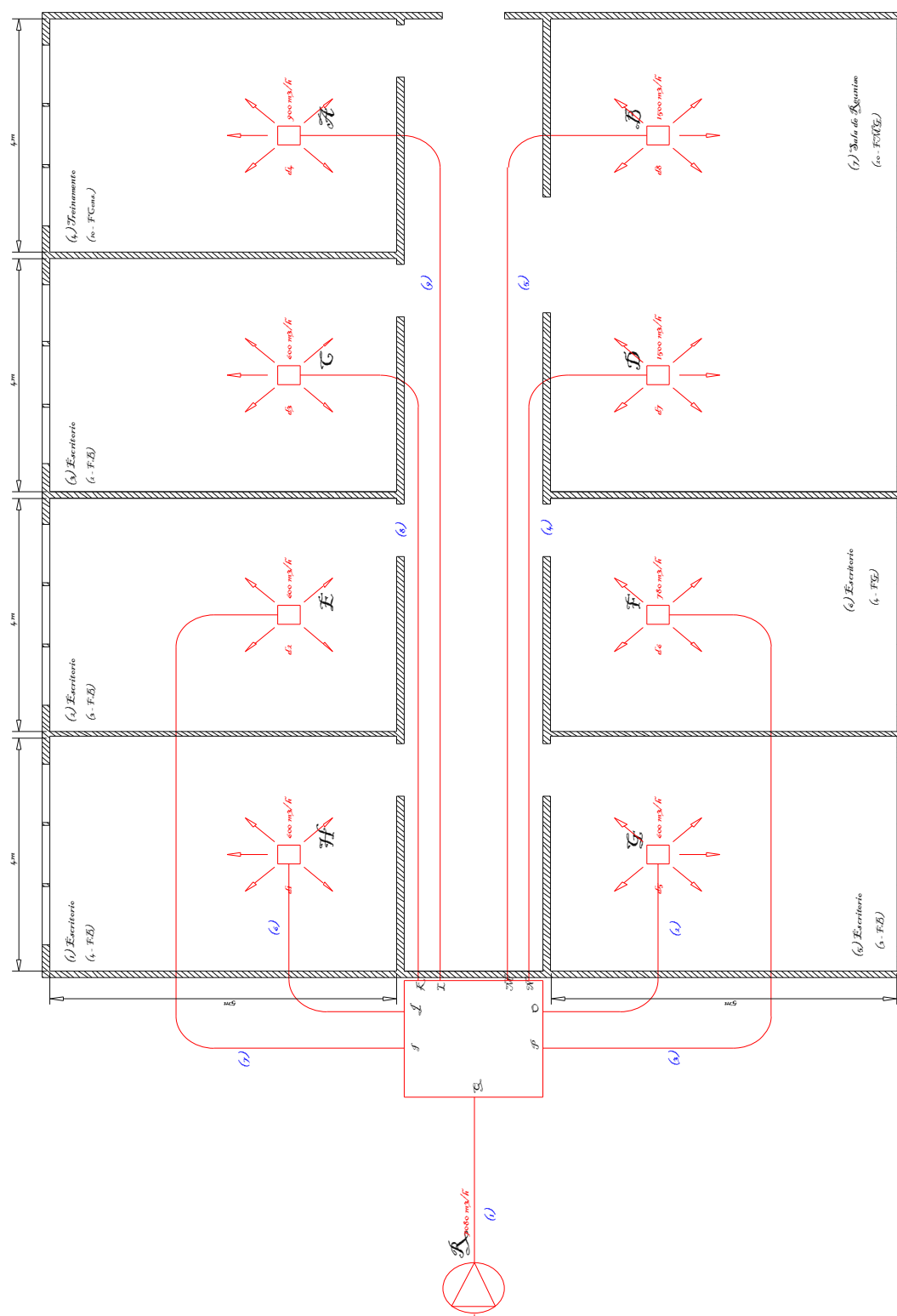


Figura 10 – Proposta 04 – Caixa *Plenum* Distribuidora
Duto Principal e Ramificações tipo Flexível

5.7 PROPOSTA 04 – SISTEMA CAIXA PLENUN DISTRIBUIDORA

Esta rede de distribuição de ar (ver figura 10), possui apenas um grande “plenum”, de onde saem as ramificações (tubos flexíveis) até os bocais. Neste caso, com excessão do primeiro duto, todos os outros já estão dimensionados. Por isso, o método da perda unitária constante não se aplica.

O grande problema deste caso é o dimensionamento da caixa distribuidora. O objetivo é insuflar o ar dentro desta caixa e fazer com que o mesmo tenha a sua velocidade drasticamente reduzida. Assim, pode-se considerar que a pressão no interior da caixa *plenun* é constante. Mas, o bocal de expansão gera uma grande queda de pressão, e forma-se um longo jato de ar.

Normalmente, evita-se o uso deste tipo de caixa e, quando é utilizada, dimensiona-se empiricamente. Neste trabalho, o projeto da caixa não será abordado, e para os cálculos, admite-se que a mesma tenha uma distribuição de pressão uniforme.

Tabela 33 – Detalhamento da rede proposta

Trecho	Comprimento [m]	Tipo de Duto	Rugosidade [m]	Vazão [m³/h]
01	3,00	flexível	0,00300	7080
02	5,30	flexível	0,00300	600
03	9,80	flexível	0,00300	780
04	11,90	flexível	0,00300	1500
05	16,15	flexível	0,00300	1500
06	5,30	flexível	0,00300	600
07	9,80	flexível	0,00300	600
08	11,90	flexível	0,00300	600
09	16,15	flexível	0,00300	900

Tabela 34 – Seleção de difusores

Difusor	Tamanho	V _{eff} [m/s]	ruído dB(A)	Diâmetro Duto [m]	Δp [mmH ₂ O]	Δp [Pa]
G	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
F	05	3,4	40	0,209	3,80	37,2
D	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
B	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
H	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
E	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
C	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
A	06	3,5	42	0,263	4,25	41,7

Obs.: *V_{eff}* significa velocidade efetiva no difusor; a coluna *Difusor* indica a posição do mesmo na planta; o difusor é quadrado, e *Dimensão* indica a aresta; os dados são obtidos através do catálogo da empresa, logo, admite-se que as pressões se referem à condição padrão. Catálogo TROX TECHNIK-KLIMA, modelo ADLK-S.

Tabela 35 – Cálculo da Perda Distribuída

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,08	0,2165	0,525	315724	0,03052	8,7	2,89
02	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03978	26,4	4,98
03	6,32	0,0343	0,209	87374	0,03858	43,4	4,43
04	5,38	0,0774	0,314	111840	0,03493	23,1	1,94
05	5,38	0,0774	0,314	111840	0,03493	31,3	1,94
06	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03978	26,4	4,98
07	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03978	48,8	4,98
08	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03978	59,2	4,98
09	4,60	0,0543	0,263	80116	0,03660	28,7	1,77

Obs.: “Ø” significa diâmetro hidráulico; “Re” número de Reynolds; “f” fator de atrito;

Tabela 36 – Perdas singulares ao longo da rede

Trecho	bocal expansão		bocal contração		curva		Δp
	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	total [Pa]
01	0,86	42,7	-	-	-	-	42,7
02	-	-	0,50	11,57	0,46	10,56	22,1
03	-	-	0,50	12,01	0,92	22,01	34,0
04	-	-	0,50	8,71	0,44	7,69	16,4
05	-	-	0,50	8,71	0,44	7,69	16,4
06	-	-	0,50	11,57	0,46	10,56	22,1
07	-	-	0,50	11,57	0,91	21,12	32,7
08	-	-	0,50	11,57	0,46	10,56	22,1
09	-	-	0,50	6,37	0,43	5,49	11,9

Obs.:

- *Bocal expansão* – página 122 [9]
- *Bocal contração* – tabela 14-15A [3]
- *Curva*, catálogo Multivac – página 15 – queda pressão curvas 90°, raio de curvatura R/D = 1

Tabela 37 – Perda de pressão em cada trecho

Trecho	Δp dist. [Pa]	Δp difusor [Pa]	Δp singular [Pa]	Δp total [Pa]
01	8,7	-	42,7	51,4
02	26,4	41,2	22,1	89,7
03	43,4	37,2	34,0	114,7
04	23,1	43,1	16,4	82,6
05	31,3	43,1	16,4	90,8
06	26,4	41,2	22,1	89,7
07	48,8	41,2	32,7	122,6
08	59,2	41,2	22,1	122,5
09	28,7	41,7	11,9	82,2

Tabela 38 – Balanceamento

Trecho	Δp total [Pa]	Seção Crítica	Velocidade [m/s]	Δp válvula [Pa]	Coefficiente da Válvula	θ [graus]
<i>O-2-G</i>	89,7		6,20	32,95	1,42	20,1
<i>P-3-F</i>	114,7		6,32	7,93	0,33	6,56
N-4-D	82,6		5,38	40,03	2,3	24,53
<i>M-5-B</i>	90,8		5,38	31,79	1,82	22,4
<i>J-6-H</i>	89,7		6,20	32,95	1,42	20,1
I-7-E	122,6	*	6,20	-	-	-
<i>K-8-C</i>	122,5		6,20	0,11	0,0046	não
<i>L-9-A</i>	82,2		4,60	40,46	3,17	27,53
R-1-Q	174,0	*	9,08	-	-	-

Obs.: balanceamento realizado com válvula tipo borboleta, referência [9] página 338.

Ponto de operação do ventilador: vazão volumétrica **7080 m³/h** e pressão total **174,0 Pa**.

5.8 RESULTADOS DA ANÁLISE DOS SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR

As alternativas foram analisadas e comparadas a partir de critérios relacionados na matriz de decisão a seguir:

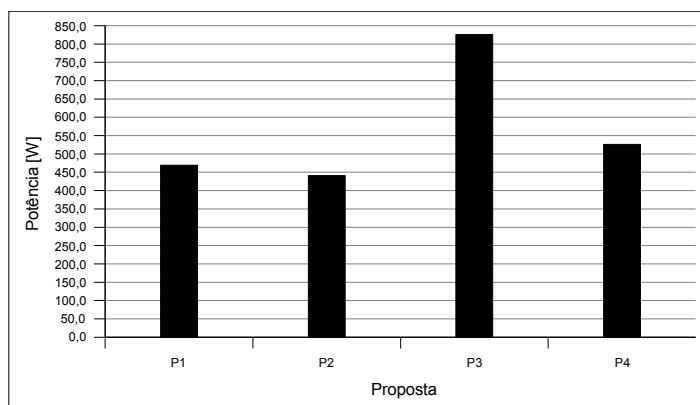


Figura 10 – Potência do sistema de ventilação para cada proposta

Tabela 39 – Matriz de Decisão

Critério de Avaliação	proposta 1	proposta 2	proposta 3	proposta 4
Perdas de Pressão	7	7	6	9
Custo de Material	7	6	8	8
Instalação – Facilidade	7	6	9	9
Estanqueidade	7	7	8	9
Manutenção	7	6	8	8
Total	35	32	39	43

Obs.: As notas pertencem ao seguinte intervalo: 5 – 10.

Quanto à perdas de pressão, as notas foram baseadas nos cálculos realizados anteriormente. O custo de material leva em consideração: peso dos tubos (dutos rígido – aço galvanizado); e para os dutos flexíveis o diâmetro. Considerando um duto de seção retangular (0,55 x 0,55m), de chapa galvanizada (espessura 0,55mm), um metro pesa aproximadamente 9,73 kg. O preço está em torno de R\$4,40/kg, logo, um metro custa: R\$42,81. Para o duto flexível, sem isolamento, o custo por metro é R\$1,00 vezes Diâmetro (polegada). Um tubo de mesma seção (área igual) ao retangular considerado terá diâmetro de 0,62m (24”), custará então: R\$24,00, cerca de 56% do preço do rígido.

A instalação de dutos flexíveis é muito mais fácil e rápida em relação aos dutos rígidos. Isto porque já vem prontos de fábrica, basta instalá-los. Os rígidos devem ser montados no local.

O critério estanqueidade está relacionado com os possíveis pontos de vazamento nos dutos. Uma rede de tubos rígidos possui muito mais junções e regiões para se vedar do que os tubos flexíveis.

A manutenção é muito difícil e complicada no caso dos dutos rígidos (devido às pequenas dimensões e necessidade de desmontar). Quanto aos tubos flexíveis, normalmente se justifica a simples troca (o que é relativamente simples), pois é mais custoso tentar limpá-los. Portanto, entre os quatro casos, a proposta 04 é a melhor alternativa. Logo, será estudada em maiores detalhes.

6 REVISÃO EXPERIMENTAL DE PARÂMETROS PARA CÁLCULO DE PERDAS DE PRESSÃO

Considerando a proposta 04, **33%** da pressão total deve-se à perda de pressão distribuída ao longo dos dutos (para o trecho crítico). Como foi dito no *tópico* 5.3, deste trabalho, talvez a rugosidade admitida seja muito elevada (valor referenciado em manuais - Smacna).

O restante da pressão total provém das perdas singulares: em difusores, bocais de insuflamento, bocais de contração, e curvas. Como os coeficientes utilizados para curvas em dutos flexíveis foram obtidos através de catálogo de fabricante, seus valores também serão estudados.

A revisão experimental será feita estudando-se dois parâmetros:

- Valores de rugosidade de dutos flexíveis e sua influência nas perdas de pressão;
- Valores para coeficientes de perdas em curvas geradas com dutos flexíveis.

Para a realização dos testes, propõe-se construir uma bancada de ensaio. Sua finalidade é fornecer dados para determinar os parâmetros descritos acima.

6.1 ESTUDO DA RUGOSIDADE DE DUTOS FLEXÍVEIS

6.1.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para determinar a rugosidade de um duto, serão utilizadas as mesmas equações do processo de dimensionamento e balanceamento das redes. Utilizando a equação de Darcy:

$$\Delta p = \frac{f \cdot L \cdot \rho \cdot Q^2}{2 \cdot D_h \cdot S^2}$$

Observa-se que medindo-se a queda de pressão, o diâmetro hidráulico do duto, seu comprimento (L), e a vazão volumétrica (Q), pode-se obter um valor para f (fator de atrito). Com a equação de Altshul (utilizada pois possui suas variáveis isoladas), pode-se determinar o valor da rugosidade (ϵ):

$$f = 0,11 \left(\frac{\epsilon}{D_h} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$$

Logo, para se realizar o experimento proposto, deve-se medir a queda de pressão num trecho retilíneo em um duto flexível, para diversas vazões volumétricas. Isso, é possível medindo-se a pressão estática em dois pontos, distantes o suficiente para se obter valores mensuráveis. A vazão volumétrica, diâmetro dos dutos, comprimento e massa específica do ar também devem ser medidos. O tópico a seguir, tratará como será construída a bancada para este projeto, e como serão feitos os ajustes e medições.

6.1.2 PROJETO DA BANCADA

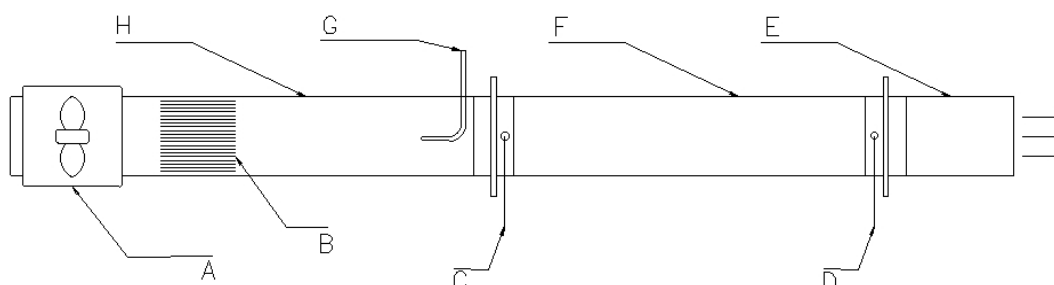


Figura 11 – Bancada de ensaio

- A) Ventilador
- B) Retificador de escoamento
- C) Flange com tomada de pressão estática (montante)
- D) Flange com tomada de pressão estática (jusante)
- E) Duto de descarga
- F) Duto flexível
- G) Tubo de Pitot
- H) Duto condicionador de escoamento

O ventilador escolhido é o AXC 315B, distribuído pela própria Multivac. Sua escolha foi determinada através da faixa de operação dos dutos a serem ensaiados (ver tabela 40). Os dutos são 161mm (6”), 209mm (8”), 263mm (10”) e 314mm (12”).

Tabela 40 – Faixa de operação dos dutos flexíveis

Diâmetro do Duto [mm]	Vazão Volumétrica m ³ /h		Pressão mmca	
	mín	máx	mín	máx
161	40	1200	0,01	5
209	90	1800	0,01	5
263	150	3400	0,01	5
314	250	5000	0,01	5



Figura 12 – Bancada (montante)



Figura 13 – Bancada (Jusante)

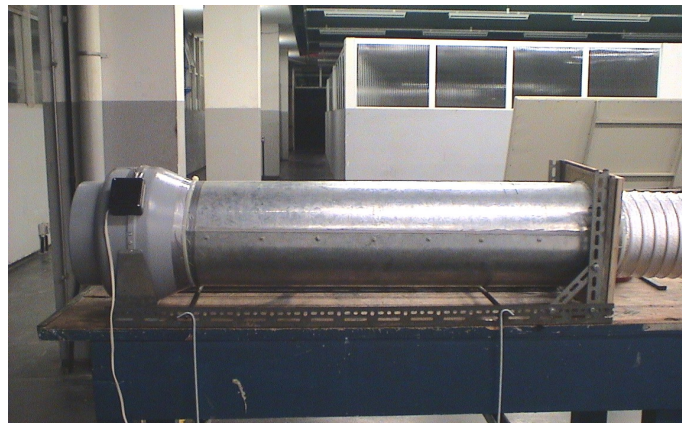


Figura 14 – Ventilador e duto condicionador

O ventilador está conectado à bancada através de um duto feito de chapa de aço galvanizado. A função deste duto é eliminar o efeito do sistema na descarga, possuindo um comprimento mínimo de 2,5 diâmetros em relação à seção de saída do ventilador.

Antes da seção de medição, o ar deve estar devidamente condicionado. O ideal é que neste local o escoamento esteja plenamente desenvolvido. Para isso, utiliza-se um duto condicionador de escoamento (ver figuras 12 e 13), localizado entre o duto de chapa e a seção de ensaio. Seu comprimento é de 10 vezes o diâmetro do bocal de entrada.

Este bocal, localizado no flange do duto de chapa, é específico para cada duto ensaiado, possuindo os diâmetros de 6", 8", 10" e 12".

Por questões de economia, o material utilizado no duto condicionador é o mesmo da seção de ensaio, duto flexível.

Após alguns ensaios iniciais, verificou-se que havia uma “rotocionalidade” no escoamento, após a saída do ventilador. Isto ocorre em função do movimento das hélices. Com um escoamento deste tipo, fica inviável realizar medições de vazão e pressão ao longo da bancada.

Para tentar eliminar este problema, ou pelo menos amortizá-lo, projetou-se um retificador de escoamento. Este, consiste numa colméia feita com dutos de PVC, devidamente alinhados e posicionados dentro do duto retificador. Utilizando uma vareta com um barbante na ponta, pode-se visualizar o escoamento (ver figuras 15 e 16). Pode-se ver claramente que o escoamento possui uma componente transversal. As figuras 17 e 18 exibem o que acontece quando colocou-se o retificador. A componente transversal desapareceu, ficando apenas a longitudinal ao escoamento.

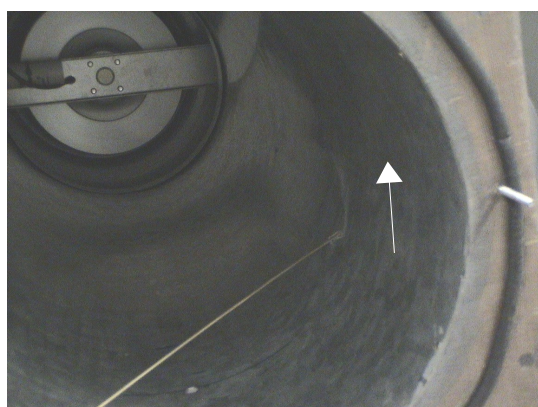


Figura 15 – Compon. transversal **Figura 16 – Compon. transversal**



Figura 17 – Escoamento corrigido



Figura 18 – Escoamento corrigido



Figura 19 – Retificador

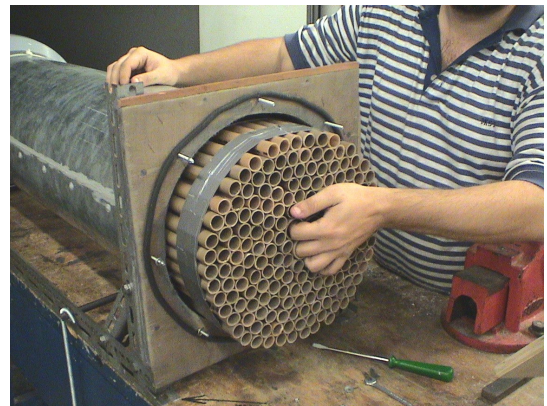


Figura 20 – Posicionamento

Para medir a vazão volumétrica, utilizou-se um Tubo de Pitot. A seção de medição foi logo a montante do duto de ensaio (fig. 19). A técnica consiste em medir a velocidade pontual em diversos pontos na seção transversal do duto, em dois eixos perpendiculares entre si (fig. 22). A diferença de pressão no tubo de pitot é medida através de um transdutor de pressão (fig. 21). A vazão volumétrica é obtida através da média das velocidades medidas:

$$v_{média} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{i(pitot)}}{\rho}} ; \text{ sendo } n \text{ o número de pontos medidos}$$

$$Q = S \cdot v_{média} ; \text{ sendo } Q \text{ a vazão volumétrica e } S \text{ a área do duto}$$

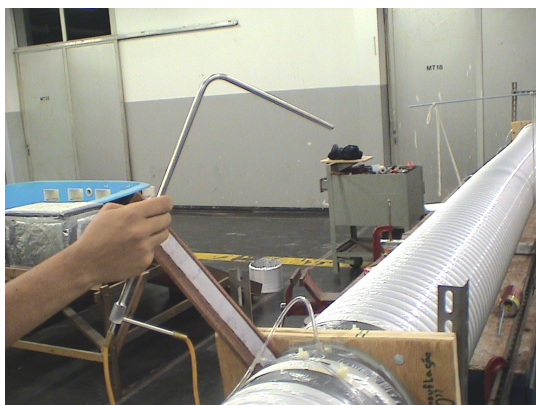


Figura 21 – Tubo de Pitot

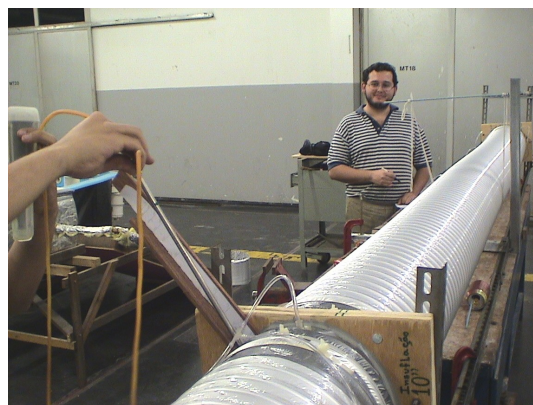


Figura 22 – Posicionamento do TUDO de Pitot

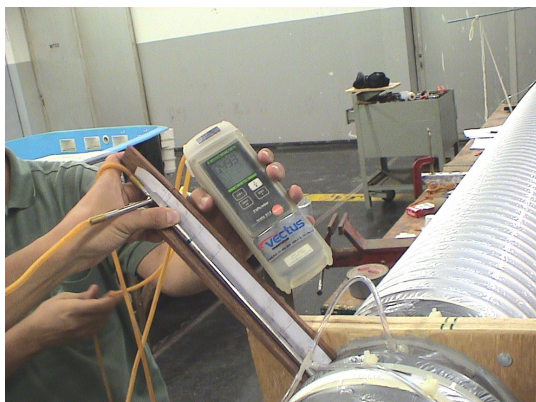


Figura 23 – Sistema de aquisição

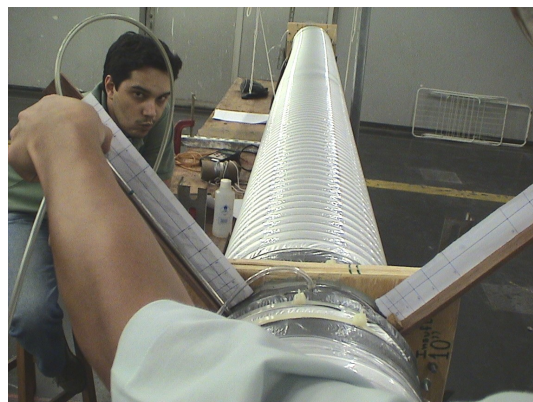


Figura 24 – Escala para leitura em vários pontos

A perda de pressão distribuída ao longo do duto flexível é devida apenas à pressão estática. O duto, na região de ensaio, não possui variação na sua seção transversal. Logo, a pressão dinâmica é constante.

As pressões estáticas a montante e a jusante são obtidas através das tomadas de pressão existentes nos flanges. Em cada um é feito um orifício, onde um tubo plástico com uma ventosa é fixado. Dessa maneira, este tubo transmite a pressão estática do ar que escoar naquela seção para um transdutor de pressão. Observando a figura 11, as letras C e D indicam os flanges com tomada de pressão estática.

O número, diâmetro, e disposição dos orifícios influenciam na

qualidade da medição da pressão estática. A forma com qual estes orifícios são interligados também.

A pressão estática medida através de um orifício é diferente da pressão estática real, segundo a referência [12]. A sua dimensão influencia a medição pois perturba o escoamento próximo a parede. Idealmente, para se ter uma leitura correta, um orifício de tamanho infinitesimal seria o adequado. As figuras 25 e 26 mostram esquemas da tomada de pressão.

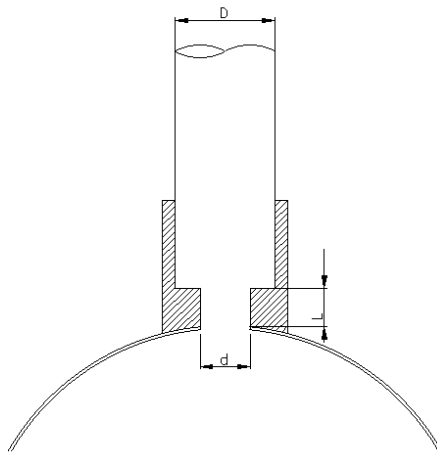


Figura 25 – Esquema tomada de pressão teórico

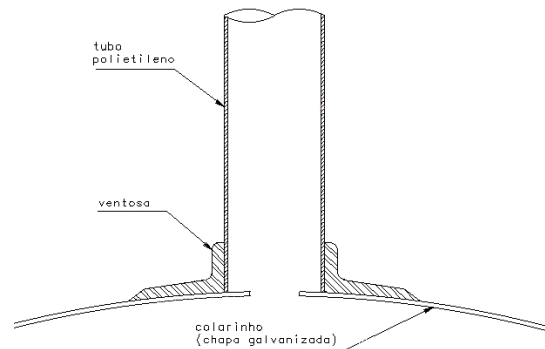


Figura 26 – Esquema tomada de pressão utilizado

Através da referência [12], pode-se concluir:

- Redução de L/d resulta em incertezas menores;
- $D = 2d$;
- Se $L/d \leq 1,5$ a incerteza de medição é apenas influenciada por L/d .

Na bancada de ensaio, L é a espessura de uma chapa de aço galvanizado (colarinho), com aproximadamente 0,6mm, e $d = 1,6$ mm. Logo, $L/d = 0,375$, que está adequado.

Os orifícios podem ser interligados de 2 maneiras: anel piezoelétrico ou anel triplo-T (segundo referência [13]). As figuras 27

e 28 ilustram estes sistemas.

O anel piezoelétrico possui muitas variações construtivas, e modificações no comprimento dos tubos e disposição dos furos afetam a qualidade da medição.

As menores incertezas de leitura são obtidos utilizando anel triplo-T. Neste caso, há necessidade de se construir o anel tão quanto o ideal. Os orifícios são dispostos simetricamente. O comprimento dos tubos é pouco significativo, mas é desejável simetria.

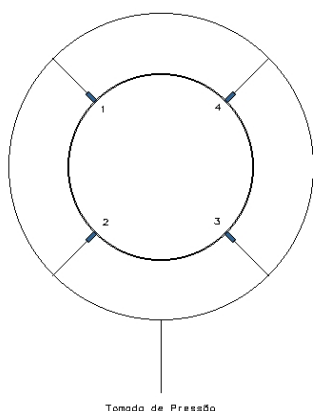


Figura 27 – Anel Piezoelétrico

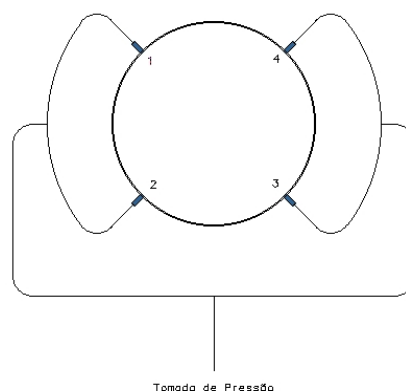


Figura 28 – Anel triplo-T



Figura 28 – Colarinho com tomadas de pressão



Figura 29 – Anel triplo-T acoplado ao flange

6.1.3 RESULTADOS

Analisando os dados obtidos através do ensaio, os resultados podem ser observados nas figuras a seguir:

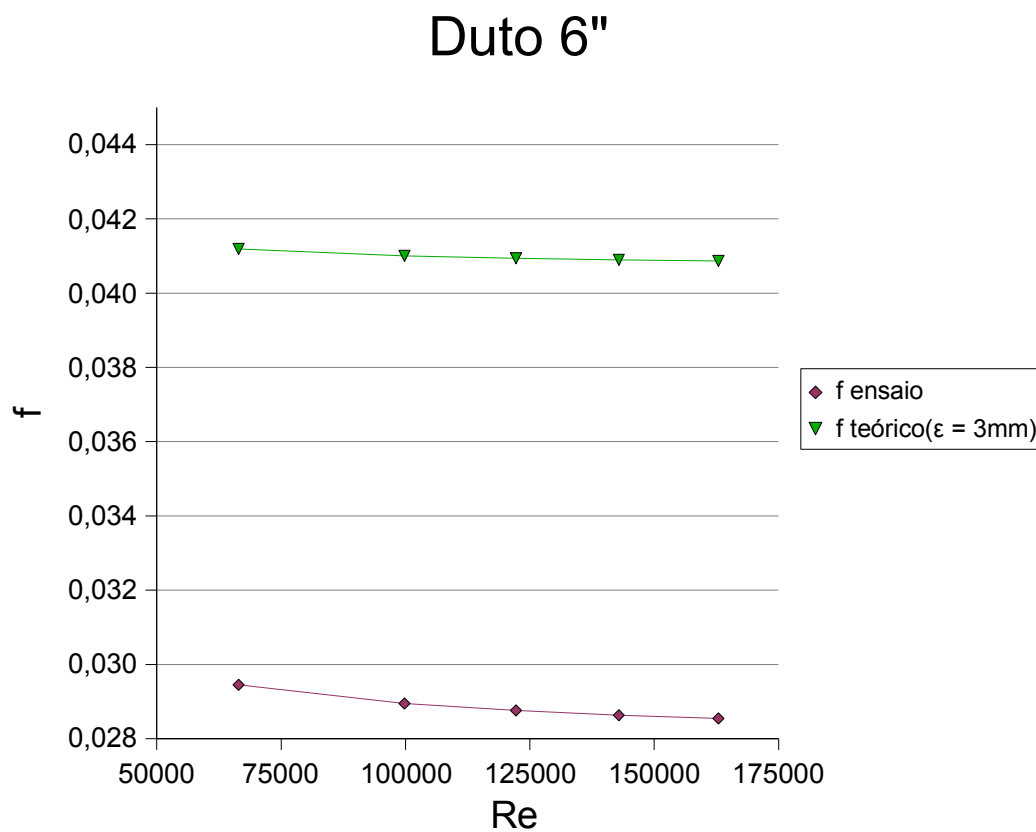


Figura 30 - “friction factor” para duto de 6”

Duto 8"

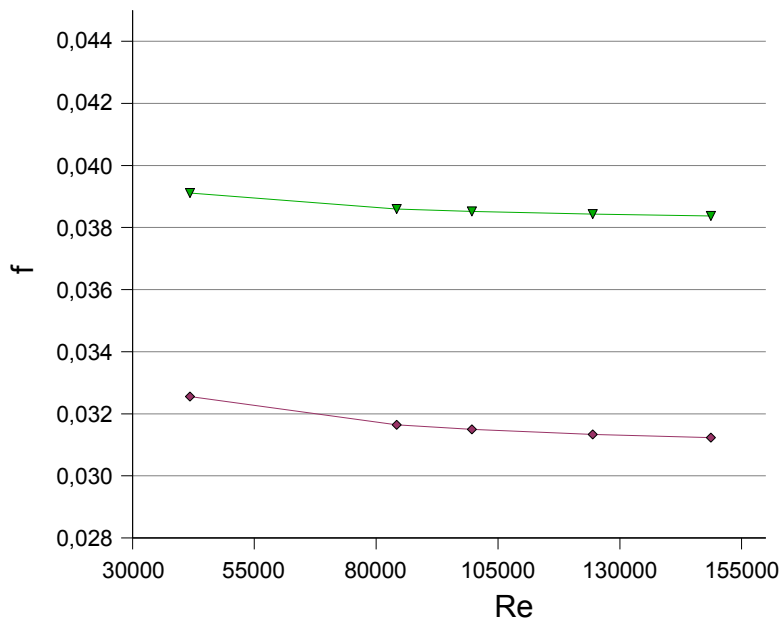


Figura 31 - “friction factor” para duto de 8”

Duto 10"

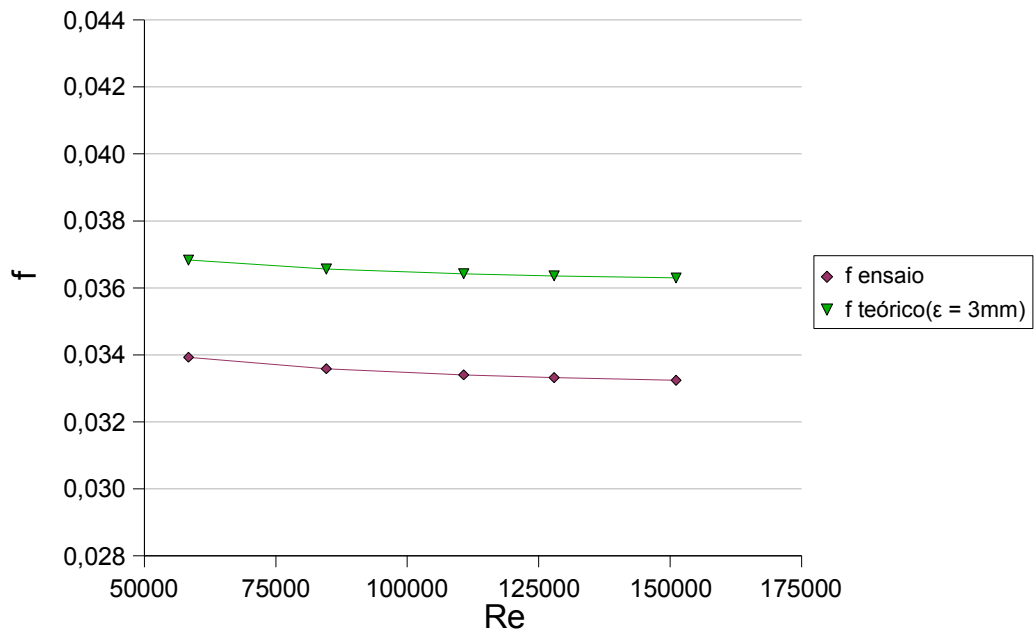


Figura 32 - “friction factor” para duto de 10”

Estes gráficos foram gerados utilizando-se a equação de Altshul. Considerando-se uma rugosidade de 3 mm, pode-se calcular os valores teóricos (“f teórico”).

Através de uma regressão linear com a equação de Altshul, com os resultados obtidos, gera-se a curva “f ensaio”. Com este método, calcula-se a rugosidade para cada teste.

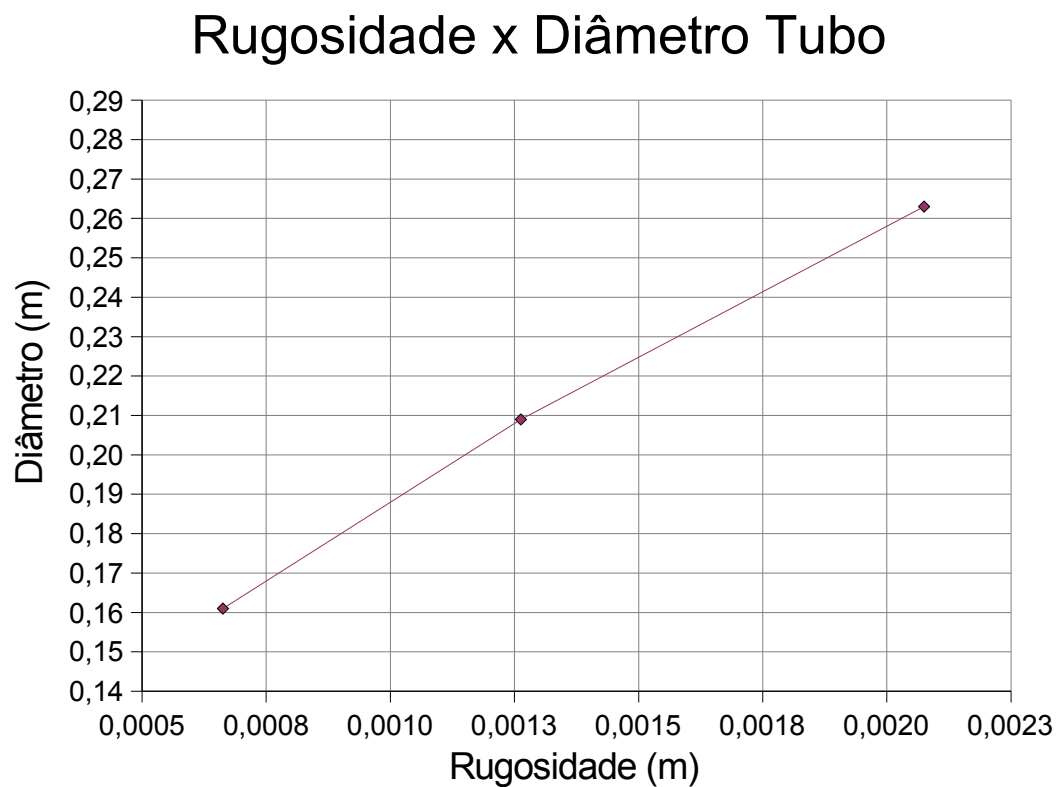


Figura 33 – Variação da rugosidade com o diâmetro dos dutos

6.2 ESTUDO DOS COEFICIENTES DA PERDA LOCALIZADA EM CURVAS DE DUTOS FLEXÍVEIS

6.2.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para determinar os coeficientes de perda localizada em curvas, o modelo utilizado é:

$$C = \frac{2 \cdot \Delta p_{curva}}{\rho \cdot v^2}$$

Onde, através dos ensaios, obtém-se: diferencial de pressão gerado pela curva (Δp_{curva}); massa específica do ar (ρ) e velocidade média a montante da curva (v). Como uma curva é caracterizada como um elemento de perda localizada, ou singular, não é possível medir o diferencial de pressão sobre a mesma. Este fato se deve pois produz uma grande perturbação no escoamento, o que inviabiliza a medição de pressão estática a montante e a jusante.

Portanto, para se realizar o experimento proposto, deve-se existir um trecho reto, com a rugosidade conhecida, a montante e outro a jusante da curva. Logo:

$$\Delta p_{curva} = \Delta p_{total} - \Delta p_{dist\ pvc\ jusante} - \Delta p_{dist\ pvc\ montante}$$

O diferencial de pressão total deve ser medido entre dois trechos, englobando a curva e os dutos a montante e a jusante. Com a velocidade média obtida no ensaio, utilizando-se as equações de Darcy e Altshul (descritas em tópicos anteriores), calcula-se as perdas distribuídas dos trechos retos.

6.2.2 PROJETO DA BANCADA

A bancada projetada possui os mesmos componentes utilizados na bancada para ensaio da rugosidade. Mas, no lugar dos flanges foram adicionados dois dutos de pvc, de 150 mm cada, e as tomadas de pressão estática foram feitas nas paredes dos dutos. As fotos a seguir mostram a bancada e o equipamento utilizado no ensaio:



Figura 34 – Bancada de ensaio

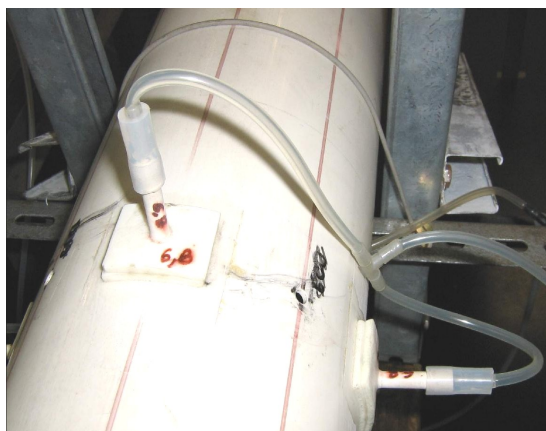


Figura 35 – Tomadas de pressão

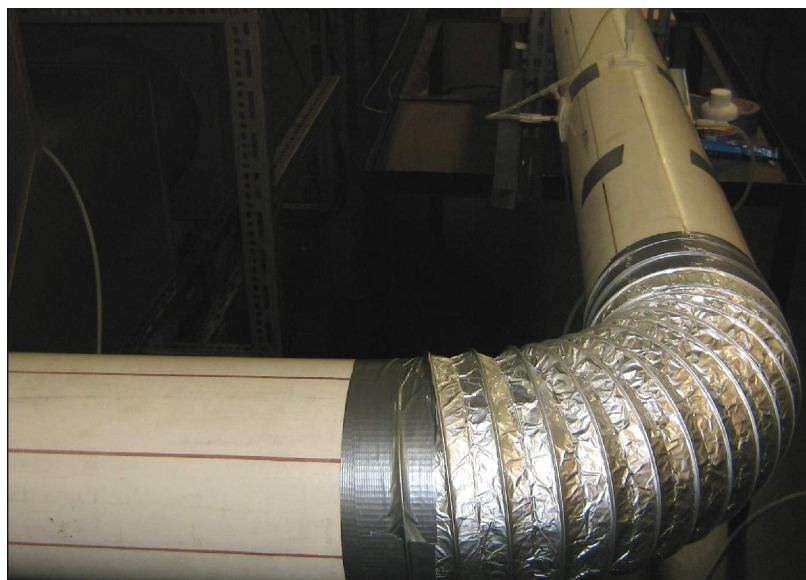


Figura 36 – Curva ($R/D = 1$)

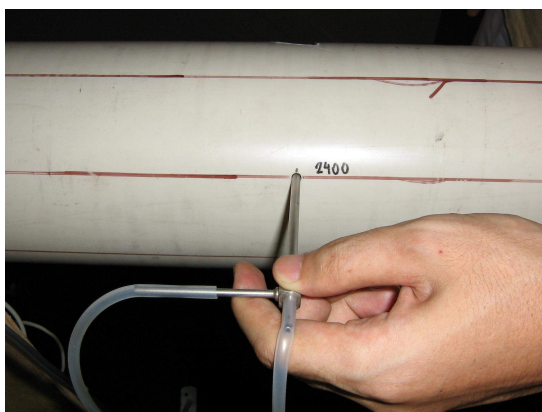
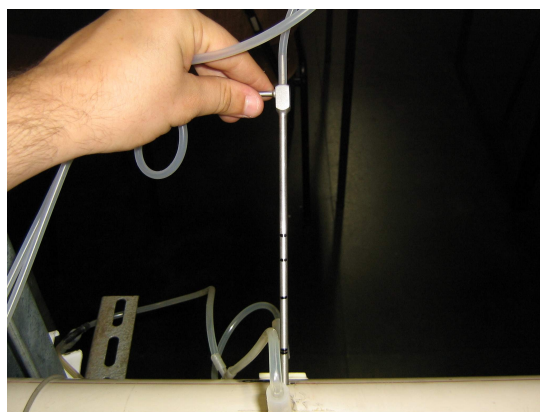
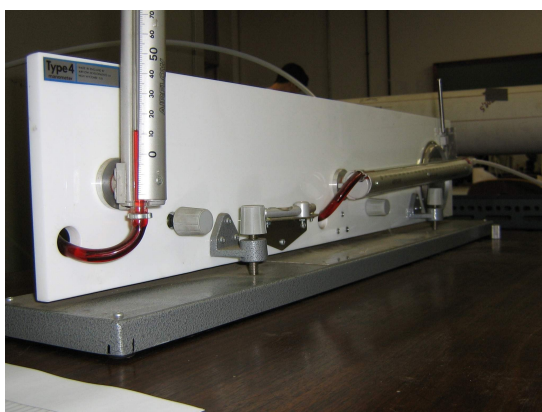


Figura 37 – Pitometria



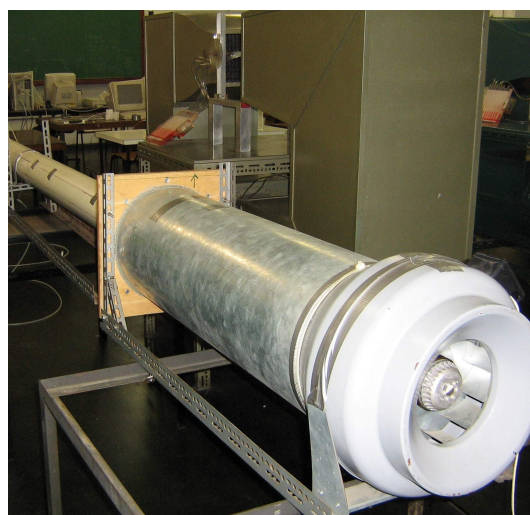
**Figura 38 – Tubo de Pitot
Estático**



**Figura 39 – Sistema de medição
de pressão**



**Figura 40 – Medidor de umidade
relativa e temperatura do ar**



**Figura 41 – Ventilador e duto condicionador
de escoamento a montante**

6.2.3 RESULTADOS

Através dos ensaios, para um duto flexível de 150 mm de diâmetro, os resultados obtidos foram:

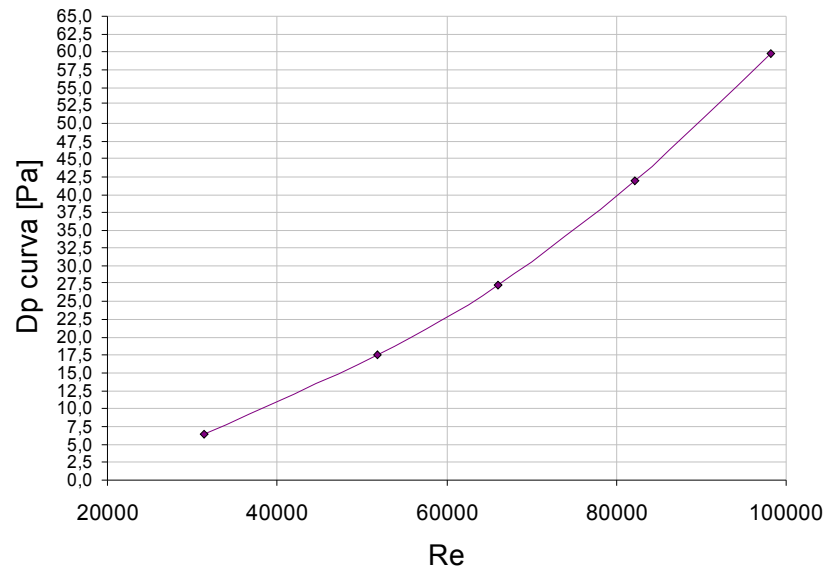


Figura 42 – Perda de pressão em função do número de Reynolds

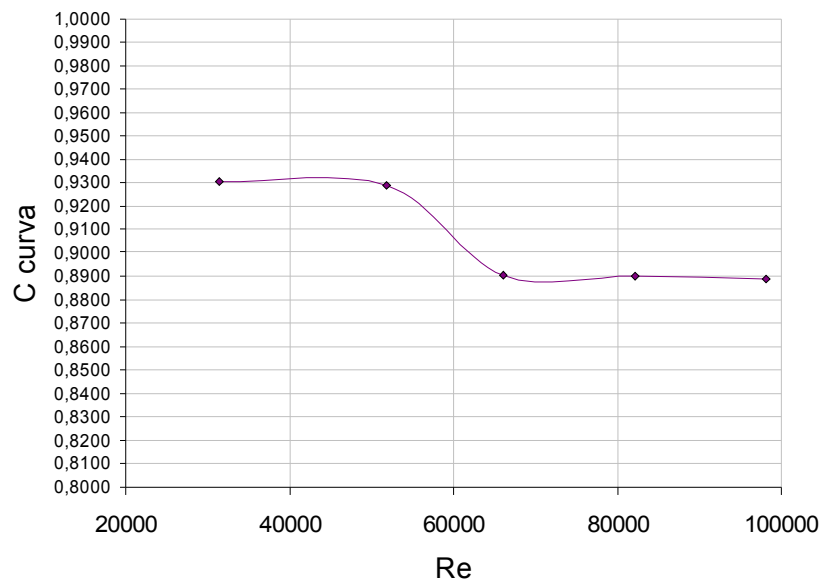


Figura 43 – Coeficiente da perda localizada em curvas

7 APLICAÇÃO E ANÁLISE DOS NOVOS RESULTADOS

EXPERIMENTAIS NO ESTUDO DE CASO

Através dos resultados obtidos, será feito um estudo comparativo analisando-se as propostas 03 e 04, pois estas possuem apenas dutos flexíveis.

7.1 Estudo proposta 03 – Sistema com caixas *plenum*

Adotando-se o sistema de distribuição de ar exemplificado no item 5.6, altera-se apenas a rugosidade dos dutos flexíveis.

Tabela 41 – Detalhamento da rede proposta

Trecho	Comprimento [m]	Tipo de Duto	Rugosidade [m]	Vazão [m³/h]
01	7,00	flexível	0,00300	7080
02	2,50	flexível	0,00096	600
03	2,50	flexível	0,00096	600
04	4,00	flexível	0,00300	5880
05	2,50	flexível	0,00096	600
06	2,50	flexível	0,00126	780
07	4,00	flexível	0,00300	4500
08	2,50	flexível	0,00096	600
09	2,50	flexível	0,00248	1500
10	4,00	flexível	0,00300	2400
11	2,50	flexível	0,00208	900
12	2,50	flexível	0,00248	1500

Tabela 42 – Cálculo da Perda Distribuída
(pré-dimensionamento)

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,10	0,2161	0,525	315986	0,03053	20,3	2,90
02	5,56	0,0300	0,195	71907	0,03043	7,3	2,90
03	5,56	0,0300	0,195	71907	0,03043	7,3	2,90
04	8,70	0,1877	0,489	281619	0,03109	11,6	2,90
05	5,56	0,0300	0,195	71907	0,03043	7,3	2,90
06	5,79	0,0374	0,218	83667	0,03135	7,3	2,90
07	8,16	0,1531	0,442	238616	0,03191	11,6	2,90
08	5,56	0,0300	0,195	71907	0,03043	7,3	2,90
09	6,39	0,0652	0,288	121850	0,03403	7,2	2,90
10	7,03	0,0949	0,348	161645	0,03393	11,6	2,90
11	5,74	0,0435	0,235	89488	0,03441	7,3	2,90
12	6,39	0,0652	0,288	121850	0,03403	7,2	2,90

Obs.: “Ø” significa diâmetro hidráulico; “Re” número de Reynolds; “f” fator de atrito;

Tabela 43 – Seleção de difusores

Difusor	Tamanho	V _{eff} [m/s]	ruído dB(A)	Diâmetro Duto [m]	Δp [mmH ₂ O]	Δp [Pa]
G	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
M	05	3,4	40	0,209	3,80	37,2
S	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
Z	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
F	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
L	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
R	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
X	06	3,5	42	0,263	4,25	41,7

Obs.: V_{eff} significa velocidade efetiva no difusor; a coluna *Difusor* indica a posição do mesmo na planta; o difusor é quadrado, e *Dimensão* indica a aresta; os dados são obtidos através do catálogo da empresa, logo, admite-se que as pressões se referem à condição padrão. Catálogo TROX TECHNIK-KLIMA, modelo ADLK-S.

Tabela 44 – Cálculo da Perda Distribuída

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,10	0,2161	0,525	315986	0,03053	20,3	2,90
02	6,20	0,0269	0,185	75928	0,03072	9,6	3,84
03	6,20	0,0269	0,185	75928	0,03072	9,6	3,84
04	8,05	0,2029	0,508	270842	0,03081	9,5	2,36
05	6,20	0,0269	0,185	75928	0,03072	9,6	3,84
06	6,30	0,0344	0,209	87267	0,03161	9,0	3,61
07	7,61	0,1643	0,457	230371	0,03165	9,7	2,41
08	6,20	0,0269	0,185	75928	0,03072	9,6	3,84
09	5,38	0,0774	0,314	111832	0,03341	4,6	1,85
10	6,39	0,1043	0,364	154165	0,03357	9,1	2,26
11	4,60	0,0543	0,263	80126	0,03363	4,1	1,63
12	5,38	0,0774	0,314	111832	0,03341	4,6	1,85

Tabela 45 – Perdas singulares ao longo da rede

Trecho	bocal expansão		bocal contração		Δp
	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	total [Pa]
01	0,8	39,9	-	-	39,9
02	-	-	0,5	11,57	11,6
03	-	-	0,5	11,57	11,6
04	0,8	31,2	0,5	19,51	50,7
05	-	-	0,5	11,57	11,6
06	-	-	0,5	11,95	11,9
07	0,8	27,9	0,5	17,43	45,3
08	-	-	0,5	11,57	11,6
09	-	-	0,5	8,71	8,7
10	0,8	19,7	0,5	12,29	32,0
11	-	-	0,5	6,37	6,4
12	-	-	0,5	8,71	8,7

Obs.:

- Bocal *expansão* – página 122 [9]
- Bocal *contração* – tabela 14-15A [3]

Tabela 46 – Perda de pressão em cada trecho

Trecho	Δp dist. [Pa]	Δp difusor [Pa]	Δp singular [Pa]	Δp total [Pa]
01	20,3	-	39,9	60,2
02	9,6	41,2	11,6	62,3
03	9,6	41,2	11,6	62,3
04	9,5	-	50,7	60,2
05	9,6	41,2	11,6	62,3
06	9,0	37,2	11,9	58,2
07	9,7	-	45,3	55,0
08	9,6	41,2	11,6	62,3
09	4,6	43,1	8,7	56,5
10	9,1	-	32,0	41,0
11	4,1	41,7	6,4	52,1
12	4,6	43,1	8,7	56,5

Tabela 47 – Balanceamento

Trecho	Δp total [Pa]	Seção Crítica	Velocidade [m/s]	Δp válvula [Pa]	Coefficiente da Válvula	θ [graus]
<i>V-12-Z</i>	56,5	*	5,38			
<i>U-11-X</i>	52,1		4,60	4,36	0,34	6,88
<i>Q-10-T</i>	97,5	*	6,39			
<i>P-9-S</i>	56,5		5,38	41,01	2,35	24,76
<i>O-8-R</i>	62,3		6,20	35,14	1,52	20,7
<i>K-7-N</i>	152,5	*	7,61			
<i>J-6-M</i>	58,2		6,30	94,24	3,94	29,55
<i>I-5-L</i>	62,3		6,20	90,11	3,89	29,43
<i>E-4-H</i>	212,6	*	8,05			
<i>D-3-G</i>	62,3		6,20	150,29	6,49	34,17
<i>C-2-F</i>	62,3		6,20	150,29	6,49	34,17
<i>A-1-B</i>	272,8		9,10			

Obs.: balanceamento realizado com válvula tipo borboleta, referência [9] página 338.

Ponto de operação do ventilador: vazão volumétrica **7080 m³/h** e pressão total **272,8 Pa**.

O valor para a queda de pressão sofreu uma mudança muito pequena, porque o trecho crítico foi o mesmo que no caso original, e o

cálculo foi feito com a rugosidade de 3 mm (restrição para este estudo) para os dutos (1), (4), (7) e (10), mudando apenas para o duto (12).

7.2 Estudo proposta 04 – Sistema caixa *plenum* distribuidora

Adotando-se o sistema de distribuição de ar exemplificado no item 5.7, altera-se rugosidade dos dutos flexíveis e as constantes das curvas, segundo resultados obtidos através de ensaio.

Tabela 48 – Detalhamento da rede proposta

Trecho	Comprimento [m]	Tipo de Duto	Rugosidade [m]	Vazão [m³/h]
01	3,00	flexível	0,00300	7080
02	5,30	flexível	0,00096	600
03	9,80	flexível	0,00126	780
04	11,90	flexível	0,00248	1500
05	16,15	flexível	0,00248	1500
06	5,30	flexível	0,00096	600
07	9,80	flexível	0,00096	600
08	11,90	flexível	0,00096	600
09	16,15	flexível	0,00208	900

Tabela 49 – Seleção de difusores

Difusor	Tamanho	V _{eff} [m/s]	ruído dB(A)	Diâmetro Duto [m]	Δp [mmH ₂ O]	Δp [Pa]
G	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
F	05	3,4	40	0,209	3,80	37,2
D	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
B	07	3,6	42	0,314	4,40	43,1
H	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
E	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
C	04	3,7	42	0,185	4,20	41,2
A	06	3,5	42	0,263	4,25	41,7

Obs.: *V_{eff}* significa velocidade efetiva no difusor; a coluna *Difusor* indica a posição do mesmo na planta; o difusor é quadrado, e *Dimensão* indica a aresta; os dados são obtidos através do catálogo da empresa, logo, admite-se que as pressões se referem à condição padrão. Catálogo TROX TECHNIK-KLIMA, modelo ADLK-S.

Tabela 50 – Cálculo da Perda Distribuída

Trecho	Veloc. [m/s]	Área [m²]	Ø [m]	Re	f	Δp [Pa]	Δp linear [Pa/m]
01	9,08	0,2165	0,525	315724	0,03052	8,7	2,89
02	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03072	20,4	3,84
03	6,32	0,0343	0,209	87374	0,03161	35,6	3,63
04	5,38	0,0774	0,314	111840	0,03341	22,1	1,85
05	5,38	0,0774	0,314	111840	0,03341	29,9	1,85
06	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03072	20,4	3,84
07	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03072	37,7	3,84
08	6,20	0,0269	0,185	75930	0,03072	45,7	3,84
09	4,60	0,0543	0,263	80116	0,03363	26,3	1,63

Obs.: “Ø” significa diâmetro hidráulico; “Re” número de Reynolds;
“f” fator de atrito;

Tabela 51 – Perdas singulares ao longo da rede

Trecho	bocal expansão		bocal contração		curva		Δp
	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	C	Δp [Pa]	total [Pa]
01	0,86	42,7	-	-	-	-	43,6
02	-	-	0,50	11,57	0,89	23,14	36,1
03	-	-	0,50	12,01	0,89	48,02	61,4
04	-	-	0,50	8,71	1,00	17,43	27,6
05	-	-	0,50	8,71	1,00	17,43	27,6
06	-	-	0,50	11,57	0,89	23,14	36,1
07	-	-	0,50	11,57	0,89	46,29	59,2
08	-	-	0,50	11,57	0,89	23,14	36,1
09	-	-	0,50	6,37	0,89	12,75	20,5

Obs.:

- *Bocal expansão* – página 122 [9]
- *Bocal contração* – tabela 14-15A [3]

Tabela 52 – Perda de pressão em cada trecho

Trecho	Δp dist. [Pa]	Δp difusor [Pa]	Δp singular [Pa]	Δp total [Pa]
01	8,7	-	43,6	51,4
02	20,4	41,2	36,1	96,2
03	35,6	37,2	61,4	132,9
04	22,1	43,1	27,6	91,3
05	29,9	43,1	27,6	99,2
06	20,4	41,2	36,1	96,2
07	37,7	41,2	59,2	136,7
08	45,7	41,2	36,1	121,6
09	26,3	41,7	20,5	87,1

Tabela 53 – Balanceamento

Trecho	Δp total [Pa]	Seção Crítica	Velocidade [m/s]	Δp válvula [Pa]	Coefficiente da Válvula	θ [graus]
<i>O-2-G</i>	96,2		6,20	40,44	1,75	22
<i>P-3-F</i>	132,9		6,32	3,82	0,16	-0,2
<i>N-4-D</i>	91,3		5,38	45,35	2,6	25,69
<i>M-5-B</i>	99,2		5,38	37,47	2,15	23,92
<i>J-6-H</i>	96,2		6,20	40,44	1,75	22
<i>I-7-E</i>	136,7	*	6,20			
<i>K-8-C</i>	121,6		6,20	15,07	0,6513	
<i>L-9-A</i>	87,1		4,60	49,58	3,89	29,42
<i>R-1-Q</i>	188,1	*	9,08			

Obs.: balanceamento realizado com válvula tipo borboleta, referência [9] página 338.

Ponto de operação do ventilador: vazão volumétrica 7080 m³/h e pressão total 188,1 Pa.

O valor para a queda de pressão sofreu um aumento de 8,09%, porque apesar da perda de pressão distribuída ter sido reduzida, os coeficientes das curvas aumentou muito em relação aos valores de catálogo. Como no caso anterior, observar que utilizou-se a rugosidade de 3 mm para um trecho.

8 CONCLUSÕES

A rugosidade referenciada em manuais para dutos flexíveis é de 3 mm. Através dos testes realizados, pode-se observar que as rugosidades obtidas são menores, e variam com o diâmetro dos dutos. Esta variação ocorre pois as espiras possuem passo constante, e quanto maior o diâmetro do duto, menor o seu ângulo com a direção longitudinal do escoamento. No entanto, a curva apresentada, aparentemente linear, somente pode ser utilizada para a faixa de teste. Para dutos com diâmetro maior, o valor deve tender a 3 mm.

Dentre as quatro soluções propostas para o estudo de caso, a melhor solução é a alternativa 4. Através do estudo comparativo com os resultados obtidos, a queda de pressão do sistema aumentou, o que piora o quesito quanto ao consumo de energia. A piora se deve ao fato dos coeficientes das curvas terem aumentado. Mas, devido aos outros fatores, esta solução continua sendo a mais viável.

Observa-se que apesar da queda de pressão distribuída ter sido reduzida, os fatores que predominam no valor total para o sistema se devem às perdas singulares. Fato que se verifica na proposta 03.

No estudo comparativo, para alguns trechos foi utilizada a rugosidade de 3 mm, pois para dutos maiores que 10” não foi realizado o estudo da rugosidade (o ventilador utilizado na bancada não foi capaz de prover uma vazão adequada para o ensaio de dutos maiores que 10”).

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Este trabalho foi baseado em referências bibliográficas obtidas pela Internet, biblioteca da Engenharia Mecânica e Naval, e normas e publicações fornecidas pelo professor orientador. Todas as fontes consultadas estão mencionadas abaixo:

- [1]ACGIH - American Conference of Governmental Industrial Hygienists, **Industrial Ventilation**, Cincinnati.23rd.edition, 1998.

- [2]ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, **Handbook of Fundamentals**, 1997

- [3]SMACNA - Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc, **HVAC Systems Duct Design**, 3rd. edition, 1990.

- [4]SMACNA - Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc, **HVAC Air Duct Leakage Test Manual**, 5rd. edition, 1985.

- [5]SMACNA - Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association, Inc, **HVAC Duct Construction Standards, Metal and Flexible**, 5rd. edition, 1985.

- [6]ADC - Air Diffusion Council, Manufactures of Flexible Air Duct, **Flexible Duct Performance & Installation Standards**, 3rd. edition, 1996.

- [7]BOLLIGER, R.J.; MARIANI, A.L.C., **Sistemas de Distribuição de ar e Água CR 10**, EPUSP, São Paulo, 1998.

- [8]BUENO, O. S., **Ventilação: Conceitos Básicos**. Publicação interna – palestras MultiVac. São Paulo, 2002.
- [9]IDELCIK, I.E., **Memento des Pertes de Charge**, Eyrolles editeur, Paris, 1979.
- [10]TROX Technik, Catálogo de componentes, Curitiba, 1989.
- [11]MULTIVAC, Catálogo geral, São Paulo, 1997.
- [12]SHAW, R., **The Influence of Hole Dimensions on Static Pressure Measurements**, Department of Mechanical Engineering, University of Liverpool, Julho de 1959.
- [13]BLAKE, K.A., **The Design of Piezometer Rings**, National Engineering Laboratory, East Kilbride, Glasgow, Scotland, Setembro de 1975.